FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Tests 2012

Kollektoren

Speicher

Solaranlagen

Solarregler

Simulationen

Veröffentlichungen

Juni 2013

TZS • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart • Tel. (0711) 685-63536 • Fax (0711) 685-63503

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM
FÜR SOLARANLAGEN

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit SWT TECHNOLOGIE

Tests 2012 wird vom „*Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen*“ *(TZS)* am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart herausgegeben. Dieses digitale Nachschlagewerk soll Firmen, Planern, Beratern und Handwerksbetrieben als Quelle für technische Informationen zu thermischen Solaranlagen und deren Komponenten dienen.

In der vorliegenden Ausgabe sind 13 Kollektor-Prüfberichte, 8 Prüfberichte von Speichern, 1 Prüfbericht eines Reglers einer Kombianlage, 1 Simulationsstudie einer Solaranlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizung und 3 Prüfberichte für vorgefertigte thermische Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung des Jahres 2012 enthalten, zu deren Veröffentlichung das Einverständnis der Auftraggeber vorliegt.

Zusätzlich wurden auch ausgewählte Veröffentlichungen des TZS mit aufgenommen.

Das Solar Keymark ist ein europäisches Zertifizierungszeichen für Sonnenkollektoren und vorgefertigte Solaranlagen. Die mit diesem Symbol versehenen Produkte haben das „Solar Keymark“ erhalten.

Ansprechpartner:

Dr.-Ing. Harald Drück
Tel. +49(0)711/685-63553
drueck@itw.uni-stuttgart.de

Dr.-Ing. Stephan Fischer
Tel. +49(0)711/685-63231
fischer@itw.uni-stuttgart.de

Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen Stuttgart

1. Sonnenkollektoren

Auftraggeber Hersteller	Typ	Prüfbericht
Solimpeks Solar Corp. Solimpeks Solar Corp.	Wunder ALS 1809	12COL1078
Solimpeks Solar Corp. Solimpeks Solar Corp.	Wunder ALS 2512	12COL1079
Solimpeks Solar Corp. Solimpeks Solar Corp.	Wunder ALS 2512	12COL1079Q
Solimpeks Solar Corp. Solimpeks Solar Corp.	Wunder ALS 2108 DRAIN	12COL1113
Solimpeks Solar Corp. Solimpeks Solar Corp.	Wunder ALS 2510 DRAIN	12COL1114
Solimpeks Solar Corp. Solimpeks Solar Corp.	Wunder ALS 2510 DRAIN	12COL1114Q
CAMEL SOLAR LTD CAMEL SOLAR LTD	CS Full Plate 2.0 - 2	12COL1116
CAMEL SOLAR LTD CAMEL SOLAR LTD	CS Full Plate 2.0 - 4	12COL1117
CAMEL SOLAR LTD CAMEL SOLAR LTD	CS Full Plate 2.0 - 4	12COL1117Q
T,W.I. spol. S.r.o. T,W.I. spol. S.r.o.	SUN WING T4	12COL1124
T,W.I. spol. S.r.o. T,W.I. spol. S.r.o.	SUN WING T4 Alu	12COL1125
T,W.I. spol. S.r.o. T,W.I. spol. S.r.o.	SUN WING T4 Alu 2,6	12COL1130
T,W.I. spol. S.r.o. T,W.I. spol. S.r.o.	SUN WING T4 Alu 2,6	12COL1130Q

2. Speicher

Auftraggeber Hersteller	Typ	Prüfbericht
Schönberg Technikhandel+Service GmbH Schönberg Technikhandel+Service GmbH	EPS 800	12STO228
Chemowerk GmbH Chemowerk GmbH	KT 1000 SC WT3	12STO229
Chemowerk GmbH Chemowerk GmbH	KT 1500 SC WT3	12STO230

Greiner PURtec GmbH Sirch GmbH	PS 1000 Typ 3	12STO231
Langendorf Dämmtechnik GmbH Langendorf Dämmtechnik GmbH	USW2-750L-FS mit Vlies-Dämmung	12STO232
Langendorf Dämmtechnik GmbH Langendorf Dämmtechnik GmbH	USW2-750L-FS mit Mineralwolle-Dämmung	12STO233
Langendorf Dämmtechnik GmbH Langendorf Dämmtechnik GmbH	USW2-750L-FS mit Glaswolle-Dämmung	12STO234
Pro Solar Fertigungstechnik GmbH Huch GmbH Behälterbau	SPSX 500	12STO253

3. Vorgefertigte Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung

Auftraggeber Hersteller	Typ	Prüfbericht
Jiangsu Sunrain Solar Energy Co., Ltd. Jiangsu Sunrain Solar Energy Co., Ltd.	TZ58/1800-18	11SYS93/1
PAPAEMMANUEL-SA PAPAEMMANUEL-SA	300ABL450	11SYS98
PAPAEMMANUEL-SA PAPAEMMANUEL-SA	150ABL300	11SYS99

4. Simulationsstudie - Solaranlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizung

Auftraggeber Hersteller	Typ	Prüfbericht
Schüco International KG Schüco International KG		12SIM149

5. Solarregler

Auftraggeber Hersteller	Typ	Prüfbericht
Schüco International KG Schüco International KG	ITE 5010	12CTR52

6. Veröffentlichungen

Titel	Autor
Untersuchungen von Wärmedämmmaterialien für Kurzzeitwärmespeicher	S. Bachmann et al.
Solare Nahwärme im Bestand – Technologie und Perspektiven	D. Bauer et al.
Validation of a groundwater flow and transport modeling tool for borehole thermal energy stores based on FEFLOW	D. Bauer et al.
Solare Nahwärme und saisonale Wärmespeicherung	D. Bauer et al.
Potentiale von konzentrierenden Kollektoren in Kombination mit thermochemischen Energiespeichern	F. Bertsch et al.
Solar-Aktiv-Haus und Passivhaus Plus als Gebäudekonzepte der Zukunft	D. Bestenlehner et al.
Solar-Aktiv-Haus und Passivhaus Plus als Gebäudekonzepte der Zukunft - Zusammenfassung	D. Bestenlehner et al.
Implementation of the Requirements for Solar Domestic Hot Water Systems Resulting from the EU Energy Labelling Directive in Test Procedures according to EN 12976-2	S. Bonk et al.
Thermische Energiespeicher – Technologien und Perspektiven	H. Drück et al.
Solare Kühlung – Grundlagen und realisierte Anlagen	B. Ehrismann et al.
Comparison of different Collector Technologies for Temperatures above 150 °C	S. Fischer et al.
Leistungsvergleich von Vakuumröhrenkollektoren im Neuzustand und nach einem Jahr Exposition	M. Herr et al.
Field test of a novel combined solar thermal and heat pump system with an ice store	A. Loose et al.
Investigation of combined Solar Thermal and Heat Pump Systems – Field and Laboratory Tests	A. Loose et al.
Saisonale Wärmespeicherung bei Gebäuden im Bestand am Beispiel Eggenstein-Leopoldshafen	R. Marx et al.
Next Generation of Seasonal Gravel-Water Thermal Energy Store – Design and Operating Results from Eggenstein-Leopoldshafen, Germany	R. Marx et al.
Schüttfähige Dämmstoffe für Langzeit-Wärmespeicher – Erfahrungen und Planungsempfehlungen	R. Marx et al.

Concepts of long-term Thermochemical Energy Storage – Current Status	B. Mette et al.
New high efficient regeneration process for thermo-chemical energy stores	B. Mette et al.
The BTES project in Crailsheim (Germany) – Monitoring results	J. Nussbicker-Lux et al.
Lektionen aus Planung und Betrieb von drei deutschen Solaren Nahwärmeversorgungen mit Saisonaler Wärmespeicherung	J. Nussbicker-Lux et al.
Solare Nahwärmeversorgung in Crailsheim mit 7500 m^2 Kollektorfläche	J. Nussbicker-Lux et al.
Beanspruchung von Sonnenkollektoren unter Berücksichtigung unterschiedlicher Klimazonen und Anwendungen	B. Traub et al.

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report
Thermal Performance of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006
according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 12COL1078
Test Report No.: 12COL1078

Stuttgart, den 05.06.2012
Stuttgart, June 5th, 2012

Auftraggeber: *client:*	**Solimpeks Solar Energy Corp.** **Fevzi Çakmak Mah. 10753 Sk. No:3** **Karatay 42050 Konya** **TURKEY**
Hersteller: *manufacturer:*	**Solimpeks Solar Energy Corp.**
Typ: *type:*	**Wunder ALS 1809**
Herstelljahr: *year of production:*	**2012**

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis
Table of Contents

1 Allgemeine Angaben 3
General Specifications

2 Prüfergebnisse Wärmeleistung 9
Test Results Thermal Performance

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors 11
Test Occurrences and Operating Behaviour

4 Prüfverfahren 11
Test Methods

Anhang A: Ertragsvorhersage 12
Annex A: Prediction of the Yearly Energy Gain

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen ... 14
Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Anhang C: Nomenklatur 18
Annex C: Symbols and Units

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)
General Specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	Solimpeks Solar Energy Corp. Fevzi Çakmak Mah. 10753 Sk. No:3 Karatay 42050 Konya TURKEY
Ansprechpartner: *contact person:*	Yusuf Akay Tel.: +90 4440602 Fax: +90 4440608 email: yusuf.akay@solimpeks.com
Typ: *type:*	Wunder ALS 2512 *Wunder ALS 2512*
Herstellernummer: *serial no.:*	120130009 *120130009*
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: *internal identification of test laboratory:*	C1078 *C1078*
Serienprodukt oder Baumuster: *serial product or model:*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr: *year of production:*	2012 *2012*

Bezugsflächen *Dimensions of collector unit*	von Prüflabor bestimmt *determined by test laboratory*
Bruttofläche: *gross area:*	1.80 m² *1.80 m²*
Aperturfläche: *aperture area:*	1.62 m² *1.62 m²*
Absorberfläche: *absorber area:*	1.62 m² *1.62 m²*

Kollektor/Gehäuse *Technical figures*	
Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate*
Länge: *length:*	1929 mm (von Prüflabor bestimmt) *1929 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	933 mm (von Prüflabor bestimmt) *933 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	91 mm (von Prüflabor bestimmt) *91 mm (determined by test laboratory)*
Material: *material:*	Aluminium *aluminium*
Gewicht: *weight:*	34 kg *34 kg*
Dichtungsmaterialien: *sealing material:*	EPDM + Silikon *EPDM + silicon*
Einbauweise: *collector mounting:*	Aufdach, dachintegriert, Flachdach *On roof, in roof, flat roof*

Absorber
Absorber

Material: *material:*	Aluminiumblech und Kupferregister *aluminium sheet and copper piping*
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: *Joint absorber-risers:*	lasergeschweißt *laser welded*
Dicke: *thickness:*	0.4 mm *0.4 mm*
Oberflächenbehandlung: *surface treatment:*	Almeco – Tinox Al Selective Coating *Almeco – Tinox Al Selective Coating*
Absorptionsgrad: *absorptance:*	0.95 *0.95*
Emissionsgrad: *emittance:*	0.03 *0.03*
Wärmeträgerinhalt: *heat transfer fluid content:*	1.0 Liter *1.0 litres*
Durchströmungsform: *flow pattern:*	parallel *parallel*
Abmessungen Absorberrohre: *dimension absorber tubes:*	8 x 0.5 mm *8 x 0.5 mm*
Anzahl Absorberrohre: *number of absorber tubes:*	9 *9*
Abstand der Absorberrohre: *distance between absorber tubes:*	95 mm *95 mm*
Abmessungen Sammlerrohr: *dimension of the header:*	18 x 0.8 mm *18 x 0.8 mm*
Anzahl Anschlüsse: *number of connections:*	4 *4*
Ausführung Anschlüsse: *realisation of connections:*	Klemmringverschraubung mit Überwurfmutter 3/4“ Innengewinde *Union nut with compression ring and olive, 3/4“ inner threat*

Transparente Abdeckung
Transparent cover:

Anzahl: *number:*	1 *1*
Material: *material:*	Eisenarmes gehärtetes Glas *Low Iron Tempered Glass*
Hersteller: *manufacturer:*	TRAKYA CAM SAN. AS *TRAKYA CAM SAN. AS*
Produktbezeichnung: *brand name:*	HIGH TRANSMISSION COLLECTOR GLASS (TEMPERED9 *HIGH TRANSMISSION COLLECTOR GLASS (TEMPERED)*
Transmissionsgrad: *transmittance:*	0.91 *0.91*
Dicke: *thickness:*	4 mm *4 mm*

Wärmedämmung
Thermal insulation:

	Rückseite *back side*	seitlich *sidewards*
Material: *material:*	Steinwolle *rock wool*	Glasswolle *glass wool*
Hersteller: *manufacturer:*	IZOCAM *IZOCAM*	IZOCAM *IZOCAM*
Produktbezeichnung: *Product name:*	Industrial Board SL 2 *Industrial Board SL 2*	Industrial Board SL 2 *Industrial Board SL 2*
Wärmeleitfähigkeit: *thermal conductivity:*	0.037 W/(mK) *0.037 W/(mK)*	0.04 W/(mK) *0.04 W/(mK)*
Wärmekapazität: *heat capacity:*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*
Dichte: *density:*	52 kg/m³ *52 kg/m³*	14 kg/m³ *14 kg/m³*
Dicke: *thickness:*	50 mm *50 mm*	50 mm *50 mm*

Grenzdaten
Limitations:

Stillstandstemperatur: *stagnation temperature:*	203 °C (von Prüflabor bestimmt) *203 °C (determined by test laboratory)*
max. zul. Betriebsüberdruck: *max. operation pressure:*	10 bar *10 bar*
Zulässiger Wärmeträger: *allowed heat transfer fluid:*	Flüssigkeit (Frostschutzmittel und Wasser) *Liquid (antifreeze + water)*
Nenndurchfluss pro Kollektor: *nominal flow rate per collector:*	100 kg/h *100 kg/h*

Feststellung des Kollektors
Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- Wunder ALS 1809 CEBRi SiSTEM, FULL PLATE - Zeichnung Nr. MWA-S1809FF – Blatt 1 - 3 Datum: 09.05.2012
- Panel, Selektif, ALS, W1809, Cebri Sistem, Full Plate, 0,40mm - Zeichnung Nr. YPS-154 - Datum: 09.05.2012
- Cam, DD, Temperli 18xx 1900 X 900 X 4 mm - Zeichnung Nr. HCA-003 - Datum: 10.11.2010
- Profil, Kasa, M18xx, Kod4525, 2904mm, 2,45Kg - Zeichnung Nr. HKP-003 - Datum: 04.02.2008
- Profil, Kasa, M21xx, Kod4525, 3115mm, 2,6Kg - Zeichnung Nr. HKP-002 - Datum: 04.02.2008

- *Wunder ALS 1809 CEBRi SiSTEM, FULL PLATE - drawing no. MWA-S1809FF – page 1 - 3 date: 09.05.2012*
- *Panel, Selektif, ALS, W1809, Cebri Sistem, Full Plate, 0,40mm - drawing no. YPS-154 - date:09.05.2012*

- *Cam, DD, Temperli 18xx 1900 X 900 X 4 mm - drawing no. HCA-003 - date: 10.11.2010*
- *Profil, Kasa, M18xx, Kod4525, 2904mm, 2,45Kg - drawing no. HKP-003 - date: 04.02.2008*

Datenblätter:
technical data sheets:

- ITW Datenblatt Kollektor Wunder ALS 1809
- TiNOX energy, Product specifications
- Izocam Rock Wool, Thermal and Sound Insulation

- *ITW data sheet collector Wunder ALS 1809*
- *TiNOX energy, Product specifications*
- *Izocam Rock Wool, Thermal and Sound Insulation*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:
The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	ja *yes*	nein *no*
Name des Herstellers *name of manufacturer*	☒	☐
Kollektortyp *collector type*	☒	☐
Seriennummer *serial number*	☒	☐
Herstellungsjahr *year of production*	☒	☐
Brutto-Kollektorfläche *gross area of collector*	☒	☐
Maße des Kollektors *dimensions of collector*	☒	☐
Maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C *stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C*	☒	☐
Volumen des Wärmeträgermediums *volume of heat transfer fluid*	☒	☐
Leergewicht des Kollektors *weight of empty collector*	☒	☐
Hergestellt in: *made in:*	☒	☐

Das Typenschild ist gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar angebracht.
The label is according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 visible and durable attached to the collector label.

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- COLLECTOR INSTRUCTIONS MANUAL WUNDER ALS 1809 & 2110 & 2512 models SOLIMPEKS solar Energy Corp.
- *COLLECTOR INSTRUCTIONS MANUAL WUNDER ALS 1809 & 2110 & 2512 models SOLIMPEKS solar Energy Corp.*

Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja *yes*	nein *no*
Maße und Gewicht des Kollektors *dimensions and weight of the collector*	☒	☐
Anweisung für dessen Transport und Handhabung *instructions about the transport and handling of the collector*	☒	☐
Beschreibung des Montageverfahrens *description of the mounting procedure*	☒	☐
Empfehlungen für den Blitzschutz *recommendations about lightning protection*	☒	☐
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander *instructions about the coupling of the collectors to one another*	☒	☐
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger-kreislauf *instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit*	☒	☐
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m² *dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²*	☒	☐
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien *recommendations about the heat transfer media*	☒	☐
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind *precautions to be taken during filling, operation and service*	☒	☐
maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Druckabfall *pressure drop*	☒	☐
größter und kleinster Neigungswinkel *maximum and minimum tilt angle*	☒	☐
zulässige Wind- und Schneelast *permissible wind and snow load*	☒	☐
Wartungsanforderungen *maintenance requirements*	☒	☐

Gültigkeit *Validity:*	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp Wunder ALS 1809. *The test report is valid for collector type Wunder ALS 1809 as specified above.*

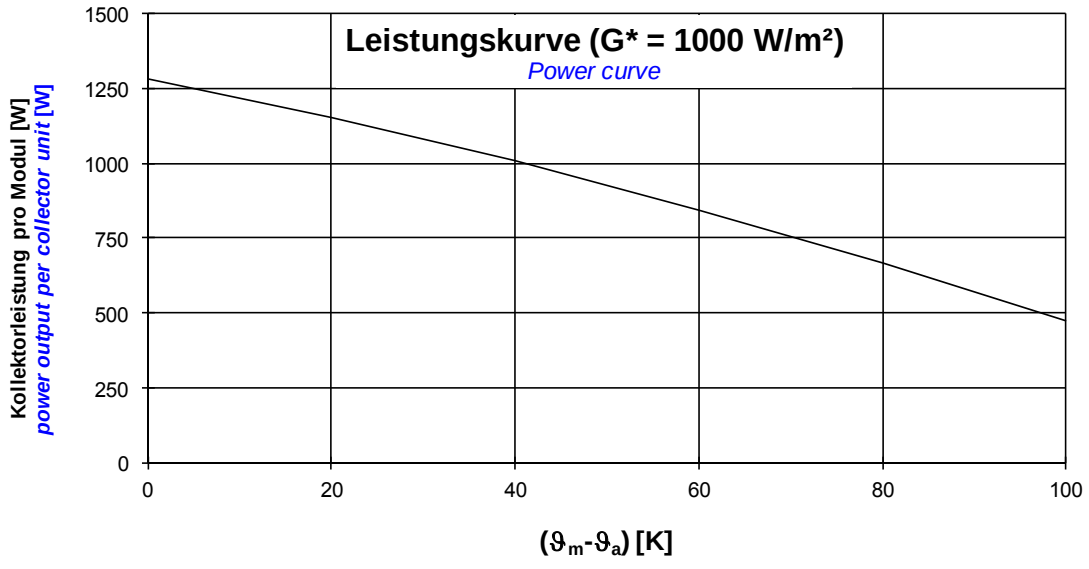
2 Prüfergebnisse Wärmeleistung

Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung:
Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

Konversionsfaktor η_0 [-] *conversion factor*	0.792
Wärmedurchgangskoeffizient a_1 [W/(m²K)] *heat transfer coefficient*	3.785
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2 [W/(m²K²)] *temperature depending heat transfer coefficient*	0.012
Einfallswinkel-Korrekturfaktor $K_\theta(50°)$ [-] *incidence angle modifier*	0.934
flächenbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] *area related heat capacity*	9.322
Volumenstrom [l/(m²h)] *volume flow rate*	72
Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] *aperture area per collector unit*	1.62
Peakleistung [W_{peak}] pro Kollektormodul (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a)= 0) *peak power [W_{peak}] per collector unit (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a) = 0)*	1283



Kollektorleistung pro Modul [W]
Power output per collector unit [W]

	Bestrahlungsstärke / *Irradiance*		
ϑ_m-ϑ_a in [K]	400 W/m²	700 W/m²	1000 W/m²
0	513	898	1283
20	383	768	1153
40	237	622	1007
60	75	460	845
80	0 *)	283	668
100	0 *)	91	475

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung
Note: the reported values are for normal incidence

*) Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.
*) *Calculating the power output per collector unit under these operation conditions result in negative values. Therefore the calculated power output is indicated with zero.*

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

4 Prüfverfahren
Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" unter Verwendung des Prüfverfahrens unter quasi-dynamischen Bedingungen. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.

The outdoor test of the collector was carried out under quasi-dynamic conditions according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". Water was used as heat transfer fluid.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied **in extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: *Arrival of test sample:*	21.02.2012
Prüfzeitraum: *Test period:*	15.03. – 27.03.2012
Prüfer: *Test engineer:*	M. Wild

Stuttgart, den 05.06.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Ertragsvorhersage

Annex A: Prediction of the yearly energy gain

Die Vorhersage beruht auf der Berechnung des Jahresenergieertrags des Kollektors in einer Referenzanlage zur Brauchwassererwärmung. Die Anlage ist für einen Vierpersonenhaushalt dimensioniert. Die Berechnung erfolgt für die Aperturflächen 3, 4, 5 und 6 m² sowie Referenz-Wetterdaten von Hannover, Würzburg und Stötten (Ostalb).

The prediction is based on the calculation of the yearly energy gain of the collector in a reference solar hot water system. This system is designed for a four-person-household. The calculation is done for aperture areas of 3, 4, 5 and 6 m² as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)

collector characteristics (based on aperture area)

Konversionsfaktor *conversion factor*	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient *heat transfer coefficient*	flächenbezogene Wärmekapazität *area related heat capacity*
η_0 = **0.792**	a_1 = **3.785 W/(m²K)**	
	a_2 = **0.012 W/(m²K²)**	c = **9.322 kJ/(m²K)**

Einfallswinkel-Korrekturfaktoren *incidence angle modifier*

θ	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$	1	0.99	0.98	0.96	0.92	0.86	0.73	0

Berechnungsresultate

calculation results

Standort / *location*	Hannover	**Würzburg**	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m²a)] *radiation*	1022	**1212**	1354
Aperturfläche [m²] *aperture area*	Jährlicher Kollektorertrag[1)] [kWh/(m²a)] *yearly energy gain*		
3	478	575	627
4	437	524	569
5	399	**475**	514
6	367	431	464

[1)] Ertrag des Kollektors ohne die Wärmeverluste in den Rohrleitungen und des Warmwasserspeichers
energy gain of the collector without heat losses in the tubes and hot water store

Systemdaten ITW Referenzanlage zur Trinkwassererwärmung *System data of the ITW reference solar hot water system*	
Dachausrichtung: *roof orientation:*	Süd; Anstellwinkel entspricht Breitengrad *south; tilt angle equal to latitude*
Kollektoranbindung: *collector piping:*	Je 15 m Vor- und Rücklauf; Nennweite DN 16; Dämmstärke 25 mm, λ = 0,04 W/(mK) Vor- und Rücklauf befinden sich je zur Hälfte im Innen- und Außenbereich *15 m each to store, from store; normal width DN 16; insulation thickness 25 mm, λ = 0,04 W/(mK), one half of each pipe is located outside, the other half is located inside*
Speicher: *storage:*	Volumen 300 l; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15°C Volumen des Bereitschaftsteils 135 l; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit 2 λ_{Wasser} *volume 300 l; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15 °C* *volume auxiliary 135 l; set temperature 60 °C* *stratification number 100; effective vertical heat conductivity 2 λ_{water}*
Wärmeübertrager: *heat exchanger:*	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen $(kA)_{WT}$ in [W/K]; $(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$ mit A_c: Aperturfläche [m²] ϑ_m: Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] *immersed heat exchanger, heat transfer capacity $(kA)_{WT}$ in [W/K];* *$(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$* *with Ac: aperture area [m²]* *ϑ_m: average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]*
Warmwasser-verbrauch: *hot water consumption:*	200 l/Tag ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a *200 l/day ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l);* *cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C* *annual consumption: 2936 kWh/a*

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen

Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Die unter „Prüfergebnisse Wärmeleistung“ dokumentierten Kollektorparameter wurden gemäß den Vorgaben der EN 12975-2:2006 aus den Kollektorparametern der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen abgeleitet.

The collector parameters listed in “Test Results Thermal Performance” are, according to EN 12975-2:2006, derived from the collector parameters gained from measurements under quasi-dynamic conditions

Verwendetes Kollektormodell

Used collector model

Zur Auswertung der Messdaten wurde die flächenbezogene Kollektorleistung entsprechend der folgenden Gleichung nachgebildet

For evaluation of the measured data the area specific collector power was modelled according to the equation

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} G_d - c_1(\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2(\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_5 \frac{d\vartheta_m}{dt}$$

mit/*with*

$$K_{\theta b} = 1 - b_0\left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right)$$

Ergebnisse der Regression

Regression results

Auf Aperturfläche bezogen *based on the aperture area*	
$F'(\tau\alpha)_{en}$:	0.801 [-]
b_0:	0.138 [-]
$K_{\theta d}$:	0.936 [-]
c_1:	3.785 [W/(m²K)]
c_2:	0.012 [W/(m²K²)]
c_5:	9.322 [kJ/(m²K)]

Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel θ *incident angle θ*	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$:	1	0.99	0.98	0.96	0.92	0.86	0.73	0.00

Berechnung der Kollektorparameter

Calculation of the collector parameters

η_0:	Konversionsfaktor / *zero-loss collector efficiency* (η_0 at ϑ_m-ϑ_a = 0) [-] $\eta_0 = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta = 15°) \cdot 0.85 + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} \cdot 0.15$
a_1:	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat loss coefficient* [W/(m²K)] $a_1 = c_1$
a_2:	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature dependence of the heat loss coefficient* [W/(m²K²)] $a_2 = c_2$
$K_\theta(50)$:	Einstrahlwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier for hemispherical solar irradiance* [-] $K_\theta(50) = \frac{K_{\theta b}(50) \cdot 0.85 + K_{\theta d} \cdot 0.15}{1 - 0.15 + K_{\theta d} \cdot 0.15}$
c:	flächenbezogene Wärmekapazität / *area related heat capacity* [kJ/(m²K)] $c = c_5$

Graphische Darstellung der Messwerte (6 Minuten Mittelwerte)

Graphical presentation of the measured data (6 minutes mean values)

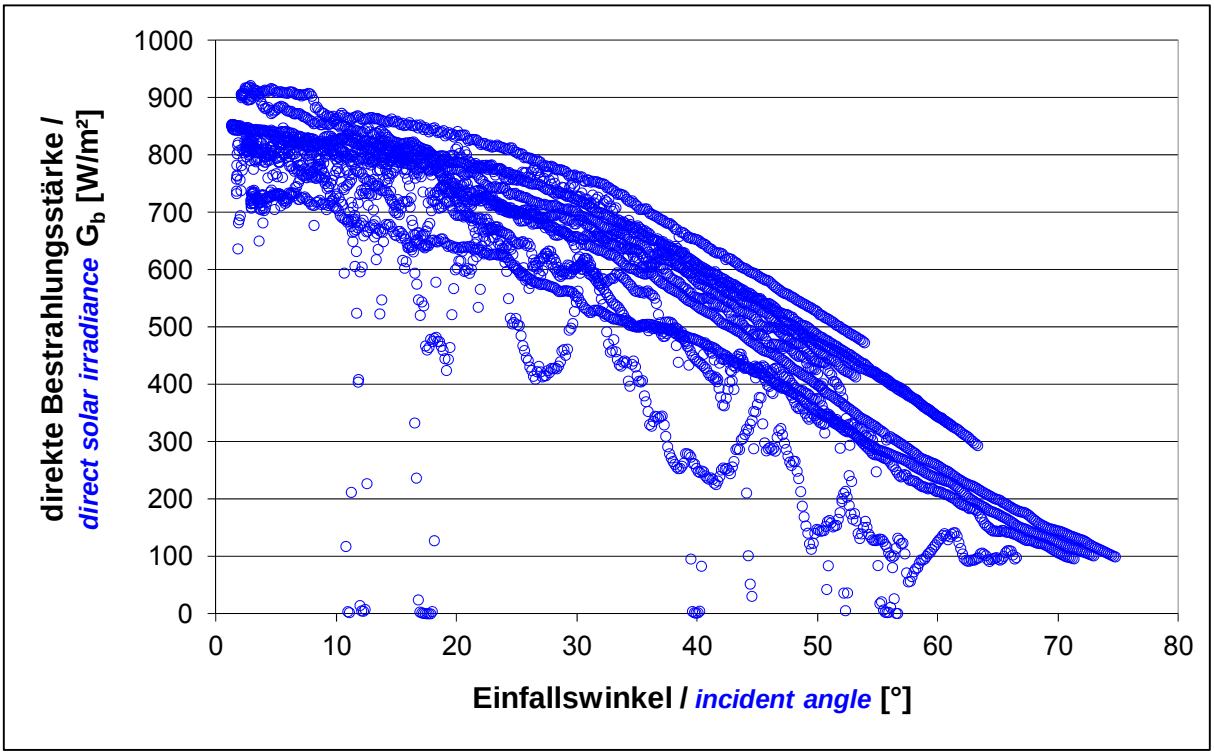


Abbildung B.1: Die direkte Bestrahlungsstärke über dem Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke

Figure B.1: the direct solar irradiance over the incident angle of the direct solar irradiance

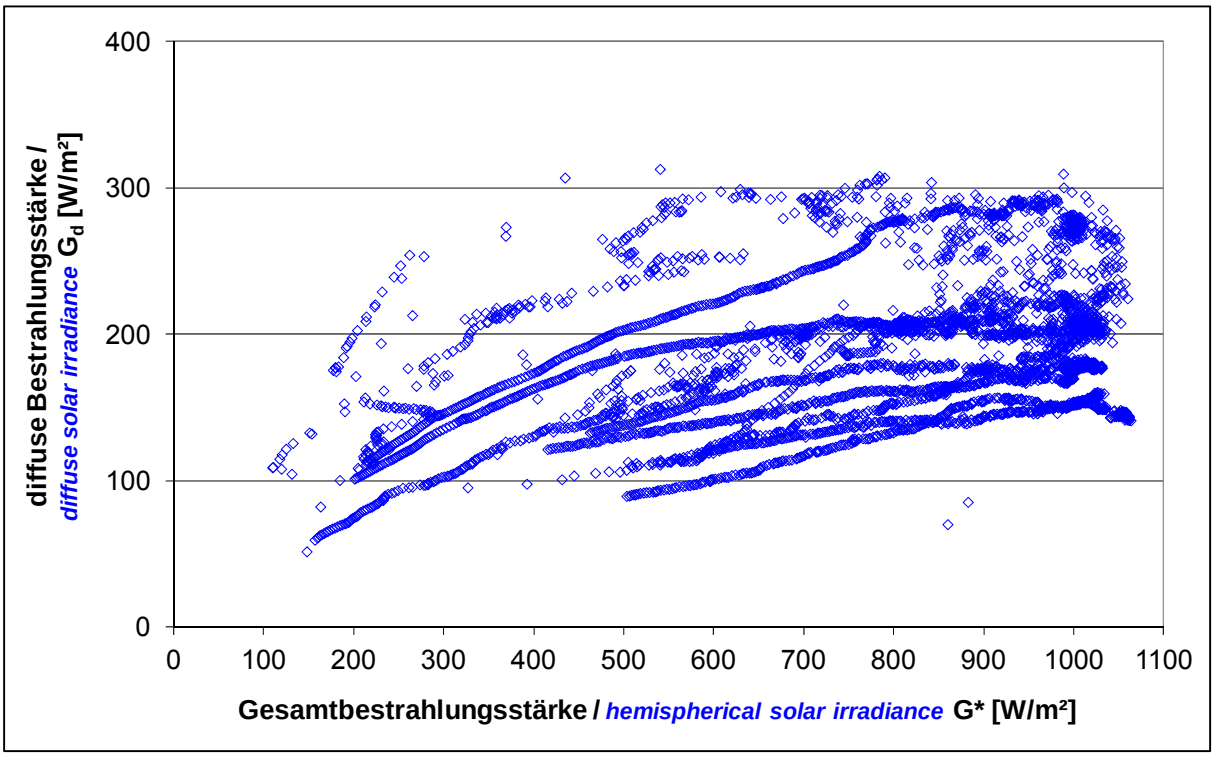


Abbildung B.2: Die diffuse Bestrahlungsstärke über der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.2: diffuse solar irradiance over the total solar irradiance

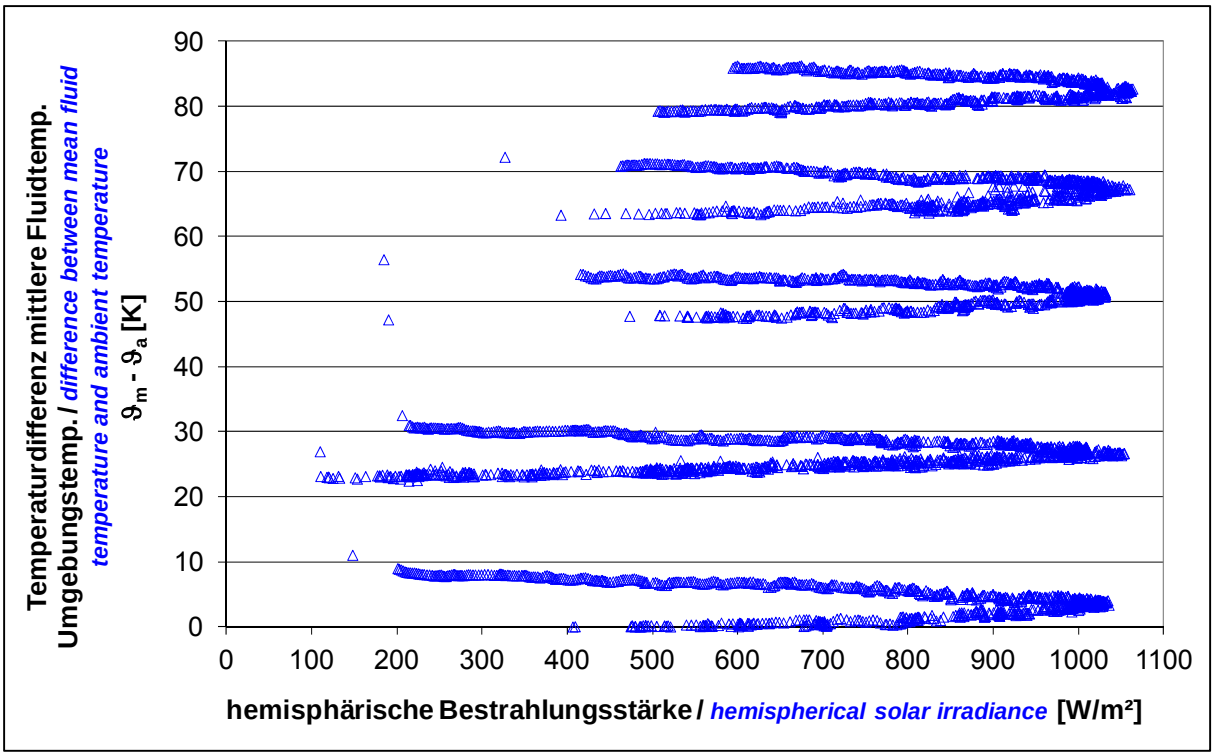


Abbildung B.3: Die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur über der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
Figure B.3: difference between mean fluid temperature and ambient temperature over the hemispherical solar irradiance

Anhang C: Nomenklatur

Annex C: Symbols and Units

A	[m²]	Aperturfläche / *aperture area*
a	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
a_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
a_2	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
b_0	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten Bestrahlungsstärke / *factor to determine the incident angle modifier of the beam irradiance*
c	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
c_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
c_2	[W/(m²K²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
c_5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
$F'(\tau\alpha)_{en}$	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *conversion factor of the beam irradiance*
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / *hemispherical solar irradiance*
G_b	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / *beam solar irradiance*
G_d	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / *diffuse solar irradiance*
$K_\theta(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance*
$K_{\theta b}(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the beam solar irradiance*
$K_{\theta d}$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the diffuse solar irradiance*
$(kA)_{WT}$	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers *heat transfer capacity of the solar heat exchanger*
$\dot{m}$	[l/h]	Massenstrom / *mass flow rate*
$\dot{Q}$	[W]	Kollektorleistung / *power per collector unit*
$\dot{q}$	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / *area based collector power*
Δp	[mbar]	Druckverlust / *pressure loss*
η	[-]	Wirkungsgrad / *collector efficiency*
η_0	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *conversion factor*
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / *heat conductivity*
ϑ	[°C]	Temperatur / *temperature*
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur / *ambient air temperature*
ϑ_e	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / *collector outlet temperature*
ϑ_{in}	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / *collector inlet temperature*
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / *mean fluid temperature*
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke *incidence angle of the beam solar irradiance*

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report
Thermal Performance of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006
according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 12COL1079
Test Report No.: 12COL1079

Stuttgart, den 05.06.2012
Stuttgart, June 5th, 2012

Auftraggeber: *client:*	**Solimpeks Solar Energy Corp.** **Fevzi Çakmak Mah. 10753 Sk. No:3** **Karatay 42050 Konya** **TURKEY**
Hersteller: *manufacturer:*	**Solimpeks Solar Energy Corp.**
Typ: *type:*	**Wunder ALS 2512**
Herstelljahr: *year of production:*	**2012**

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis
Table of Contents

1 Allgemeine Angaben 3
General Specifications

2 Prüfergebnisse Wärmeleistung 9
Test Results Thermal Performance

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors 11
Test Occurrences and Operating Behaviour

4 Prüfverfahren 11
Test Methods

Anhang A: Ertragsvorhersage 12
Annex A: Prediction of the Yearly Energy Gain

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen ... 14
Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Anhang C: Leistungskurven 17
Annex C: Power Curves

Anhang D: Nomenklatur 18
Annex D: Symbols and Units

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)
General Specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	Solimpeks Solar Energy Corp. Fevzi Çakmak Mah. 10753 Sk. No:3 Karatay 42050 Konya TURKEY
Ansprechpartner: *contact person:*	Yusuf Akay Tel.: +90 4440602 Fax: +90 4440608 email: yusuf.akay@solimpeks.com
Typ: *type:*	Wunder ALS 2512 *Wunder ALS 2512*
Herstellernummer: *serial no.:*	120130015 *120130015*
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: *internal identification of test laboratory:*	C1079A *C1079A*
Serienprodukt oder Baumuster: *serial product or model:*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr: *year of production:*	2012 *2012*

Bezugsflächen *Dimensions of collector unit*	von Prüflabor bestimmt *determined by test laboratory*
Bruttofläche: *gross area:*	2.43 m² *2.43 m²*
Aperturfläche: *aperture area:*	2.23 m² *2.23 m²*
Absorberfläche: *absorber area:*	2.23 m² *2.23 m²*

Kollektor/Gehäuse *Technical figures*	
Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate*
Länge: *length:*	1990 mm (von Prüflabor bestimmt) *1990 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1222 mm (von Prüflabor bestimmt) *1222 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	91 mm (von Prüflabor bestimmt) *91 mm (determined by test laboratory)*
Material: *material:*	Aluminium *aluminium*
Gewicht: *weight:*	44 kg *44 kg*
Dichtungsmaterialien: *sealing material:*	EPDM + Silikon *EPDM + silicon*
Einbauweise: *collector mounting:*	Aufdach, dachintegriert, Flachdach *On roof, in roof, flat roof*

Absorber
Absorber

Material: *material:*	Aluminiumblech und Kupferregister *aluminium sheet and copper piping*
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: *Joint absorber-risers:*	lasergeschweißt *laser welded*
Dicke: *thickness:*	0.4 mm *0.4 mm*
Oberflächenbehandlung: *surface treatment:*	Almeco – Tinox Al Selective Coating *Almeco – Tinox Al Selective Coating*
Absorptionsgrad: *absorptance:*	0.95 *0.95*
Emissionsgrad: *emittance:*	0.03 *0.03*
Wärmeträgerinhalt: *heat transfer fluid content:*	1.27 Liter *1.27 litres*
Durchströmungsform: *flow pattern:*	parallel *parallel*
Abmessungen Absorberrohre: *dimension absorber tubes:*	8 x 0.5 mm *8 x 0.5 mm*
Anzahl Absorberrohre: *number of absorber tubes:*	12 *12*
Abstand der Absorberrohre: *distance between absorber tubes:*	95 mm *95 mm*
Abmessungen Sammlerrohr: *dimension of the header:*	18 x 0.8 mm *18 x 0.8 mm*
Anzahl Anschlüsse: *number of connections:*	4 *4*
Ausführung Anschlüsse: *realisation of connections:*	Klemmringverschraubung mit Überwurfmutter 3/4“ Innengewinde *Union nut with compression ring and olive, 3/4“ inner threat*

Transparente Abdeckung
Transparent cover:

Anzahl: *number:*	1 *1*
Material: *material:*	Eisenarmes gehärtetes Glas *Low Iron Tempered Glass*
Hersteller: *manufacturer:*	TRAKYA CAM SAN. AS *TRAKYA CAM SAN. AS*
Produktbezeichnung: *brand name:*	HIGH TRANSMISSION COLLECTOR GLASS (TEMPERED9 *HIGH TRANSMISSION COLLECTOR GLASS (TEMPERED)*
Transmissionsgrad: *transmittance:*	0.91 *0.91*
Dicke: *thickness:*	4 mm *4 mm*

Wärmedämmung
Thermal insulation:

	Rückseite *back side*	seitlich *sidewards*
Material: *material:*	Steinwolle *rock wool*	Glasswolle *glass wool*
Hersteller: *manufacturer:*	IZOCAM *IZOCAM*	IZOCAM *IZOCAM*
Produktbezeichnung: *Product name:*	Industrial Board SL 2 *Industrial Board SL 2*	Industrial Board SL 2 *Industrial Board SL 2*
Wärmeleitfähigkeit: *thermal conductivity:*	0.037 W/(mK) *0.037 W/(mK)*	0.04 W/(mK) *0.04 W/(mK)*
Wärmekapazität: *heat capacity:*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*
Dichte: *density:*	52 kg/m³ *52 kg/m³*	14 kg/m³ *14 kg/m³*
Dicke: *thickness:*	50 mm *50 mm*	50 mm *50 mm*

Grenzdaten
Limitations:

Stillstandstemperatur: *stagnation temperature:*	203 °C (von Prüflabor bestimmt) *203 °C (determined by test laboratory)*
max. zul. Betriebsüberdruck: *max. operation pressure:*	10 bar *10 bar*
Zulässiger Wärmeträger: *allowed heat transfer fluid:*	Flüssigkeit (Frostschutzmittel und Wasser) *Liquid (antifreeze + water)*
Nenndurchfluss pro Kollektor: *nominal flow rate per collector:*	120 kg/h *120 kg/h*

Feststellung des Kollektors
Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- Wunder ALS 2512 CEBRi SiSTEM, FULL PLATE - Zeichnung Nr. MWA-S2512FF – Blatt 1 - 3 Datum: 09.05.2012
- Panel, Selektif, ALS, W2512, Cebri Sistem, Full Plate, 0,40mm - Zeichnung Nr. YPS-158 - Datum: 09.05.2012
- Cam, DD, Temperli 25xx 1961 X 1191 X 4 mm - Zeichnung Nr. HCA-001 - Datum: 10.11.2010
- Profil, Kasa, M25xx, Kod4525, 3292mm, 2,75Kg - Zeichnung Nr. HKP-001 - Datum: 04.02.2008
- Wunder ALS 2110 CEBRi SiSTEM, FULL PLATE - Zeichnung Nr. MWA-S2110FF – Blatt 1 - 3 Datum: 30.04.2012
- Panel, Selektif, ALS, W2110, Cebri Sistem, Full Plate, 0,40mm - Zeichnung Nr. YPS-156 - Datum: 27.04.2012
- Cam, DD, Temperli 21xx 1961 X 1014 X 4 mm - Zeichnung Nr. HCA-002 - Datum: 10.11.2010

- Profil, Kasa, M21xx, Kod4525, 3115mm, 2,6Kg - Zeichnung Nr. HKP-002 - Datum: 04.02.2008

- *Wunder ALS 2512 CEBRi SiSTEM, FULL PLATE - drawing no. MWA-S2512FF – page 1 - 3 date: 09.05.2012*
- *Panel, Selektif, ALS, W2512, Cebri Sistem, Full Plate, 0,40mm - drawing no. YPS-158 - date: 09.05.2012*
- *Cam, DD, Temperli 25xx 1961 X 1191 X 4 mm - drawing no. HCA-001 - date: 10.11.2010*
- *Profil, Kasa, M25xx, Kod4525, 3292mm, 2,75Kg - drawing no. HKP-001 - date: 04.02.2008*
- *Wunder ALS 2110 CEBRi SiSTEM, FULL PLATE - drawing no. MWA-S2110FF – page 1 - 3 date: 30.04.2012*
- *Panel, Selektif, ALS, W2110, Cebri Sistem, Full Plate, 0,40mm - drawing no. YPS-156 - date: 27.04.2012*
- *Cam, DD, Temperli 21xx 1961 X 1014 X 4 mm - drawing no. HCA-002 - date: 10.11.2010*
- *Profil, Kasa, M21xx, Kod4525, 3115mm, 2,6Kg - drawing no. HKP-002 - date: 04.02.2008*

Datenblätter:
technical data sheets:

- ITW Datenblatt Kollektor Wunder ALS 2512
- ITW Datenblatt Kollektor Wunder ALS 2110
- TiNOX energy, Product specifications
- Izocam Rock Wool, Thermal and Sound Insulation

- *ITW data sheet collector Wunder ALS 2512*
- *ITW data sheet collector Wunder ALS 2110*
- *TiNOX energy, Product specifications*
- *Izocam Rock Wool, Thermal and Sound Insulation*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:

The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	ja *yes*	nein *no*
Name des Herstellers *name of manufacturer*	☒	☐
Kollektortyp *collector type*	☒	☐
Seriennummer *serial number*	☒	☐
Herstellungsjahr *year of production*	☒	☐
Brutto-Kollektorfläche *gross area of collector*	☒	☐
Maße des Kollektors *dimensions of collector*	☒	☐
Maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C *stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C*	☒	☐

	Volumen des Wärmeträgermediums *volume of heat transfer fluid*	☒	☐
	Leergewicht des Kollektors *weight of empty collector*	☒	☐
	Hergestellt in: *made in:*	☒	☐

Das Typenschild ist gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar angebracht.

The label is according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 visible and durable attached to the collector label.

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- COLLECTOR INSTRUCTIONS MANUAL WUNDER ALS 1809 & 2110 & 2512 models SOLIMPEKS solar Energy Corp.
- *COLLECTOR INSTRUCTIONS MANUAL WUNDER ALS 1809 & 2110 & 2512 models SOLIMPEKS solar Energy Corp.*

Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja *yes*	nein *no*
Maße und Gewicht des Kollektors *dimensions and weight of the collector*	☒	☐
Anweisung für dessen Transport und Handhabung *instructions about the transport and handling of the collector*	☒	☐
Beschreibung des Montageverfahrens *description of the mounting procedure*	☒	☐
Empfehlungen für den Blitzschutz *recommendations about lightning protection*	☒	☐
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander *instructions about the coupling of the collectors to one another*	☒	☐
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger-kreislauf *instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit*	☒	☐
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m² *dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²*	☒	☐
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien *recommendations about the heat transfer media*	☒	☐
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind *precautions to be taken during filling, operation and service*	☒	☐

	maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
	Druckabfall *pressure drop*	☒	☐
	größter und kleinster Neigungswinkel *maximum and minimum tilt angle*	☒	☐
	zulässige Wind- und Schneelast *permissible wind and snow load*	☒	☐
	Wartungsanforderungen *maintenance requirements*	☒	☐

Gültigkeit *Validity:*	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp Wunder ALS 2512 sowie für die baugleichen Kollektoren Wunder ALS 2110. *The test report is valid for collector type Wunder ALS 2512 as specified above as well as for the collectors Wunder ALS 2110 identical in construction.*

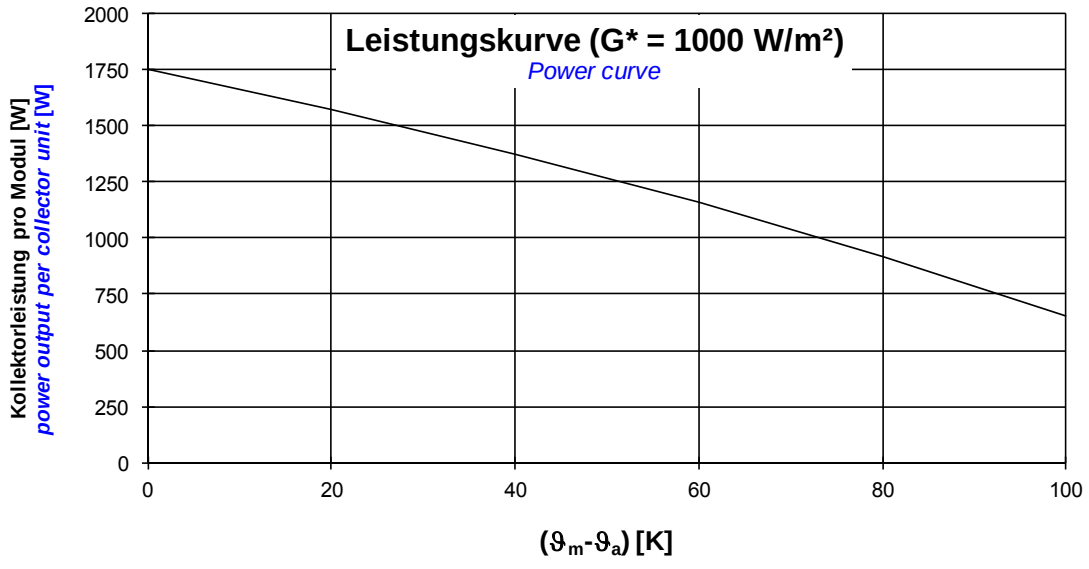
2 Prüfergebnisse Wärmeleistung

Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung:
Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

Konversionsfaktor η_0 [-] *conversion factor*	0.785
Wärmedurchgangskoeffizient a_1 [W/(m²K)] *heat transfer coefficient*	3.722
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2 [W/(m²K²)] *temperature depending heat transfer coefficient*	0.012
Einfallswinkel-Korrekturfaktor $K_\theta(50°)$ [-] *incidence angle modifier*	0.951
flächenbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] *area related heat capacity*	9.543
Volumenstrom [l/(m²h)] *volume flow rate*	72
Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] *aperture area per collector unit*	2.23
Peakleistung [W_{peak}] pro Kollektormodul (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a)= 0) *peak power [W_{peak}] per collector unit (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a) = 0)*	1751



Kollektorleistung pro Modul [W]
Power output per collector unit [W]

	Bestrahlungsstärke / *Irradiance*		
ϑ_m-ϑ_a in [K]	400 W/m²	700 W/m²	1000 W/m²
0	700	1225	1751
20	524	1049	1574
40	325	851	1376
60	106	631	1156
80	0 *)	390	915
100	0 *)	128	653

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung
Note: the reported values are for normal incidence

*) Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

*) *Calculating the power output per collector unit under these operation conditions result in negative values. Therefore the calculated power output is indicated with zero.*

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

4 Prüfverfahren
Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" unter Verwendung des Prüfverfahrens unter quasi-dynamischen Bedingungen. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.

The outdoor test of the collector was carried out under quasi-dynamic conditions according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". Water was used as heat transfer fluid.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied **in extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: *Arrival of test sample:*	21.02.2012
Prüfzeitraum: *Test period:*	15.03. – 27.03.2012
Prüfer: *Test engineer:*	M. Wild

Stuttgart, den 05.06.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Ertragsvorhersage

Annex A: Prediction of the yearly energy gain

Die Vorhersage beruht auf der Berechnung des Jahresenergieertrags des Kollektors in einer Referenzanlage zur Brauchwassererwärmung. Die Anlage ist für einen Vierpersonenhaushalt dimensioniert. Die Berechnung erfolgt für die Aperturflächen 3, 4, 5 und 6 m² sowie Referenz-Wetterdaten von Hannover, Würzburg und Stötten (Ostalb).

The prediction is based on the calculation of the yearly energy gain of the collector in a reference solar hot water system. This system is designed for a four-person-household. The calculation is done for aperture areas of 3, 4, 5 and 6 m² as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)

collector characteristics (based on aperture area)

Konversionsfaktor *conversion factor*	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient *heat transfer coefficient*	flächenbezogene Wärmekapazität *area related heat capacity*
η_0 = **0.785**	a_1 = **3.722 W/(m²K)**	
	a_2 = **0.012 W/(m²K²)**	c = **9.543 kJ/(m²K)**

Einfallswinkel-Korrekturfaktoren *incidence angle modifier*

θ	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$	1	0.99	0.98	0.97	0.94	0.90	0.80	0

Berechnungsresultate

calculation results

Standort / *location*	Hannover	**Würzburg**	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m²a)] *radiation*	1022	**1212**	1354
Aperturfläche [m²] *aperture area*	Jährlicher Kollektorertrag[1)] [kWh/(m²a)] *yearly energy gain*		
3	483	581	633
4	442	530	575
5	404	**481**	519
6	372	437	468

[1)] Ertrag des Kollektors ohne die Wärmeverluste in den Rohrleitungen und des Warmwasserspeichers
energy gain of the collector without heat losses in the tubes and hot water store

Systemdaten ITW Referenzanlage zur Trinkwassererwärmung *System data of the ITW reference solar hot water system*	
Dachausrichtung: *roof orientation:*	Süd; Anstellwinkel entspricht Breitengrad *south; tilt angle equal to latitude*
Kollektoranbindung: *collector piping:*	Je 15 m Vor- und Rücklauf; Nennweite DN 16; Dämmstärke 25 mm, λ = 0,04 W/(mK) Vor- und Rücklauf befinden sich je zur Hälfte im Innen- und Außenbereich *15 m each to store, from store; normal width DN 16; insulation thickness 25 mm, λ = 0,04 W/(mK), one half of each pipe is located outside, the other half is located inside*
Speicher: *storage:*	Volumen 300 l; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15°C Volumen des Bereitschaftsteils 135 l; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit 2 λ_{Wasser} *volume 300 l; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15 °C* *volume auxiliary 135 l; set temperature 60 °C* *stratification number 100; effective vertical heat conductivity 2 λ_{water}*
Wärmeübertrager: *heat exchanger:*	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen $(kA)_{WT}$ in [W/K]; $(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$ mit A_c: Aperturfläche [m²] ϑ_m: Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] *immersed heat exchanger, heat transfer capacity $(kA)_{WT}$ in [W/K];* *$(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$* *with Ac: aperture area [m²]* *ϑ_m: average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]*
Warmwasser-verbrauch: *hot water consumption:*	200 l/Tag ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a *200 l/day ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l);* *cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C* *annual consumption: 2936 kWh/a*

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen

Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Die unter „Prüfergebnisse Wärmeleistung“ dokumentierten Kollektorparameter wurden gemäß den Vorgaben der EN 12975-2:2006 aus den Kollektorparametern der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen abgeleitet.

The collector parameters listed in “Test Results Thermal Performance” are, according to EN 12975-2:2006, derived from the collector parameters gained from measurements under quasi-dynamic conditions

Verwendetes Kollektormodell

Used collector model

Zur Auswertung der Messdaten wurde die flächenbezogene Kollektorleistung entsprechend der folgenden Gleichung nachgebildet

For evaluation of the measured data the area specific collector power was modelled according to the equation

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} G_d - c_1(\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2(\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_5 \frac{d\vartheta_m}{dt}$$

mit/*with*

$$K_{\theta b} = 1 - b_0\left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right)$$

Ergebnisse der Regression

Regression results

Auf Aperturfläche bezogen *based on the aperture area*	
$F'(\tau\alpha)_{en}$:	0.795 [-]
b_0:	0.103 [-]
$K_{\theta d}$:	0.936 [-]
c_1:	3.722 [W/(m²K)]
c_2:	0.012 [W/(m²K²)]
c_5:	9.435 [kJ/(m²K)]

Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel θ *incident angle θ*	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$:	1	0.99	0.98	0.97	0.94	0.90	0.80	0.00

Berechnung der Kollektorparameter

Calculation of the collector parameters

η_0:	Konversionsfaktor / *zero-loss collector efficiency* (η_0 at ϑ_m-ϑ_a = 0) [-] $\eta_0 = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta = 15°) \cdot 0.85 + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} \cdot 0.15$
a_1:	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat loss coefficient* [W/(m²K)] $a_1 = c_1$
a_2:	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature dependence of the heat loss coefficient* [W/(m²K²)] $a_2 = c_2$
$K_\theta(50)$:	Einstrahlwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier for hemispherical solar irradiance* [-] $K_\theta(50) = \frac{K_{\theta b}(50) \cdot 0.85 + K_{\theta d} \cdot 0.15}{1 - 0.15 + K_{\theta d} \cdot 0.15}$
c:	flächenbezogene Wärmekapazität / *area related heat capacity* [kJ/(m²K)] $c = c_5$

Graphische Darstellung der Messwerte (6 Minuten Mittelwerte)

Graphical presentation of the measured data (6 minutes mean values)

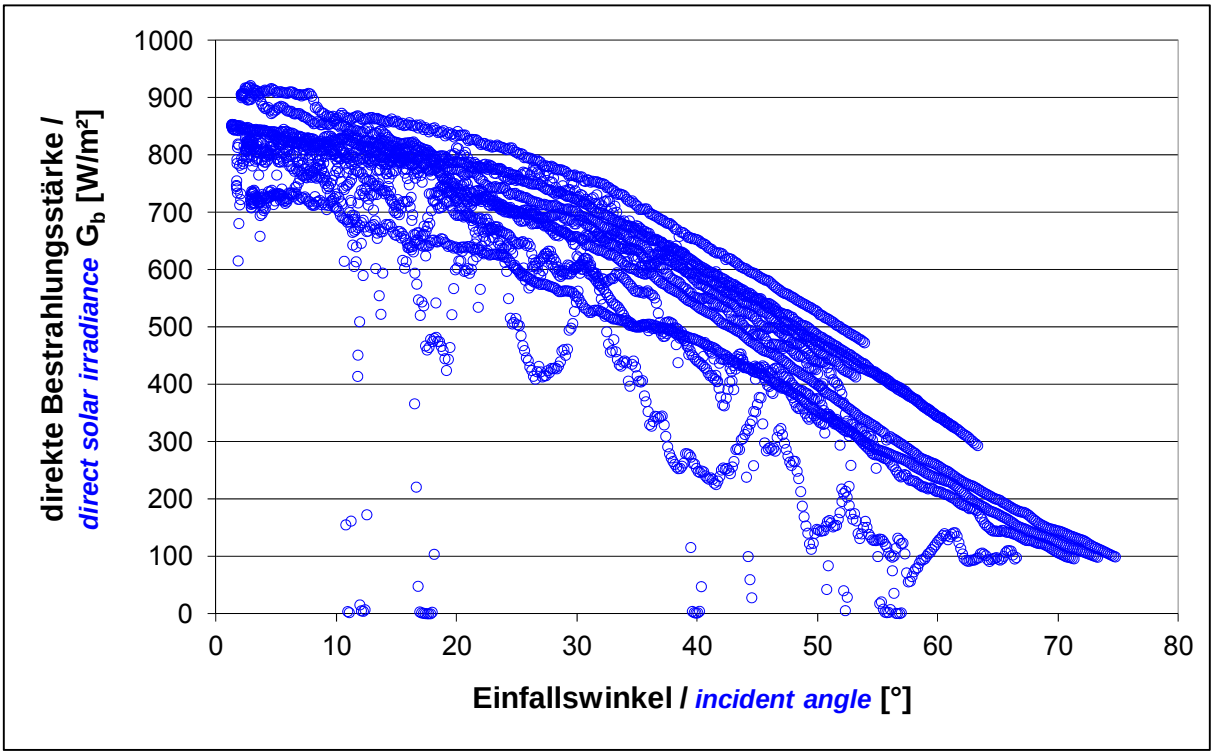


Abbildung B.1: Die direkte Bestrahlungsstärke über dem Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke

Figure B.1: the direct solar irradiance over the incident angle of the direct solar irradiance

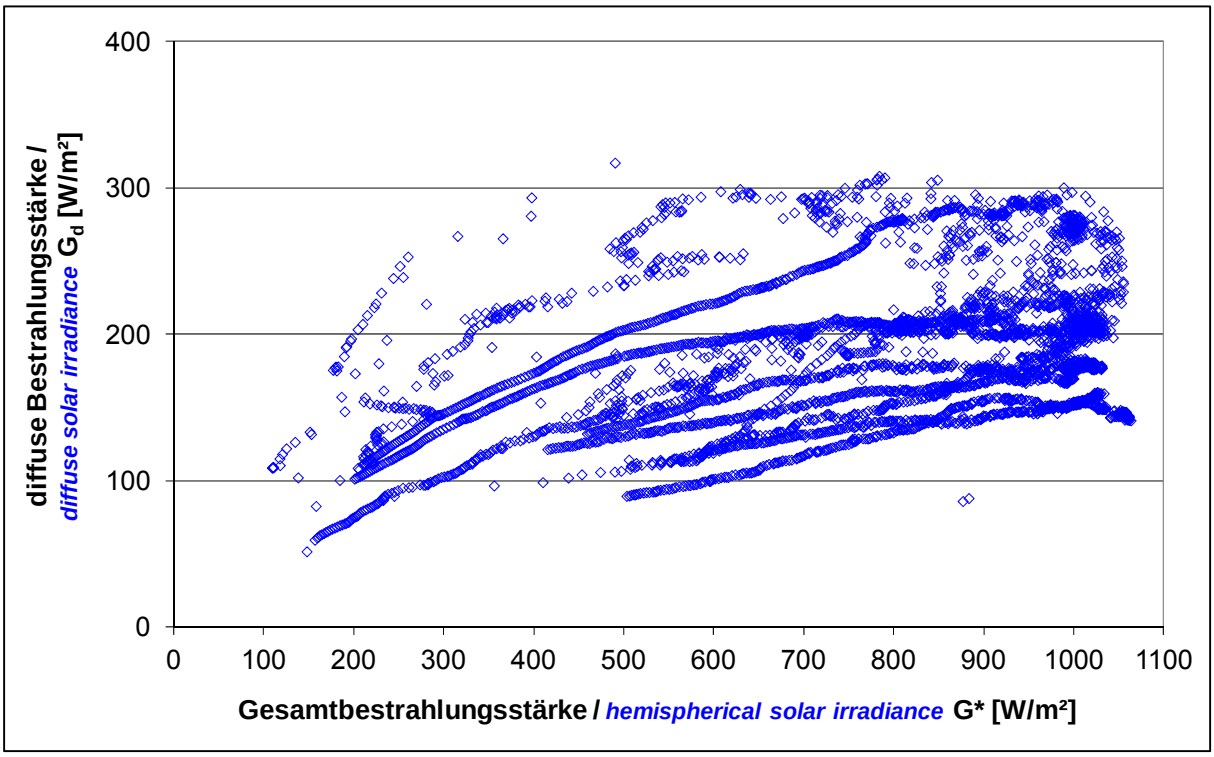


Abbildung B.2: Die diffuse Bestrahlungsstärke über der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.2: diffuse solar irradiance over the total solar irradiance

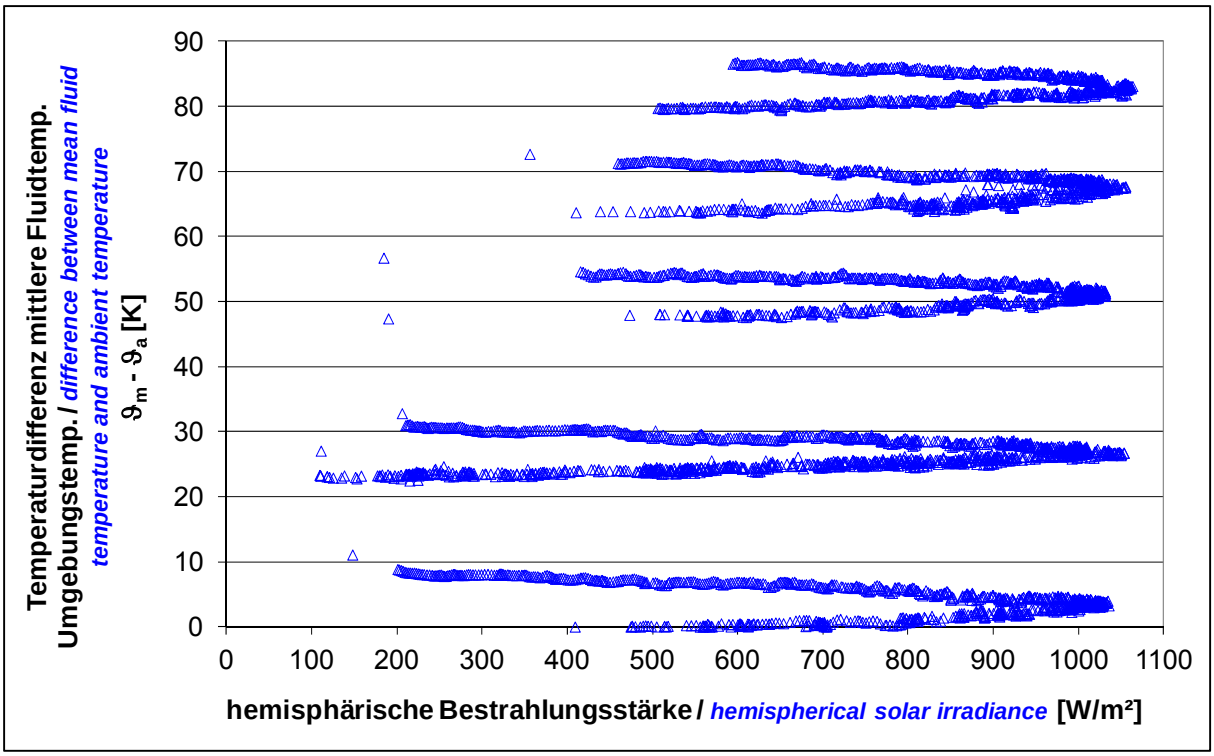


Abbildung B.3: Die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur über der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
Figure B.3: difference between mean fluid temperature and ambient temperature over the hemispherical solar irradiance

Anhang C.1: Leistungskurve für Wunder ALS 2110

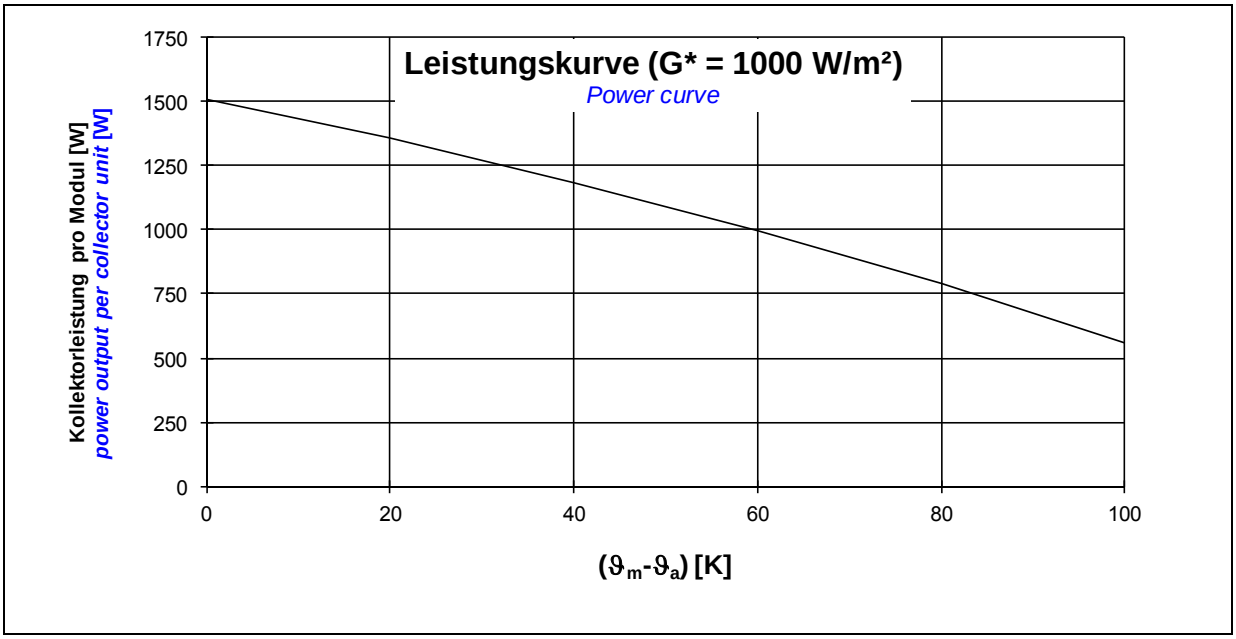
Annex C.1: Power curve for Wunder ALS 2110

Bestimmung der Kollektorleistung:
Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

mit / *with*:

Aperturfläche pro Kollektormodul / *aperture area per collector unit*	A = 1.92 m²
Konversionsfaktor / *conversion factor*	η_0 = 0.785
Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*	a_1 = 3.722 W/(m²K)
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient / *temperature depending heat transfer coefficient*	a_2 = 0.012 W/(m²K²)
Peakleistung (G* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a)= 0) pro Kollektormodul: *Peak Power (G* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a) = 0) per collector unit:*	W_{peak} = 1507 W



Kollektorleistung pro Modul [W]
Power output per collector unit [W]

ϑ_m-ϑ_a in [K]	Bestrahlungsstärke / *Irradiance* 400 W/m²	700 W/m²	1000 W/m²
0	603	1055	1507
20	451	903	1355
40	280	732	1184
60	91	543	995
80	0 *)	336	788
100	0 *)	110	562

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung
Note: the reported values are for normal incidence

*) Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.
*) *Calculating the power output per collector unit under these operation conditions result in negative values. Therefore the calculated power output is indicated with zero.*

Anhang D: Nomenklatur

Annex D: Symbols and Units

A	[m²]	Aperturfläche / *aperture area*
a	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
a_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
a_2	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
b_0	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten Bestrahlungsstärke / *factor to determine the incident angle modifier of the beam irradiance*
c	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
c_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
c_2	[W/(m²K²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
c_5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
$F'(\tau\alpha)_{en}$	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *conversion factor of the beam irradiance*
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / *hemispherical solar irradiance*
G_b	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / *beam solar irradiance*
G_d	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / *diffuse solar irradiance*
$K_\theta(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance*
$K_{\theta b}(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the beam solar irradiance*
$K_{\theta d}$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the diffuse solar irradiance*
$(kA)_{WT}$	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers *heat transfer capacity of the solar heat exchanger*
$\dot{m}$	[l/h]	Massenstrom / *mass flow rate*
$\dot{Q}$	[W]	Kollektorleistung / *power per collector unit*
$\dot{q}$	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / *area based collector power*
Δp	[mbar]	Druckverlust / *pressure loss*
η	[-]	Wirkungsgrad / *collector efficiency*
η_0	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *conversion factor*
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / *heat conductivity*
ϑ	[°C]	Temperatur / *temperature*
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur / *ambient air temperature*
ϑ_e	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / *collector outlet temperature*
ϑ_{in}	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / *collector inlet temperature*
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / *mean fluid temperature*
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke *incidence angle of the beam solar irradiance*

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Zuverlässigkeit und Dauerhaftigkeit eines Sonnenkollektors

Test Report
Durability and Reliability of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006
according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 12COL1079Q
Test Report No.: 12COL1079Q

Stuttgart, den 05.06.2012
Stuttgart, June 5th, 2012

Auftraggeber: *client:*	**Solimpeks Solar Energy Corp.** **Fevzi Çakmak Mah. 10753 Sk. No:3** **Karatay 42050 Konya** **TURKEY**
Hersteller: *manufacturer:*	**Solimpeks Solar Energy Corp.**
Typ: *type:*	**Wunder ALS 2512**
Herstelljahr: *year of production:*	**2012**

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1 Allgemeine Angaben 3
General Specifications

2 Innendruckprüfung des Absorbers 9
Internal Pressure Test for Absorber

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit 9
High Temperature Resistance

4 Expositionstest 9
Exposure

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel 10
External Thermal Shock

6 Schneller innerer Temperaturwechsel 10
Internal Thermal Shock

7 Beregnungsprüfung 11
Rain Penetration

8 Mechanische Belastung 11
Mechanical Load Test

9 Stagnationstemperatur 12
Stagnation Temperature

10 Endkontrolle 13
Final Inspection

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen 14
Summary of Reliability Tests

12 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors 15
Test Occurrences and Operating Behaviour

13 Prüfverfahren 15
Test Methods

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)
General Specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	Solimpeks Solar Energy Corp. Fevzi Çakmak Mah. 10753 Sk. No:3 Karatay 42050 Konya TURKEY
Ansprechpartner: *contact person:*	Yusuf Akay Tel.: +90 4440602 Fax: +90 4440608 email: yusuf.akay@solimpeks.com
Typ: *type:*	Wunder ALS 2512 *Wunder ALS 2512*
Herstellernummer: *serial no.:*	120130014, 120130015 *120130014, 120130015*
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: *internal identification of test laboratory:*	C1079B, C1079A *C1079B, C1079A*
Serienprodukt oder Baumuster: *serial product or model:*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr: *year of production:*	2012 *2012*

Bezugsflächen *Dimensions of collector unit*	von Prüflabor bestimmt *determined by test laboratory*
Bruttofläche: *gross area:*	2.43 m² *2.43 m²*
Aperturfläche: *aperture area:*	2.23 m² *2.23 m²*
Absorberfläche: *absorber area:*	2.23 m² *2.23 m²*

Kollektor/Gehäuse *Technical figures*	
Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate*
Länge: *length:*	1990 mm (von Prüflabor bestimmt) *1990 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1222 mm (von Prüflabor bestimmt) *1222 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	91 mm (von Prüflabor bestimmt) *91 mm (determined by test laboratory)*
Material: *material:*	Aluminium *aluminium*
Gewicht: *weight:*	44 kg *44 kg*
Dichtungsmaterialien: *sealing material:*	EPDM + Silikon *EPDM + silicon*
Einbauweise: *collector mounting:*	Aufdach, dachintegriert, Flachdach *On roof, in roof, flat roof*

Absorber
Absorber

Material: *material:*	Aluminiumblech und Kupferregister *aluminium sheet and copper piping*
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: *Joint absorber-risers:*	lasergeschweißt *laser welded*
Dicke: *thickness:*	0.4 mm *0.4 mm*
Oberflächenbehandlung: *surface treatment:*	Almeco – Tinox Al Selective Coating *Almeco – Tinox Al Selective Coating*
Absorptionsgrad: *absorptance:*	0.95 *0.95*
Emissionsgrad: *emittance:*	0.03 *0.03*
Wärmeträgerinhalt: *heat transfer fluid content:*	1.27 Liter *1.27 litres*
Durchströmungsform: *flow pattern:*	parallel *parallel*
Abmessungen Absorberrohre: *dimension absorber tubes:*	8 x 0.5 mm *8 x 0.5 mm*
Anzahl Absorberrohre: *no. of absorber tubes:*	12 *12*
Abstand der Absorberrohre: *distance between absorber tubes:*	95 mm *95 mm*
Abmessungen Sammlerrohr: *dimension of the header:*	18 x 0.8 mm *18 x 0.8 mm*
Anzahl Anschlüsse: *number of connections:*	4 *4*
Ausführung Anschlüsse: *realisation of connections:*	Klemmringverschraubung mit Überwurfmutter 3/4“ Innengewinde *Union nut with compression ring and olive, 3/4“ inner threat*

Transparente Abdeckung
Transparent cover:

Anzahl: *number:*	1 *1*
Material: *material:*	Eisenarmes gehärtetes Glas *Low Iron Tempered Glass*
Hersteller: *manufacturer:*	TRAKYA CAM SAN. AS *TRAKYA CAM SAN. AS*
Produktbezeichnung: *brand name:*	HIGH TRANSMISSION COLLECTOR GLASS (TEMPERED9 *HIGH TRANSMISSION COLLECTOR GLASS (TEMPERED)*
Transmissionsgrad: *transmittance:*	0.91 *0.91*
Dicke: *thickness:*	4 mm *4 mm*

Wärmedämmung
Thermal insulation:

	Rückseite *back side*	seitlich *sidewards*
Material: *material:*	Steinwolle *rock wool*	Glasswolle *glass wool*
Hersteller: *manufacturer:*	IZOCAM *IZOCAM*	IZOCAM *IZOCAM*
Produktbezeichnung: *Product name:*	Industrial Board SL 2 *Industrial Board SL 2*	Industrial Board SL 2 *Industrial Board SL 2*
Wärmeleitfähigkeit: *thermal conductivity:*	0.037 W/(mK) *0.037 W/(mK)*	0.04 W/(mK) *0.04 W/(mK)*
Wärmekapazität: *heat capacity:*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*
Dichte: *density:*	52 kg/m³ *52 kg/m³*	14 kg/m³ *14 kg/m³*
Dicke: *thickness:*	50 mm *50 mm*	50 mm *50 mm*

Grenzdaten
Limitations:

Stillstandstemperatur: *stagnation temperature:*	203 °C (von Prüflabor bestimmt) *203 °C (determined by test laboratory)*
max. zul. Betriebsüberdruck: *max. operation pressure:*	10 bar *10 bar*
Zulässiger Wärmeträger: *allowed heat transfer fluid:*	Flüssigkeit (Frostschutzmittel und Wasser) *Liquid (antifreeze + water)*
Nenndurchfluss pro Kollektor: *nominal flow rate per collector:*	120 kg/h *120 kg/h*

Feststellung des Kollektors
Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- Wunder ALS 2512 CEBRi SiSTEM, FULL PLATE - Zeichnung Nr. MWA-S2512FF – Blatt 1 - 3 Datum: 09.05.2012
- Panel, Selektif, ALS, W2512, Cebri Sistem, Full Plate, 0,40mm - Zeichnung Nr. YPS-158 - Datum: 09.05.2012
- Cam, DD, Temperli 25xx 1961 X 1191 X 4 mm - Zeichnung Nr. HCA-001 - Datum: 10.11.2010
- Profil, Kasa, M25xx, Kod4525, 3292mm, 2,75Kg - Zeichnung Nr. HKP-001 - Datum: 04.02.2008
- Wunder ALS 2110 CEBRi SiSTEM, FULL PLATE - Zeichnung Nr. MWA-S2110FF – Blatt 1 - 3 Datum: 30.04.2012
- Panel, Selektif, ALS, W2110, Cebri Sistem, Full Plate, 0,40mm - Zeichnung Nr. YPS-156 - Datum: 27.04.2012
- Cam, DD, Temperli 21xx 1961 X 1014 X 4 mm - Zeichnung Nr. HCA-002 - Datum: 10.11.2010

- Profil, Kasa, M21xx, Kod4525, 3115mm, 2,6Kg - Zeichnung Nr. HKP-002 - Datum: 04.02.2008
- Wunder ALS 1809 CEBRi SiSTEM, FULL PLATE - Zeichnung Nr. MWA-S1809FF – Blatt 1 - 3 Datum: 09.05.2012
- Panel, Selektif, ALS, W1809, Cebri Sistem, Full Plate, 0,40mm - Zeichnung Nr. YPS-154 - Datum: 09.05.2012
- Cam, DD, Temperli 18xx 1900 X 900 X 4 mm - Zeichnung Nr. HCA-003 - Datum: 10.11.2010
- Profil, Kasa, M18xx, Kod4525, 2904mm, 2,45Kg - Zeichnung Nr. HKP-003 - Datum: 04.02.2008

- *Wunder ALS 2512 CEBRi SiSTEM, FULL PLATE - drawing no. MWA-S2512FF – page 1 - 3 date: 09.05.2012*
- *Panel, Selektif, ALS, W2512, Cebri Sistem, Full Plate, 0,40mm - drawing no. YPS-158 - date: 09.05.2012*
- *Cam, DD, Temperli 25xx 1961 X 1191 X 4 mm - drawing no. HCA-001 - date: 10.11.2010*
- *Profil, Kasa, M25xx, Kod4525, 3292mm, 2,75Kg - drawing no. HKP-001 - date: 04.02.2008*
- *Wunder ALS 2110 CEBRi SiSTEM, FULL PLATE - drawing no. MWA-S2110FF – page 1 - 3 date: 30.04.2012*
- *Panel, Selektif, ALS, W2110, Cebri Sistem, Full Plate, 0,40mm - drawing no. YPS-156 - date: 27.04.2012*
- *Cam, DD, Temperli 21xx 1961 X 1014 X 4 mm - drawing no. HCA-002 - date: 10.11.2010*
- *Profil, Kasa, M21xx, Kod4525, 3115mm, 2,6Kg - drawing no. HKP-002 - date: 04.02.2008*
- *Wunder ALS 1809 CEBRi SiSTEM, FULL PLATE - drawing no. MWA-S1809FF – page 1 - 3 date: 09.05.2012*
- *Panel, Selektif, ALS, W1809, Cebri Sistem, Full Plate, 0,40mm - drawing no. YPS-154 - date:09.05.2012*
- *Cam, DD, Temperli 18xx 1900 X 900 X 4 mm - drawing no. HCA-003 - date: 10.11.2010*
- *Profil, Kasa, M18xx, Kod4525, 2904mm, 2,45Kg - drawing no. HKP-003 - date: 04.02.2008*

Datenblätter:
technical data sheets:

- ITW Datenblatt Kollektor Wunder ALS 2512
- ITW Datenblatt Kollektor Wunder ALS 2110
- ITW Datenblatt Kollektor Wunder ALS 1809
- TiNOX energy, Product specifications
- Izocam Rock Wool, Thermal and Sound Insulation

- *ITW data sheet collector Wunder ALS 2512*
- *ITW data sheet collector Wunder ALS 2110*
- *ITW data sheet collector Wunder ALS 1809*
- *TiNOX energy, Product specifications*
- *Izocam Rock Wool, Thermal and Sound Insulation*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:

The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	ja *yes*	nein *no*
Name des Herstellers *name of manufacturer*	☒	☐
Kollektortyp *collector type*	☒	☐
Seriennummer *serial number*	☒	☐
Herstellungsjahr *year of production*	☒	☐
Brutto-Kollektorfläche *gross area of collector*	☒	☐
Maße des Kollektors *dimensions of collector*	☒	☐
Maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C *stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C*	☒	☐
Volumen des Wärmeträgermediums *volume of heat transfer fluid*	☒	☐
Leergewicht des Kollektors *weight of empty collector*	☒	☐
Hergestellt in: *made in:*	☒	☐

Das Typenschild ist gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar angebracht.

The label is according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 visible and durable attached to the collector label.

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- COLLECTOR INSTRUCTIONS MANUAL WUNDER ALS 1809 & 2110 & 2512 models SOLIMPEKS solar Energy Corp.
- *COLLECTOR INSTRUCTIONS MANUAL WUNDER ALS 1809 & 2110 & 2512 models SOLIMPEKS solar Energy Corp.*

Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja *yes*	nein *no*
Maße und Gewicht des Kollektors *dimensions and weight of the collector*	☒	☐
Anweisung für dessen Transport und Handhabung *instructions about the transport and handling of the collector*	☒	☐

	Beschreibung des Montageverfahrens *description of the mounting procedure*	☒	☐
	Empfehlungen für den Blitzschutz *recommendations about lightning protection*	☒	☐
	Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander *instructions about the coupling of the collectors to one another*	☒	☐
	Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger-kreislauf *instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit*	☒	☐
	Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m² *dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²*	☒	☐
	Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien *recommendations about the heat transfer media*	☒	☐
	Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind *precautions to be taken during filling, operation and service*	☒	☐
	maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
	Druckabfall *pressure drop*	☒	☐
	größter und kleinster Neigungswinkel *maximum and minimum tilt angle*	☒	☐
	zulässige Wind- und Schneelast *permissible wind and snow load*	☒	☐
	Wartungsanforderungen *maintenance requirements*	☒	☐

Gültigkeit *Validity:*	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp Wunder ALS 2512 sowie für die baugleichen Kollektoren Wunder ALS 2110 und Wunder ALS 1809. *The test report is valid for collector type Wunder ALS 2512 as specified above as well as for the collectors Wunder ALS 2110 and Wunder ALS 1809 identical in construction.*

2 Innendruckprüfung des Absorbers
Internal Pressure for Absorber

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.2.

Datum: 10.05.2012
date:

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
10	**15**	**15**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit
High Temperature Resistance

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.3.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.3.

Datum: 01.04.2012
date:

Prüfdauer *test duration* [min]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
60	**1076**	**9**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

4 Expositionstest
Exposure

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.4.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.4.

Expositionsdauer: 23.03.- 08.05.2007 47 Tage
Duration of exposure: *47 days*

Einstrahlungssumme in Kollektorebene *sum of global irradiation* [MJ/m²]	Anzahl Tage mit mehr als 14 MJ/m² *number of days with more than 14 MJ/m²* [d]	Niederschlags-summe *sum of rainfall* [l/m²]	Anzahl Stunden über 850 W/m² *number of hours with more than 850 W/m²* [h]
770	**31**	**60**	**47**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel
External thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.5.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.5.

1. Prüfung: 11.05.2012
1. test:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2.2	**17**	**994**	**31**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 24.05.2012
2. test:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2.2	**9**	**991**	**26**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

6 Schneller innerer Temperaturwechsel
Internal thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.6.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.6.

1. Prüfung: 14.05.2012
1. test

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
1.6	**9**	**1062**	**16**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 25.05.2012
2. test

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
1.6	**12**	**1031**	**23**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

7 Beregnungsprüfung
Rain penetration

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.7.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.7.

Datum: 29.05.2012
date:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	Prüfdauer *test duration* [h]
4.5	**11**	**4.0**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8 Mechanische Belastung
Mechanical load test

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.

8.1 Überdruckprüfung für die Kollektorabdeckung
Positive pressure test of the collector cover

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.1.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.1.

Datum: 30.05.2012
date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem max. Druck von 3000 Pa belastet.
The collector cover was charged with a max. pressure of 3000 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8.2 Unterdruckprüfung der Befestigungselemente zwischen Kollektorabdeckung und Kollektorgehäuse
Negative pressure test of fixings between the cover and the collector box

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.2.

Datum: 30.05.2012
date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem maximalen Zug von 2250 Pa belastet.
The collector cover was charged with a max. tension of 2250 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

9 Stagnationstemperatur
Stagnation temperature

Bestimmung der Stagnationstemperatur nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Anhang C.
Determination of the stagnation temperature acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, Annex C.

Datum: 01.04.2012
date:

mittlere Bestrahlungsstärke G_m *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Absorbertemperatur ϑ_{sm} *mean absorber temperature* [°C]	mittlere Umgebungstemperatur ϑ_{am} *mean ambient temperature* [°C]
1076	**195**	**9**

Ergebnis: Die Stagnationstemperatur ϑ_{stg} für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von G_s = 1000 W/m² und ϑ_{as} = 30 °C ergibt sich nach
Conclusion: The stagnation temperature ϑ_{stg} for the required ambient conditions G_s = 1000 W/m² and ϑ_{as} = 30 °C is calculated according

$$\vartheta_{stg} = \vartheta_{as} + \frac{G_s}{G_m}\left(\vartheta_{sm} - \vartheta_{am}\right)$$

zu *to* **ϑ_{stg} = 203 °C**

10 Endkontrolle
Final inspection

Zerlegung und Untersuchung des Kollektors nach Abschluss der vollständigen Prüffolge gemäß EN 12975-2:2006 – 5.11.
Dismantling and inspection of the collector after completion of the full test sequence according to EN 12975-2:2006 – 5.11.

Datum: 10.05.2012
date:

Bewertung erfolgt nach dem folgenden Schlüssel:
Evaluation according the following scale:

0 - kein Fehler / *no problem*
1 - geringer Fehler / *minor problem*
2 - schwerer Fehler / *major problem*
* - Inspektion war nicht möglich oder Komponente nicht vorhanden / *Inspection was not possible or component not does not exist*

Gehäuse / *Collector box*	Rissbildung / Verwerfung / Korrosion / eindringendes Regenwasser *Cracking / warping / corrosion / rain penetration*	1
Montageelemente *Mountings*	Festigkeit / Sicherheit *Strength / safety*	0
Verschlüsse / Dichtungen *Seals / gaskets*	Rissbildung / Haftung / Elastizität *Cracking / adhesion / elasticity*	0
Abdeckung / Reflektor *Cover / reflector*	Rissbildung / Haarrisse / Ausbeulen / Abblättern / Verwerfung / Ausgasen *Cracking / crazing / buckling / delamination / warping / outgasing*	0
Absorberbeschichtung *Absorber coating*	Rissbildung / Haarrisse / Blasenbildung *Cracking / crazing / blistering*	0
Absorberregister *Absorber piping*	Verformung / Korrosion / Undichtheit / sich lösende Verbindungen *Deformation / corrosion / leakage / loss of bonding*	1
Absorberbefestigung *Absorber fixing*	Verformung / Korrosion *Deformation / corrosion*	0
Wärmedämmung *Insulation*	Wasseraufnahme/Ausgasen/Schwindung *Water retention / outgasing / degradation*	0

Ergebnis: Kein schwerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major problem acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen
Summary of Reliability Tests

Die Prüfung des Kollektors erfolgte nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".

The test of the collector was performed according to EN 12975-2:2006 „thermal solar systems and components – solar collectors – part 2: test methods“.

11.1 Prüfungen
Tests

1. Innendruckprüfung des Absorbers *Internal pressure for absorber*	kein größerer Fehler *no major failure*
2. Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit *High temperature resistance*	kein größerer Fehler *no major failure*
3. Expositionstest *Exposure*	kein größerer Fehler *no major failure*
4. Schneller äußerer Temperaturwechsel *External shock*	kein größerer Fehler *no major failure*
5. Schneller innerer Temperaturwechsel *Internal shock*	kein größerer Fehler *no major failure*
6. Beregnungsprüfung *Rain penetration*	kein größerer Fehler *no major failure*
7. Mechanische Belastung *Mechanical load test*	kein größerer Fehler *no major failure*
8. Endkontrolle *Final inspection*	kein größerer Fehler *no major failure*

11.2 Sicherheit
Safety

Die Stagnationstemperatur bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m² und einer Umgebungstemperatur von 30 °C beträgt 203 °C.

The stagnation temperature at an irradiance of 1000 W/m² and an ambient temperature of 30°C reaches 203 °C.

11.3 Feststellung des Kollektors
Collector identification

Die Installationsanweisung und das Typenschild enthalten alle nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7 geforderten Angaben (vgl. 1 Allgemeine Angaben).

The installer instruction manual and the collector label include all, according to EN 12975-1:2006 chapter 7 required information (see 1 General Specification).

12 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

13 Prüfverfahren
Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".
Die Dauerhaftigkeits- und Zuverlässigkeitsprüfung wurde an Kollektor Typ Wunder ALS 2512 mit der internen Kennzeichnung C1079B durchgeführt, mit Ausnahme der schnellen internen und externen Temperaturwechsel, der Regeneindringprüfung und der Mechanischen Belastung. Diese Prüfungen wurden an Kollektor Typ Wunder ALS 2512 mit der internen Kennzeichnung C1079A durchgeführt.

The outdoor test of the collector was carried according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".
The durability and reliability test was accomplished at the collector type Wunder ALS 2512 with internal identification number C1079B with exception of internal and external shocks, rain penetration and mechanical load test. This test were accomplished at the collector type Wunder ALS 2512 with internal identification number C1079A.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied **in extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: *Arrival of test sample:*	21.02.2012
Prüfzeitraum: *Test period:*	23.03. – 30.05.2012
Prüfer: *Test engineer:*	Dipl.-Ing. M. Herr, Dipl.-Ing. B. Traub, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy, M. Wild,

Stuttgart, den 05.06.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report
Thermal Performance of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006
according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 12COL1113
Test Report No.: 12COL1113

Stuttgart, den 04.10.2012
Stuttgart, October 4th, 2012

Auftraggeber: *client:*	**Solimpeks Solar Energy Corp.** **Fevzi Çakmak Mah. 10753 Sk. No:3** **Karatay 42050 Konya** **TURKEY**
Hersteller: *manufacturer:*	**Solimpeks Solar Energy Corp.**
Typ: *type:*	**Wunder ALS 2108 DRAIN**
Herstelljahr: *year of production:*	**2012**

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1 Allgemeine Angaben 3
General Specifications

2 Prüfergebnisse Wärmeleistung 9
Test Results Thermal Performance

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors 11
Test Occurrences and Operating Behaviour

4 Prüfverfahren 11
Test Methods

Anhang A: Ertragsvorhersage 12
Annex A: Prediction of the Yearly Energy Gain

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen ... 14
Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Anhang C: Nomenklatur 17
Annex C: Symbols and Units

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)
General Specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	Solimpeks Solar Energy Corp. Fevzi Çakmak Mah. 10753 Sk. No:3 Karatay 42050 Konya TURKEY
Ansprechpartner: *contact person:*	Yusuf Akay Tel.: +90 4440602 Fax: +90 4440608 email: yusuf.akay@solimpeks.com
Typ: *type:*	Wunder ALS 2108 DRAIN *Wunder ALS 2108 DRAIN*
Herstellernummer: *serial no.:*	120723004 *120723004*
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: *internal identification of test laboratory:*	C1113 *C1113*
Serienprodukt oder Baumuster: *serial product or model:*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr: *year of production:*	2012 *2012*

Bezugsflächen *Dimensions of collector unit*	von Prüflabor bestimmt *determined by test laboratory*
Bruttofläche: *gross area:*	2.08 m² *2.08 m²*
Aperturfläche: *aperture area:*	1.89 m² *1.89 m²*
Absorberfläche: *absorber area:*	1.89 m² *1.89 m²*

Kollektor/Gehäuse *Technical figures*	
Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate*
Länge: *length:*	1993 mm (von Prüflabor bestimmt) *1993 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1043 mm (von Prüflabor bestimmt) *1043 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	93 mm (von Prüflabor bestimmt) *93 mm (determined by test laboratory)*
Material: *material:*	Aluminium *aluminium*
Gewicht: *weight:*	37.2 kg *37.2 kg*
Dichtungsmaterialien: *sealing material:*	EPDM + Silikon *EPDM + silicon*
Einbauweise: *collector mounting:*	Aufdach, dachintegriert, Flachdach *On roof, in roof, flat roof*

Absorber
Absorber

Material: *material:*	Aluminiumblech und Kupferregister *aluminium sheet and copper piping*
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: *Joint absorber-risers:*	lasergeschweißt *laser welded*
Dicke: *thickness:*	0.4 mm *0.4 mm*
Oberflächenbehandlung: *surface treatment:*	Almeco – Tinox Al Selective Coating *Almeco – Tinox Al Selective Coating*
Absorptionsgrad: *absorptance:*	0.95 *0.95*
Emissionsgrad: *emittance:*	0.03 *0.03*
Wärmeträgerinhalt: *heat transfer fluid content:*	1.1 Liter *1.1 litres*
Durchströmungsform: *flow pattern:*	Mäander *meander*
Abmessungen Absorberrohre: *dimension absorber tubes:*	10 x 0.45 mm *10 x 0.45 mm*
Anzahl Absorberrohre: *number of absorber tubes:*	1 *1*
Abstand der Absorberrohre: *distance between absorber tubes:*	92 mm *92 mm*
Abmessungen Sammlerrohr: *dimension of the header:*	18 x 0.7 mm *18 x 0.7 mm*
Anzahl Anschlüsse: *number of connections:*	4 *4*
Ausführung Anschlüsse: *realisation of connections:*	3/4“ Außengewinde *3/4“ outer threat*

Transparente Abdeckung
Transparent cover:

Anzahl: *number:*	1 *1*
Material: *material:*	Eisenarmes gehärtetes Glas *Low Iron Tempered Glass*
Hersteller: *manufacturer:*	Guangfeng Glass Co., Ltd. *Guangfeng Glass Co., Ltd.*
Produktbezeichnung: *brand name:*	keine Angaben *not specified*
Transmissionsgrad: *transmittance:*	0.94 *0.94*
Dicke: *thickness:*	4 mm *4 mm*

Wärmedämmung
Thermal insulation:

	Rückseite *back side*	seitlich *sidewards*
Material: *material:*	Steinwolle *rock wool*	Glasswolle *glass wool*
Hersteller: *manufacturer:*	IZOCAM *IZOCAM*	IZOCAM *IZOCAM*
Produktbezeichnung: *Product name:*	Industrial Board SL 2 *Industrial Board SL 2*	Keine Angabe *not specified*
Wärmeleitfähigkeit: *thermal conductivity:*	0.037 W/(mK) *0.037 W/(mK)*	0.04 W/(mK) *0.04 W/(mK)*
Wärmekapazität: *heat capacity:*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*
Dichte: *density:*	52 kg/m³ *52 kg/m³*	14 kg/m³ *14 kg/m³*
Dicke: *thickness:*	50 mm *50 mm*	20 mm *20 mm*

Grenzdaten
Limitations:

Stillstandstemperatur: *stagnation temperature:*	192 °C (von Prüflabor bestimmt) *192 °C (determined by test laboratory)*
max. zul. Betriebsüberdruck: *max. operation pressure:*	10 bar *10 bar*
Zulässiger Wärmeträger: *allowed heat transfer fluid:*	Flüssigkeit (Frostschutzmittel und Wasser) *Liquid (antifreeze + water)*
Nenndurchfluss pro Kollektor: *nominal flow rate per collector:*	105 kg/h *105 kg/h*

Feststellung des Kollektors
Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- Wunder ALS SERPANTIN 2108 CEBRI SISTEM - Zeichnung Nr. MWAS-2119F – Blatt 1 - 3 Datum: 12.07.2012
- Panel, Selektif, ALS, W2119, Cebri Sistem, 0,40mm - Zeichnung Nr. YPS-162 - Datum: 21.06.2012
- Cam, DD, Temperli 21XX, 1961 X 1014 X 4 mm - Zeichnung Nr. HCA-002 - Datum: 10.11.2010
- Profil, Kasa, M21xx, Kod4525, 3115mm, 2,6Kg - Zeichnung Nr. HKP-002 - Datum: 04.02.2008

- *Wunder ALS SERPANTIN 2108 CEBRI SISTEM – drawing no. MWAS-2119F – Blatt 1 – 3 date: 12.07.2012*
- *Panel, Selektif, ALS, W2119, Cebri Sistem, 0,40mm - drawing no. YPS-162 - date:21.06.2012*
- *Cam, DD, Temperli 21XX, 1961 X 1014 X 4 mm - drawing no. HCA-002 - date: 10.11.2010*
- *Profil, Kasa, M21xx, Kod4525, 3115mm, 2,6Kg - drawing no. HKP-002 - date: 04.02.2008*

Datenblätter:
technical data sheets:

- ITW Datenblatt Kollektor Wunder ALS 2108 DRAIN
- GUANGFENG SOLAR GLASS CO., LTD. – Specification Solar Glass
- TiNOX energy, Product specifications
- Izocam Rock Wool, Thermal and Sound Insulation

- *ITW data sheet collector Wunder ALS 2108 DRAIN*
- *GUANGFENG SOLAR GLASS CO., LTD. – Specification Solar Glass*
- *TiNOX energy, Product specifications*
- *Izocam Rock Wool, Thermal and Sound Insulation*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:

The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	ja *yes*	nein *no*
Name des Herstellers *name of manufacturer*	☒	☐
Kollektortyp *collector type*	☒	☐
Seriennummer *serial number*	☒	☐
Herstellungsjahr *year of production*	☒	☐
Brutto-Kollektorfläche *gross area of collector*	☒	☐
Maße des Kollektors *dimensions of collector*	☒	☐
Maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C *stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C*	☒	☐
Volumen des Wärmeträgermediums *volume of heat transfer fluid*	☒	☐
Leergewicht des Kollektors *weight of empty collector*	☒	☐
Hergestellt in: *made in:*	☒	☐

Das Typenschild ist gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar angebracht.

The label is according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 visible and durable attached to the collector label.

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- COLLECTOR INSTRUCTIONS MANUAL WUNDER ALS 2108 & 2510 DRAIN models - SOLIMPEKS Solar Energy Corp.
- *COLLECTOR INSTRUCTIONS MANUAL WUNDER ALS 2108 & 2510 DRAIN models - SOLIMPEKS solar Energy Corp.*

Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja *yes*	nein *no*
Maße und Gewicht des Kollektors *dimensions and weight of the collector*	☒	☐
Anweisung für dessen Transport und Handhabung *instructions about the transport and handling of the collector*	☒	☐
Beschreibung des Montageverfahrens *description of the mounting procedure*	☒	☐
Empfehlungen für den Blitzschutz *recommendations about lightning protection*	☒	☐
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander *instructions about the coupling of the collectors to one another*	☒	☐
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger-kreislauf *instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit*	☒	☐
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m² *dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²*	☒	☐
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien *recommendations about the heat transfer media*	☒	☐
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind *precautions to be taken during filling, operation and service*	☒	☐
maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Druckabfall *pressure drop*	☒	☐
größter und kleinster Neigungswinkel *maximum and minimum tilt angle*	☒	☐
zulässige Wind- und Schneelast *permissible wind and snow load*	☒	☐
Wartungsanforderungen *maintenance requirements*	☒	☐

Gültigkeit *Validity:*	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp Wunder ALS 2108 DRAIN. *The test report is valid for collector type Wunder ALS 2108 DRAIN as specified above.*

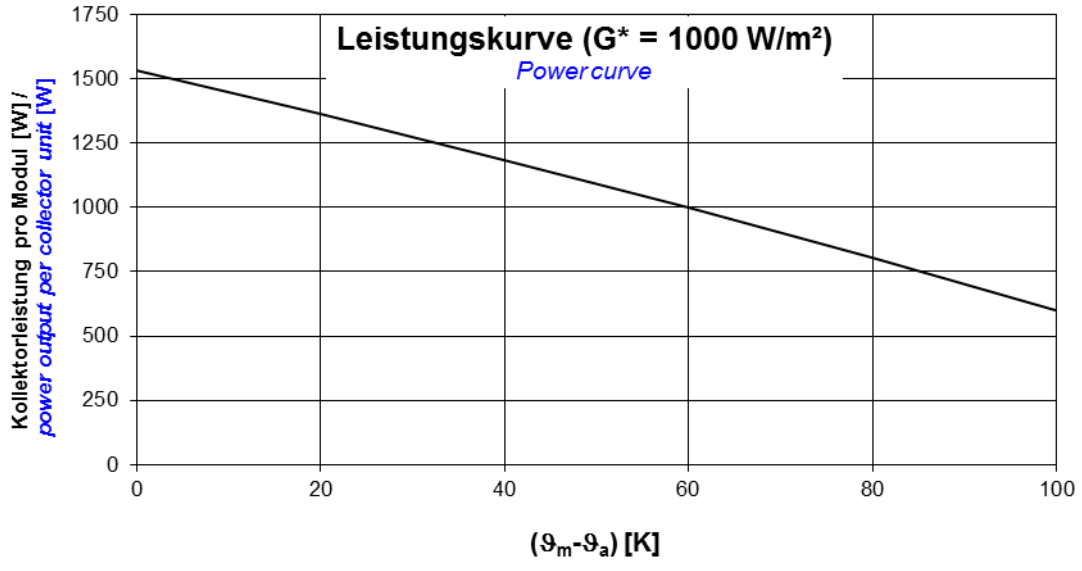
2 Prüfergebnisse Wärmeleistung

Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung:
Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

Konversionsfaktor η_0 [-] *conversion factor*	0.810
Wärmedurchgangskoeffizient a_1 [W/(m²K)] *heat transfer coefficient*	4.335
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2 [W/(m²K²)] *temperature depending heat transfer coefficient*	0.006
Einfallswinkel-Korrekturfaktor $K_\theta(50°)$ [-] *incidence angle modifier*	0.958
flächenbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] *area related heat capacity*	11.32
Volumenstrom [l/(m²h)] *volume flow rate*	72
Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] *aperture area per collector unit*	1.89
Peakleistung [W_{peak}] pro Kollektormodul (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a)= 0) *peak power [W_{peak}] per collector unit (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a) = 0)*	1531



Kollektorleistung pro Modul [W]
Power output per collector unit [W]

ϑ_m-ϑ_a in [K]	Bestrahlungsstärke / *Irradiance*		
	400 W/m²	**700 W/m²**	**1000 W/m²**
0	612	1072	1531
20	444	903	1363
40	266	726	1185
60	80	539	998
80	0 *)	344	803
100	0 *)	139	598

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung
Note: the reported values are for normal incidence

*) Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

*) *Calculating the power output per collector unit under these operation conditions result in negative values. Therefore the calculated power output is indicated with zero.*

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

4 Prüfverfahren
Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" unter Verwendung des Prüfverfahrens unter quasi-dynamischen Bedingungen. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.

The outdoor test of the collector was carried out under quasi-dynamic conditions according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". Water was used as heat transfer fluid.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied **in extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: *Arrival of test sample:*	03.08.12
Prüfzeitraum: *Test period:*	03.08. – 17.08.2012
Prüfer: *Test engineer:*	Dr.-Ing. S. Fischer, Dipl.-Ing. M. Herr, M. Wild

Stuttgart, den 04.10.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Ertragsvorhersage

Annex A: Prediction of the yearly energy gain

Die Vorhersage beruht auf der Berechnung des Jahresenergieertrags des Kollektors in einer Referenzanlage zur Brauchwassererwärmung. Die Anlage ist für einen Vierpersonenhaushalt dimensioniert. Die Berechnung erfolgt für die Aperturflächen 3, 4, 5 und 6 m² sowie Referenz-Wetterdaten von Hannover, Würzburg und Stötten (Ostalb).

The prediction is based on the calculation of the yearly energy gain of the collector in a reference solar hot water system. This system is designed for a four-person-household. The calculation is done for aperture areas of 3, 4, 5 and 6 m² as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)

collector characteristics (based on aperture area)

Konversionsfaktor *conversion factor*	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient *heat transfer coefficient*	flächenbezogene Wärmekapazität *area related heat capacity*
η_0 = **0.810**	a_1 = **4.335 W/(m²K)**	
	a_2 = **0.006 W/(m²K²)**	c = **11.32 kJ/(m²K)**

Einfallswinkel-Korrekturfaktoren *incidence angle modifier*

θ	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$	1	0.99	0.99	0.97	0.95	0.91	0.83	0

Berechnungsresultate

calculation results

Standort / *location*	Hannover	**Würzburg**	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m²a)] *radiation*	1022	**1212**	1354
Aperturfläche [m²] *aperture area*	Jährlicher Kollektorertrag[1)] [kWh/(m²a)] *yearly energy gain*		
3	482	581	633
4	438	528	573
5	400	**477**	517
6	367	433	465

[1)] Ertrag des Kollektors ohne die Wärmeverluste in den Rohrleitungen und des Warmwasserspeichers
energy gain of the collector without heat losses in the tubes and hot water store

Systemdaten ITW Referenzanlage zur Trinkwassererwärmung *System data of the ITW reference solar hot water system*	
Dachausrichtung: *roof orientation:*	Süd; Anstellwinkel entspricht Breitengrad *south; tilt angle equal to latitude*
Kollektoranbindung: *collector piping:*	Je 15 m Vor- und Rücklauf; Nennweite DN 16; Dämmstärke 25 mm, λ = 0,04 W/(mK) Vor- und Rücklauf befinden sich je zur Hälfte im Innen- und Außenbereich *15 m each to store, from store; normal width DN 16; insulation thickness 25 mm, λ = 0,04 W/(mK), one half of each pipe is located outside, the other half is located inside*
Speicher: *storage:*	Volumen 300 l; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15°C Volumen des Bereitschaftsteils 135 l; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit 2 λ_{Wasser} *volume 300 l; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15 °C* *volume auxiliary 135 l; set temperature 60 °C* *stratification number 100; effective vertical heat conductivity 2 λ_{water}*
Wärmeübertrager: *heat exchanger:*	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen $(kA)_{WT}$ in [W/K]; $(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$ mit A_c: Aperturfläche [m²] ϑ_m: Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] *immersed heat exchanger, heat transfer capacity $(kA)_{WT}$ in [W/K];* *$(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$* *with Ac: aperture area [m²]* *ϑ_m: average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]*
Warmwasser-verbrauch: *hot water consumption:*	200 l/Tag ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a *200 l/day ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l);* *cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C* *annual consumption: 2936 kWh/a*

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen

Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Die unter „Prüfergebnisse Wärmeleistung“ dokumentierten Kollektorparameter wurden gemäß den Vorgaben der EN 12975-2:2006 aus den Kollektorparametern der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen abgeleitet.

The collector parameters listed in “Test Results Thermal Performance” are, according to EN 12975-2:2006, derived from the collector parameters gained from measurements under quasi-dynamic conditions

Verwendetes Kollektormodell

Used collector model

Zur Auswertung der Messdaten wurde die flächenbezogene Kollektorleistung entsprechend der folgenden Gleichung nachgebildet

For evaluation of the measured data the area specific collector power was modelled according to the equation

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} G_d - c_1(\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2(\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_5 \frac{d\vartheta_m}{dt}$$

mit/*with*

$$K_{\theta b} = 1 - b_0\left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right)$$

Ergebnisse der Regression

Regression results

Auf Aperturfläche bezogen *based on the aperture area*	
$F'(\tau\alpha)_{en}$:	0.812 [-]
b_0:	0.088 [-]
$K_{\theta d}$:	1.000 [-]
c_1:	4.335 [W/(m²K)]
c_2:	0.006 [W/(m²K²)]
c_5:	11.32 [kJ/(m²K)]

Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel θ *incident angle θ*	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$:	1	0.99	0.99	0.97	0.95	0.91	0.83	0

Berechnung der Kollektorparameter
Calculation of the collector parameters

η_0:	Konversionsfaktor / *zero-loss collector efficiency* (η_0 at ϑ_m-ϑ_a = 0) [-] $\eta_0 = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta = 15°) \cdot 0.85 + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} \cdot 0.15$
a_1:	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat loss coefficient* [W/(m²K)] $a_1 = c_1$
a_2:	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature dependence of the heat loss coefficient* [W/(m²K²)] $a_2 = c_2$
$K_\theta(50)$:	Einstrahlwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier for hemispherical solar irradiance* [-] $K_\theta(50) = \frac{K_{\theta b}(50) \cdot 0.85 + K_{\theta d} \cdot 0.15}{1 - 0.15 + K_{\theta d} \cdot 0.15}$
c:	flächenbezogene Wärmekapazität / *area related heat capacity* [kJ/(m²K)] $c = c_5$

Graphische Darstellung der Messwerte (6 Minuten Mittelwerte)
Graphical presentation of the measured data (6 minutes mean values)

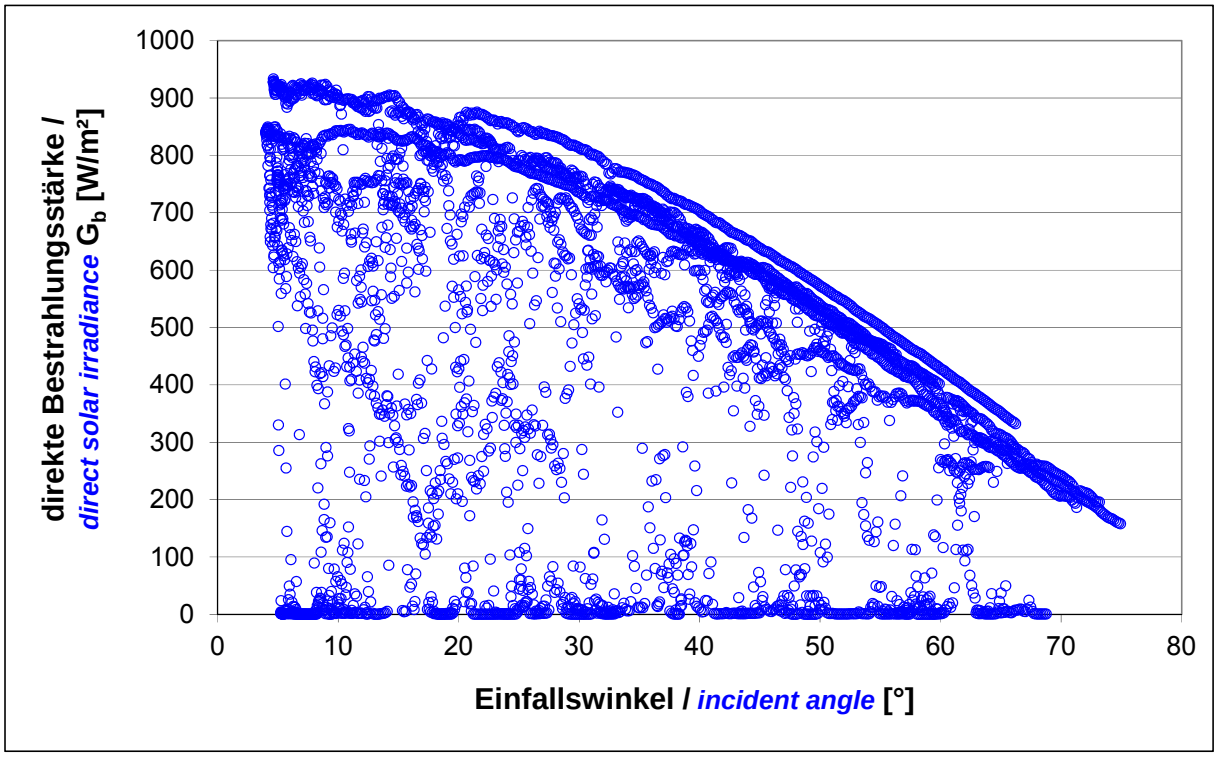


Abbildung B.1: Die direkte Bestrahlungsstärke über dem Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.1: the direct solar irradiance over the incident angle of the direct solar irradiance

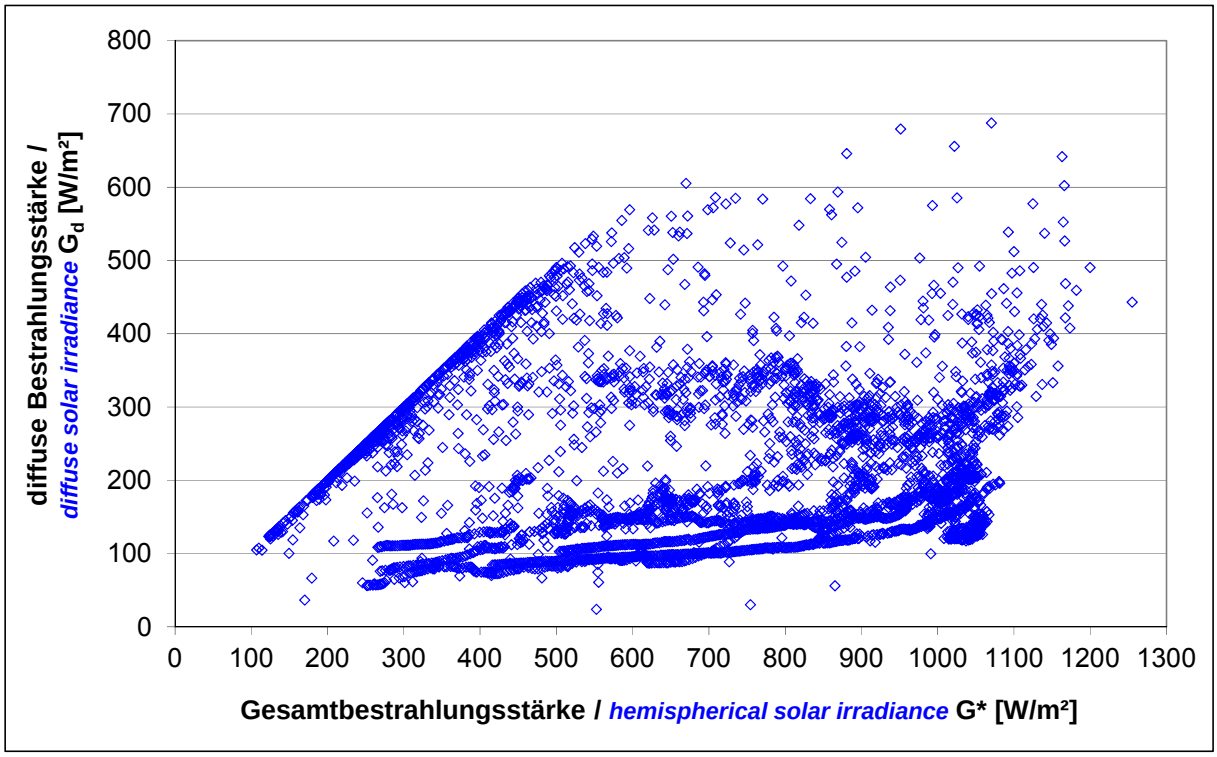


Abbildung B.2: Die diffuse Bestrahlungsstärke über der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.2: diffuse solar irradiance over the total solar irradiance

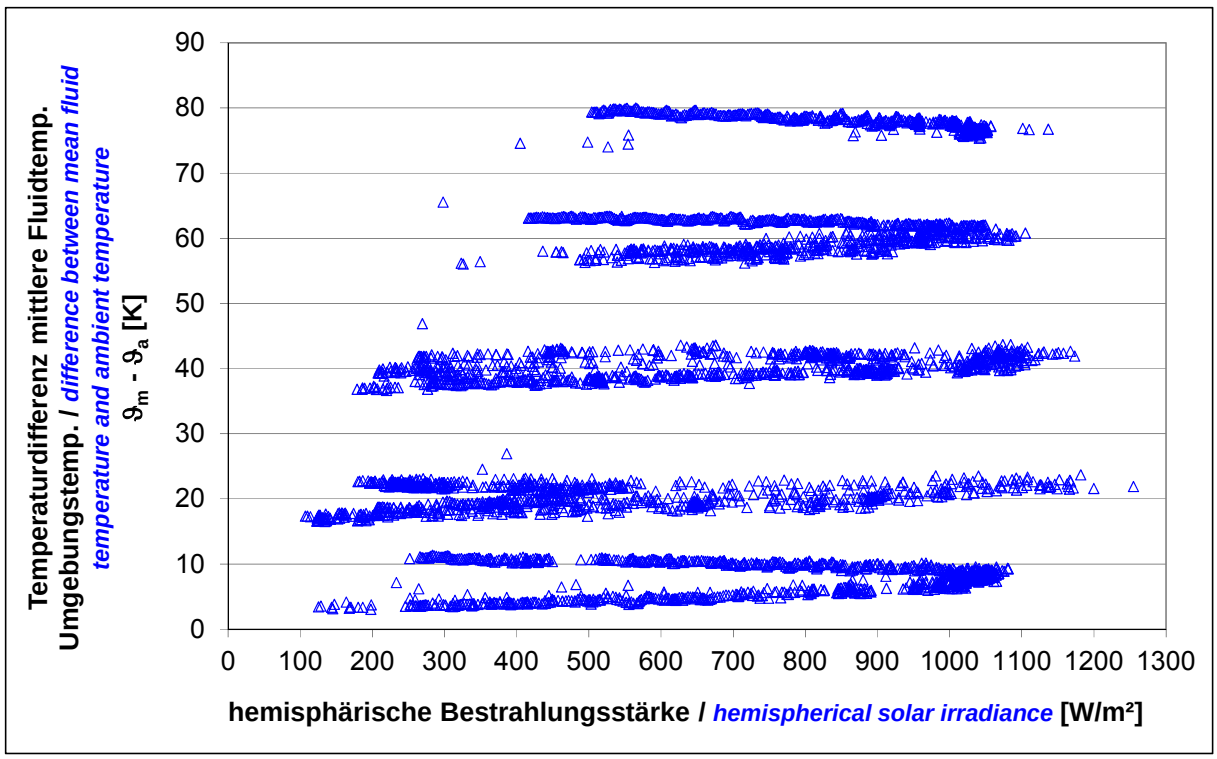


Abbildung B.3: Die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur über der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
Figure B.3: difference between mean fluid temperature and ambient temperature over the hemispherical solar irradiance

Anhang C: Nomenklatur
Annex C: Symbols and Units

A	[m²]	Aperturfläche / *aperture area*
a	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
a_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
a_2	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
b_0	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten Bestrahlungsstärke / *factor to determine the incident angle modifier of the beam irradiance*
c	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
c_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
c_2	[W/(m²K²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
c_5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
$F'(\tau\alpha)_{en}$	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *conversion factor of the beam irradiance*
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / *hemispherical solar irradiance*
G_b	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / *beam solar irradiance*
G_d	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / *diffuse solar irradiance*
$K_\theta(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance*
$K_{\theta b}(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the beam solar irradiance*
$K_{\theta d}$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the diffuse solar irradiance*
$(kA)_{WT}$	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers *heat transfer capacity of the solar heat exchanger*
$\dot{m}$	[l/h]	Massenstrom / *mass flow rate*
$\dot{Q}$	[W]	Kollektorleistung / *power per collector unit*
$\dot{q}$	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / *area based collector power*
Δp	[mbar]	Druckverlust / *pressure loss*
η	[-]	Wirkungsgrad / *collector efficiency*
η_0	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *conversion factor*
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / *heat conductivity*
ϑ	[°C]	Temperatur / *temperature*
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur / *ambient air temperature*
ϑ_e	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / *collector outlet temperature*
ϑ_{in}	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / *collector inlet temperature*
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / *mean fluid temperature*
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke *incidence angle of the beam solar irradiance*

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report
Thermal Performance of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006
according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 12COL1114
Test Report No.: 12COL1114

Stuttgart, den 04.10.2012
Stuttgart, October 4th, 2012

Auftraggeber: *client:*	**Solimpeks Solar Energy Corp.** **Fevzi Çakmak Mah. 10753 Sk. No:3** **Karatay 42050 Konya** **TURKEY**
Hersteller: *manufacturer:*	**Solimpeks Solar Energy Corp.**
Typ: *type:*	**Wunder ALS 2510 DRAIN**
Herstelljahr: *year of production:*	**2012**

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis
Table of Contents

1 Allgemeine Angaben....3
General Specifications

2 Prüfergebnisse Wärmeleistung 9
Test Results Thermal Performance

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors....11
Test Occurrences and Operating Behaviour

4 Prüfverfahren....11
Test Methods

Anhang A: Ertragsvorhersage....12
Annex A: Prediction of the Yearly Energy Gain

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen ...14
Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Anhang C: Nomenklatur....17
Annex C: Symbols and Units

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)
General Specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	Solimpeks Solar Energy Corp. Fevzi Çakmak Mah. 10753 Sk. No:3 Karatay 42050 Konya TURKEY
Ansprechpartner: *contact person:*	Yusuf Akay Tel.: +90 4440602 Fax: +90 4440608 email: yusuf.akay@solimpeks.com
Typ: *type:*	Wunder ALS 2510 DRAIN *Wunder ALS 2510 DRAIN*
Herstellernummer: *serial no.:*	120723015 *120723015*
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: *internal identification of test laboratory:*	C1114A *C1114A*
Serienprodukt oder Baumuster: *serial product or model:*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr: *year of production:*	2012 *2012*

Bezugsflächen *Dimensions of collector unit*	von Prüflabor bestimmt *determined by test laboratory*
Bruttofläche: *gross area:*	2.43 m² *2.43 m²*
Aperturfläche: *aperture area:*	2.23 m² *2.23 m²*
Absorberfläche: *absorber area:*	2.23 m² *2.23 m²*

Kollektor/Gehäuse *Technical figures*	
Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate*
Länge: *length:*	1991mm (von Prüflabor bestimmt) *1991 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1221 mm (von Prüflabor bestimmt) *1221 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	92 mm (von Prüflabor bestimmt) *92 mm (determined by test laboratory)*
Material: *material:*	Aluminium *aluminium*
Gewicht: *weight:*	44 kg *44 kg*
Dichtungsmaterialien: *sealing material:*	EPDM + Silikon *EPDM + silicon*
Einbauweise: *collector mounting:*	Aufdach, dachintegriert, Flachdach *On roof, in roof, flat roof*

Absorber
Absorber

Material: *material:*	Aluminiumblech und Kupferregister *aluminium sheet and copper piping*
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: *Joint absorber-risers:*	lasergeschweißt *laser welded*
Dicke: *thickness:*	0.4 mm *0.4 mm*
Oberflächenbehandlung: *surface treatment:*	Almeco – Tinox Al Selective Coating *Almeco – Tinox Al Selective Coating*
Absorptionsgrad: *absorptance:*	0.95 *0.95*
Emissionsgrad: *emittance:*	0.03 *0.03*
Wärmeträgerinhalt: *heat transfer fluid content:*	1.3 Liter *1.3 litres*
Durchströmungsform: *flow pattern:*	Mäander *meander*
Abmessungen Absorberrohre: *dimension absorber tubes:*	10 x 0.45 mm *10 x 0.45 mm*
Anzahl Absorberrohre: *number of absorber tubes:*	1 *1*
Abstand der Absorberrohre: *distance between absorber tubes:*	92 mm *92 mm*
Abmessungen Sammlerrohr: *dimension of the header:*	18 x 0.7 mm *18 x 0.7 mm*
Anzahl Anschlüsse: *number of connections:*	4 *4*
Ausführung Anschlüsse: *realisation of connections:*	3/4“ Außengewinde *3/4“ outer threat*

Transparente Abdeckung
Transparent cover:

Anzahl: *number:*	1 *1*
Material: *material:*	Eisenarmes gehärtetes Glas *Low Iron Tempered Glass*
Hersteller: *manufacturer:*	Guangfeng Glass Co., Ltd. *Guangfeng Glass Co., Ltd.*
Produktbezeichnung: *brand name:*	keine Angaben *not specified*
Transmissionsgrad: *transmittance:*	0.94 *0.94*
Dicke: *thickness:*	4 mm *4 mm*

Wärmedämmung
Thermal insulation:

	Rückseite *back side*	seitlich *sidewards*
Material: *material:*	Steinwolle *rock wool*	Glasswolle *glass wool*
Hersteller: *manufacturer:*	IZOCAM *IZOCAM*	IZOCAM *IZOCAM*
Produktbezeichnung: *Product name:*	Industrial Board SL 2 *Industrial Board SL 2*	keine Angabe *not specified*
Wärmeleitfähigkeit: *thermal conductivity:*	0.037 W/(mK) *0.037 W/(mK)*	0.04 W/(mK) *0.04 W/(mK)*
Wärmekapazität: *heat capacity:*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*
Dichte: *density:*	52 kg/m³ *52 kg/m³*	14 kg/m³ *14 kg/m³*
Dicke: *thickness:*	50 mm *50 mm*	20 mm *20 mm*

Grenzdaten
Limitations:

Stillstandstemperatur: *stagnation temperature:*	192 °C (von Prüflabor bestimmt) *192 °C (determined by test laboratory)*
max. zul. Betriebsüberdruck: *max. operation pressure:*	10 bar *10 bar*
Zulässiger Wärmeträger: *allowed heat transfer fluid:*	Flüssigkeit (Frostschutzmittel und Wasser) *Liquid (antifreeze + water)*
Nenndurchfluss pro Kollektor: *nominal flow rate per collector:*	120 kg/h *120 kg/h*

Feststellung des Kollektors
Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- Wunder ALS SERPANTIN 2510 CEBRI SISTEM - Zeichnung Nr. MWAS-2519F – Blatt 1 - 3 Datum: 12.07.2012
- Panel, Selektif, ALS, W2519, Cebri Sistem, 0,40mm - Zeichnung Nr. YPS-163 - Datum: 21.06.2012
- Cam, DD, Temperli 25XX, 1961 X 1191 X 4 mm - Zeichnung Nr. HCA-001 - Datum: 10.11.2010
- Profil, Kasa, M25xx, Kod4525, 3292mm, 2,75Kg - Zeichnung Nr. HKP-001 - Datum: 04.02.2008

- *Wunder ALS SERPANTIN 2510 CEBRI SISTEM – drawing no. MWAS-2519F – Blatt 1 – 3 date: 12.07.2012*
- *Panel, Selektif, ALS, W2519, Cebri Sistem, 0,40mm - drawing no. YPS-163 - date:21.06.2012*
- *Cam, DD, Temperli 25XX, 1961 X 1191 X 4 mm - drawing no. HCA-001 - date: 10.11.2010*
- *Profil, Kasa, M25xx, Kod4525, 3292mm, 2,75Kg - drawing no. HKP-0001 - date: 04.02.2008*

Datenblätter:
technical data sheets:

- ITW Datenblatt Kollektor Wunder ALS 2510 DRAIN
- GUANGFENG SOLAR GLASS CO., LTD. – Specification Solar Glass
- TiNOX energy, Product specifications
- Izocam Rock Wool, Thermal and Sound Insulation

- *ITW data sheet collector Wunder ALS 2510 DRAIN*
- *GUANGFENG SOLAR GLASS CO., LTD. – Specification Solar Glass*
- *TiNOX energy, Product specifications*
- *Izocam Rock Wool, Thermal and Sound Insulation*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:

The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	ja *yes*	nein *no*
Name des Herstellers *name of manufacturer*	☒	☐
Kollektortyp *collector type*	☒	☐
Seriennummer *serial number*	☒	☐
Herstellungsjahr *year of production*	☒	☐
Brutto-Kollektorfläche *gross area of collector*	☒	☐
Maße des Kollektors *dimensions of collector*	☒	☐
Maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C *stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C*	☒	☐
Volumen des Wärmeträgermediums *volume of heat transfer fluid*	☒	☐
Leergewicht des Kollektors *weight of empty collector*	☒	☐
Hergestellt in: *made in:*	☒	☐

Das Typenschild ist gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar angebracht.

The label is according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 visible and durable attached to the collector label.

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- COLLECTOR INSTRUCTIONS MANUAL WUNDER ALS 2108 & 2510 DRAIN models - SOLIMPEKS Solar Energy Corp.
- *COLLECTOR INSTRUCTIONS MANUAL WUNDER ALS 2108 & 2510 DRAIN models - SOLIMPEKS solar Energy Corp.*

Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja *yes*	nein *no*
Maße und Gewicht des Kollektors *dimensions and weight of the collector*	☒	☐
Anweisung für dessen Transport und Handhabung *instructions about the transport and handling of the collector*	☒	☐
Beschreibung des Montageverfahrens *description of the mounting procedure*	☒	☐
Empfehlungen für den Blitzschutz *recommendations about lightning protection*	☒	☐
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander *instructions about the coupling of the collectors to one another*	☒	☐
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger-kreislauf *instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit*	☒	☐
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m² *dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²*	☒	☐
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien *recommendations about the heat transfer media*	☒	☐
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind *precautions to be taken during filling, operation and service*	☒	☐
maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Druckabfall *pressure drop*	☒	☐
größter und kleinster Neigungswinkel *maximum and minimum tilt angle*	☒	☐
zulässige Wind- und Schneelast *permissible wind and snow load*	☒	☐
Wartungsanforderungen *maintenance requirements*	☒	☐

Gültigkeit *Validity:*	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp Wunder ALS 2510 DRAIN. *The test report is valid for collector type Wunder ALS 2510 DRAIN as specified above.*

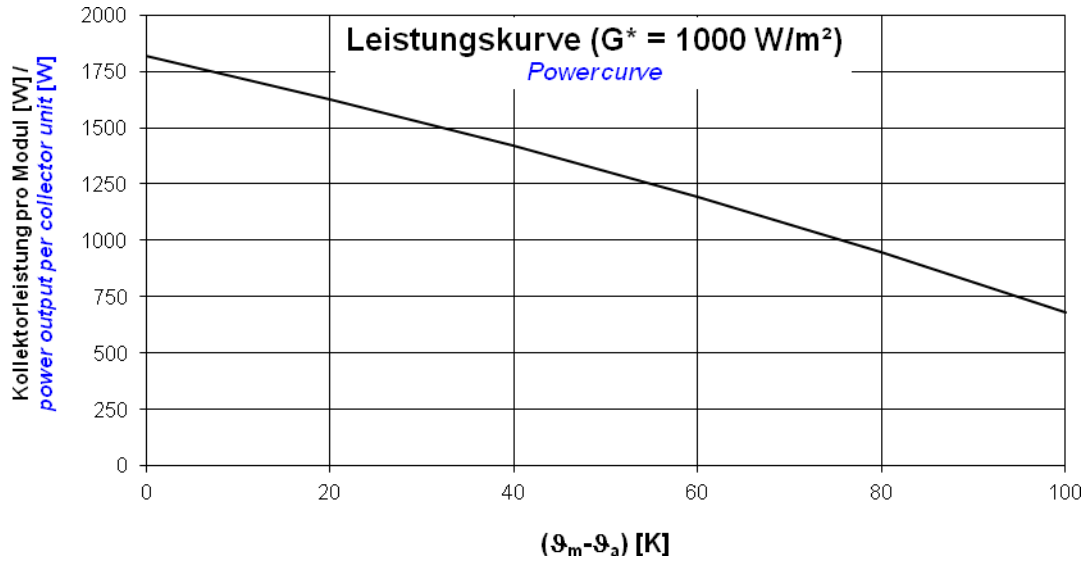
2 Prüfergebnisse Wärmeleistung

Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung:
Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

Konversionsfaktor η_0 [-] *conversion factor*	0.816
Wärmedurchgangskoeffizient a_1 [W/(m²K)] *heat transfer coefficient*	4.096
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2 [W/(m²K²)] *temperature depending heat transfer coefficient*	0.010
Einfallswinkel-Korrekturfaktor $K_\theta(50°)$ [-] *incidence angle modifier*	0.957
flächenbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] *area related heat capacity*	10.63
Volumenstrom [l/(m²h)] *volume flow rate*	72
Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] *aperture area per collector unit*	2.23
Peakleistung [W_{peak}] pro Kollektormodul (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a)= 0) *peak power [W_{peak}] per collector unit (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a) = 0)*	1820



Kollektorleistung pro Modul [W]
Power output per collector unit [W]

ϑ_m-ϑ_a in [K]	Bestrahlungsstärke / *Irradiance*		
	400 W/m²	**700 W/m²**	**1000 W/m²**
0	728	1274	1820
20	536	1082	1628
40	327	873	1419
60	100	645	1191
80	0 *)	400	946
100	0 *)	137	683

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung
Note: the reported values are for normal incidence

*) Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

*) *Calculating the power output per collector unit under these operation conditions result in negative values. Therefore the calculated power output is indicated with zero.*

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

4 Prüfverfahren
Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" unter Verwendung des Prüfverfahrens unter quasi-dynamischen Bedingungen. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.

The outdoor test of the collector was carried out under quasi-dynamic conditions according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". Water was used as heat transfer fluid.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied **in extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: *Arrival of test sample:*	03.08.12
Prüfzeitraum: *Test period:*	03.08. – 17.08.2012
Prüfer: *Test engineer:*	Dr.-Ing. S. Fischer, Dipl.-Ing. M. Herr, M. Wild

Stuttgart, den 04.10.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Ertragsvorhersage

Annex A: Prediction of the yearly energy gain

Die Vorhersage beruht auf der Berechnung des Jahresenergieertrags des Kollektors in einer Referenzanlage zur Brauchwassererwärmung. Die Anlage ist für einen Vierpersonenhaushalt dimensioniert. Die Berechnung erfolgt für die Aperturflächen 3, 4, 5 und 6 m² sowie Referenz-Wetterdaten von Hannover, Würzburg und Stötten (Ostalb).

The prediction is based on the calculation of the yearly energy gain of the collector in a reference solar hot water system. This system is designed for a four-person-household. The calculation is done for aperture areas of 3, 4, 5 and 6 m² as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)

collector characteristics (based on aperture area)

Konversionsfaktor *conversion factor*	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient *heat transfer coefficient*	flächenbezogene Wärmekapazität *area related heat capacity*
η_0 = **0.816**	a_1 = **4.096 W/(m²K)**	
	a_2 = **0.010 W/(m²K²)**	c = **10.63 kJ/(m²K)**

Einfallswinkel-Korrekturfaktoren *incidence angle modifier*

θ	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$	1	0.99	0.99	0.97	0.95	0.91	0.82	0

Berechnungsresultate

calculation results

Standort / *location*	Hannover	**Würzburg**	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m²a)] *radiation*	1022	**1212**	1354
Aperturfläche [m²] *aperture area*	Jährlicher Kollektorertrag[1)] [kWh/(m²a)] *yearly energy gain*		
3	492	592	644
4	446	536	582
5	407	**484**	524
6	374	438	471

[1)] Ertrag des Kollektors ohne die Wärmeverluste in den Rohrleitungen und des Warmwasserspeichers
energy gain of the collector without heat losses in the tubes and hot water store

Systemdaten ITW Referenzanlage zur Trinkwassererwärmung *System data of the ITW reference solar hot water system*	
Dachausrichtung: *roof orientation:*	Süd; Anstellwinkel entspricht Breitengrad *south; tilt angle equal to latitude*
Kollektoranbindung: *collector piping:*	Je 15 m Vor- und Rücklauf; Nennweite DN 16; Dämmstärke 25 mm, λ = 0,04 W/(mK) Vor- und Rücklauf befinden sich je zur Hälfte im Innen- und Außenbereich *15 m each to store, from store; normal width DN 16; insulation thickness 25 mm, λ = 0,04 W/(mK), one half of each pipe is located outside, the other half is located inside*
Speicher: *storage:*	Volumen 300 l; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15°C Volumen des Bereitschaftsteils 135 l; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit 2 λ_{Wasser} *volume 300 l; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15 °C* *volume auxiliary 135 l; set temperature 60 °C* *stratification number 100; effective vertical heat conductivity 2 λ_{water}*
Wärmeübertrager: *heat exchanger:*	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen $(kA)_{WT}$ in [W/K]; $(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$ mit A_c: Aperturfläche [m²] ϑ_m: Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] *immersed heat exchanger, heat transfer capacity $(kA)_{WT}$ in [W/K];* *$(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$* *with Ac: aperture area [m²]* *ϑ_m: average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]*
Warmwasser-verbrauch: *hot water consumption:*	200 l/Tag ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a *200 l/day ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l);* *cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C* *annual consumption: 2936 kWh/a*

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen

Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Die unter „Prüfergebnisse Wärmeleistung“ dokumentierten Kollektorparameter wurden gemäß den Vorgaben der EN 12975-2:2006 aus den Kollektorparametern der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen abgeleitet.

The collector parameters listed in “Test Results Thermal Performance” are, according to EN 12975-2:2006, derived from the collector parameters gained from measurements under quasi-dynamic conditions

Verwendetes Kollektormodell

Used collector model

Zur Auswertung der Messdaten wurde die flächenbezogene Kollektorleistung entsprechend der folgenden Gleichung nachgebildet

For evaluation of the measured data the area specific collector power was modelled according to the equation

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} G_d - c_1(\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2(\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_5 \frac{d\vartheta_m}{dt}$$

mit/*with*

$$K_{\theta b} = 1 - b_0\left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right)$$

Ergebnisse der Regression

Regression results

Auf Aperturfläche bezogen *based on the aperture area*	
$F'(\tau\alpha)_{en}$:	0.819 [-]
b_0:	0.091 [-]
$K_{\theta d}$:	0.995 [-]
c_1:	4.096 [W/(m²K)]
c_2:	0.010 [W/(m²K²)]
c_5:	10.63 [kJ/(m²K)]

Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel θ *incident angle θ*	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$:	1	0.99	0.99	0.97	0.95	0.91	0.82	0

Berechnung der Kollektorparameter
Calculation of the collector parameters

η_0:	Konversionsfaktor / *zero-loss collector efficiency* (η_0 at ϑ_m-ϑ_a = 0) [-] $\eta_0 = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta = 15°) \cdot 0.85 + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} \cdot 0.15$
a_1:	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat loss coefficient* [W/(m²K)] $a_1 = c_1$
a_2:	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature dependence of the heat loss coefficient* [W/(m²K²)] $a_2 = c_2$
$K_\theta(50)$:	Einstrahlwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier for hemispherical solar irradiance* [-] $K_\theta(50) = \frac{K_{\theta b}(50) \cdot 0.85 + K_{\theta d} \cdot 0.15}{1 - 0.15 + K_{\theta d} \cdot 0.15}$
c:	flächenbezogene Wärmekapazität / *area related heat capacity* [kJ/(m²K)] $c = c_5$

Graphische Darstellung der Messwerte (6 Minuten Mittelwerte)
Graphical presentation of the measured data (6 minutes mean values)

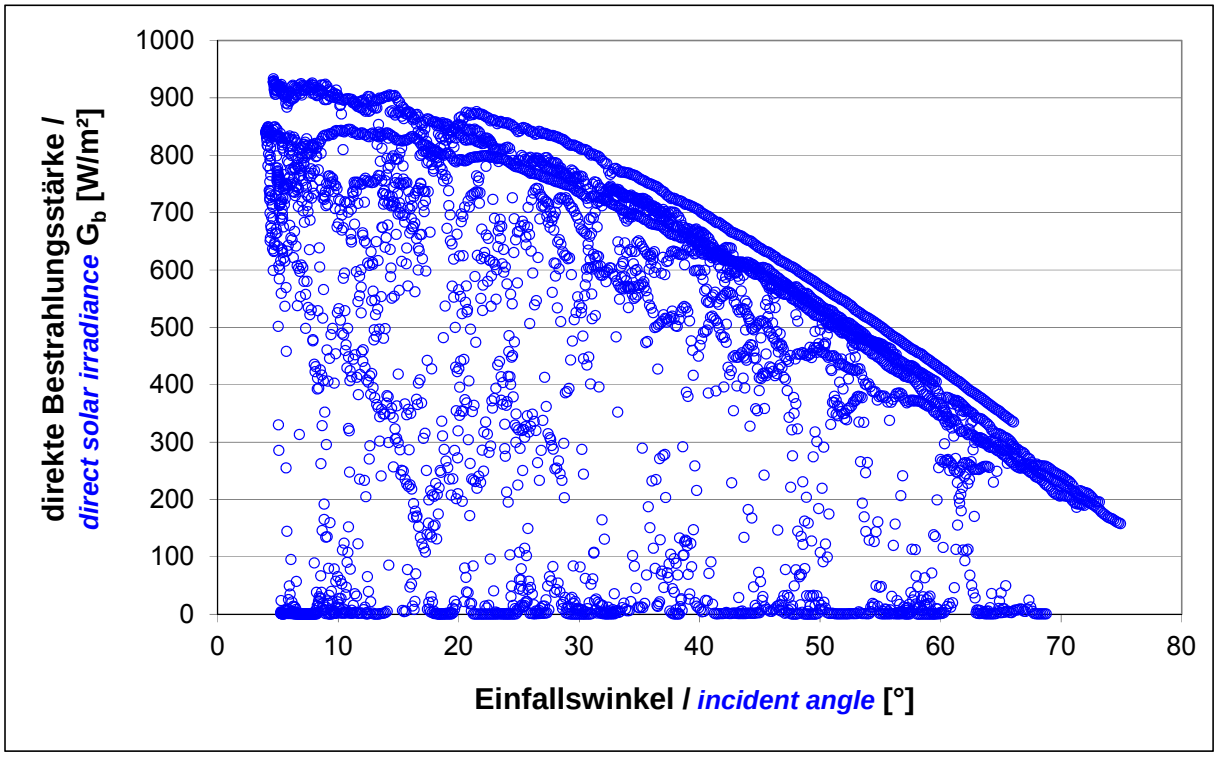


Abbildung B.1: Die direkte Bestrahlungsstärke über dem Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.1: the direct solar irradiance over the incident angle of the direct solar irradiance

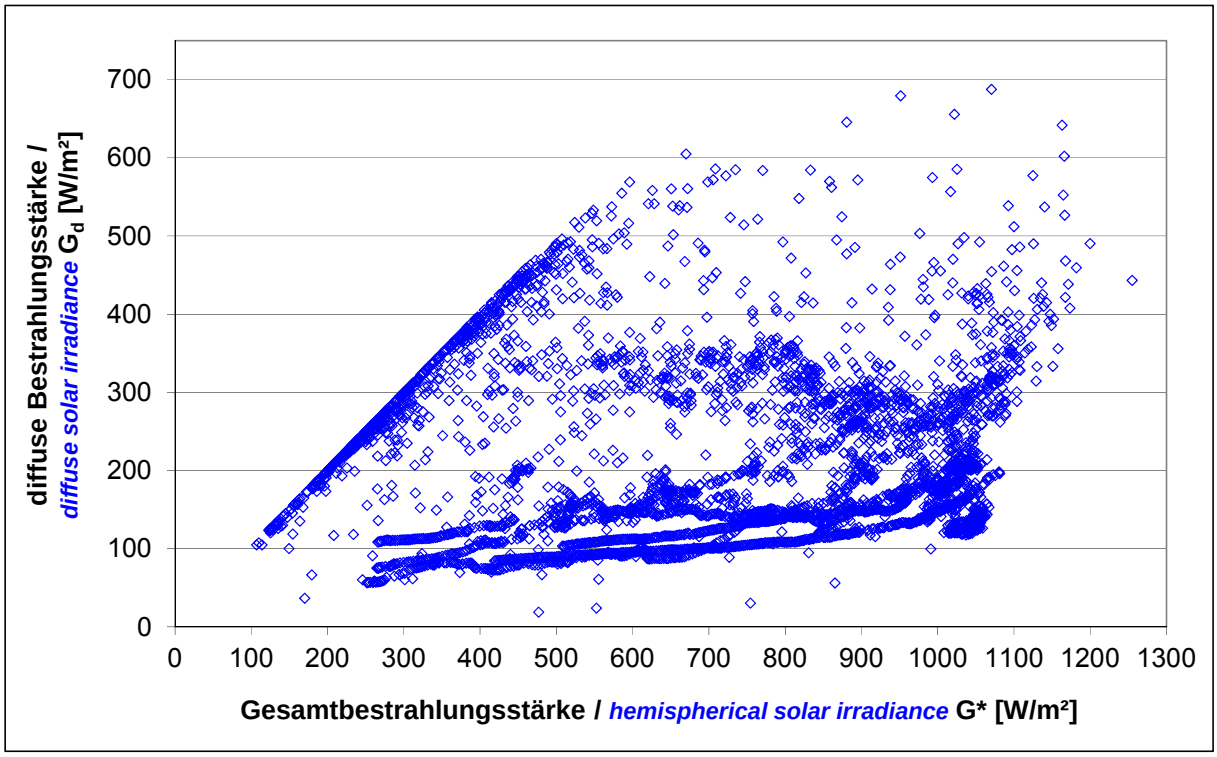


Abbildung B.2: Die diffuse Bestrahlungsstärke über der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.2: diffuse solar irradiance over the total solar irradiance

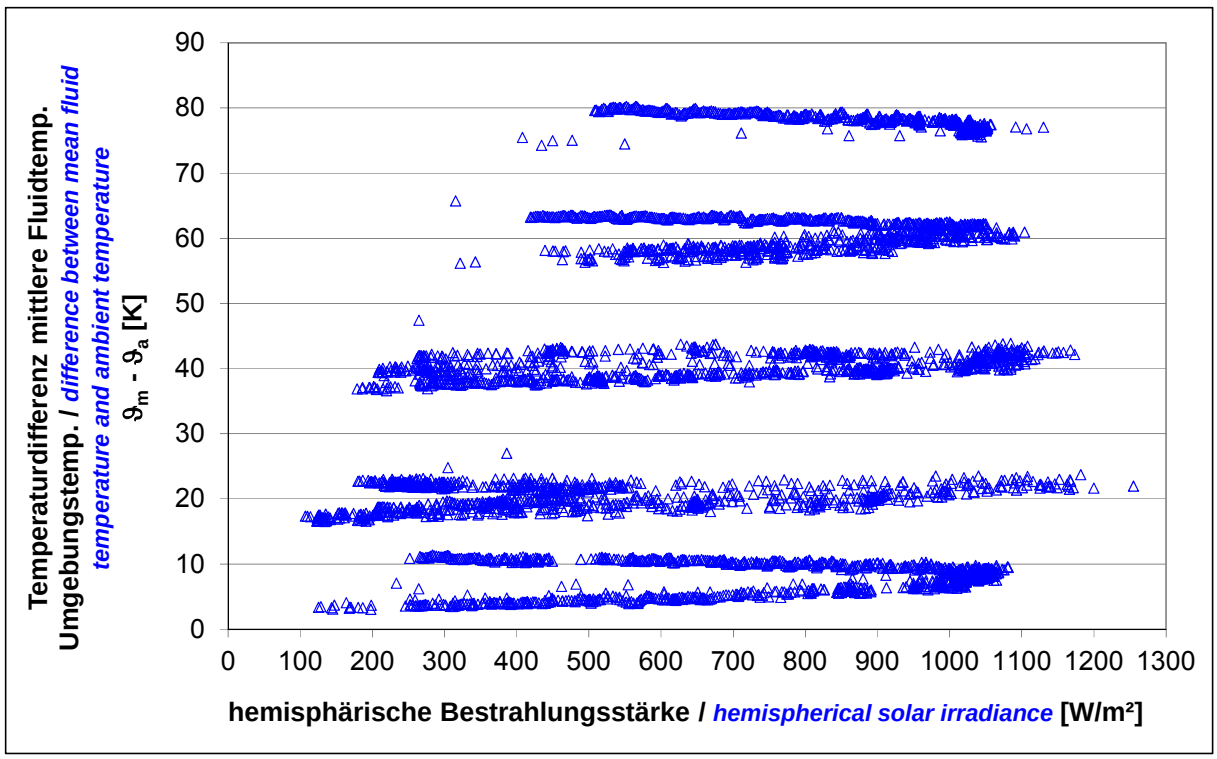


Abbildung B.3: Die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur über der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
Figure B.3: difference between mean fluid temperature and ambient temperature over the hemispherical solar irradiance

Anhang C: Nomenklatur
Annex C: Symbols and Units

A	[m²]	Aperturfläche / *aperture area*
a	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
a_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
a_2	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
b_0	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten Bestrahlungsstärke / *factor to determine the incident angle modifier of the beam irradiance*
c	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
c_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
c_2	[W/(m²K²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
c_5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
$F'(\tau\alpha)_{en}$	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *conversion factor of the beam irradiance*
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / *hemispherical solar irradiance*
G_b	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / *beam solar irradiance*
G_d	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / *diffuse solar irradiance*
$K_\theta(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance*
$K_{\theta b}(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the beam solar irradiance*
$K_{\theta d}$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the diffuse solar irradiance*
$(kA)_{WT}$	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers *heat transfer capacity of the solar heat exchanger*
$\dot{m}$	[l/h]	Massenstrom / *mass flow rate*
$\dot{Q}$	[W]	Kollektorleistung / *power per collector unit*
$\dot{q}$	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / *area based collector power*
Δp	[mbar]	Druckverlust / *pressure loss*
η	[-]	Wirkungsgrad / *collector efficiency*
η_0	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *conversion factor*
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / *heat conductivity*
ϑ	[°C]	Temperatur / *temperature*
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur / *ambient air temperature*
ϑ_e	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / *collector outlet temperature*
ϑ_{in}	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / *collector inlet temperature*
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / *mean fluid temperature*
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke *incidence angle of the beam solar irradiance*

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Zuverlässigkeit und Dauerhaftigkeit eines Sonnenkollektors

Test Report
Durability and Reliability of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006
according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 12COL1114Q
Test Report No.: 12COL1114Q

Stuttgart, den 04.10.2012
Stuttgart, October 4th, 2012

Auftraggeber: *client:*	**Solimpeks Solar Energy Corp.** **Fevzi Çakmak Mah. 10753 Sk. No:3** **Karatay 42050 Konya** **TURKEY**
Hersteller: *manufacturer:*	**Solimpeks Solar Energy Corp.**
Typ: *type:*	**Wunder ALS 2510 DRAIN**
Herstelljahr: *year of production:*	**2012**

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1 Allgemeine Angaben 3
General Specifications

2 Innendruckprüfung des Absorbers 9
Internal Pressure Test for Absorber

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit 9
High Temperature Resistance

4 Expositionstest 9
Exposure

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel 10
External Thermal Shock

6 Schneller innerer Temperaturwechsel 10
Internal Thermal Shock

7 Beregnungsprüfung 11
Rain Penetration

8 Mechanische Belastung 11
Mechanical Load Test

9 Stagnationstemperatur 12
Stagnation Temperature

10 Endkontrolle 13
Final Inspection

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen 14
Summary of Reliability Tests

12 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors 15
Test Occurrences and Operating Behaviour

13 Prüfverfahren 15
Test Methods

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)
General Specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	Solimpeks Solar Energy Corp. Fevzi Çakmak Mah. 10753 Sk. No:3 Karatay 42050 Konya TURKEY
Ansprechpartner: *contact person:*	Yusuf Akay Tel.: +90 4440602 Fax: +90 4440608 email: yusuf.akay@solimpeks.com
Typ: *type:*	Wunder ALS 2510 DRAIN *Wunder ALS 2510 DRAIN*
Herstellernummer: *serial no.:*	120723019 *120723019*
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: *internal identification of test laboratory:*	C1114B *C1114B*
Serienprodukt oder Baumuster: *serial product or model:*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr: *year of production:*	2012 *2012*

Bezugsflächen *Dimensions of collector unit*	von Prüflabor bestimmt *determined by test laboratory*
Bruttofläche: *gross area:*	2.43 m² *2.43 m²*
Aperturfläche: *aperture area:*	2.23 m² *2.23 m²*
Absorberfläche: *absorber area:*	2.23 m² *2.23 m²*

Kollektor/Gehäuse *Technical figures*	
Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate*
Länge: *length:*	1991 mm (von Prüflabor bestimmt) *1991 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1221 mm (von Prüflabor bestimmt) *1221 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	92 mm (von Prüflabor bestimmt) *92 mm (determined by test laboratory)*
Material: *material:*	Aluminium *aluminium*
Gewicht: *weight:*	44 kg *44 kg*
Dichtungsmaterialien: *sealing material:*	EPDM + Silikon *EPDM + silicon*
Einbauweise: *collector mounting:*	Aufdach, dachintegriert, Flachdach *On roof, in roof, flat roof*

Absorber
Absorber

Material: *material:*	Aluminiumblech und Kupferregister *aluminium sheet and copper piping*
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: *Joint absorber-risers:*	lasergeschweißt *laser welded*
Dicke: *thickness:*	0.4 mm *0.4 mm*
Oberflächenbehandlung: *surface treatment:*	Almeco – Tinox Al Selective Coating *Almeco – Tinox Al Selective Coating*
Absorptionsgrad: *absorptance:*	0.95 *0.95*
Emissionsgrad: *emittance:*	0.03 *0.03*
Wärmeträgerinhalt: *heat transfer fluid content:*	1.3 Liter *1.3 litres*
Durchströmungsform: *flow pattern:*	Mäander *meander*
Abmessungen Absorberrohre: *dimension absorber tubes:*	10 x 0.45 mm *10 x 0.45 mm*
Anzahl Absorberrohre: *no. of absorber tubes:*	1 *1*
Abstand der Absorberrohre: *distance between absorber tubes:*	92 mm *92 mm*
Abmessungen Sammlerrohr: *dimension of the header:*	18 x 0.7 mm *18 x 0.7 mm*
Anzahl Anschlüsse: *number of connections:*	4 *4*
Ausführung Anschlüsse: *realisation of connections:*	3/4“ Außengewinde *3/4“ outer threat*

Transparente Abdeckung
Transparent cover:

Anzahl: *number:*	1 *1*
Material: *material:*	Eisenarmes gehärtetes Glas *Low Iron Tempered Glass*
Hersteller: *manufacturer:*	Guangfeng Glass Co., Ltd. *Guangfeng Glass Co., Ltd*
Produktbezeichnung: *brand name:*	keine Angaben *not specified*
Transmissionsgrad: *transmittance:*	0.94 *0.94*
Dicke: *thickness:*	4 mm *4 mm*

Wärmedämmung
Thermal insulation:

	Rückseite *back side*	seitlich *sidewards*
Material: *material:*	Steinwolle *rock wool*	Glasswolle *glass wool*
Hersteller: *manufacturer:*	IZOCAM *IZOCAM*	IZOCAM *IZOCAM*
Produktbezeichnung: *Product name:*	Industrial Board SL 2 *Industrial Board SL 2*	keine Angabe *not specified*
Wärmeleitfähigkeit: *thermal conductivity:*	0.037 W/(mK) *0.037 W/(mK)*	0.04 W/(mK) *0.04 W/(mK)*
Wärmekapazität: *heat capacity:*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*
Dichte: *density:*	52 kg/m³ *52 kg/m³*	14 kg/m³ *14 kg/m³*
Dicke: *thickness:*	50 mm *50 mm*	20 mm *20 mm*

Grenzdaten
Limitations:

Stillstandstemperatur: *stagnation temperature:*	192 °C (von Prüflabor bestimmt) *192 °C (determined by test laboratory)*
max. zul. Betriebsüberdruck: *max. operation pressure:*	10 bar *10 bar*
Zulässiger Wärmeträger: *allowed heat transfer fluid:*	Flüssigkeit (Frostschutzmittel und Wasser) *Liquid (antifreeze + water)*
Nenndurchfluss pro Kollektor: *nominal flow rate per collector:*	120 kg/h *120 kg/h*

Feststellung des Kollektors
Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- Wunder ALS SERPANTIN 2510 CEBRI SISTEM - Zeichnung Nr. MWAS-2519F – Blatt 1 - 3 Datum: 12.07.2012
- Panel, Selektif, ALS, W2519, Cebri Sistem, 0,40mm - Zeichnung Nr. YPS-163 - Datum: 21.06.2012
- Cam, DD, Temperli 25XX, 1961 X 1191 X 4 mm - Zeichnung Nr. HCA-001 - Datum: 10.11.2010
- Profil, Kasa, M25xx, Kod4525, 3292mm, 2,75Kg - Zeichnung Nr. HKP-001 - Datum: 04.02.2008
- Wunder ALS SERPANTIN 2108 CEBRI SISTEM - Zeichnung Nr. MWAS-2119F – Blatt 1 - 3 Datum: 12.07.2012
- Panel, Selektif, ALS, W2119, Cebri Sistem, 0,40mm - Zeichnung Nr. YPS-162 - Datum: 21.06.2012

- Cam, DD, Temperli 21XX, 1961 X 1014 X 4 mm - Zeichnung Nr. HCA-002 - Datum: 10.11.2010
- Profil, Kasa, M21xx, Kod4525, 3115mm, 2,6Kg - Zeichnung Nr. HKP-002 - Datum: 04.02.2008

- *Wunder ALS SERPANTIN 2510 CEBRI SISTEM – drawing no. MWAS-2519F – Blatt 1 – 3 date: 12.07.2012*
- *Panel, Selektif, ALS, W2519, Cebri Sistem, 0,40mm - drawing no. YPS-163 - date:21.06.2012*
- *Cam, DD, Temperli 25XX, 1961 X 1191 X 4 mm - drawing no. HCA-001 - date: 10.11.2010*
- *Profil, Kasa, M25xx, Kod4525, 3292mm, 2,75Kg - drawing no. HKP-0001 - date: 04.02.2008*
- *Wunder ALS SE… date: 12.07.2012*
- *Panel, Selektif, ALS, W2519, Cebri Sistem, 0,40mm - drawing no. YPS-163 - date:21.06.2012*
- *Cam, DD, Temperli 25XX, 1961 X 1191 X 4 mm - drawing no. HCA-001 - date: 10.11.2010*
- *Profil, Kasa, M25xx, Kod4525, 3292mm, 2,75Kg - drawing no. HKP-0001 - date: 04.02.2008*
- *Wunder ALS SE… date: 12.07.2012*
- *Panel, Selektif, ALS, W2119, Cebri Sistem, 0,40mm - drawing no. YPS-162 - date:21.06.2012*
- *Cam, DD, Temperli 21XX, 1961 X 1014 X 4 mm - drawing no. HCA-002 - date: 10.11.2010*
- *Profil, Kasa, M21xx, Kod4525, 3115mm, 2,6Kg - drawing no. HKP-002 - date: 04.02.2008*

Datenblätter:
technical data sheets:

- ITW Datenblatt Kollektor Wunder ALS 2510 DRAIN
- ITW Datenblatt Kollektor Wunder ALS 2108 DRAIN
- GUANGFENG SOLAR GLASS CO., LTD. – Specification Solar Glass
- TiNOX energy, Product specifications
- Izocam Rock Wool, Thermal and Sound Insulation

- *ITW data sheet collector Wunder ALS 2510 DRAIN*
- *ITW data sheet collector Wunder ALS 2108 DRAIN*
- *GUANGFENG SOLAR GLASS CO., LTD. – Specification Solar Glass*
- *TiNOX energy, Product specifications*
- *Izocam Rock Wool, Thermal and Sound Insulation*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:

The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	ja *yes*	nein *no*
Name des Herstellers *name of manufacturer*	☒	☐
Kollektortyp *collector type*	☒	☐
Seriennummer *serial number*	☒	☐

	Herstellungsjahr *year of production*	☒	☐
	Brutto-Kollektorfläche *gross area of collector*	☒	☐
	Maße des Kollektors *dimensions of collector*	☒	☐
	Maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
	Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C *stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C*	☒	☐
	Volumen des Wärmeträgermediums *volume of heat transfer fluid*	☒	☐
	Leergewicht des Kollektors *weight of empty collector*	☒	☐
	Hergestellt in: *made in:*	☒	☐

Das Typenschild ist gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar angebracht.

The label is according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 visible and durable attached to the collector label.

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- COLLECTOR INSTRUCTIONS MANUAL WUNDER ALS 2108 & 2510 DRAIN models SOLIMPEKS solar Energy Corp.
- *COLLECTOR INSTRUCTIONS MANUAL WUNDER ALS 2108 & 2510 DRAIN models SOLIMPEKS solar Energy Corp.*

Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja *yes*	nein *no*
Maße und Gewicht des Kollektors *dimensions and weight of the collector*	☒	☐
Anweisung für dessen Transport und Handhabung *instructions about the transport and handling of the collector*	☒	☐
Beschreibung des Montageverfahrens *description of the mounting procedure*	☒	☐
Empfehlungen für den Blitzschutz *recommendations about lightning protection*	☒	☐
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander *instructions about the coupling of the collectors to one another*	☒	☐

	Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger-kreislauf *instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit*	☒	☐
	Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m² *dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²*	☒	☐
	Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien *recommendations about the heat transfer media*	☒	☐
	Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind *precautions to be taken during filling, operation and service*	☒	☐
	maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
	Druckabfall *pressure drop*	☒	☐
	größter und kleinster Neigungswinkel *maximum and minimum tilt angle*	☒	☐
	zulässige Wind- und Schneelast *permissible wind and snow load*	☒	☐
	Wartungsanforderungen *maintenance requirements*	☒	☐

Gültigkeit *Validity:*	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp Wunder ALS 2510 DRAIN, sowie für den baugleichen Kollektor Wunder ALS 2108 DRAIN. *The test report is valid for collector type Wunder ALS 2510 DRAIN as specified above as well as for the collector Wunder ALS 2108 DRAIN identical in construction.*

2 Innendruckprüfung des Absorbers
Internal Pressure for Absorber

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.2.

Datum: 19.09.2012
date:

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
10	**15**	**15**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit
High Temperature Resistance

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.3.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.3.

Datum: 19.08.2012
date:

Prüfdauer *test duration* [min]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
60	**1013**	**35**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

4 Expositionstest
Exposure

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.4.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.4.

Expositionsdauer: 08.08.- 16.09.2012 40 Tage
Duration of exposure: *40 days*

Einstrahlungssumme in Kollektorebene *sum of global irradiation* [MJ/m²]	Anzahl Tage mit mehr als 14 MJ/m² *number of days with more than 14 MJ/m²* [d]	Niederschlags-summe *sum of rainfall* [l/m²]	Anzahl Stunden über 850 W/m² *number of hours with more than 850 W/m²* [h]
802	**34**	**46**	**73**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel
External thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.5.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.5.

1. Prüfung: 23.08.2012
1. test:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2.2	**17**	**1015**	**26**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 17.09.2012
2. test:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2.2	**18**	**1060**	**23**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

6 Schneller innerer Temperaturwechsel
Internal thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.6.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.6.

1. Prüfung: 17.08.2012
1. test

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2,7	**17**	**1009**	**24**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 21.08.2012
2. test

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2,7	**14**	**955**	**34**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

7 Beregnungsprüfung
Rain penetration

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.7.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.7.

Datum: 29.05.2012
date:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	Prüfdauer *test duration* [h]
4.5	**11**	**4.0**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8 Mechanische Belastung
Mechanical load test

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.

8.1 Überdruckprüfung für die Kollektorabdeckung
Positive pressure test of the collector cover

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.1.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.1.

Datum: 30.05.2012
date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem max. Druck von 3000 Pa belastet.
The collector cover was charged with a max. pressure of 3000 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8.2 Unterdruckprüfung der Befestigungselemente zwischen Kollektorabdeckung und Kollektorgehäuse
Negative pressure test of fixings between the cover and the collector box

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.2.

Datum: 30.05.2012
date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem maximalen Zug von 2250 Pa belastet.
The collector cover was charged with a max. tension of 2250 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

9 Stagnationstemperatur
Stagnation temperature

Bestimmung der Stagnationstemperatur nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Anhang C.
Determination of the stagnation temperature acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, Annex C.

Datum: 19.08.2012
date:

mittlere Bestrahlungsstärke G_m *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Absorbertemperatur ϑ_{sm} *mean absorber temperature* [°C]	mittlere Umgebungstemperatur ϑ_{am} *mean ambient temperature* [°C]
1013	**199**	**35**

Ergebnis: Die Stagnationstemperatur ϑ_{stg} für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von G_s = 1000 W/m² und ϑ_{as} = 30 °C ergibt sich nach
Conclusion: The stagnation temperature ϑ_{stg} for the required ambient conditions G_s = 1000 W/m² and ϑ_{as} = 30 °C is calculated according

$$\vartheta_{stg} = \vartheta_{as} + \frac{G_s}{G_m}\left(\vartheta_{sm} - \vartheta_{am}\right)$$

zu *to* **ϑ_{stg} = 192 °C**

10 Endkontrolle
Final inspection

Zerlegung und Untersuchung des Kollektors nach Abschluss der vollständigen Prüffolge gemäß EN 12975-2:2006 – 5.11.
Dismantling and inspection of the collector after completion of the full test sequence according to EN 12975-2:2006 – 5.11.

Datum: 19.09.2012
date:

Bewertung erfolgt nach dem folgenden Schlüssel:
Evaluation according the following scale:

0 - kein Fehler / *no problem*
1 - geringer Fehler / *minor problem*
2 - schwerer Fehler / *major problem*
* - Inspektion war nicht möglich oder Komponente nicht vorhanden / *Inspection was not possible or component not does not exist*

Gehäuse / *Collector box*	Rissbildung / Verwerfung / Korrosion / eindringendes Regenwasser *Cracking / warping / corrosion / rain penetration*	0
Montageelemente *Mountings*	Festigkeit / Sicherheit *Strength / safety*	0
Verschlüsse / Dichtungen *Seals / gaskets*	Rissbildung / Haftung / Elastizität *Cracking / adhesion / elasticity*	0
Abdeckung / Reflektor *Cover / reflector*	Rissbildung / Haarrisse / Ausbeulen / Abblättern / Verwerfung / Ausgasen *Cracking / crazing / buckling / delamination / warping / outgasing*	0
Absorberbeschichtung *Absorber coating*	Rissbildung / Haarrisse / Blasenbildung *Cracking / crazing / blistering*	0
Absorberregister *Absorber piping*	Verformung / Korrosion / Undichtheit / sich lösende Verbindungen *Deformation / corrosion / leakage / loss of bonding*	0
Absorberbefestigung *Absorber fixing*	Verformung / Korrosion *Deformation / corrosion*	0
Wärmedämmung *Insulation*	Wasseraufnahme/Ausgasen/Schwindung *Water retention / outgasing / degradation*	0

Ergebnis: Kein schwerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major problem acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen
Summary of Reliability Tests

Die Prüfung des Kollektors erfolgte nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".

The test of the collector was performed according to EN 12975-2:2006 „thermal solar systems and components – solar collectors – part 2: test methods“.

11.1 Prüfungen
Tests

1. Innendruckprüfung des Absorbers *Internal pressure for absorber*	kein größerer Fehler *no major failure*
2. Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit *High temperature resistance*	kein größerer Fehler *no major failure*
3. Expositionstest *Exposure*	kein größerer Fehler *no major failure*
4. Schneller äußerer Temperaturwechsel *External shock*	kein größerer Fehler *no major failure*
5. Schneller innerer Temperaturwechsel *Internal shock*	kein größerer Fehler *no major failure*
6. Beregnungsprüfung *Rain penetration*	kein größerer Fehler *no major failure*
7. Mechanische Belastung *Mechanical load test*	kein größerer Fehler *no major failure*
8. Endkontrolle *Final inspection*	kein größerer Fehler *no major failure*

11.2 Sicherheit
Safety

Die Stagnationstemperatur bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m² und einer Umgebungstemperatur von 30 °C beträgt 192 °C.

The stagnation temperature at an irradiance of 1000 W/m² and an ambient temperature of 30°C reaches 192 °C.

11.3 Feststellung des Kollektors
Collector identification

Die Installationsanweisung und das Typenschild enthalten alle nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7 geforderten Angaben (vgl. 1 Allgemeine Angaben).

The installer instruction manual and the collector label include all, according to EN 12975-1:2006 chapter 7 required information (see 1 General Specification).

12 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

13 Prüfverfahren
Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components -- Solar Collectors – Part 2: Test methods".
Die Dauerhaftigkeits- und Zuverlässigkeitsprüfung wurde mit Ausnahme der mechanischen Belastung und der Beregnungsprüfung an dem Kollektor mit der internen Prüflingsnummer C1114B durchgeführt. Die Prüfungen der mechanischen Belastung und der Beregnung wurden an einem in Bezug auf die Prüfungen baugleichen Kollektor durchgeführt. Die entsprechenden Ergebnisse wurden dem Prüfbericht 12COL1079Q vom 05.06.2012 entnommen.

The outdoor test of the collector was carried according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".
The durability and reliability test was accomplished at the collector with internal identification C1114B with the exception of mechanical load and rain penetration tests. The mechanical load and rain penetration tests were carried out at a solar collector identical in construction in respect to the tests carried out. The results were taken from test report 12COL1079Q dated 5th of June 2012.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied **in extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: *Arrival of test sample:*	03.08.2012
Prüfzeitraum: *Test period:*	08.08. – 19.09.2012
Prüfer: *Test engineer:*	Dipl.-Ing. M. Herr, M.Sc. P. Kofler, Dipl.-Ing. B. Traub, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy, M. Wild

Stuttgart, den 04.10.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report
Thermal Performance of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006
according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 12COL1116
Test Report No.: 12COL1116

Stuttgart, den 19.09.2012
Stuttgart, September 19th, 2012

Auftraggeber: *client:*	**CAMEL SOLAR LTD** **Veljko Vlahovic 18 (mezanin)** **1000 Skopje** **Republic of Macedonia**
Hersteller: *manufacturer:*	**CAMEL SOLAR LTD**
Typ: *type:*	**CS Full Plate 2.0 - 2**
Herstelljahr: *year of production:*	**2012**

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis
Table of Contents

1 Allgemeine Angaben 3
General Specifications

2 Prüfergebnisse Wärmeleistung 9
Test Results Thermal Performance

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors 11
Test Occurrences and Operating Behaviour

4 Prüfverfahren 11
Test Methods

Anhang A: Ertragsvorhersage 12
Annex A: Prediction of the Yearly Energy Gain

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen ... 14
Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Anhang C: Nomenklatur 17
Annex C: Symbols and Units

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)
General Specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	CAMEL SOLAR LTD Veljko Vlahovic 18 (mezanin) 1000 Skopje Republic of Macedonia
Ansprechpartner: *contact person:*	Vladko Ristov Tel.: +389 2 2602029 Fax: +389 2 322 9600 email: v_ristov@hotmail.com
Typ: *type:*	CS Full Plate 2.0 - 2 *CS Full Plate 2.0 - 2*
Herstellernummer: *serial no.:*	0000401 *0000401*
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: *internal identification of test laboratory:*	C1116 *C1116*
Serienprodukt oder Baumuster: *serial product or model:*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr: *year of production:*	2012 *2012*

Bezugsflächen *Dimensions of collector unit*	von Prüflabor bestimmt *determined by test laboratory*
Bruttofläche: *gross area:*	2.02 m² *2.02 m²*
Aperturfläche: *aperture area:*	1.82 m² *1.82 m²*
Absorberfläche: *absorber area:*	1.82 m² *1.82 m²*

Kollektor/Gehäuse
Technical figures

Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate collector*
Länge: *length:*	2006 mm (von Prüflabor bestimmt) *2006 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1006 mm (von Prüflabor bestimmt) *1006 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	85 mm (von Prüflabor bestimmt) *85 mm (determined by test laboratory)*
Material: *material:*	Aluminium *aluminium*
Gewicht: *weight:*	33 kg *33 kg*
Dichtungsmaterialien: *sealing material:*	Silikon *silicon*
Einbauweise: *collector mounting:*	Aufdach, Flachdach *On roof, flat roof*

Absorber
Absorber

Material: *material:*	Aluminiumblech und Kupferregister *aluminium sheet and copper piping*
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: *Joint absorber-risers:*	zusätzliches Aluminiumblech (0.2 mm) von hinten 2 mal mit Absorberblech und 1 mal mit Absorberrohr ultraschallgeschweißt *additional aluminium sheet (0.2 mm) ultrasonic welded on backside, two times with absorber sheet and once with riser tube*
Dicke: *thickness:*	0.5 mm *0.5 mm*
Oberflächenbehandlung: *surface treatment:*	TiNOX *TiNOX*
Absorptionsgrad: *absorptance:*	0.95 *0.95*
Emissionsgrad: *emittance:*	0.05 *0.05*
Wärmeträgerinhalt: *heat transfer fluid content:*	1.3 Liter *1.3 litres*
Durchströmungsform: *flow pattern:*	Halbharfe *half harp*
Abmessungen Absorberrohre: *dimension absorber tubes:*	8 x 0.4 mm *8 x 0.4 mm*
Anzahl Absorberrohre: *number of absorber tubes:*	9 *9*
Abstand der Absorberrohre: *distance between absorber tubes:*	94 mm *94 mm*
Abmessungen Sammlerrohr: *dimension of the header:*	22 x 0.7 mm *22 x 0.7 mm*
Anzahl Anschlüsse: *number of connections:*	2 *2*
Ausführung Anschlüsse: *realisation of connections:*	22 mm Kupferrohr *22 mm copper pipe*

Transparente Abdeckung
Transparent cover:

Anzahl: *number:*	1 *1*
Material: *material:*	Gehärtetes eisenarmes Glas *tempered low iron glass*
Hersteller: *manufacturer:*	PV$^+$ GLASS *PV$^+$ GLASS*
Produktbezeichnung: *brand name:*	LIP32 PV$^+$ GLASS *LIP32 PV$^+$ GLASS*
Transmissionsgrad: *transmittance:*	0.92 *0.92*
Dicke: *thickness:*	3.2 mm *3.2 mm*

Wärmedämmung
Thermal insulation:

	Rückseite *back side*	seitlich *sidewards*
Material: *material:*	Steinwolle *rock wool*	Steinwolle *rock wool*
Hersteller: *manufacturer:*	Knauf *Knauf*	Knauf *knauf*
Produktbezeichnung: *Product name:*	TSP SBD5 *TSP SBD5*	TSP SBD5 *TSP SBD5*
Wärmeleitfähigkeit: *thermal conductivity:*	0.035 W/(mK) *0.035 W/(mK)*	0.035 W/(mK) *0.035 W/(mK)*
Wärmekapazität: *heat capacity:*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*
Dichte: *density:*	56 kg/m³ *56 kg/m³*	56 kg/m³ *56 kg/m³*
Dicke: *thickness:*	50 mm *50 mm*	20 mm *20 mm*

Grenzdaten
Limitations:

Stillstandstemperatur: *stagnation temperature:*	197 °C (von Prüflabor bestimmt) *197 °C (determined by test laboratory)*
max. zul. Betriebsüberdruck: *max. operation pressure:*	10 bar *10 bar*
Zulässiger Wärmeträger: *allowed heat transfer fluid:*	Glykol / Wasser Mischung *glycol / Water mixture*
Nenndurchfluss pro Kollektor: *nominal flow rate per collector:*	90 kg/h *90 kg/h*

Feststellung des Kollektors
Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- Register – dwg.no FLAT-2.1 - Blatt 1 - Datum: 05.2012
- Absorber – dwg.no FLAT-2.2 - Blatt 2 - Datum: 05.2012
- Cross-section of collector – dwg.no FLAT-2.3 - Blatt 3 - Datum: 05.2012
- Collector – dwg.no FLAT-2.4 - Blatt 4 - Datum: 05.2012
- Copper pipe 825mm – dwg.no FLAT-2.5 - Blatt 5 - Datum: 05.2012
- Copper pipe 785mm – dwg.no FLAT-2.6 - Blatt 6 - Datum: 05.2012
- heat transfer sheet – dwg.no FLAT-2.7 - Blatt 7 - Datum: 05.2012
- Copper pipe for the absorber – dwg.no FLAT-2.8 - Blatt 8 - Datum: 05.2012
- Al selective sheet 1960x940 mm – dwg.no FLAT-2.12 - Blatt 12 - Datum: 05.2012
- Glas cover 3.2 mm – dwg.no FLAT-2.13 - Blatt 13 - Datum: 05.2012

- Frame – dwg.no FLAT-4.12 - Blatt 12 - Datum: 05.2012
- *Register – dwg.no FLAT-2.1 - sheet 1 - date: 05.2012*
- *Absorber – dwg.no FLAT-2.2 - sheet 2 - date: 05.2012*
- *Cross-section of collector – dwg.no FLAT-2.3 - sheet 3 - date: 05.2012*
- *Collector – dwg.no FLAT-2.4 - sheet 4 - date: 05.2012*
- *Copper pipe 825mm – dwg.no FLAT-2.5 - sheet 5 - date: 05.2012*
- *Copper pipe 785mm – dwg.no FLAT-2.6 - sheet 6 - date: 05.2012*
- *heat transfer sheet – dwg.no FLAT-2.7 - sheet 7 - date: 05.2012*
- *Copper pipe for the absorber – dwg.no FLAT-2.8 - sheet 8 - date: 05.2012*
- *Al selective sheet 1960x940 mm – dwg.no FLAT-2.12 - sheet 12 - date: 05.2012*
- *Glas cover 3.2 mm – dwg.no FLAT-2.13 - sheet 13 - date: 05.2012*
- *Frame – dwg.no FLAT-4.12 - sheet 12 - date: 05.2012*

Datenblätter:
technical data sheets:

- ITW Datenblatt Kollektor CS Full Plate 2.0 - 2
- Technical Data PV GLASS LIP32, Feb. 2011
- ALMECO TiNOX SOLAR Product specifications
- KNAUF INSULATION TSP SOLAR BOARD D5
- Materials CS Full Plate 2.0 – 2
- *ITW data sheet collector CS Full Plate 2.0 - 2*
- *Technical Data PV GLASS LIP32, Feb. 2011*
- *ALMECO TiNOX SOLAR Product specifications*
- *KNAUF INSULATION TSP SOLAR BOARD D5*
- *Materials CS Full Plate 2.0 – 2*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:

The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	ja *yes*	nein *no*
Name des Herstellers *name of manufacturer*	☒	☐
Kollektortyp *collector type*	☒	☐
Seriennummer *serial number*	☒	☐
Herstellungsjahr *year of production*	☒	☐
Brutto-Kollektorfläche *gross area of collector*	☒	☐
Maße des Kollektors *dimensions of collector*	☒	☐
Maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C *stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C*	☒	☐

	Volumen des Wärmeträgermediums *volume of heat transfer fluid*	☒	☐
	Leergewicht des Kollektors *weight of empty collector*	☒	☐
	Hergestellt in: *made in:*	☒	☐

Das Typenschild ist gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar angebracht.

The label is according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 visible and durable attached to the collector label.

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- INSTALLATION MANUAL - for installers - camel solar – CS FULL PLATE 2.0 -2 connections-
- *INSTALLATION MANUAL - for installers - camel solar – CS FULL PLATE 2.0 -2 connections-*

Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja *yes*	nein *no*
Maße und Gewicht des Kollektors *dimensions and weight of the collector*	☒	☐
Anweisung für dessen Transport und Handhabung *instructions about the transport and handling of the collector*	☒	☐
Beschreibung des Montageverfahrens *description of the mounting procedure*	☒	☐
Empfehlungen für den Blitzschutz *recommendations about lightning protection*	☒	☐
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander *instructions about the coupling of the collectors to one another*	☒	☐
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger-kreislauf *instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit*	☒	☐
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m² *dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²*	☒	☐
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien *recommendations about the heat transfer media*	☒	☐
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind *precautions to be taken during filling, operation and service*	☒	☐

	maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
	Druckabfall *pressure drop*	☒	☐
	größter und kleinster Neigungswinkel *maximum and minimum tilt angle*	☒	☐
	zulässige Wind- und Schneelast *permissible wind and snow load*	☒	☐
	Wartungsanforderungen *maintenance requirements*	☒	☐

Gültigkeit *Validity:*	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp CS Full Plate 2.0 - 2. *The test report is valid for collector type CS Full Plate 2.0 - 2 as specified above as.*

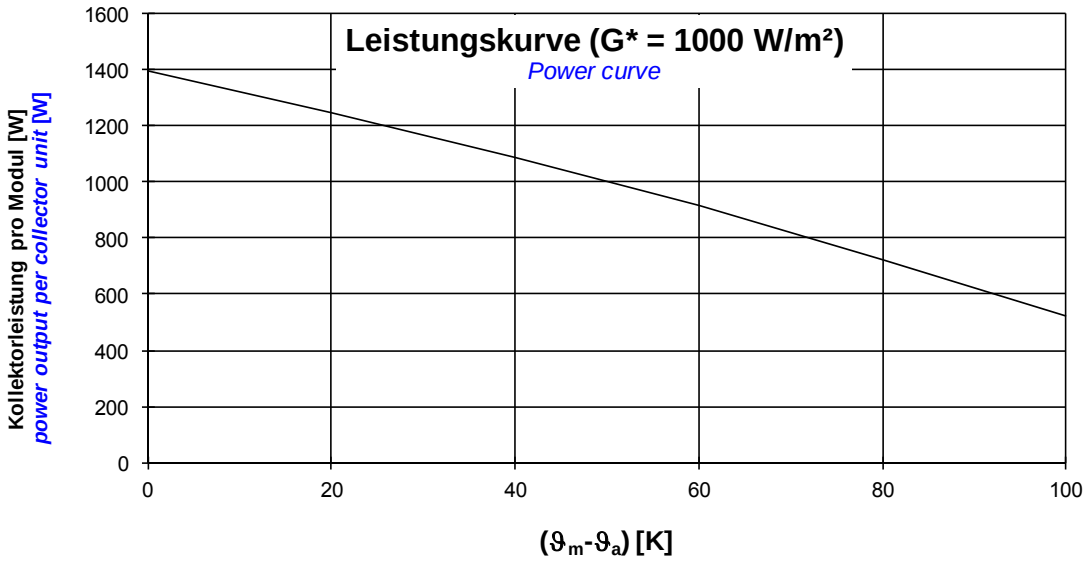
2 Prüfergebnisse Wärmeleistung

Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung:
Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

Konversionsfaktor η_0 [-] *conversion factor*	0.765
Wärmedurchgangskoeffizient a_1 [W/(m²K)] *heat transfer coefficient*	3.785
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2 [W/(m²K²)] *temperature depending heat transfer coefficient*	0.010
Einfallswinkel-Korrekturfaktor K_θ (50°) [-] *incidence angle modifier*	0.936
flächenbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] *area related heat capacity*	14.37
Volumenstrom [l/(m²h)] *volume flow rate*	72
Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] *aperture area per collector unit*	1.82
Peakleistung [W_{peak}] pro Kollektormodul (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a)= 0) *peak power [W_{peak}] per collector unit (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a) = 0)*	1392



Kollektorleistung pro Modul [W]
Power output per collector unit [W]

	Bestrahlungsstärke / *Irradiance*		
ϑ_m-ϑ_a in [K]	400 W/m²	700 W/m²	1000 W/m²
0	557	975	1392
20	412	830	1247
40	252	670	1088
60	78	496	913
80	0 *)	307	725
100	0 *)	104	521

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung
Note: the reported values are for normal incidence

*) Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

*) *Calculating the power output per collector unit under these operation conditions result in negative values. Therefore the calculated power output is indicated with zero.*

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

4 Prüfverfahren
Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" unter Verwendung des Prüfverfahrens unter quasi-dynamischen Bedingungen. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.

The outdoor test of the collector was carried out under quasi-dynamic conditions according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". Water was used as heat transfer fluid.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied **in extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: *Arrival of test sample:*	01.08.2012
Prüfzeitraum: *Test period:*	09.08. – 17.08.2012
Prüfer: *Test engineer:*	Dr.-Ing. S. Fischer, Dipl.-Ing. M. Herr, M. Wild

Stuttgart, den 19.09.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Ertragsvorhersage

Annex A: Prediction of the yearly energy gain

Die Vorhersage beruht auf der Berechnung des Jahresenergieertrags des Kollektors in einer Referenzanlage zur Brauchwassererwärmung. Die Anlage ist für einen Vierpersonenhaushalt dimensioniert. Die Berechnung erfolgt für die Aperturflächen 3, 4, 5 und 6 m² sowie Referenz-Wetterdaten von Hannover, Würzburg und Stötten (Ostalb).

The prediction is based on the calculation of the yearly energy gain of the collector in a reference solar hot water system. This system is designed for a four-person-household. The calculation is done for aperture areas of 3, 4, 5 and 6 m² as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)

collector characteristics (based on aperture area)

Konversionsfaktor *conversion factor*	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient *heat transfer coefficient*	flächenbezogene Wärmekapazität *area related heat capacity*
η_0 = **0.765**	a_1 = **3.785 W/(m²K)**	
	a_2 = **0.010 W/(m²K²)**	**c = 14.37 kJ/(m²K)**

Einfallswinkel-Korrekturfaktoren
incidence angle modifier

θ	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$	1	0.99	0.98	0.96	0.92	0.86	0.74	0

Berechnungsresultate

calculation results

Standort / *location*	Hannover	**Würzburg**	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m²a)] *radiation*	1022	**1212**	1354
Aperturfläche [m²] *aperture area*	Jährlicher Kollektorertrag[1)] [kWh/(m²a)] *yearly energy gain*		
3	456	547	597
4	416	500	543
5	382	**456**	493
6	351	415	448

[1)] Ertrag des Kollektors ohne die Wärmeverluste in den Rohrleitungen und des Warmwasserspeichers
energy gain of the collector without heat losses in the tubes and hot water store

Systemdaten ITW Referenzanlage zur Trinkwassererwärmung *System data of the ITW reference solar hot water system*	
Dachausrichtung: *roof orientation:*	Süd; Anstellwinkel entspricht Breitengrad *south; tilt angle equal to latitude*
Kollektoranbindung: *collector piping:*	Je 15 m Vor- und Rücklauf; Nennweite DN 16; Dämmstärke 25 mm, λ = 0,04 W/(mK) Vor- und Rücklauf befinden sich je zur Hälfte im Innen- und Außenbereich *15 m each to store, from store; normal width DN 16; insulation thickness 25 mm, λ = 0,04 W/(mK), one half of each pipe is located outside, the other half is located inside*
Speicher: *storage:*	Volumen 300 l; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15°C Volumen des Bereitschaftsteils 135 l; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit 2 λ_{Wasser} *volume 300 l; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15 °C* *volume auxiliary 135 l; set temperature 60 °C* *stratification number 100; effective vertical heat conductivity 2 λ_{water}*
Wärmeübertrager: *heat exchanger:*	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen $(kA)_{WT}$ in [W/K]; $(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$ mit A_c: Aperturfläche [m²] ϑ_m: Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] *immersed heat exchanger, heat transfer capacity $(kA)_{WT}$ in [W/K];* *$(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$* *with Ac: aperture area [m²]* *ϑ_m: average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]*
Warmwasser-verbrauch: *hot water consumption:*	200 l/Tag ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a *200 l/day ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l);* *cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C* *annual consumption: 2936 kWh/a*

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen

Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Die unter „Prüfergebnisse Wärmeleistung“ dokumentierten Kollektorparameter wurden gemäß den Vorgaben der EN 12975-2:2006 aus den Kollektorparametern der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen abgeleitet.

The collector parameters listed in “Test Results Thermal Performance” are, according to EN 12975-2:2006, derived from the collector parameters gained from measurements under quasi-dynamic conditions

Verwendetes Kollektormodell

Used collector model

Zur Auswertung der Messdaten wurde die flächenbezogene Kollektorleistung entsprechend der folgenden Gleichung nachgebildet

For evaluation of the measured data the area specific collector power was modelled according to the equation

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} G_d - c_1(\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2(\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_5 \frac{d\vartheta_m}{dt}$$

mit/*with*

$$K_{\theta b} = 1 - b_0\left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right)$$

Ergebnisse der Regression

Regression results

Auf Aperturfläche bezogen *based on the aperture area*	
$F'(\tau\alpha)_{en}$:	0.771 [-]
b_0:	0.136 [-]
$K_{\theta d}$:	0.974 [-]
c_1:	3.785 [W/(m²K)]
c_2:	0.010 [W/(m²K²)]
c_5:	14.37 [kJ/(m²K)]

Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel θ *incident angle θ*	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$:	1	0.99	0.98	0.96	0.92	0.86	0.74	0

Berechnung der Kollektorparameter
Calculation of the collector parameters

η_0:	Konversionsfaktor / *zero-loss collector efficiency* (η_0 at ϑ_m-ϑ_a = 0) [-] $\eta_0 = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta = 15°) \cdot 0.85 + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} \cdot 0.15$
a_1:	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat loss coefficient* [W/(m²K)] $a_1 = c_1$
a_2:	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature dependence of the heat loss coefficient* [W/(m²K²)] $a_2 = c_2$
$K_\theta(50)$:	Einstrahlwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier for hemispherical solar irradiance* [-] $K_\theta(50) = \frac{K_{\theta b}(50) \cdot 0.85 + K_{\theta d} \cdot 0.15}{1 - 0.15 + K_{\theta d} \cdot 0.15}$
c:	flächenbezogene Wärmekapazität / *area related heat capacity* [kJ/(m²K)] $c = c_5$

Graphische Darstellung der Messwerte (6 Minuten Mittelwerte)
Graphical presentation of the measured data (6 minutes mean values)

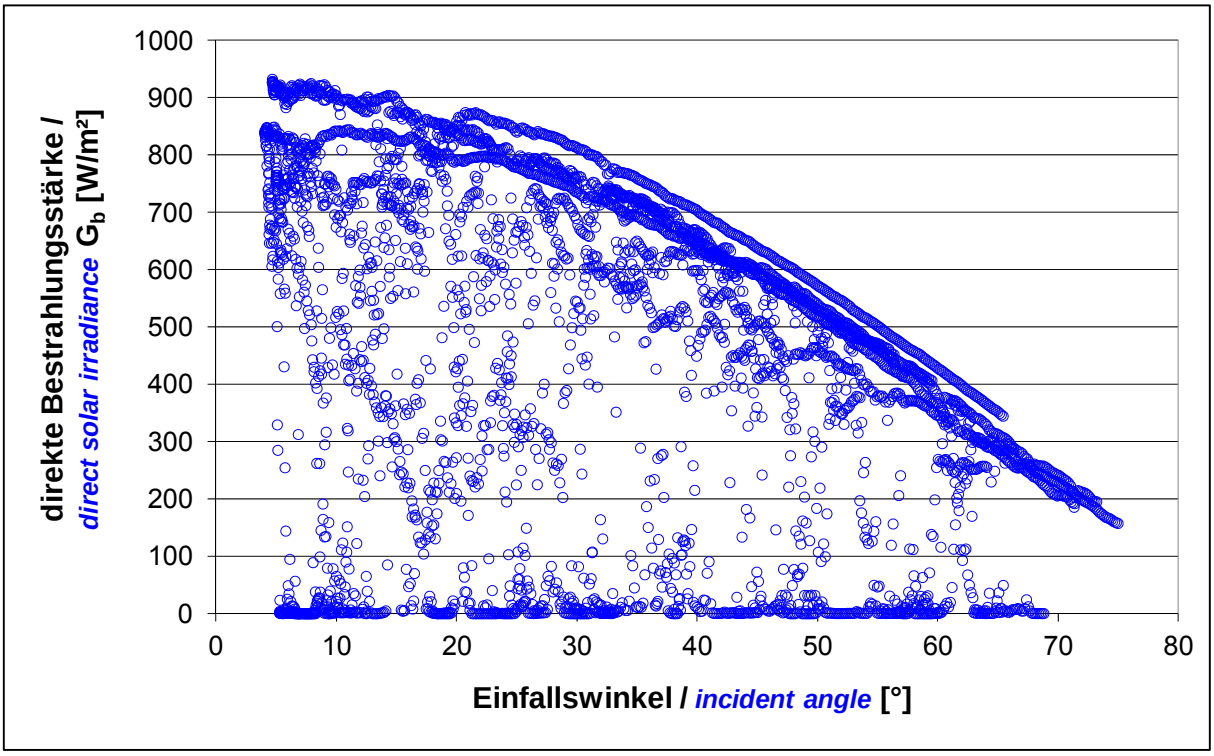


Abbildung B.1: Die direkte Bestrahlungsstärke über dem Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.1: the direct solar irradiance over the incident angle of the direct solar irradiance

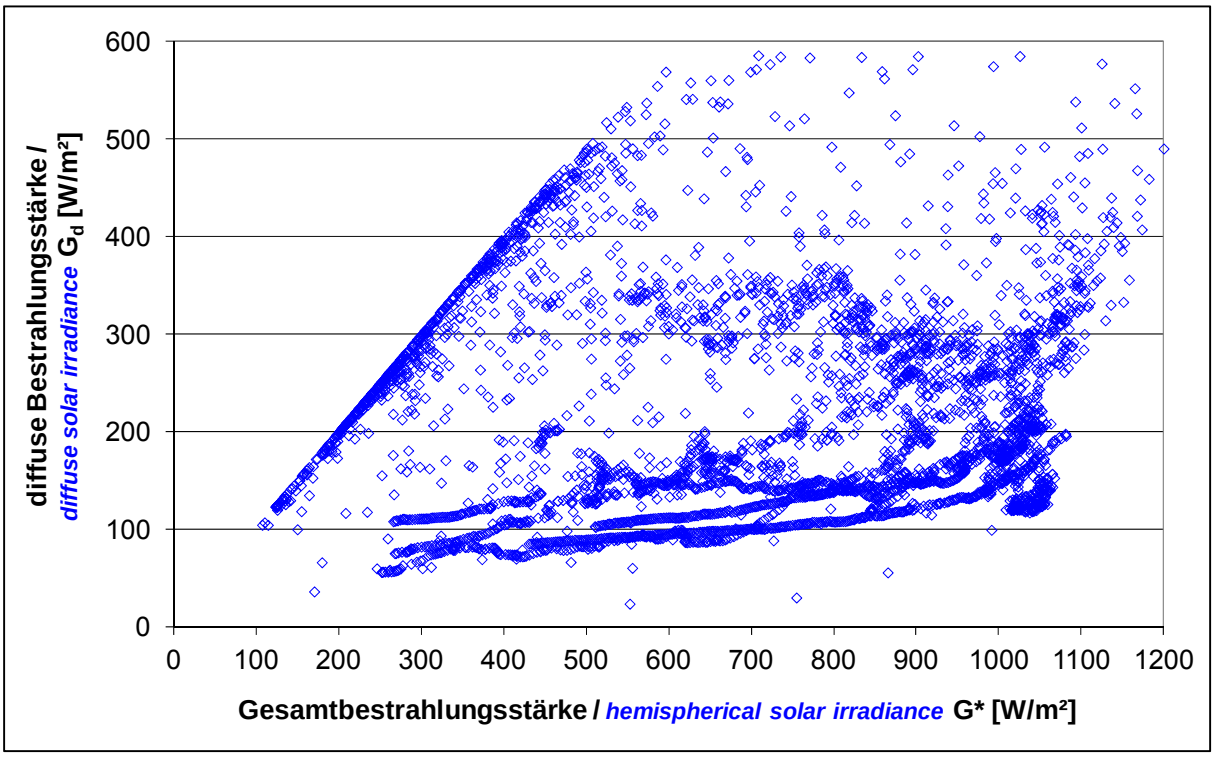


Abbildung B.2: Die diffuse Bestrahlungsstärke über der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.2: diffuse solar irradiance over the total solar irradiance

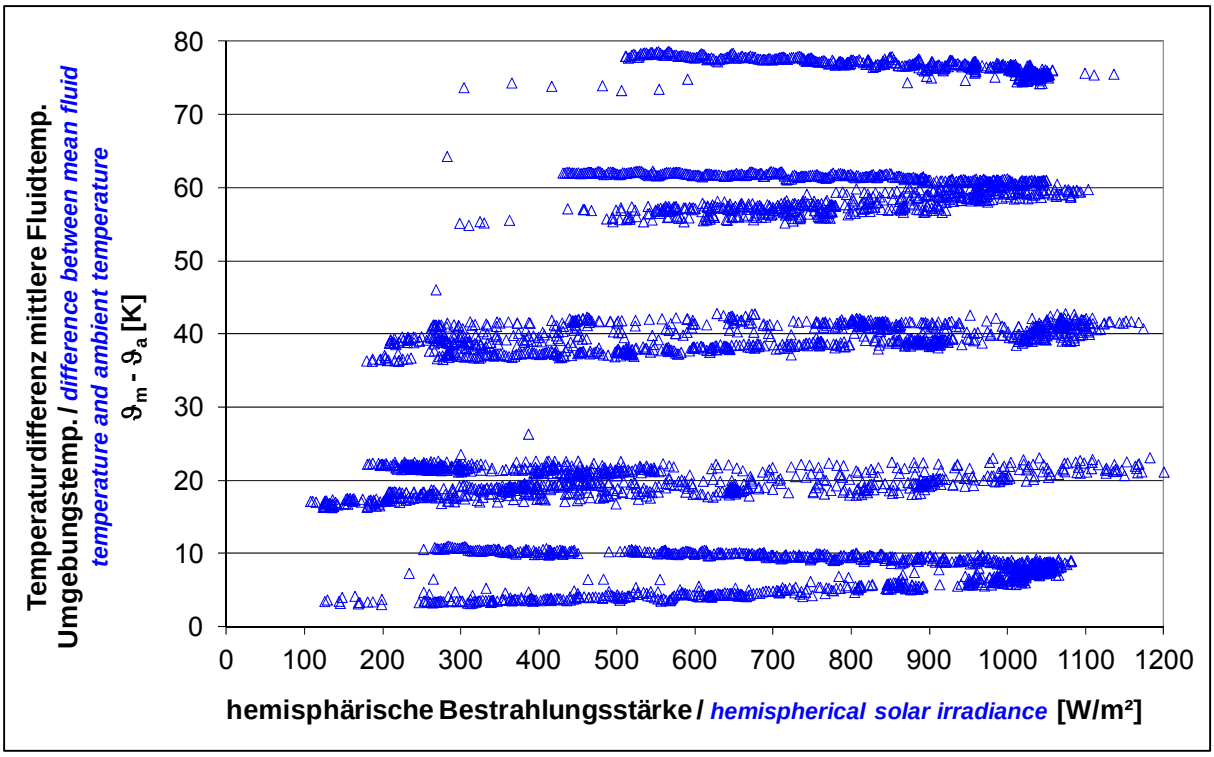


Abbildung B.3: Die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur über der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
Figure B.3: difference between mean fluid temperature and ambient temperature over the hemispherical solar irradiance

Anhang C: Nomenklatur

Annex C: Symbols and Units

A	[m²]	Aperturfläche / *aperture area*
a	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
a_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
a_2	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
b_0	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten Bestrahlungsstärke / *factor to determine the incident angle modifier of the beam irradiance*
c	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
c_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
c_2	[W/(m²K²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
c_5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
$F'(\tau\alpha)_{en}$	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *conversion factor of the beam irradiance*
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / *hemispherical solar irradiance*
G_b	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / *beam solar irradiance*
G_d	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / *diffuse solar irradiance*
$K_\theta(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance*
$K_{\theta b}(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the beam solar irradiance*
$K_{\theta d}$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the diffuse solar irradiance*
$(kA)_{WT}$	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers *heat transfer capacity of the solar heat exchanger*
$\dot{m}$	[l/h]	Massenstrom / *mass flow rate*
$\dot{Q}$	[W]	Kollektorleistung / *power per collector unit*
$\dot{q}$	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / *area based collector power*
Δp	[mbar]	Druckverlust / *pressure loss*
η	[-]	Wirkungsgrad / *collector efficiency*
η_0	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *conversion factor*
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / *heat conductivity*
ϑ	[°C]	Temperatur / *temperature*
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur / *ambient air temperature*
ϑ_e	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / *collector outlet temperature*
ϑ_{in}	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / *collector inlet temperature*
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / *mean fluid temperature*
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke *incidence angle of the beam solar irradiance*

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report
Thermal Performance of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006
according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 12COL1117
Test Report No.: 12COL1117

Stuttgart, den 19.09.2012
Stuttgart, September 19th, 2012

Auftraggeber: *client:*	**CAMEL SOLAR LTD** **Veljko Vlahovic 18 (mezanin)** **1000 Skopje** **Republic of Macedonia**
Hersteller: *manufacturer:*	**CAMEL SOLAR LTD**
Typ: *type:*	**CS Full Plate 2.0 - 4**
Herstelljahr: *year of production:*	**2012**

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis
Table of Contents

1 Allgemeine Angaben 3
General Specifications

2 Prüfergebnisse Wärmeleistung 9
Test Results Thermal Performance

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors 11
Test Occurrences and Operating Behaviour

4 Prüfverfahren 11
Test Methods

Anhang A: Ertragsvorhersage 12
Annex A: Prediction of the Yearly Energy Gain

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen ... 14
Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Anhang C: Nomenklatur 17
Annex C: Symbols and Units

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)
General Specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	CAMEL SOLAR LTD Veljko Vlahovic 18 (mezanin) 1000 Skopje Republic of Macedonia
Ansprechpartner: *contact person:*	Vladko Ristov Tel.: +389 2 2602029 Fax: +389 2 322 9600 email: v_ristov@hotmail.com
Typ: *type:*	CS Full Plate 2.0 - 4 *CS Full Plate 2.0 - 4*
Herstellernummer: *serial no.:*	0000351 *0000351*
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: *internal identification of test laboratory:*	C1117A *C1117A*
Serienprodukt oder Baumuster: *serial product or model:*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr: *year of production:*	2012 *2012*

Bezugsflächen *Dimensions of collector unit*	von Prüflabor bestimmt *determined by test laboratory*
Bruttofläche: *gross area:*	2.02 m² *2.02 m²*
Aperturfläche: *aperture area:*	1.83 m² *1.83 m²*
Absorberfläche: *absorber area:*	1.83 m² *1.83 m²*

Kollektor/Gehäuse
Technical figures

Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate collector*
Länge: *length:*	2005 mm (von Prüflabor bestimmt) *2005 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1005 mm (von Prüflabor bestimmt) *1005 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	85 mm (von Prüflabor bestimmt) *85 mm (determined by test laboratory)*
Material: *material:*	Aluminium *aluminium*
Gewicht: *weight:*	33 kg *33 kg*
Dichtungsmaterialien: *sealing material:*	Silikon *silicon*
Einbauweise: *collector mounting:*	Aufdach, Flachdach *On roof, flat roof*

Absorber
Absorber

Material: *material:*	Aluminiumblech und Kupferregister *aluminium sheet and copper piping*
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: *Joint absorber-risers:*	zusätzliches Aluminiumblech (0.2 mm) von hinten 2 mal mit Absorberblech und 1 mal mit Absorberrohr ultraschallgeschweißt *additional aluminium sheet (0.2 mm) ultrasonic welded on backside, two times with absorber sheet and once with riser tube*
Dicke: *thickness:*	0.5 mm *0.5 mm*
Oberflächenbehandlung: *surface treatment:*	TiNOX *TiNOX*
Absorptionsgrad: *absorptance:*	0.95 *0.95*
Emissionsgrad: *emittance:*	0.05 *0.05*
Wärmeträgerinhalt: *heat transfer fluid content:*	1.5 Liter *1.5 litres*
Durchströmungsform: *flow pattern:*	Harfe *harp*
Abmessungen Absorberrohre: *dimension absorber tubes:*	8 x 0.4 mm *8 x 0.4 mm*
Anzahl Absorberrohre: *number of absorber tubes:*	10 *10*
Abstand der Absorberrohre: *distance between absorber tubes:*	94 mm *94 mm*
Abmessungen Sammlerrohr: *dimension of the header:*	22 x 0.7 mm *22 x 0.7 mm*
Anzahl Anschlüsse: *number of connections:*	4 *4*
Ausführung Anschlüsse: *realisation of connections:*	22 mm Kupferrohr *22 mm copper pipe*

Transparente Abdeckung
Transparent cover:

Anzahl: *number:*	1 *1*
Material: *material:*	Gehärtetes eisenarmes Glas *tempered low iron glass*
Hersteller: *manufacturer:*	PV$^+$ GLASS *PV$^+$ GLASS*
Produktbezeichnung: *brand name:*	LIP32 PV$^+$ GLASS *LIP32 PV$^+$ GLASS*
Transmissionsgrad: *transmittance:*	0.92 *0.92*
Dicke: *thickness:*	3.2 mm *3.2 mm*

Wärmedämmung
Thermal insulation:

	Rückseite *back side*	seitlich *sidewards*
Material: *material:*	Steinwolle *rock wool*	Steinwolle *rock wool*
Hersteller: *manufacturer:*	Knauf *Knauf*	Knauf *knauf*
Produktbezeichnung: *Product name:*	TSP SBD5 *TSP SBD5*	TSP SBD5 *TSP SBD5*
Wärmeleitfähigkeit: *thermal conductivity:*	0.035 W/(mK) *0.035 W/(mK)*	0.035 W/(mK) *0.035 W/(mK)*
Wärmekapazität: *heat capacity:*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*
Dichte: *density:*	56 kg/m³ *56 kg/m³*	56 kg/m³ *56 kg/m³*
Dicke: *thickness:*	50 mm *50 mm*	20 mm *20 mm*

Grenzdaten
Limitations:

Stillstandstemperatur: *stagnation temperature:*	197 °C (von Prüflabor bestimmt) *197 °C (determined by test laboratory)*
max. zul. Betriebsüberdruck: *max. operation pressure:*	10 bar *10 bar*
Zulässiger Wärmeträger: *allowed heat transfer fluid:*	Glykol / Wasser Mischung *glycol / Water mixture*
Nenndurchfluss pro Kollektor: *nominal flow rate per collector:*	90 kg/h *90 kg/h*

Feststellung des Kollektors
Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- Register – dwg.no FLAT-4.1 - Blatt 1 - Datum: 05.2012
- Absorber – dwg.no FLAT-4.2 - Blatt 2 - Datum: 05.2012
- Collector – dwg.no FLAT-4.3 - Blatt 3 - Datum: 05.2012
- Cross-section of collector – dwg.no FLAT-4.4 - Blatt 4 - Datum: 05.2012
- Copper pipe 1083mm – dwg.no FLAT-4.5 - Blatt 5 - Datum: 05.2012
- Copper pipe for the absorber – dwg.no FLAT-4.6 - Blatt 6 - Datum: 05.2012
- heat transfer sheet – dwg.no FLAT-4.7 - Blatt 7 - Datum: 05.2012
- Al selective sheet 1960x940 mm – dwg.no FLAT-4.9 - Blatt 9 - Datum: 05.2012
- Glas cover 3.2 mm – dwg.no FLAT-4.11 - Blatt 11 - Datum: 05.2012
- Frame – dwg.no FLAT-4.12 - Blatt 12 - Datum: 05.2012

- *Register – dwg.no FLAT-4.1 - sheet 1 - date: 05.2012*
- *Absorber – dwg.no FLAT-4.2 - sheet 2 - date: 05.2012*
- *Collector – dwg.no FLAT-4.3 - sheet 3 - date: 05.2012*
- *Cross-section of collector – dwg.no FLAT-4.4 - sheet 4 - date: 05.2012*
- *Copper pipe 1083mm – dwg.no FLAT-4.5 - sheet 5 - date: 05.2012*
- *Copper pipe fort he absorber – dwg.no FLAT-4.6 - sheet 6 - date: 05.2012*
- *heat transfer sheet – dwg.no FLAT-4.7 - sheet 7 - date: 05.2012*
- *Al selective sheet 1960x940 mm – dwg.no FLAT-4.9 - sheet 9 - date: 05.2012*
- *Glas cover 3.2 mm – dwg.no FLAT-4.11 - sheet 11 - date: 05.2012*
- *Frame – dwg.no FLAT-4.12 - sheet 12 - date: 05.2012*

Datenblätter:
technical data sheets:

- ITW Datenblatt Kollektor CS Full Plate 2.0 - 4
- Technical Data PV GLASS LIP32, Feb. 2011
- ALMECO TiNOX SOLAR Product specifications
- KNAUF INSULATION TSP SOLAR BOARD D5
- Materials CS Full Plate 2.0 – 4

- *ITW data sheet collector CS Full Plate 2.0 - 4*
- *Technical Data PV GLASS LIP32, Feb. 2011*
- *ALMECO TiNOX SOLAR Product specifications*
- *KNAUF INSULATION TSP SOLAR BOARD D5*
- *Materials CS Full Plate 2.0 – 4*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:

The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	ja *yes*	nein *no*
Name des Herstellers *name of manufacturer*	☒	☐
Kollektortyp *collector type*	☒	☐
Seriennummer *serial number*	☒	☐
Herstellungsjahr *year of production*	☒	☐
Brutto-Kollektorfläche *gross area of collector*	☒	☐
Maße des Kollektors *dimensions of collector*	☒	☐
Maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C *stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C*	☒	☐
Volumen des Wärmeträgermediums *volume of heat transfer fluid*	☒	☐
Leergewicht des Kollektors *weight of empty collector*	☒	☐

	Hergestellt in: *made in:*	☒	☐
	Das Typenschild ist gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar angebracht. *The label is according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 visible and durable attached to the collector label.*		
Installationsanweisung: *instructor installation manual :*	▪ INSTALLATION MANUAL - for installers - camel solar – CS FULL PLATE 2.0 -4 connections- ▪ *INSTALLATION MANUAL - for installers - camel solar – CS FULL PLATE 2.0 -4 connections-*		
	Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben: *The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:*		
		ja *yes*	nein *no*
	Maße und Gewicht des Kollektors *dimensions and weight of the collector*	☒	☐
	Anweisung für dessen Transport und Handhabung *instructions about the transport and handling of the collector*	☒	☐
	Beschreibung des Montageverfahrens *description of the mounting procedure*	☒	☐
	Empfehlungen für den Blitzschutz *recommendations about lightning protection*	☒	☐
	Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander *instructions about the coupling of the collectors to one another*	☒	☐
	Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger-kreislauf *instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit*	☒	☐
	Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m² *dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²*	☒	☐
	Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien *recommendations about the heat transfer media*	☒	☐
	Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind *precautions to be taken during filling, operation and service*	☒	☐
	maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
	Druckabfall *pressure drop*	☒	☐

	größter und kleinster Neigungswinkel *maximum and minimum tilt angle*	☒	☐
	zulässige Wind- und Schneelast *permissible wind and snow load*	☒	☐
	Wartungsanforderungen *maintenance requirements*	☒	☐

Gültigkeit *Validity:*	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp CS Full Plate 2.0 - 4. *The test report is valid for collector type CS Full Plate 2.0 - 4 as specified above as.*

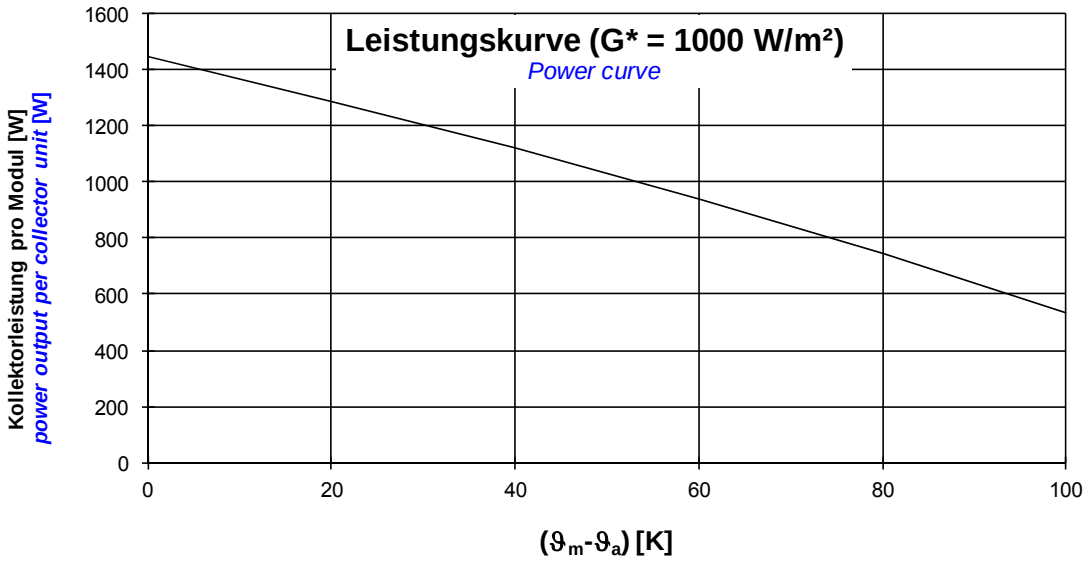
2 Prüfergebnisse Wärmeleistung

Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung:
Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

Konversionsfaktor η_0 [-] *conversion factor*	0.791
Wärmedurchgangskoeffizient a_1 [W/(m²K)] *heat transfer coefficient*	4.176
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2 [W/(m²K²)] *temperature depending heat transfer coefficient*	0.008
Einfallswinkel-Korrekturfaktor K_θ (50°) [-] *incidence angle modifier*	0.935
flächenbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] *area related heat capacity*	13.19
Volumenstrom [l/(m²h)] *volume flow rate*	72
Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] *aperture area per collector unit*	1.83
Peakleistung [W_{peak}] pro Kollektormodul (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a)= 0) *peak power [W_{peak}] per collector unit (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a) = 0)*	1448



Kollektorleistung pro Modul [W]
Power output per collector unit [W]

ϑ_m-ϑ_a in [K]	Bestrahlungsstärke / *Irradiance* 400 W/m²	700 W/m²	1000 W/m²
0	579	1013	1448
20	420	855	1289
40	250	684	1118
60	68	502	936
80	0 *)	308	742
100	0 *)	103	537

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung
Note: the reported values are for normal incidence

*) Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

*) *Calculating the power output per collector unit under these operation conditions result in negative values. Therefore the calculated power output is indicated with zero.*

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

4 Prüfverfahren
Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" unter Verwendung des Prüfverfahrens unter quasi-dynamischen Bedingungen. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.

The outdoor test of the collector was carried out under quasi-dynamic conditions according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". Water was used as heat transfer fluid.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied **in extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: *Arrival of test sample:*	01.08.2012
Prüfzeitraum: *Test period:*	09.08. – 17.08.2012
Prüfer: *Test engineer:*	Dr.-Ing. S. Fischer, Dipl.-Ing. M. Herr, M. Wild

Stuttgart, den 19.09.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Ertragsvorhersage

Annex A: Prediction of the yearly energy gain

Die Vorhersage beruht auf der Berechnung des Jahresenergieertrags des Kollektors in einer Referenzanlage zur Brauchwassererwärmung. Die Anlage ist für einen Vierpersonenhaushalt dimensioniert. Die Berechnung erfolgt für die Aperturflächen 3, 4, 5 und 6 m² sowie Referenz-Wetterdaten von Hannover, Würzburg und Stötten (Ostalb).

The prediction is based on the calculation of the yearly energy gain of the collector in a reference solar hot water system. This system is designed for a four-person-household. The calculation is done for aperture areas of 3, 4, 5 and 6 m² as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)

collector characteristics (based on aperture area)

Konversionsfaktor *conversion factor*	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient *heat transfer coefficient*	flächenbezogene Wärmekapazität *area related heat capacity*
η_0 = **0.791**	a_1 = **4.176 W/(m²K)**	
	a_2 = **0.008 W/(m²K²)**	**c = 13.19 kJ/(m²K)**

Einfallswinkel-Korrekturfaktoren *incidence angle modifier*

θ	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$	1	0.99	0.98	0.96	0.92	0.86	0.73	0

Berechnungsresultate

calculation results

Standort / *location*	Hannover	**Würzburg**	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m²a)] *radiation*	1022	**1212**	1354
Aperturfläche [m²] *aperture area*	Jährlicher Kollektorertrag[1)] [kWh/(m²a)] *yearly energy gain*		
3	460	554	604
4	418	504	548
5	383	**458**	496
6	351	416	449

[1)] Ertrag des Kollektors ohne die Wärmeverluste in den Rohrleitungen und des Warmwasserspeichers
energy gain of the collector without heat losses in the tubes and hot water store

Systemdaten ITW Referenzanlage zur Trinkwassererwärmung *System data of the ITW reference solar hot water system*	
Dachausrichtung: *roof orientation:*	Süd; Anstellwinkel entspricht Breitengrad *south; tilt angle equal to latitude*
Kollektoranbindung: *collector piping:*	Je 15 m Vor- und Rücklauf; Nennweite DN 16; Dämmstärke 25 mm, λ = 0,04 W/(mK) Vor- und Rücklauf befinden sich je zur Hälfte im Innen- und Außenbereich *15 m each to store, from store; normal width DN 16; insulation thickness 25 mm, λ = 0,04 W/(mK), one half of each pipe is located outside, the other half is located inside*
Speicher: *storage:*	Volumen 300 l; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15°C Volumen des Bereitschaftsteils 135 l; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit 2 λ_{Wasser} *volume 300 l; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15 °C* *volume auxiliary 135 l; set temperature 60 °C* *stratification number 100; effective vertical heat conductivity 2 λ_{water}*
Wärmeübertrager: *heat exchanger:*	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen $(kA)_{WT}$ in [W/K]; $(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$ mit A_c: Aperturfläche [m²] ϑ_m: Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] *immersed heat exchanger, heat transfer capacity $(kA)_{WT}$ in [W/K];* *$(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$* *with Ac: aperture area [m²]* *ϑ_m: average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]*
Warmwasser-verbrauch: *hot water consumption:*	200 l/Tag ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a *200 l/day ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l);* *cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C* *annual consumption: 2936 kWh/a*

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen

Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Die unter „Prüfergebnisse Wärmeleistung“ dokumentierten Kollektorparameter wurden gemäß den Vorgaben der EN 12975-2:2006 aus den Kollektorparametern der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen abgeleitet.

The collector parameters listed in “Test Results Thermal Performance” are, according to EN 12975-2:2006, derived from the collector parameters gained from measurements under quasi-dynamic conditions

Verwendetes Kollektormodell

Used collector model

Zur Auswertung der Messdaten wurde die flächenbezogene Kollektorleistung entsprechend der folgenden Gleichung nachgebildet

For evaluation of the measured data the area specific collector power was modelled according to the equation

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} G_d - c_1(\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2(\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_5 \frac{d\vartheta_m}{dt}$$

mit/*with*

$$K_{\theta b} = 1 - b_0\left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right)$$

Ergebnisse der Regression

Regression results

Auf Aperturfläche bezogen *based on the aperture area*	
$F'(\tau\alpha)_{en}$:	0.795 [-]
b_0:	0.138 [-]
$K_{\theta d}$:	0.988 [-]
c_1:	4.176 [W/(m²K)]
c_2:	0.008 [W/(m²K²)]
c_5:	13.19 [kJ/(m²K)]

Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel θ *incident angle θ*	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$:	1	0.99	0.98	0.96	0.92	0.86	0.73	0

Berechnung der Kollektorparameter
Calculation of the collector parameters

η_0:	Konversionsfaktor / *zero-loss collector efficiency* (η_0 at ϑ_m-ϑ_a = 0) [-] $\eta_0 = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta = 15°) \cdot 0.85 + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} \cdot 0.15$
a_1:	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat loss coefficient* [W/(m²K)] $a_1 = c_1$
a_2:	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature dependence of the heat loss coefficient* [W/(m²K²)] $a_2 = c_2$
$K_\theta(50)$:	Einstrahlwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier for hemispherical solar irradiance* [-] $K_\theta(50) = \frac{K_{\theta b}(50) \cdot 0.85 + K_{\theta d} \cdot 0.15}{1 - 0.15 + K_{\theta d} \cdot 0.15}$
c:	flächenbezogene Wärmekapazität / *area related heat capacity* [kJ/(m²K)] $c = c_5$

Graphische Darstellung der Messwerte (6 Minuten Mittelwerte)
Graphical presentation of the measured data (6 minutes mean values)

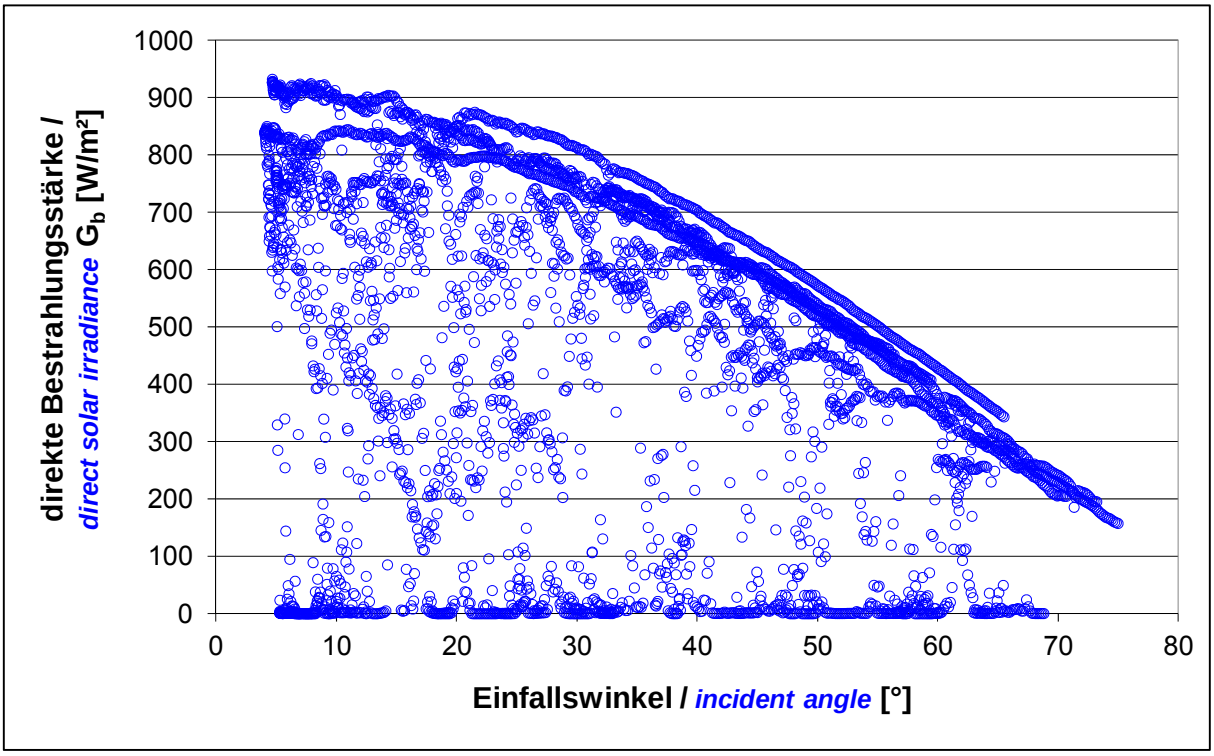


Abbildung B.1: Die direkte Bestrahlungsstärke über dem Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.1: the direct solar irradiance over the incident angle of the direct solar irradiance

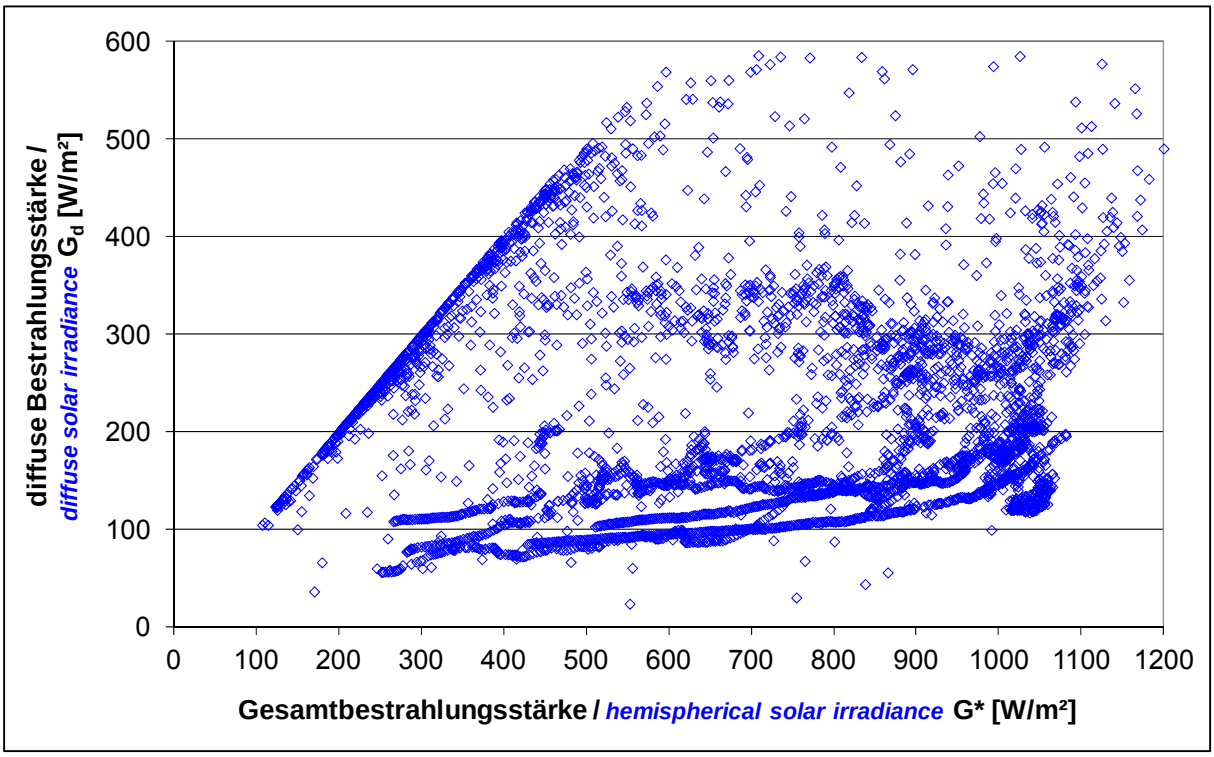


Abbildung B.2: Die diffuse Bestrahlungsstärke über der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.2: diffuse solar irradiance over the total solar irradiance

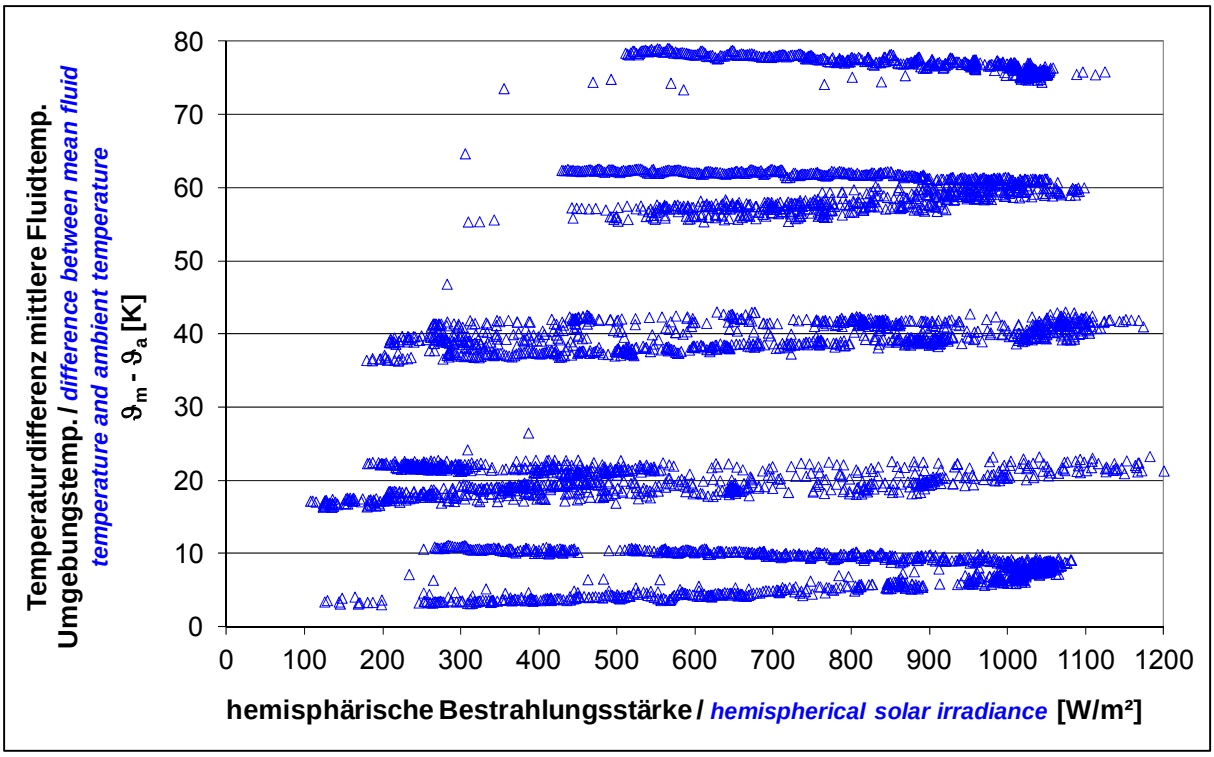


Abbildung B.3: Die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur über der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
Figure B.3: difference between mean fluid temperature and ambient temperature over the hemispherical solar irradiance

Anhang C: Nomenklatur

Annex C: Symbols and Units

A	[m²]	Aperturfläche / *aperture area*
a	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
a_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
a_2	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
b_0	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten Bestrahlungsstärke / *factor to determine the incident angle modifier of the beam irradiance*
c	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
c_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
c_2	[W/(m²K²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
c_5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
$F'(\tau\alpha)_{en}$	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *conversion factor of the beam irradiance*
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / *hemispherical solar irradiance*
G_b	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / *beam solar irradiance*
G_d	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / *diffuse solar irradiance*
$K_\theta(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance*
$K_{\theta b}(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the beam solar irradiance*
$K_{\theta d}$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the diffuse solar irradiance*
$(kA)_{WT}$	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers *heat transfer capacity of the solar heat exchanger*
$\dot{m}$	[l/h]	Massenstrom / *mass flow rate*
$\dot{Q}$	[W]	Kollektorleistung / *power per collector unit*
$\dot{q}$	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / *area based collector power*
Δp	[mbar]	Druckverlust / *pressure loss*
η	[-]	Wirkungsgrad / *collector efficiency*
η_0	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *conversion factor*
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / *heat conductivity*
ϑ	[°C]	Temperatur / *temperature*
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur / *ambient air temperature*
ϑ_e	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / *collector outlet temperature*
ϑ_{in}	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / *collector inlet temperature*
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / *mean fluid temperature*
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke *incidence angle of the beam solar irradiance*

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Zuverlässigkeit und Dauerhaftigkeit eines Sonnenkollektors

Test Report
Durability and Reliability of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006
according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 12COL1117Q
Test Report No.: 12COL1117Q

Stuttgart, den 19.09.2012
Stuttgart, September 19th, 2012

Auftraggeber: *client:*	**CAMEL SOLAR LTD** **Veljko Vlahovic 18 (mezanin)** **1000 Skopje** **Republic of Macedonia**
Hersteller: *manufacturer:*	**CAMEL SOLAR LTD**
Typ: *type:*	**CS Full Plate 2.0 - 4**
Herstelljahr: *year of production:*	**2012**

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1 Allgemeine Angaben 3
General Specifications

2 Innendruckprüfung des Absorbers 9
Internal Pressure Test for Absorber

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit 9
High Temperature Resistance

4 Expositionstest 9
Exposure

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel 10
External Thermal Shock

6 Schneller innerer Temperaturwechsel 10
Internal Thermal Shock

7 Beregnungsprüfung 11
Rain Penetration

8 Mechanische Belastung 11
Mechanical Load Test

9 Stagnationstemperatur 12
Stagnation Temperature

10 Endkontrolle 13
Final Inspection

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen 14
Summary of Reliability Tests

12 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors 15
Test Occurrences and Operating Behaviour

13 Prüfverfahren 15
Test Methods

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)
General Specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	CAMEL SOLAR LTD Veljko Vlahovic 18 (mezanin) 1000 Skopje Republic of Macedonia
Ansprechpartner: *contact person:*	Vladko Ristov Tel.: +389 2 2602029 Fax: +389 2 322 9600 email: v_ristov@hotmail.com
Typ: *type:*	CS Full Plate 2.0 - 4 *CS Full Plate 2.0 - 4*
Herstellernummer: *serial no.:*	0000355, 0000658 *0000355, 0000658*
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: *internal identification of test laboratory:*	C1117B, C1095B *C1117B, C1095B*
Serienprodukt oder Baumuster: *serial product or model:*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr: *year of production:*	2012 *2012*

Bezugsflächen *Dimensions of collector unit*	von Prüflabor bestimmt *determined by test laboratory*
Bruttofläche: *gross area:*	2.02 m² *2.02 m²*
Aperturfläche: *aperture area:*	1.82 m² *1.82 m²*
Absorberfläche: *absorber area:*	1.82 m² *1.82 m²*

Kollektor/Gehäuse
Technical figures

Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate collector*
Länge: *length:*	2005 mm (von Prüflabor bestimmt) *2005 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1005 mm (von Prüflabor bestimmt) *1005 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	85 mm (von Prüflabor bestimmt) *85 mm (determined by test laboratory)*
Material: *material:*	Aluminium *aluminium*
Gewicht: *weight:*	33 kg *33 kg*
Dichtungsmaterialien: *sealing material:*	Silikon *silicon*
Einbauweise: *collector mounting:*	Aufdach, Flachdach *On roof, flat roof*

Absorber
Absorber

Material: *material:*	Aluminiumblech und Kupferregister *aluminium sheet and copper piping*
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: *Joint absorber-risers:*	zusätzliches Aluminiumblech (0.2 mm) von hinten 2 mal mit Absorberblech und 1 mal mit Absorberrohr ultraschallgeschweißt *additional aluminium sheet (0.2 mm) ultrasonic welded on backside, two times with absorber sheet and once with riser tube*
Dicke: *thickness:*	0.5 mm *0.5 mm*
Oberflächenbehandlung: *surface treatment:*	TiNOX *TiNOX*
Absorptionsgrad: *absorptance:*	0.95 *0.95*
Emissionsgrad: *emittance:*	0.05 *0.05*
Wärmeträgerinhalt: *heat transfer fluid content:*	1.5 Liter *1.5 litres*
Durchströmungsform: *flow pattern:*	Harfe *harp*
Abmessungen Absorberrohre: *dimension absorber tubes:*	8 x 0.4 mm *8 x 0.4 mm*
Anzahl Absorberrohre: *no. of absorber tubes:*	10 *10*
Abstand der Absorberrohre: *distance between absorber tubes:*	94 mm *94 mm*
Abmessungen Sammlerrohr: *dimension of the header:*	22 x 0.7 mm *22 x 0.7 mm*
Anzahl Anschlüsse: *number of connections:*	4 *4*
Ausführung Anschlüsse: *realisation of connections:*	22 mm Kupferrohr *22 mm copper pipe*

Transparente Abdeckung
Transparent cover:

Anzahl: *number:*	1 *1*
Material: *material:*	Gehärtetes eisenarmes Glas *tempered low iron glass*
Hersteller: *manufacturer:*	PV^+ GLASS *PV^+ GLASS*
Produktbezeichnung: *brand name:*	LIP32 PV^+ GLASS *LIP32 PV^+ GLASS*
Transmissionsgrad: *transmittance:*	0.92 *0.92*
Dicke: *thickness:*	3.2 mm *3.2 mm*

Wärmedämmung
Thermal insulation:

	Rückseite *back side*	seitlich *sidewards*
Material: *material:*	Steinwolle *rock wool*	Steinwolle *rock wool*
Hersteller: *manufacturer:*	Knauf *Knauf*	Knauf *knauf*
Produktbezeichnung: *Product name:*	TSP SBD5 *TSP SBD5*	TSP SBD5 *TSP SBD5*
Wärmeleitfähigkeit: *thermal conductivity:*	0.035 W/(mK) *0.035 W/(mK)*	0.035 W/(mK) *0.035 W/(mK)*
Wärmekapazität: *heat capacity:*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*
Dichte: *density:*	56 kg/m³ *56 kg/m³*	56 kg/m³ *56 kg/m³*
Dicke: *thickness:*	50 mm *50 mm*	20 mm *20 mm*

Grenzdaten
Limitations:

Stillstandstemperatur: *stagnation temperature:*	197 °C (von Prüflabor bestimmt) *197 °C (determined by test laboratory)*
max. zul. Betriebsüberdruck: *max. operation pressure:*	10 bar *10 bar*
Zulässiger Wärmeträger: *allowed heat transfer fluid:*	Glykol / Wasser Mischung *glycol / Water mixture*
Nenndurchfluss pro Kollektor: *nominal flow rate per collector:*	90 kg/h *90 kg/h*

Feststellung des Kollektors
Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- Register – dwg.no FLAT-4.1 - Blatt 1 - Datum: 05.2012
- Absorber – dwg.no FLAT-4.2 - Blatt 2 - Datum: 05.2012
- Collector – dwg.no FLAT-4.3 - Blatt 3 - Datum: 05.2012
- Cross-section of collector – dwg.no FLAT-4.4 - Blatt 4 - Datum: 05.2012
- Copper pipe 1083mm – dwg.no FLAT-4.5 - Blatt 5 - Datum: 05.2012
- Copper pipe for the absorber – dwg.no FLAT-4.6 - Blatt 6 - Datum: 05.2012
- heat transfer sheet – dwg.no FLAT-4.7 - Blatt 7 - Datum: 05.2012
- Al selective sheet 1960x940 mm – dwg.no FLAT-4.9 - Blatt 9 - Datum: 05.2012
- Glas cover 3.2 mm – dwg.no FLAT-4.11 - Blatt 11 - Datum: 05.2012

- Frame – dwg.no FLAT-4.12 - Blatt 12 - Datum: 05.2012
- Register – dwg.no FLAT-2.1 - Blatt 1 - Datum: 05.2012
- Absorber – dwg.no FLAT-2.2 - Blatt 2 - Datum: 05.2012
- Cross-section of collector – dwg.no FLAT-2.3 - Blatt 3 - Datum: 05.2012
- Collector – dwg.no FLAT-2.4 - Blatt 4 - Datum: 05.2012
- Copper pipe 825mm – dwg.no FLAT-2.5 - Blatt 5 - Datum: 05.2012
- Copper pipe 785mm – dwg.no FLAT-2.6 - Blatt 6 - Datum: 05.2012
- *Register – dwg.no FLAT-4.1 - sheet 1 - date: 05.2012*
- *Absorber – dwg.no FLAT-4.2 - sheet 2 - date: 05.2012*
- *Collector – dwg.no FLAT-4.3 - sheet 3 - date: 05.2012*
- *Cross-section of collector – dwg.no FLAT-4.4 - sheet 4 - date: 05.2012*
- *Copper pipe 1083mm – dwg.no FLAT-4.5 - sheet 5 - date: 05.2012*
- *Copper pipe fort he absorber – dwg.no FLAT-4.6 - sheet 6 - date: 05.2012*
- *heat transfer sheet – dwg.no FLAT-4.7 - sheet 7 - date: 05.2012*
- *Al selective sheet 1960x940 mm – dwg.no FLAT-4.9 - sheet 9 - date: 05.2012*
- *Glas cover 3.2 mm – dwg.no FLAT-4.11 - sheet 11 - date: 05.2012*
- *Frame – dwg.no FLAT-4.12 - sheet 12 - date: 05.2012*
- *Register – dwg.no FLAT-2.1 - sheet 1 - date: 05.2012*
- *Absorber – dwg.no FLAT-2.2 - sheet 2 - date: 05.2012*
- *Cross-section of collector – dwg.no FLAT-2.3 - sheet 3 - date: 05.2012*
- *Collector – dwg.no FLAT-2.4 - sheet 4 - date: 05.2012*
- *Copper pipe 825mm – dwg.no FLAT-2.5 - sheet 5 - date: 05.2012*
- *Copper pipe 785mm – dwg.no FLAT-2.6 - sheet 6 - date: 05.2012*

Datenblätter:
technical data sheets:

- ITW Datenblatt Kollektor CS Full Plate 2.0 - 4
- ITW Datenblatt Kollektor CS Full Plate 2.0 - 2
- Technical Data PV GLASS LIP32, Feb. 2011
- ALMECO TiNOX SOLAR Product specifications
- KNAUF INSULATION TSP SOLAR BOARD D5
- Materials CS Full Plate 2.0 – 4
- Materials CS Full Plate 2.0 – 2
- *ITW data sheet collector CS Full Plate 2.0 - 4*
- *ITW data sheet collector CS Full Plate 2.0 - 2*
- *Technical Data PV GLASS LIP32, Feb. 2011*
- *ALMECO TiNOX SOLAR Product specifications*
- *KNAUF INSULATION TSP SOLAR BOARD D5*
- *Materials CS Full Plate 2.0 – 4*
- *Materials CS Full Plate 2.0 – 2*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:

The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	ja *yes*	nein *no*
Name des Herstellers *name of manufacturer*	☒	☐
Kollektortyp *collector type*	☒	☐
Seriennummer *serial number*	☒	☐
Herstellungsjahr *year of production*	☒	☐
Brutto-Kollektorfläche *gross area of collector*	☒	☐
Maße des Kollektors *dimensions of collector*	☒	☐
Maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C *stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C*	☒	☐
Volumen des Wärmeträgermediums *volume of heat transfer fluid*	☒	☐
Leergewicht des Kollektors *weight of empty collector*	☒	☐
Hergestellt in: *made in:*	☒	☐

Das Typenschild ist gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar angebracht.

The label is according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 visible and durable attached to the collector label.

Installationsanweisung:
instructor installation manual:

- INSTALLATION MANUAL - for installers - camel solar – CS FULL PLATE 2.0 -4 connections-
- INSTALLATION MANUAL - for installers - camel solar – CS FULL PLATE 2.0 -2 connections-

- *INSTALLATION MANUAL - for installers - camel solar – CS FULL PLATE 2.0 -4 connections-*
- *INSTALLATION MANUAL - for installers - camel solar – CS FULL PLATE 2.0 -2 connections-*

Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja *yes*	nein *no*
Maße und Gewicht des Kollektors *dimensions and weight of the collector*	☒	☐
Anweisung für dessen Transport und Handhabung *instructions about the transport and handling of the collector*	☒	☐

	Beschreibung des Montageverfahrens *description of the mounting procedure*	☒	☐
	Empfehlungen für den Blitzschutz *recommendations about lightning protection*	☒	☐
	Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander *instructions about the coupling of the collectors to one another*	☒	☐
	Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger-kreislauf *instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit*	☒	☐
	Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m² *dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²*	☒	☐
	Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien *recommendations about the heat transfer media*	☒	☐
	Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind *precautions to be taken during filling, operation and service*	☒	☐
	maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
	Druckabfall *pressure drop*	☒	☐
	größter und kleinster Neigungswinkel *maximum and minimum tilt angle*	☒	☐
	zulässige Wind- und Schneelast *permissible wind and snow load*	☒	☐
	Wartungsanforderungen *maintenance requirements*	☒	☐

Gültigkeit *Validity:*	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp CS Full Plate 2.0 - 4 sowie für den baugleichen Kollektor CS Full Plate 2.0 - 2. *The test report is valid for collector type CS Full Plate 2.0 - 4 as specified above as well as for the collector CS Full Plate 2.0 - 2 identical in construction.*

2 Innendruckprüfung des Absorbers
Internal Pressure for Absorber

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.2.

Datum: 10.09.2012
date:

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
10	**15**	**15**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit
High Temperature Resistance

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.3.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.3.

Datum: 19.08.2012
date:

Prüfdauer *test duration* [min]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
60	**1012**	**35**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

4 Expositionstest
Exposure

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.4.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.4.

Expositionsdauer: 03.08. – 09.09.2012 38 Tage
Duration of exposure: *38 days*

Einstrahlungssumme in Kollektorebene *sum of global irradiation* [MJ/m²]	Anzahl Tage mit mehr als 14 MJ/m² *number of days with more than 14 MJ/m²* [d]	Niederschlags-summe *sum of rainfall* [l/m²]	Anzahl Stunden über 850 W/m² *number of hours with more than 850 W/m²* [h]
756	**32**	**39**	**64**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel
External thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.5.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.5.

1. Prüfung: 20.08.2012
1. test:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2.7	**21**	**973**	**36**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 23.08.2012
2. test:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2.8	**15**	**920**	**25**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

6 Schneller innerer Temperaturwechsel
Internal thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.6.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.6.

1. Prüfung: 17.08.2012
1. test

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
1.6	**17**	**972**	**24**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 21.08.2012
2. test

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
1.6	**16**	**936**	**34**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

7 Beregnungsprüfung
Rain penetration

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.7.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.7.

Datum: 18.07.2012
date:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	Prüfdauer *test duration* [h]
4.7	**12**	**4.0**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8 Mechanische Belastung
Mechanical load test

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.

8.1 Überdruckprüfung für die Kollektorabdeckung
Positive pressure test of the collector cover

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.1.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.1.

Datum: 02.08.2012
date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem max. Druck von 2250 Pa belastet.
The collector cover was charged with a max. pressure of 2250 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8.2 Unterdruckprüfung der Befestigungselemente zwischen Kollektorabdeckung und Kollektorgehäuse
Negative pressure test of fixings between the cover and the collector box

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.2.

Datum: 02.08.2012
date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem maximalen Zug von 2250 Pa belastet.
The collector cover was charged with a max. tension of 2250 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

9 Stagnationstemperatur
Stagnation temperature

Bestimmung der Stagnationstemperatur nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Anhang C.
Determination of the stagnation temperature acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, Annex C.

Datum: 19.08.2012
date:

mittlere Bestrahlungsstärke G_m *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Absorbertemperatur ϑ_{sm} *mean absorber temperature* [°C]	mittlere Umgebungstemperatur ϑ_{am} *mean ambient temperature* [°C]
1012	**204**	**35**

Ergebnis: Die Stagnationstemperatur ϑ_{stg} für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von G_s = 1000 W/m² und ϑ_{as} = 30 °C ergibt sich nach
Conclusion: The stagnation temperature ϑ_{stg} for the required ambient conditions G_s = 1000 W/m² and ϑ_{as} = 30 °C is calculated according

$$\vartheta_{stg} = \vartheta_{as} + \frac{G_s}{G_m}\left(\vartheta_{sm} - \vartheta_{am}\right)$$

zu *to* **ϑ_{stg} = 197 °C**

10 Endkontrolle
Final inspection

Zerlegung und Untersuchung des Kollektors nach Abschluss der vollständigen Prüffolge gemäß EN 12975-2:2006 – 5.11.
Dismantling and inspection of the collector after completion of the full test sequence according to EN 12975-2:2006 – 5.11.

Datum: 11.09.2011
date:

Bewertung erfolgt nach dem folgenden Schlüssel:
Evaluation according the following scale:

0 - kein Fehler / *no problem*
1 - geringer Fehler / *minor problem*
2 - schwerer Fehler / *major problem*
* - Inspektion war nicht möglich oder Komponente nicht vorhanden / *Inspection was not possible or component not does not exist*

Gehäuse / *Collector box*	Rissbildung / Verwerfung / Korrosion / eindringendes Regenwasser *Cracking / warping / corrosion / rain penetration*	0
Montageelemente *Mountings*	Festigkeit / Sicherheit *Strength / safety*	0
Verschlüsse / Dichtungen *Seals / gaskets*	Rissbildung / Haftung / Elastizität *Cracking / adhesion / elasticity*	0
Abdeckung / Reflektor *Cover / reflector*	Rissbildung / Haarrisse / Ausbeulen / Abblättern / Verwerfung / Ausgasen *Cracking / crazing / buckling / delamination / warping / outgasing*	0
Absorberbeschichtung *Absorber coating*	Rissbildung / Haarrisse / Blasenbildung *Cracking / crazing / blistering*	0
Absorberregister *Absorber piping*	Verformung / Korrosion / Undichtheit / sich lösende Verbindungen *Deformation / corrosion / leakage / loss of bonding*	1
Absorberbefestigung *Absorber fixing*	Verformung / Korrosion *Deformation / corrosion*	0
Wärmedämmung *Insulation*	Wasseraufnahme/Ausgasen/Schwindung *Water retention / outgasing / degradation*	0

Ergebnis: Kein schwerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major problem acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen
Summary of Reliability Tests

Die Prüfung des Kollektors erfolgte nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".

The test of the collector was performed according to EN 12975-2:2006 „thermal solar systems and components – solar collectors – part 2: test methods“.

11.1 Prüfungen
Tests

1. Innendruckprüfung des Absorbers *Internal pressure for absorber*	kein größerer Fehler *no major failure*
2. Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit *High temperature resistance*	kein größerer Fehler *no major failure*
3. Expositionstest *Exposure*	kein größerer Fehler *no major failure*
4. Schneller äußerer Temperaturwechsel *External shock*	kein größerer Fehler *no major failure*
5. Schneller innerer Temperaturwechsel *Internal shock*	kein größerer Fehler *no major failure*
6. Beregnungsprüfung *Rain penetration*	kein größerer Fehler *no major failure*
7. Mechanische Belastung *Mechanical load test*	kein größerer Fehler *no major failure*
8. Endkontrolle *Final inspection*	kein größerer Fehler *no major failure*

11.2 Sicherheit
Safety

Die Stagnationstemperatur bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m² und einer Umgebungstemperatur von 30 °C beträgt 197 °C.

The stagnation temperature at an irradiance of 1000 W/m² and an ambient temperature of 30°C reaches 197 °C.

11.3 Feststellung des Kollektors
Collector identification

Die Installationsanweisung und das Typenschild enthalten alle nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7 geforderten Angaben (vgl. 1 Allgemeine Angaben).

The installer instruction manual and the collector label include all, according to EN 12975-1:2006 chapter 7 required information (see 1 General Specification).

12 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

13 Prüfverfahren
Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".
Die Dauerhaftigkeits- und Zuverlässigkeitsprüfung wurde mit Ausnahme der mechanischen Belastung und der Beregnungsprüfung an dem Kollektor mit der internen Prüflingsnummer C1117B durchgeführt.
Die Prüfung der mechanischen Belastung und der Beregnungsprüfung wurde an dem Kollektor mit der internen Prüflingsnummer C1095B durchgeführt.

The outdoor test of the collector was carried according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".
The durability and reliability test was accomplished at the collector with internal identification C1117B with the exception of mechanical load and rain penetration tests. Mechanical load and rain penetration tests were accomplished at the collector with internal identification C1095B.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied **in extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: *Arrival of test sample:*	01.08.2012 (C1117B), 21.06.2012 (C1095B)
Prüfzeitraum: *Test period:*	03.08. – 11.09.2012, 28.06. – 02.08.2012
Prüfer: *Test engineer:*	Dipl.-Ing. M. Herr, M.Sc. P. Kofler, Dipl.-Ing. M. Schlagenhauf, Dipl.-Ing. B. Traub, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy, M. Wild

Stuttgart, den 19.09.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Zuverlässigkeit, Dauerhaftigkeit und Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report
Durability, Reliability and Thermal Performance of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006
according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 12COL1124
Test Report No.: 12COL1124

Stuttgart, den 28.09.2012
Stuttgart, September 28th, 2012

Auftraggeber: *client:*	**T. W. I., spol. s. r. o.** **Mnichov 146** **793 26 Vrbno pod Pradědem** **Tschechien**
Hersteller: *manufacturer:*	**T. W. I., spol. s. r. o.**
Typ: *type:*	**SUN WING T4**
Herstelljahr: *year of production:*	**2012**

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1 Allgemeine Angaben 3
General Specifications

2 Innendruckprüfung des Absorbers 9
Internal Pressure Test for Absorber

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit 9
High Temperature Resistance

4 Expositionstest 9
Exposure

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel 10
External Thermal Shock

6 Schneller innerer Temperaturwechsel 10
Internal Thermal Shock

7 Beregnungsprüfung 11
Rain Penetration

8 Mechanische Belastung 11
Mechanical Load Test

9 Stagnationstemperatur 12
Stagnation Temperature

10 Endkontrolle 13
Final Inspection

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen 14
Summary of Reliability Tests

12 Prüfergebnisse Wärmeleistung 15
Test Results Thermal Performance

13 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors 17
Test Occurrences and Operating Behaviour

14 Prüfverfahren 17
Test Methods

Anhang A: Ertragsvorhersage 18
Annex A: Prediction of the Yearly Energy Gain

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen ... 20
Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Anhang C: Nomenklatur 23
Annex C: Symbols and Units

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)
General Specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	T. W. I., spol. s. r. o. Mnichov 146 793 26 Vrbno pod Pradědem Tschechien
Ansprechpartner: *contact person:*	Žaneta Hofmannová Tel.: +420 554 254 778 Fax: +420 554 725 372 email: z.hofmannova@twi.cz
Typ: *type:*	SUN WING T4 *SUN WING T4*
Herstellernummer: *serial no.:*	102544007, 102721002, keine, keine *102544007, 102721002, none, none*
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: *internal identification of test laboratory:*	C1075B, C1076B, C1124A, C1124B *C1075B, C1076B, C1124A, C1124B*
Serienprodukt oder Baumuster: *serial product or model:*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr: *year of production:*	2012 *2012*

Bezugsflächen *Dimensions of collector unit*	von Prüflabor bestimmt *determined by test laboratory*
Bruttofläche: *gross area:*	2.2 m² *2.2 m²*
Aperturfläche: *aperture area:*	2.1 m² *2.1 m²*
Absorberfläche: *absorber area:*	2.1 m² *2.1 m²*

Kollektor/Gehäuse *Technical figures*	
Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate collector*
Länge: *length:*	2015 mm (von Prüflabor bestimmt) *2015 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1091 mm (von Prüflabor bestimmt) *1091 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	82 mm (von Prüflabor bestimmt) *82 mm (determined by test laboratory)*
Material: *material:*	Aluminium *aluminium*
Gewicht: *weight:*	36 kg *36 kg*
Dichtungsmaterialien: *sealing material:*	EPDM + Silikon *EPDM + silicone*
Einbauweise: *collector mounting:*	Aufdach *On roof*

Absorber
Absorber

Material: *material:*	Kupfer *Copper*
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: *Joint absorber-risers:*	ultraschallgeschweißt *ultrasonic welded*
Dicke: *thickness:*	0.25 mm *0.25 mm*
Oberflächenbehandlung: *surface treatment:*	PVD Beschichtung *PVD coating*
Absorptionsgrad: *absorptance:*	0.95 *0.95*
Emissionsgrad: *emittance:*	0.5 *0.5*
Wärmeträgerinhalt: *heat transfer fluid content:*	1.1 Liter *1.1 litres*
Durchströmungsform: *flow pattern:*	parallel *parallel*
Abmessungen Absorberrohre: *dimension absorber tubes:*	8 x 0.4 mm *8 x 0.4 mm*
Anzahl Absorberrohre: *number of absorber tubes:*	12 *12*
Abstand der Absorberrohre: *distance between absorber tubes:*	87 mm *87 mm*
Abmessungen Sammlerrohr: *dimension of the header:*	18 x 0.8 mm *18 x 0.8 mm*
Anzahl Anschlüsse: *number of connections:*	2 *2*
Ausführung Anschlüsse: *realisation of connections:*	3/4“ Innengewinde und 3/4“ Außengewinde *3/4“ inner threat and 3/4“ external threat*

Transparente Abdeckung
Transparent cover:

Anzahl: *number:*	1 *1*
Material: *material:*	Solarglas *solar glass*
Hersteller: *manufacturer:*	Interfloat corporation *Interfloat corporation*
Produktbezeichnung: *brand name:*	GMB Solarglas SILK (matt/matt) *GMB Solarglas SILK (matt/matt)*
Transmissionsgrad: *transmittance:*	0.92 *0.92*
Dicke: *thickness:*	3.2 mm *3.2 mm*

Wärmedämmung
Thermal insulation:

	Rückseite *back side*	seitlich *sidewards*
Material: *material:*	Steinwolle *rock wool*	- -
Hersteller: *manufacturer:*	Saint-Gobain Isover G + H. A.G. *Saint-Gobain Isover G + H. A.G.*	- -
Produktbezeichnung: *Product name:*	SW Solar slab 2.5 N *SW Solar slab 2.5 N*	- -
Wärmeleitfähigkeit: *thermal conductivity:*	0.035 W/(mK) *0.035 W/(mK)*	- -
Wärmekapazität: *heat capacity:*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*	- -
Dichte: *density:*	Keine Angabe *Not specified*	- -
Dicke: *thickness:*	40 mm *40 mm*	- -

Grenzdaten
Limitations:

Stillstandstemperatur: *stagnation temperature:*	197 °C (von Prüflabor bestimmt) *197 °C (determined by test laboratory)*
max. zul. Betriebsüberdruck: *max. operation pressure:*	6 bar *6 bar*
Zulässiger Wärmeträger: *allowed heat transfer fluid:*	Propylenglykol *propylene glycol*
Nenndurchfluss pro Kollektor: *nominal flow rate per collector:*	80 kg/h *80 kg/h*

Feststellung des Kollektors
Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- Rám kolektoru - Zeichnung Nr. 3-0061-4 - Datum: 14.02.12
- Absobér T4 typ 1Cu - Zeichnung Nr. 3-0061-3 - Datum: 14.02.12

- *Rám kolektoru - drawing no. 3-0061-4 - date: 14.02.12*
- *Absorbér T4 typ 1 Cu - drawing no.3-0061-4 - date: 14.02.12*

Datenblätter:
technical data sheets:

- ITW Datenblatt Kollektor
- GMB solar glass I SILK – Interfloat corporation
- SW Solar slab 2.5 N - Isover
- product specification eta plus Cu - Bluetec
- List of used material T4 type 1 – T.W.I.

- *ITW data sheet collector*
- *GMB solar glass I SILK – Interfloat corporation*
- *SW Solar slab 2.5 N - Isover*
- *product specification eta plus Cu - Bluetec*
- *List of used material T4 type 1 – T.W.I.*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:
The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	ja *yes*	nein *no*
Name des Herstellers *name of manufacturer*	☒	☐
Kollektortyp *collector type*	☒	☐
Seriennummer *serial number*	☒	☐
Herstellungsjahr *year of production*	☒	☐
Brutto-Kollektorfläche *gross area of collector*	☒	☐
Maße des Kollektors *dimensions of collector*	☒	☐
Maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C *stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C*	☒	☐
Volumen des Wärmeträgermediums *volume of heat transfer fluid*	☒	☐
Leergewicht des Kollektors *weight of empty collector*	☒	☐
Hergestellt in: *made in:*	☒	☐

Das Typenschild lag dem Prüfling bei. Nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 ist es gut sichtbar und haltbar am Kollektor anzubringen.
The label was delivered as specimen. According to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 it must be attached visible and durable to the collector.

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- Solar Collector Sun Wing T4 Full Copper - Installation Instructions / EN
- *Solar Collector Sun Wing T4 Full Copper - Installation Instructions / EN*

Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja *yes*	nein *no*
Maße und Gewicht des Kollektors *dimensions and weight of the collector*	☒	☐
Anweisung für dessen Transport und Handhabung *instructions about the transport and handling of the collector*	☒	☐
Beschreibung des Montageverfahrens *description of the mounting procedure*	☒	☐
Empfehlungen für den Blitzschutz *recommendations about lightning protection*	☒	☐
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander *instructions about the coupling of the collectors to one another*	☒	☐
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger-kreislauf *instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit*	☒	☐
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m² *dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²*	☒	☐
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien *recommendations about the heat transfer media*	☒	☐
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind *precautions to be taken during filling, operation and service*	☒	☐
maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Druckabfall *pressure drop*	☒	☐
größter und kleinster Neigungswinkel *maximum and minimum tilt angle*	☒	☐
zulässige Wind- und Schneelast *permissible wind and snow load*	☒	☐
Wartungsanforderungen *maintenance requirements*	☒	☐

Gültigkeit *Validity:*	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp SUN WING T4. *The test report is valid for collector type SUN WING T4 as specified above.*

2 Innendruckprüfung des Absorbers
Internal Pressure for Absorber

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.2.

Datum: 17.07.2012
date:

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
6	**9**	**15**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit
High Temperature Resistance

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.3.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.3.

Datum: 24.07.2012
date:

Prüfdauer *test duration* [min]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
60	**980**	**25**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

4 Expositionstest
Exposure

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.4.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.4.

Expositionsdauer: 31.05.- 06.08.2012 67 Tage
Duration of exposure: *67 days*

Einstrahlungssumme in Kollektorebene *sum of global irradiation* [MJ/m²]	Anzahl Tage mit mehr als 14 MJ/m² *number of days with more than 14 MJ/m²* [d]	Niederschlags-summe *sum of rainfall* [l/m²]	Anzahl Stunden über 850 W/m² *number of hours with more than 850 W/m²* [h]
1186	**51**	**190**	**51**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel
External thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.5.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.5.

1. Prüfung: 18.06.2012
1. test:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2.4	**< 25**	**1032**	**32**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 05.07.2012
2. test:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2.4	**< 25**	**999**	**28**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

6 Schneller innerer Temperaturwechsel
Internal thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.6.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.6.

1. Prüfung: 21.09.2012
1. test

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
1.7	**< 25**	**879**	**21**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 27.09.2012
2. test

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
1.7	**< 25**	**958**	**16**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

7 Beregnungsprüfung
Rain penetration

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.7.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.7.

Datum: 16.06.2012
date:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	Prüfdauer *test duration* [h]
4.4	**12**	**4**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8 Mechanische Belastung
Mechanical load test

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.

8.1 Überdruckprüfung für die Kollektorabdeckung
Positive pressure test of the collector cover

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.1.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.1.

Datum: 17.07.2012
date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem max. Druck von 3000 Pa belastet.
The collector cover was charged with a max. pressure of 3000 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8.2 Unterdruckprüfung der Befestigungselemente zwischen Kollektorabdeckung und Kollektorgehäuse
Negative pressure test of fixings between the cover and the collector box

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.2.

Datum: 17.07.2012
date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem maximalen Zug von 3000 Pa belastet.
The collector cover was charged with a max. tension of 3000 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

9 Stagnationstemperatur
Stagnation temperature

Bestimmung der Stagnationstemperatur nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Anhang C.
Determination of the stagnation temperature acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, Annex C.

Datum: 24.07.2012
date:

mittlere Bestrahlungsstärke G_m *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Absorbertemperatur ϑ_{sm} *mean absorber temperature* [°C]	mittlere Umgebungstemperatur ϑ_{am} *mean ambient temperature* [°C]
980	**189**	**25**

Ergebnis: Die Stagnationstemperatur ϑ_{stg} für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von G_s = 1000 W/m² und ϑ_{as} = 30 °C ergibt sich nach
Conclusion: The stagnation temperature ϑ_{stg} for the required ambient conditions G_s = 1000 W/m² and ϑ_{as} = 30 °C is calculated according

$$\vartheta_{stg} = \vartheta_{as} + \frac{G_s}{G_m}\left(\vartheta_{sm} - \vartheta_{am}\right)$$

zu **ϑ_{stg} = 197 °C**
to

10 Endkontrolle
Final inspection

Zerlegung und Untersuchung des Kollektors nach Abschluss der vollständigen Prüffolge gemäß EN 12975-2:2006 – 5.11.
Dismantling and inspection of the collector after completion of the full test sequence according to EN 12975-2:2006 – 5.11.

Datum: 28.09.2012
date:

Bewertung erfolgt nach dem folgenden Schlüssel:
Evaluation according the following scale:

0 - kein Fehler / *no problem*
1 - geringer Fehler / *minor problem*
2 - schwerer Fehler / *major problem*
* - Inspektion war nicht möglich oder Komponente nicht vorhanden / *Inspection was not possible or component does not exist*

Gehäuse / *Collector box*	Rissbildung / Verwerfung / Korrosion / eindringendes Regenwasser *Cracking / warping / corrosion / rain penetration*	0
Montageelemente *Mountings*	Festigkeit / Sicherheit *Strength / safety*	0
Verschlüsse / Dichtungen *Seals / gaskets*	Rissbildung / Haftung / Elastizität *Cracking / adhesion / elasticity*	0
Abdeckung / Reflektor *Cover / reflector*	Rissbildung / Haarrisse / Ausbeulen / Abblättern / Verwerfung / Ausgasen *Cracking / crazing / buckling / delamination / warping / outgasing*	0
Absorberbeschichtung *Absorber coating*	Rissbildung / Haarrisse / Blasenbildung *Cracking / crazing / blistering*	0
Absorberregister *Absorber piping*	Verformung / Korrosion / Undichtheit / sich lösende Verbindungen *Deformation / corrosion / leakage / loss of bonding*	0
Absorberbefestigung *Absorber fixing*	Verformung / Korrosion *Deformation / corrosion*	0
Wärmedämmung *Insulation*	Wasseraufnahme/Ausgasen/Schwindung *Water retention / outgasing / degradation*	0

Ergebnis: Kein schwerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major problem acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen
Summary of Reliability Tests

Die Prüfung des Kollektors erfolgte nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".

The test of the collector was performed according to EN 12975-2:2006 „thermal solar systems and components – solar collectors – part 2: test methods“.

11.1 Prüfungen
Tests

1. Innendruckprüfung des Absorbers *Internal pressure for absorber*	kein größerer Fehler *no major failure*
2. Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit *High temperature resistance*	kein größerer Fehler *no major failure*
3. Expositionstest *Exposure*	kein größerer Fehler *no major failure*
4. Schneller äußerer Temperaturwechsel *External shock*	kein größerer Fehler *no major failure*
5. Schneller innerer Temperaturwechsel *Internal shock*	kein größerer Fehler *no major failure*
6. Beregnungsprüfung *Rain penetration*	kein größerer Fehler *no major failure*
7. Mechanische Belastung *Mechanical load test*	kein größerer Fehler *no major failure*
8. Endkontrolle *Final inspection*	kein größerer Fehler *no major failure*

11.2 Sicherheit
Safety

Die Stagnationstemperatur bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m² und einer Umgebungstemperatur von 30 °C beträgt 197 °C.

The stagnation temperature at an irradiance of 1000 W/m² and an ambient temperature of 30°C reaches 197 °C.

11.3 Feststellung des Kollektors
Collector identification

Die Installationsanweisung und das Typenschild enthalten alle nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7 geforderten Angaben (vgl. 1 Allgemeine Angaben).

The installer instruction manual and the collector label include all, according to EN 12975-1:2006 chapter 7 required information (see 1 General Specification).

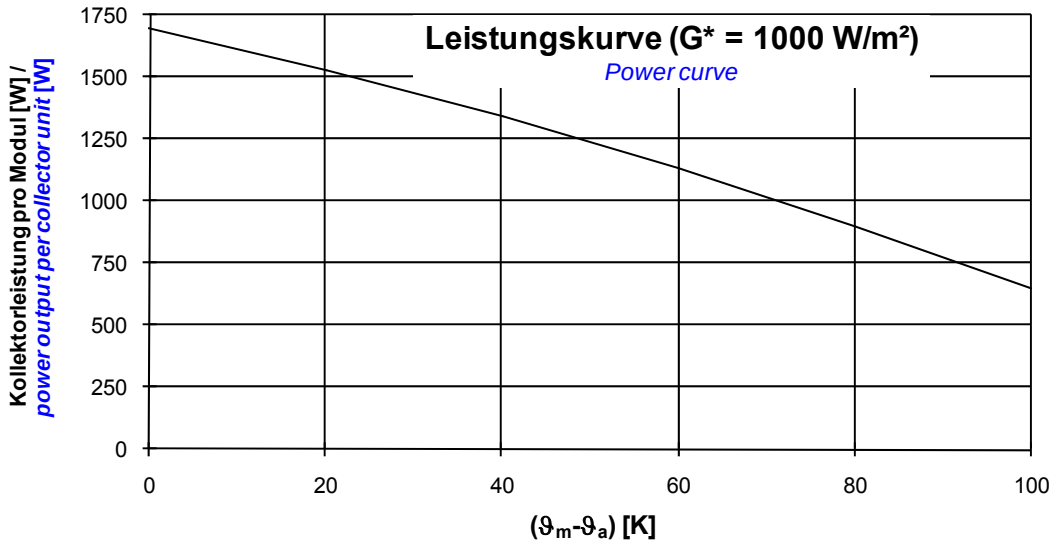
12 Prüfergebnisse Wärmeleistung

Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung:
Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

Konversionsfaktor η_0 [-] *conversion factor*	0.81
Wärmedurchgangskoeffizient a_1 [W/(m²K)] *heat transfer coefficient*	3.819
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2 [W/(m²K²)] *temperature depending heat transfer coefficient*	0.012
Einfallswinkel-Korrekturfaktor K_θ(50°) [-] *incidence angle modifier*	0.948
flächenbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] *area related heat capacity*	10.3
Volumenstrom [l/(m²h)] *volume flow rate*	72
Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] *aperture area per collector unit*	2.1
Peakleistung [W_{peak}] pro Kollektormodul (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a)= 0) *peak power [W_{peak}] per collector unit (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a) = 0)*	1701



Kollektorleistung pro Modul [W]
Power output per collector unit [W]

ϑ_m-ϑ_a in [K]	Bestrahlungsstärke / *Irradiance* 400 W/m²	700 W/m²	1000 W/m²
0	680	1191	1701
20	510	1020	1531
40	319	830	1340
60	108	619	1129
80	0 *)	388	898
100	0 *)	137	647

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung
Note: the reported values are for normal incidence

*) Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.
*) *Calculating the power output per collector unit under these operation conditions result in negative values. Therefore the calculated power output is indicated with zero.*

13 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

14 Prüfverfahren
Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" unter Verwendung des Prüfverfahrens unter quasi-dynamischen Bedingungen. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.
Die Leistungsprüfung wurde am Kollektor mit der internen Prüflingsnummer C1124A durchgeführt. Die Dauerhaftigkeits- und Zuverlässigkeitsprüfungen wurden mit in Bezug auf die Prüfungen baugleichen Kollektoren, mit Ausnahme der mechanischen Belastung, der Innendruckprüfung des Absorbers und der schnellen inneren Temperaturwechsel an dem Kollektor mit der internen Prüflingsnummer C1075B durchgeführt. Die Prüfung der schnellen inneren Temperaturwechsel wurden an dem Kollektor mit der internen Prüflingsnummer C1124B durchgeführt. Die mechanische Belastung sowie die Innendruck-prüfung des Absorbers wurden an dem Kollektor mit der internen Prüflingsnummer C1076B durchgeführt.

The outdoor test of the collector was carried out under quasi-dynamic conditions according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". Water was used as heat transfer fluid.
The performance test was accomplished at the collector with the internal identification C1124A. The durability and reliability tests were accomplished at collectors, which are in reference to the tests identical in construction, with the collector with the internal identification C1075B with the exception of the mechanical load test, the internal pressure test for absorber and the internal thermal shock tests. The internal thermal shock tests were accomplished at the collector with the internal identification C1124B. The mechanical load test and internal pressure test for absorber were accomplished at the collector with the internal identification C1076B.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied **in extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: *Arrival of test sample:*	29.05.2012
Prüfzeitraum: *Test period:*	30.05. – 28.09.2012
Prüfer: *Test engineer:*	Dipl.-Ing. B. Traub, Dipl.-Ing. M. Herr, M. Wild, M.Sc.P. Kofler, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy

Stuttgart, den 28.09.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Anhang A: Ertragsvorhersage

Annex A: Prediction of the yearly energy gain

Die Vorhersage beruht auf der Berechnung des Jahresenergieertrags des Kollektors in einer Referenzanlage zur Brauchwassererwärmung. Die Anlage ist für einen Vierpersonenhaushalt dimensioniert. Die Berechnung erfolgt für die Aperturflächen 3, 4, 5 und 6 m² sowie Referenz-Wetterdaten von Hannover, Würzburg und Stötten (Ostalb).

The prediction is based on the calculation of the yearly energy gain of the collector in a reference solar hot water system. This system is designed for a four-person-household. The calculation is done for aperture areas of 3, 4, 5 and 6 m² as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)

collector characteristics (based on aperture area)

Konversionsfaktor *conversion factor*	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient *heat transfer coefficient*	flächenbezogene Wärmekapazität *area related heat capacity*
η_0 = **0.81**	a_1 = **3.819 W/(m²K)**	
	a_2 = **0.012 W/(m²K²)**	c = **10.300 kJ/(m²K)**

Einfallswinkel-Korrekturfaktoren *incidence angle modifier*

θ	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$	1	0.99	0.98	0.97	0.94	0.89	0.79	0

Berechnungsresultate

calculation results

Standort / *location*	Hannover	**Würzburg**	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m²a)] *radiation*	1022	**1212**	1354
Aperturfläche [m²] *aperture area*	Jährlicher Kollektorertrag[1)] [kWh/(m²a)] *yearly energy gain*		
3	489	588	640
4	445	534	580
5	406	**484**	523
6	374	438	471

[1)] Ertrag des Kollektors ohne die Wärmeverluste in den Rohrleitungen und des Warmwasserspeichers
energy gain of the collector without heat losses in the tubes and hot water store

Systemdaten ITW Referenzanlage zur Trinkwassererwärmung *System data of the ITW reference solar hot water system*	
Dachausrichtung: *roof orientation:*	Süd; Anstellwinkel entspricht Breitengrad *south; tilt angle equal to latitude*
Kollektoranbindung: *collector piping:*	Je 15 m Vor- und Rücklauf; Nennweite DN 16; Dämmstärke 25 mm, λ = 0,04 W/(mK) Vor- und Rücklauf befinden sich je zur Hälfte im Innen- und Außenbereich *15 m each to store, from store; normal width DN 16; insulation thickness 25 mm, λ = 0,04 W/(mK), one half of each pipe is located outside, the other half is located inside*
Speicher: *storage:*	Volumen 300 l; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15°C Volumen des Bereitschaftsteils 135 l; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit 2 λ_{Wasser} *volume 300 l; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15 °C* *volume auxiliary 135 l; set temperature 60 °C* *stratification number 100; effective vertical heat conductivity 2 λ_{water}*
Wärmeübertrager: *heat exchanger:*	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen $(kA)_{WT}$ in [W/K]; $(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$ mit A_c: Aperturfläche [m²] ϑ_m: Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] *immersed heat exchanger, heat transfer capacity $(kA)_{WT}$ in [W/K];* *$(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$* *with Ac: aperture area [m²]* *ϑ_m: average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]*
Warmwasser-verbrauch: *hot water consumption:*	200 l/Tag ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a *200 l/day ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l);* *cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C* *annual consumption: 2936 kWh/a*

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen

Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Die unter „Prüfergebnisse Wärmeleistung“ dokumentierten Kollektorparameter wurden gemäß den Vorgaben der EN 12975-2:2006 aus den Kollektorparametern der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen abgeleitet.

The collector parameters listed in “Test Results Thermal Performance” are, according to EN 12975-2:2006, derived from the collector parameters gained from measurements under quasi-dynamic conditions

Verwendetes Kollektormodell

Used collector model

Zur Auswertung der Messdaten wurde die flächenbezogene Kollektorleistung entsprechend der folgenden Gleichung nachgebildet

For evaluation of the measured data the area specific collector power was modelled according to the equation

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} G_d - c_1(\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2(\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_5 \frac{d\vartheta_m}{dt}$$

mit/*with*

$$K_{\theta b} = 1 - b_0\left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right)$$

Ergebnisse der Regression

Regression results

Auf Aperturfläche bezogen *based on the aperture area*	
$F'(\tau\alpha)_{en}$:	0.812 [-]
b_0:	0.109 [-]
$K_{\theta d}$:	0.965 [-]
c_1:	3.819 [W/(m²K)]
c_2:	0.012 [W/(m²K²)]
c_5:	10.300 [kJ/(m²K)]

Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel θ *incident angle θ*	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$:	1	0.99	0.98	0.97	0.94	0.89	0.79	0

Berechnung der Kollektorparameter
Calculation of the collector parameters

η_0:	Konversionsfaktor / *zero-loss collector efficiency* (η_0 at ϑ_m-ϑ_a = 0) [-] $\eta_0 = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta = 15°) \cdot 0.85 + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} \cdot 0.15$
a_1:	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat loss coefficient* [W/(m²K)] $a_1 = c_1$
a_2:	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature dependence of the heat loss coefficient* [W/(m²K²)] $a_2 = c_2$
$K_\theta(50)$:	Einstrahlwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier for hemispherical solar irradiance* [-] $K_\theta(50) = \frac{K_{\theta b}(50) \cdot 0.85 + K_{\theta d} \cdot 0.15}{1 - 0.15 + K_{\theta d} \cdot 0.15}$
c:	flächenbezogene Wärmekapazität / *area related heat capacity* [kJ/(m²K)] $c = c_5$

Graphische Darstellung der Messwerte (6 Minuten Mittelwerte)
Graphical presentation of the measured data (6 minutes mean values)

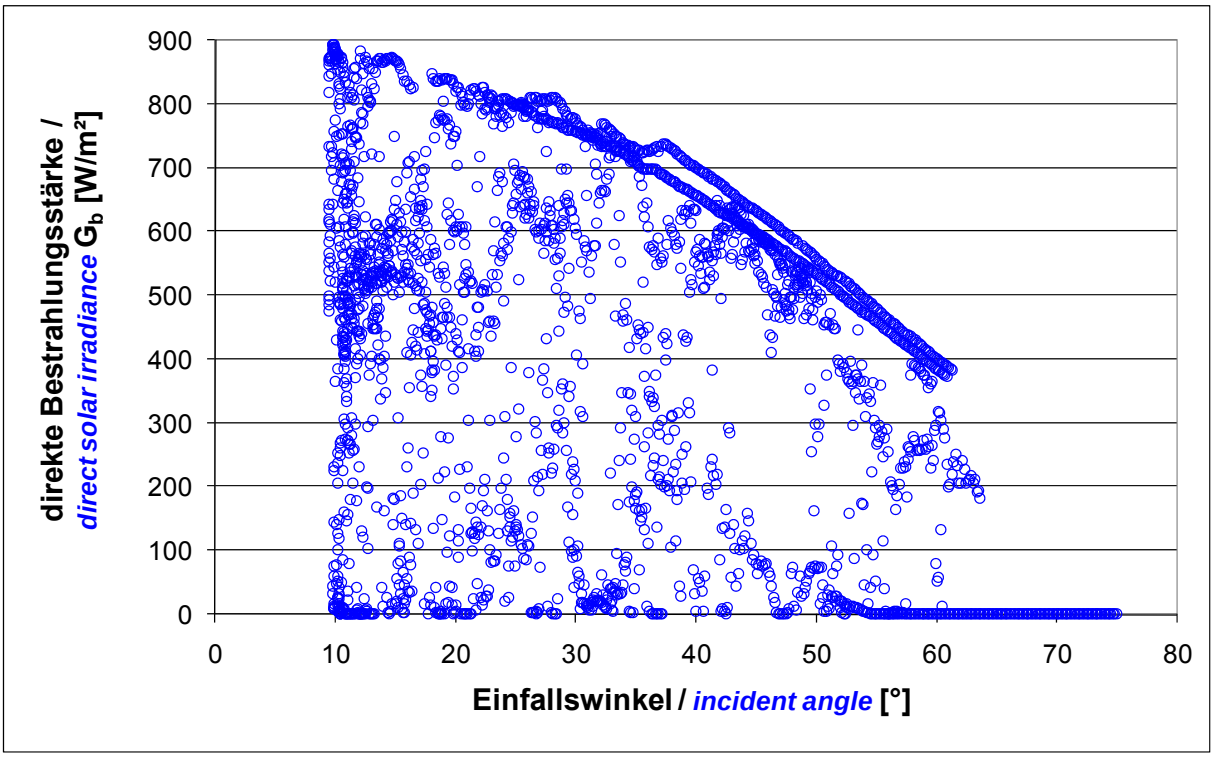


Abbildung B.1: Die direkte Bestrahlungsstärke über dem Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.1: the direct solar irradiance over the incident angle of the direct solar irradiance

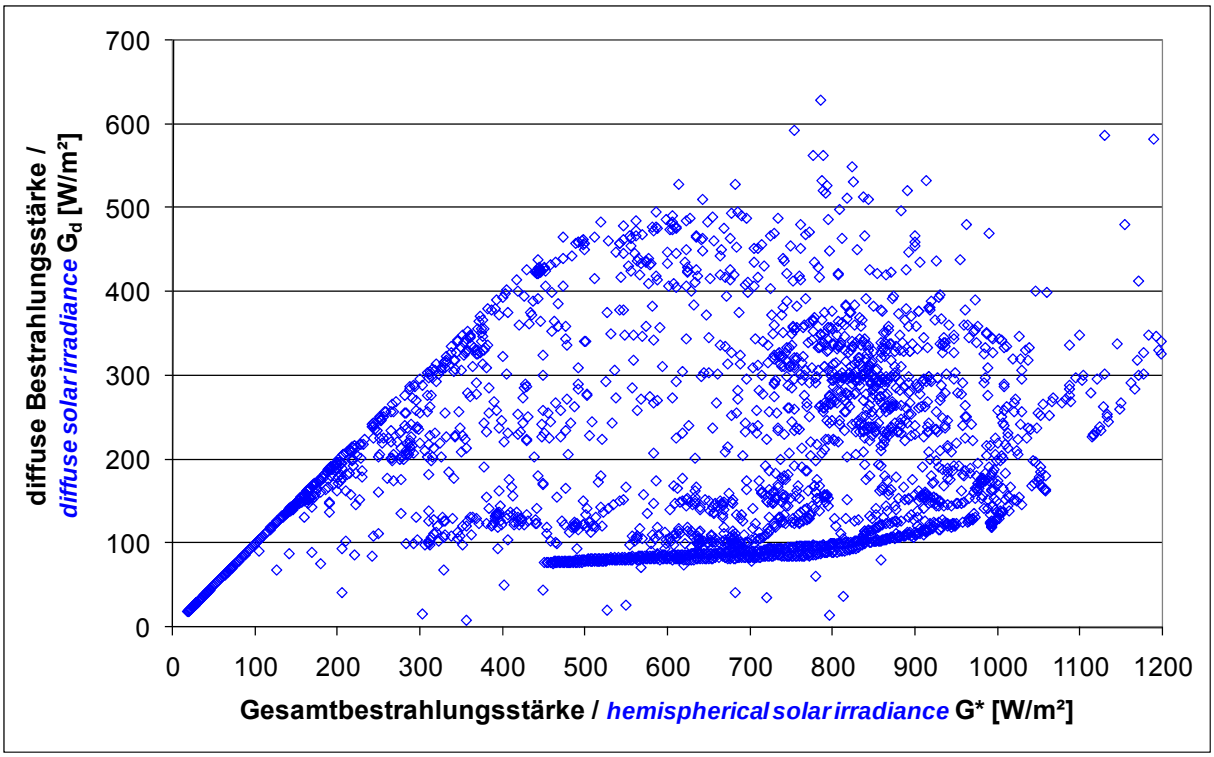


Abbildung B.2: Die diffuse Bestrahlungsstärke über der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.2: diffuse solar irradiance over the total solar irradiance

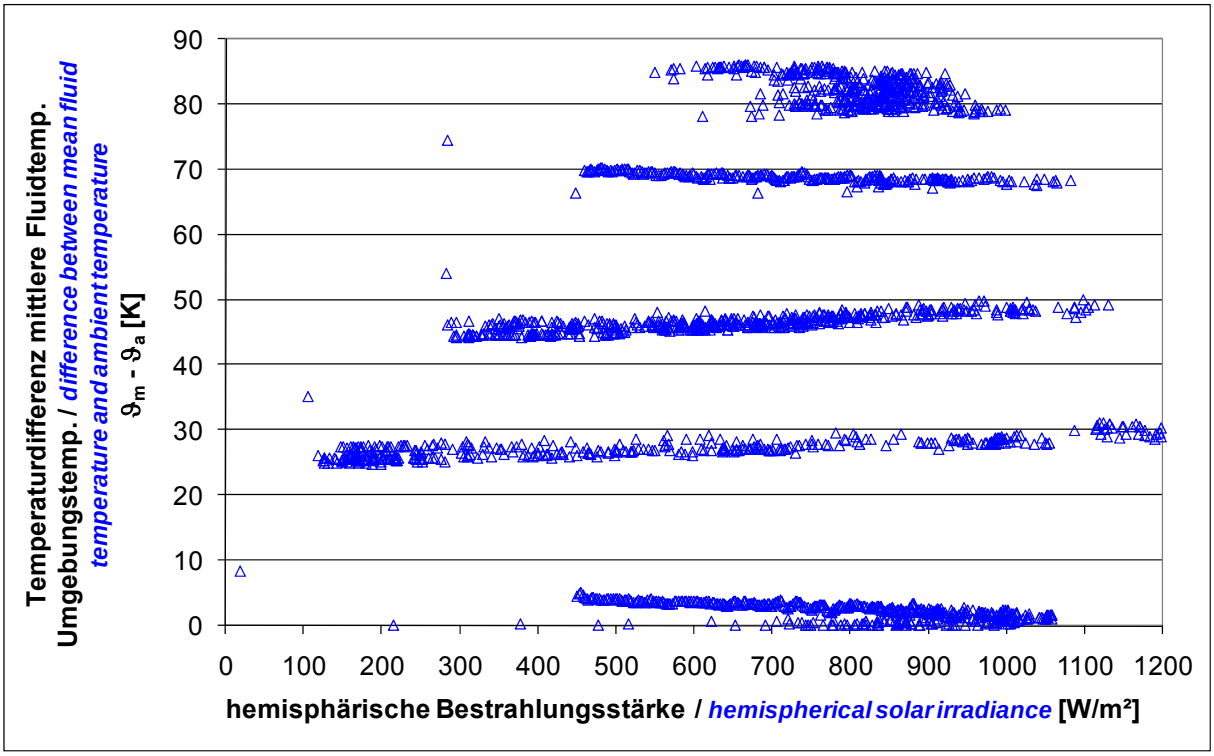


Abbildung B.3: Die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur über der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
Figure B.3: difference between mean fluid temperature and ambient temperature over the hemispherical solar irradiance

Anhang C: Nomenklatur

Annex C: Symbols and Units

A	[m²]	Aperturfläche / *aperture area*
a	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
a_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
a_2	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
b_0	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten Bestrahlungsstärke / *factor to determine the incident angle modifier of the beam irradiance*
c	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
c_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
c_2	[W/(m²K²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
c_5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
$F'(\tau\alpha)_{en}$	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *conversion factor of the beam irradiance*
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / *hemispherical solar irradiance*
G_b	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / *beam solar irradiance*
G_d	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / *diffuse solar irradiance*
$K_\theta(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance*
$K_{\theta b}(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the beam solar irradiance*
$K_{\theta d}$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the diffuse solar irradiance*
$(kA)_{WT}$	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers *heat transfer capacity of the solar heat exchanger*
$\dot{m}$	[l/h]	Massenstrom / *mass flow rate*
$\dot{Q}$	[W]	Kollektorleistung / *power per collector unit*
$\dot{q}$	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / *area based collector power*
Δp	[mbar]	Druckverlust / *pressure loss*
η	[-]	Wirkungsgrad / *collector efficiency*
η_0	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *conversion factor*
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / *heat conductivity*
ϑ	[°C]	Temperatur / *temperature*
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur / *ambient air temperature*
ϑ_e	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / *collector outlet temperature*
ϑ_{in}	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / *collector inlet temperature*
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / *mean fluid temperature*
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke *incidence angle of the beam solar irradiance*

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Zuverlässigkeit, Dauerhaftigkeit und Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report
Durability, Reliability and Thermal Performance of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006
according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 12COL1125
Test Report No.: 12COL1125

Stuttgart, den 28.09.2012
Stuttgart, September 28th, 2012

Auftraggeber: *client:*	**T. W. I., spol. s. r. o.** **Mnichov 146** **793 26 Vrbno pod Pradědem** **Tschechien**
Hersteller: *manufacturer:*	**T. W. I., spol. s. r. o.**
Typ: *type:*	**SUN WING T4 Alu**
Herstelljahr: *year of production:*	**2012**

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1 Allgemeine Angaben 3
General Specifications

2 Innendruckprüfung des Absorbers 9
Internal Pressure Test for Absorber

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit 9
High Temperature Resistance

4 Expositionstest 9
Exposure

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel 10
External Thermal Shock

6 Schneller innerer Temperaturwechsel 10
Internal Thermal Shock

7 Beregnungsprüfung 11
Rain Penetration

8 Mechanische Belastung 11
Mechanical Load Test

9 Stagnationstemperatur 12
Stagnation Temperature

10 Endkontrolle 13
Final Inspection

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen 14
Summary of Reliability Tests

12 Prüfergebnisse Wärmeleistung 15
Test Results Thermal Performance

13 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors 17
Test Occurrences and Operating Behaviour

14 Prüfverfahren 17
Test Methods

Anhang A: Ertragsvorhersage 18
Annex A: Prediction of the Yearly Energy Gain

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen ... 20
Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Anhang C: Nomenklatur 23
Annex C: Symbols and Units

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)
General Specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	T. W. I., spol. s. r. o. Mnichov 146 793 26 Vrbno pod Pradědem Tschechien
Ansprechpartner: *contact person:*	Žaneta Hofmannová Tel.: +420 554 254 778 Fax: +420 554 725 372 email: z.hofmannova@twi.cz
Typ: *type:*	SUN WING T4 Alu *SUN WING T4 Alu*
Herstellernummer: *serial no.:*	102721002, keine, keine *102721002, none, none*
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: *internal identification of test laboratory:*	C1076B, C1125A, C1125B *C1076B, C1125A, C1125B*
Serienprodukt oder Baumuster: *serial product or model:*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr: *year of production:*	2012 *2012*

Bezugsflächen *Dimensions of collector unit*	von Prüflabor bestimmt *determined by test laboratory*
Bruttofläche: *gross area:*	2.2 m² *2.2 m²*
Aperturfläche: *aperture area:*	2.1 m² *2.1 m²*
Absorberfläche: *absorber area:*	2.1 m² *2.1 m²*

Kollektor/Gehäuse *Technical figures*	
Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate collector*
Länge: *length:*	2015 mm (von Prüflabor bestimmt) *2015 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1091 mm (von Prüflabor bestimmt) *1091 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	82 mm (von Prüflabor bestimmt) *82 mm (determined by test laboratory)*
Material: *material:*	Aluminium *aluminium*
Gewicht: *weight:*	36 kg *36 kg*
Dichtungsmaterialien: *sealing material:*	EPDM + Silikon *EPDM + silicone*
Einbauweise: *collector mounting:*	Aufdach *On roof*

Absorber
Absorber

Material: *material:*	Aluminium *Aluminium*
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: *Joint absorber-risers:*	ultraschallgeschweißt *ultrasonic welded*
Dicke: *thickness:*	0.4 mm *0.4 mm*
Oberflächenbehandlung: *surface treatment:*	PVD Beschichtung *PVD coating*
Absorptionsgrad: *absorptance:*	0.95 *0.95*
Emissionsgrad: *emittance:*	0.5 *0.5*
Wärmeträgerinhalt: *heat transfer fluid content:*	1.1 Liter *1.1 litres*
Durchströmungsform: *flow pattern:*	parallel *parallel*
Abmessungen Absorberrohre: *dimension absorber tubes:*	8 x 0.8 mm *8 x 0.8 mm*
Anzahl Absorberrohre: *number of absorber tubes:*	12 *12*
Abstand der Absorberrohre: *distance between absorber tubes:*	87 mm *87 mm*
Abmessungen Sammlerrohr: *dimension of the header:*	18 x 1 mm *18 x 1 mm*
Anzahl Anschlüsse: *number of connections:*	2 *2*
Ausführung Anschlüsse: *realisation of connections:*	3/4“ Innengewinde und 3/4“ Außengewinde *3/4“ inner threat and 3/4“ external threat*

Transparente Abdeckung
Transparent cover:

Anzahl: *number:*	1 *1*
Material: *material:*	Solarglas *solar glass*
Hersteller: *manufacturer:*	Interfloat corporation *Interfloat corporation*
Produktbezeichnung: *brand name:*	GMB Solarglas SILK TT *GMB Solarglas SILK TT*
Transmissionsgrad: *transmittance:*	0.94 *0.94*
Dicke: *thickness:*	3.2 mm *3.2 mm*

Wärmedämmung
Thermal insulation:

	Rückseite *back side*	seitlich *sidewards*
Material: *material:*	Steinwolle *rock wool*	- -
Hersteller: *manufacturer:*	Saint-Gobain Isover G + H. A.G. *Saint-Gobain Isover G + H. A.G.*	- -
Produktbezeichnung: *Product name:*	SW Solar slab 2.5 N *SW Solar slab 2.5 N*	- -
Wärmeleitfähigkeit: *thermal conductivity:*	0.035 W/(mK) *0.035 W/(mK)*	- -
Wärmekapazität: *heat capacity:*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*	- -
Dichte: *density:*	Keine Angabe *Not specified*	- -
Dicke: *thickness:*	40 mm *40 mm*	- -

Grenzdaten
Limitations:

Stillstandstemperatur: *stagnation temperature:*	197 °C (von Prüflabor bestimmt) *197 °C (determined by test laboratory)*
max. zul. Betriebsüberdruck: *max. operation pressure:*	6 bar *6 bar*
Zulässiger Wärmeträger: *allowed heat transfer fluid:*	Propylenglykol *propylene glycol*
Nenndurchfluss pro Kollektor: *nominal flow rate per collector:*	80 kg/h *80 kg/h*

Feststellung des Kollektors
Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- Rám kolektoru - Zeichnung Nr. 3-0074-4 - Datum: 16.04.12
- Absobér T4 typ 4 Al - Zeichnung Nr. 3-0074-3 - Datum: 16.04.12

- *Rám kolektoru - drawing no. 3-0074-4 - date: 14.02.12*
- *Absorbér T4 typ 4 Al - drawing no.3-0074-4 - date: 14.02.12*

Datenblätter:
technical data sheets:

- ITW Datenblatt Kollektor
- GMB solar glass SILK TT – Interfloat corporation
- SW Solar slab 2.5 N - Isover
- product specification eta plus Al - Bluetec
- List of used material T4 type 4 – T.W.I.

- *ITW data sheet collector*
- *GMB solar glass SILK TT – Interfloat corporation*
- *SW Solar slab 2.5 N - Isover*
- *product specification eta plus Al - Bluetec*
- *List of used material T4 type 4 – T.W.I.*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:

The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	ja *yes*	nein *no*
Name des Herstellers *name of manufacturer*	☒	☐
Kollektortyp *collector type*	☒	☐
Seriennummer *serial number*	☒	☐
Herstellungsjahr *year of production*	☒	☐
Brutto-Kollektorfläche *gross area of collector*	☒	☐
Maße des Kollektors *dimensions of collector*	☒	☐
Maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C *stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C*	☒	☐
Volumen des Wärmeträgermediums *volume of heat transfer fluid*	☒	☐
Leergewicht des Kollektors *weight of empty collector*	☒	☐
Hergestellt in: *made in:*	☒	☐

Das Typenschild lag dem Prüfling bei. Nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 ist es gut sichtbar und haltbar am Kollektor anzubringen.

The label was delivered as specimen. According to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 it must be attached visible and durable to the collector.

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- Solar Collector Sun Wing T4 All Aluminum - Installation Instructions / EN
- *Solar Collector Sun Wing T4 All Aluminum - Installation Instructions / EN*

Die Installationsanweisung(en) enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manual(s) contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja *yes*	nein *no*
Maße und Gewicht des Kollektors *dimensions and weight of the collector*	☒	☐
Anweisung für dessen Transport und Handhabung *instructions about the transport and handling of the collector*	☒	☐
Beschreibung des Montageverfahrens *description of the mounting procedure*	☒	☐
Empfehlungen für den Blitzschutz *recommendations about lightning protection*	☒	☐
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander *instructions about the coupling of the collectors to one another*	☒	☐
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger-kreislauf *instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit*	☒	☐
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m² *dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²*	☒	☐
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien *recommendations about the heat transfer media*	☒	☐
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind *precautions to be taken during filling, operation and service*	☒	☐
maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Druckabfall *pressure drop*	☒	☐
größter und kleinster Neigungswinkel *maximum and minimum tilt angle*	☒	☐
zulässige Wind- und Schneelast *permissible wind and snow load*	☒	☐
Wartungsanforderungen *maintenance requirements*	☒	☐

Gültigkeit *Validity:*	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp SUN WING T4 Alu. *The test report is valid for collector type SUN WING T4 Alu as specified above.*

2 Innendruckprüfung des Absorbers
Internal Pressure for Absorber

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.2.

Datum: 17.07.2012
date:

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
6	**9**	**15**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit
High Temperature Resistance

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.3.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.3.

Datum: 14.09.2012
date:

Prüfdauer *test duration* [min]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
60	**1020**	**18**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

4 Expositionstest
Exposure

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.4.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.4.

Expositionsdauer: 31.05.- 16.07.2012 46 Tage
Duration of exposure: *46 days*

Einstrahlungssumme in Kollektorebene *sum of global irradiation* [MJ/m²]	Anzahl Tage mit mehr als 14 MJ/m² *number of days with more than 14 MJ/m²* [d]	Niederschlags-summe *sum of rainfall* [l/m²]	Anzahl Stunden über 850 W/m² *number of hours with more than 850 W/m²* [h]
793	**36**	**154**	**30**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel
External thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.5.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.5.

1. Prüfung: 22.06.2012
1. test:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2.4	**< 25**	**982**	**20**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 29.06.2012
2. test:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2.4	**< 25**	**938**	**28**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

6 Schneller innerer Temperaturwechsel
Internal thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.6.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.6.

1. Prüfung: 21.09.2012
1. test

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
1.7	**< 25**	**820**	**21**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 27.09.2012
2. test

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
1.7	**< 25**	**1098**	**16**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

7 Beregnungsprüfung
Rain penetration

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.7.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.7.

Datum: 20.06.2012
date:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	Prüfdauer *test duration* [h]
4.4	**12**	**4**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8 Mechanische Belastung
Mechanical load test

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.

8.1 Überdruckprüfung für die Kollektorabdeckung
Positive pressure test of the collector cover

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.1.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.1.

Datum: 17.07.2012
date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem max. Druck von 3000 Pa belastet.
The collector cover was charged with a max. pressure of 3000 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8.2 Unterdruckprüfung der Befestigungselemente zwischen Kollektorabdeckung und Kollektorgehäuse
Negative pressure test of fixings between the cover and the collector box

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.2.

Datum: 17.07.2012
date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem maximalen Zug von 3000 Pa belastet.
The collector cover was charged with a max. tension of 3000 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

9 Stagnationstemperatur
Stagnation temperature

Bestimmung der Stagnationstemperatur nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Anhang C.
Determination of the stagnation temperature acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, Annex C.

Datum: 14.09.2012
date:

mittlere Bestrahlungsstärke G_m *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Absorbertemperatur ϑ_{sm} *mean absorber temperature* [°C]	mittlere Umgebungstemperatur ϑ_{am} *mean ambient temperature* [°C]
1020	**188**	**18**

Ergebnis: Die Stagnationstemperatur ϑ_{stg} für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von G_s = 1000 W/m² und ϑ_{as} = 30 °C ergibt sich nach
Conclusion: The stagnation temperature ϑ_{stg} for the required ambient conditions G_s = 1000 W/m² and ϑ_{as} = 30 °C is calculated according

$$\vartheta_{stg} = \vartheta_{as} + \frac{G_s}{G_m}\left(\vartheta_{sm} - \vartheta_{am}\right)$$

zu **ϑ_{stg} = 197 °C**
to

10 Endkontrolle
Final inspection

Zerlegung und Untersuchung des Kollektors nach Abschluss der vollständigen Prüffolge gemäß EN 12975-2:2006 – 5.11.
Dismantling and inspection of the collector after completion of the full test sequence according to EN 12975-2:2006 – 5.11.

Datum: 28.09.2012
date:

Bewertung erfolgt nach dem folgenden Schlüssel:
Evaluation according the following scale:

0 - kein Fehler / *no problem*
1 - geringer Fehler / *minor problem*
2 - schwerer Fehler / *major problem*
* - Inspektion war nicht möglich oder Komponente nicht vorhanden / *Inspection was not possible or component does not exist*

Gehäuse / *Collector box*	Rissbildung / Verwerfung / Korrosion / eindringendes Regenwasser *Cracking / warping / corrosion / rain penetration*	0
Montageelemente *Mountings*	Festigkeit / Sicherheit *Strength / safety*	0
Verschlüsse / Dichtungen *Seals / gaskets*	Rissbildung / Haftung / Elastizität *Cracking / adhesion / elasticity*	0
Abdeckung / Reflektor *Cover / reflector*	Rissbildung / Haarrisse / Ausbeulen / Abblättern / Verwerfung / Ausgasen *Cracking / crazing / buckling / delamination / warping / outgasing*	0
Absorberbeschichtung *Absorber coating*	Rissbildung / Haarrisse / Blasenbildung *Cracking / crazing / blistering*	0
Absorberregister *Absorber piping*	Verformung / Korrosion / Undichtheit / sich lösende Verbindungen *Deformation / corrosion / leakage / loss of bonding*	0
Absorberbefestigung *Absorber fixing*	Verformung / Korrosion *Deformation / corrosion*	0
Wärmedämmung *Insulation*	Wasseraufnahme/Ausgasen/Schwindung *Water retention / outgasing / degradation*	0

Ergebnis: Kein schwerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major problem acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen
Summary of Reliability Tests

Die Prüfung des Kollektors erfolgte nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".

The test of the collector was performed according to EN 12975-2:2006 „thermal solar systems and components – solar collectors – part 2: test methods“.

11.1 Prüfungen
Tests

1. Innendruckprüfung des Absorbers *Internal pressure for absorber*	kein größerer Fehler *no major failure*
2. Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit *High temperature resistance*	kein größerer Fehler *no major failure*
3. Expositionstest *Exposure*	kein größerer Fehler *no major failure*
4. Schneller äußerer Temperaturwechsel *External shock*	kein größerer Fehler *no major failure*
5. Schneller innerer Temperaturwechsel *Internal shock*	kein größerer Fehler *no major failure*
6. Beregnungsprüfung *Rain penetration*	kein größerer Fehler *no major failure*
7. Mechanische Belastung *Mechanical load test*	kein größerer Fehler *no major failure*
8. Endkontrolle *Final inspection*	kein größerer Fehler *no major failure*

11.2 Sicherheit
Safety

Die Stagnationstemperatur bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m² und einer Umgebungstemperatur von 30 °C beträgt 197 °C.

The stagnation temperature at an irradiance of 1000 W/m² and an ambient temperature of 30°C reaches 197 °C.

11.3 Feststellung des Kollektors
Collector identification

Die Installationsanweisung und das Typenschild enthalten alle nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7 geforderten Angaben (vgl. 1 Allgemeine Angaben).

The installer instruction manual and the collector label include all, according to EN 12975-1:2006 chapter 7 required information (see 1 General Specification).

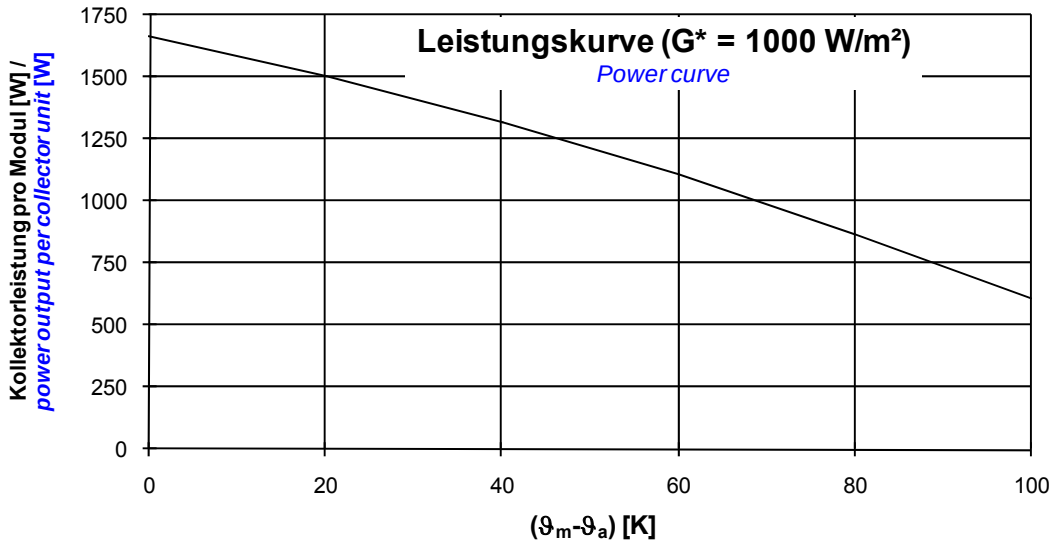
12 Prüfergebnisse Wärmeleistung

Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung:
Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

Konversionsfaktor η_0 [-] *conversion factor*	0.81
Wärmedurchgangskoeffizient a_1 [W/(m²K)] *heat transfer coefficient*	3.627
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2 [W/(m²K²)] *temperature depending heat transfer coefficient*	0.015
Einfallswinkel-Korrekturfaktor K_θ(50°) [-] *incidence angle modifier*	0.941
flächenbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] *area related heat capacity*	9.357
Volumenstrom [l/(m²h)] *volume flow rate*	72
Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] *aperture area per collector unit*	2.1
Peakleistung [W_{peak}] pro Kollektormodul (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a)= 0) *peak power [W_{peak}] per collector unit (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a) = 0)*	1701



Kollektorleistung pro Modul [W]
Power output per collector unit [W]

ϑ_m-ϑ_a in [K]	Bestrahlungsstärke / *Irradiance* 400 W/m²	700 W/m²	1000 W/m²
0	680	1191	1701
20	515	1026	1536
40	325	836	1346
60	110	620	1131
80	0 *)	380	890
100	0 *)	114	624

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung
Note: the reported values are for normal incidence

*) Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

*) *Calculating the power output per collector unit under these operation conditions result in negative values. Therefore the calculated power output is indicated with zero.*

13 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

14 Prüfverfahren
Test Methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte im Außentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" unter Verwendung des Prüfverfahrens unter quasi-dynamischen Bedingungen. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.
Die Leistungsprüfung wurde am Kollektor mit der internen Prüflingsnummer C1125A durchgeführt. Die Dauerhaftigkeits- und Zuverlässigkeitsprüfungen wurden mit einem in Bezug auf die Prüfungen baugleichen Kollektor, mit Ausnahme der Hochtemperatur Prüfung, der Bestimmung der Stagnationstemperatur und der schnellen inneren Temperaturwechsel an dem Kollektor mit der internen Prüflingsnummer C1076B durchgeführt. Die Prüfung der Hochtemperatur, der Stagnations-temperatur und der schnellen inneren Temperaturwechsel wurden an dem Kollektor mit der internen Prüflingsnummer C1125B durchgeführt.

The outdoor test of the collector was carried out under quasi-dynamic conditions according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". Water was used as heat transfer fluid.
The performance test was accomplished at the collector with the internal identification C1125A. The durability and reliability tests were accomplished at collectors, which are in reference to the tests identical in construction, with the internal identification C1076B with the exception of the high temperature resistance test, the determination of the stagnation temperature and the internal thermal shock tests. The high temperature resistance test, the determination of the stagnation temperature and the internal thermal shock tests were accomplished at the collector with the internal identification C1025B.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied **in extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: *Arrival of test sample:*	29.05.2012
Prüfzeitraum: *Test period:*	30.05. – 28.09.2012
Prüfer: *Test engineer:*	Dipl.-Ing. B. Traub, Dipl.-Ing. M. Herr, M. Wild, M.Sc. P. Kofler, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy

Stuttgart, den 28.09.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Anhang A: Ertragsvorhersage

Annex A: Prediction of the yearly energy gain

Die Vorhersage beruht auf der Berechnung des Jahresenergieertrags des Kollektors in einer Referenzanlage zur Brauchwassererwärmung. Die Anlage ist für einen Vierpersonenhaushalt dimensioniert. Die Berechnung erfolgt für die Aperturflächen 3, 4, 5 und 6 m² sowie Referenz-Wetterdaten von Hannover, Würzburg und Stötten (Ostalb).

The prediction is based on the calculation of the yearly energy gain of the collector in a reference solar hot water system. This system is designed for a four-person-household. The calculation is done for aperture areas of 3, 4, 5 and 6 m² as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)

collector characteristics (based on aperture area)

Konversionsfaktor *conversion factor*	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient *heat transfer coefficient*	flächenbezogene Wärmekapazität *area related heat capacity*
η_0 = **0.81**	a_1 = **3.627 W/(m²K)**	
	a_2 = **0.015 W/(m²K²)**	c = **9.357 kJ/(m²K)**

Einfallswinkel-Korrekturfaktoren *incidence angle modifier*

θ	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$	1	0.99	0.98	0.96	0.93	0.88	0.76	0

Berechnungsresultate

calculation results

Standort / *location*	Hannover	**Würzburg**	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m²a)] *radiation*	1022	**1212**	1354
Aperturfläche [m²] *aperture area*	Jährlicher Kollektorertrag[1)] [kWh/(m²a)] *yearly energy gain*		
3	494	593	646
4	451	540	585
5	411	**488**	527
6	378	441	473

[1)] Ertrag des Kollektors ohne die Wärmeverluste in den Rohrleitungen und des Warmwasserspeichers
energy gain of the collector without heat losses in the tubes and hot water store

Systemdaten ITW Referenzanlage zur Trinkwassererwärmung *System data of the ITW reference solar hot water system*	
Dachausrichtung: *roof orientation:*	Süd; Anstellwinkel entspricht Breitengrad *south; tilt angle equal to latitude*
Kollektoranbindung: *collector piping:*	Je 15 m Vor- und Rücklauf; Nennweite DN 16; Dämmstärke 25 mm, λ = 0,04 W/(mK) Vor- und Rücklauf befinden sich je zur Hälfte im Innen- und Außenbereich *15 m each to store, from store; normal width DN 16; insulation thickness 25 mm, λ = 0,04 W/(mK), one half of each pipe is located outside, the other half is located inside*
Speicher: *storage:*	Volumen 300 l; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15°C Volumen des Bereitschaftsteils 135 l; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit 2 λ_{Wasser} *volume 300 l; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15 °C* *volume auxiliary 135 l; set temperature 60 °C* *stratification number 100; effective vertical heat conductivity 2 λ_{water}*
Wärmeübertrager: *heat exchanger:*	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen $(kA)_{WT}$ in [W/K]; $(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$ mit A_c: Aperturfläche [m²] ϑ_m: Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] *immersed heat exchanger, heat transfer capacity $(kA)_{WT}$ in [W/K];* *$(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$* *with Ac: aperture area [m²]* *ϑ_m: average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]*
Warmwasser-verbrauch: *hot water consumption:*	200 l/Tag ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a *200 l/day ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l);* *cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C* *annual consumption: 2936 kWh/a*

Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen

Annex B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions

Die unter „Prüfergebnisse Wärmeleistung“ dokumentierten Kollektorparameter wurden gemäß den Vorgaben der EN 12975-2:2006 aus den Kollektorparametern der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen abgeleitet.

The collector parameters listed in “Test Results Thermal Performance” are, according to EN 12975-2:2006, derived from the collector parameters gained from measurements under quasi-dynamic conditions

Verwendetes Kollektormodell

Used collector model

Zur Auswertung der Messdaten wurde die flächenbezogene Kollektorleistung entsprechend der folgenden Gleichung nachgebildet

For evaluation of the measured data the area specific collector power was modelled according to the equation

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} G_d - c_1(\vartheta_m - \vartheta_a) - c_2(\vartheta_m - \vartheta_a)^2 - c_5 \frac{d\vartheta_m}{dt}$$

mit/*with*

$$K_{\theta b} = 1 - b_0\left(\frac{1}{\cos\theta} - 1\right)$$

Ergebnisse der Regression

Regression results

Auf Aperturfläche bezogen *based on the aperture area*	
$F'(\tau\alpha)_{en}$:	0.814 [-]
b_0:	0.124 [-]
$K_{\theta d}$:	0.975 [-]
c_1:	3.627 [W/(m²K)]
c_2:	0.015 [W/(m²K²)]
c_5:	9.357 [kJ/(m²K)]

Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel θ *incident angle θ*	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$:	1	0.99	0.98	0.96	0.93	0.88	0.77	0

Berechnung der Kollektorparameter

Calculation of the collector parameters

η_0:	Konversionsfaktor / *zero-loss collector efficiency* (η_0 at ϑ_m-ϑ_a = 0) [-] $\eta_0 = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta b}(\theta = 15°) \cdot 0.85 + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta d} \cdot 0.15$
a_1:	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat loss coefficient* [W/(m²K)] $a_1 = c_1$
a_2:	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature dependence of the heat loss coefficient* [W/(m²K²)] $a_2 = c_2$
$K_\theta(50)$:	Einstrahlwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier for hemispherical solar irradiance* [-] $K_\theta(50) = \frac{K_{\theta b}(50) \cdot 0.85 + K_{\theta d} \cdot 0.15}{1 - 0.15 + K_{\theta d} \cdot 0.15}$
c:	flächenbezogene Wärmekapazität / *area related heat capacity* [kJ/(m²K)] $c = c_5$

Graphische Darstellung der Messwerte (6 Minuten Mittelwerte)

Graphical presentation of the measured data (6 minutes mean values)

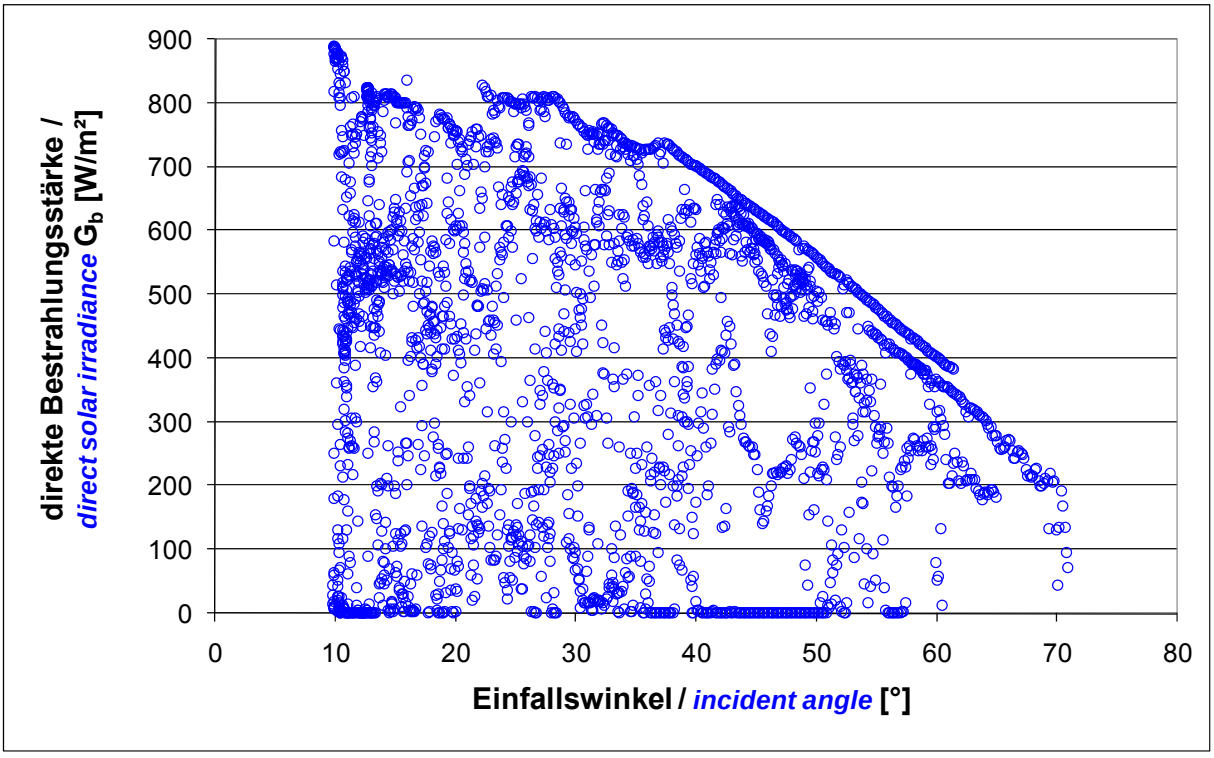


Abbildung B.1: Die direkte Bestrahlungsstärke über dem Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke

Figure B.1: the direct solar irradiance over the incident angle of the direct solar irradiance

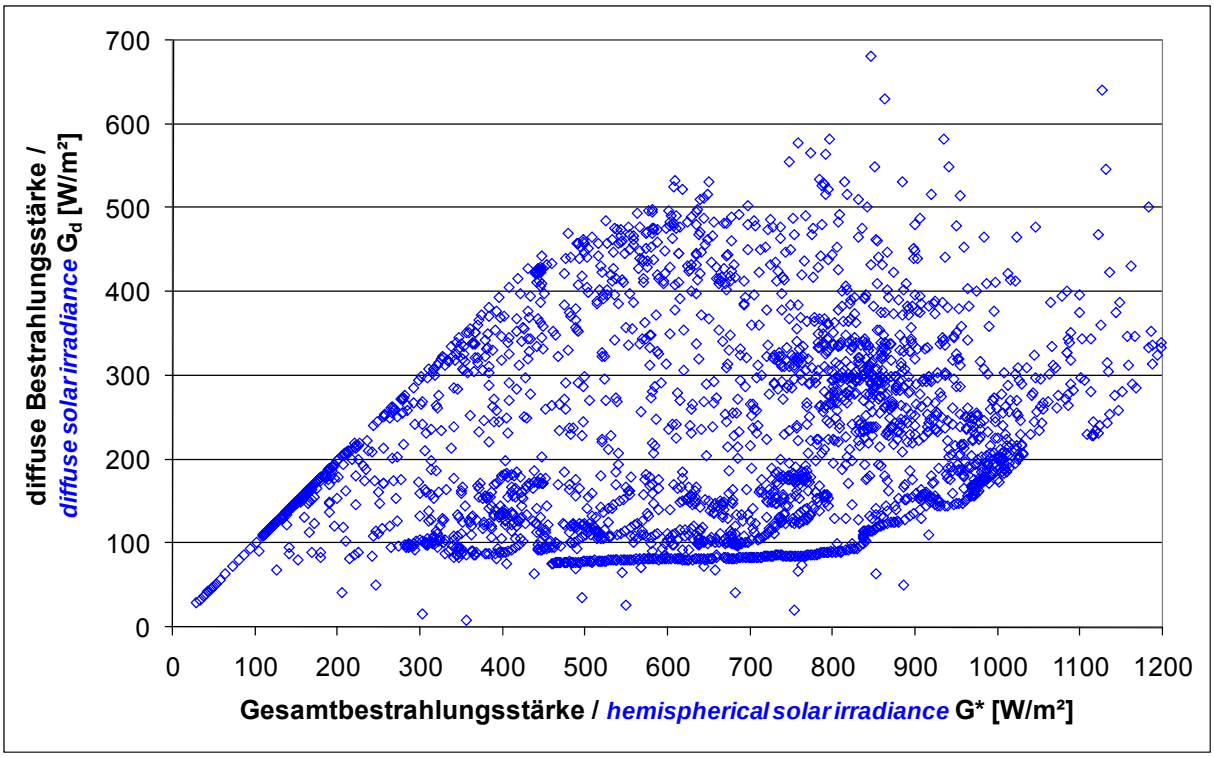


Abbildung B.2: Die diffuse Bestrahlungsstärke über der direkten Bestrahlungsstärke
Figure B.2: diffuse solar irradiance over the total solar irradiance

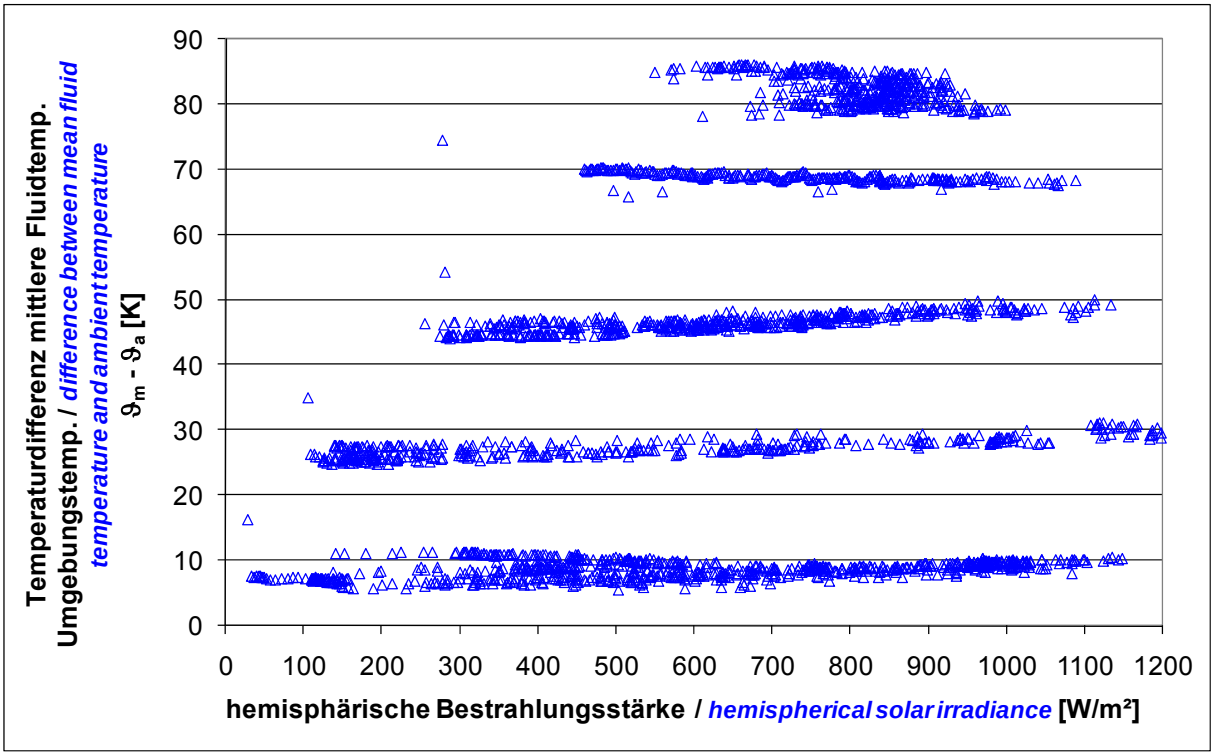


Abbildung B.3: Die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Fluidtemperatur und Umgebungstemperatur über der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
Figure B.3: difference between mean fluid temperature and ambient temperature over the hemispherical solar irradiance

Anhang C: Nomenklatur

Annex C: Symbols and Units

A	[m²]	Aperturfläche / *aperture area*
a	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
a_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
a_2	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
b_0	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten Bestrahlungsstärke / *factor to determine the incident angle modifier of the beam irradiance*
c	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
c_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
c_2	[W/(m²K²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
c_5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
$F'(\tau\alpha)_{en}$	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *conversion factor of the beam irradiance*
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / *hemispherical solar irradiance*
G_b	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / *beam solar irradiance*
G_d	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / *diffuse solar irradiance*
$K_\theta(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance*
$K_{\theta b}(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the beam solar irradiance*
$K_{\theta d}$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the diffuse solar irradiance*
$(kA)_{WT}$	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers *heat transfer capacity of the solar heat exchanger*
$\dot{m}$	[l/h]	Massenstrom / *mass flow rate*
$\dot{Q}$	[W]	Kollektorleistung / *power per collector unit*
$\dot{q}$	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / *area based collector power*
Δp	[mbar]	Druckverlust / *pressure loss*
η	[-]	Wirkungsgrad / *collector efficiency*
η_0	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *conversion factor*
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / *heat conductivity*
ϑ	[°C]	Temperatur / *temperature*
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur / *ambient air temperature*
ϑ_e	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / *collector outlet temperature*
ϑ_{in}	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / *collector inlet temperature*
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / *mean fluid temperature*
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke *incidence angle of the beam solar irradiance*

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Zuverlässigkeit, Dauerhaftigkeit und Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report
Durability, Reliability and Thermal Performance of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006
according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 12COL1130
Test Report No.: 12COL1130

Stuttgart, den 06.12.2012
Stuttgart, December 06th, 2012

Auftraggeber: *client:*	**T. W. I., spol. s. r. o.** **Mnichov 146** **793 26 Vrbno pod Pradědem** **Tschechien**
Hersteller: *manufacturer:*	**T. W. I., spol. s. r. o.**
Typ: *type:*	**SUN WING T4 Alu 2,6**
Herstelljahr: *year of production:*	**2012**

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis
Table of Contents

1 Allgemeine Angaben 3
General Specifications

2 Prüfergebnisse Wärmeleistung 9
Test Results Thermal Performance

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors 11
Test Occurrences and Operating Behaviour

4 Prüfverfahren 11
Test Methods

Anhang A: Ertragsvorhersage 12
Annex A: Prediction of the Yearly Energy Gain

Anhang B: Darstellung der aufgenommenen Messwerte 14
Annex B: Measured Data

Anhang C: Nomenklatur 15
Annex C: Symbols and Units

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)
General Specifications (acc. To manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	T. W. I., spol. S. r. o. Mnichov 146 793 26 Vrbno pod Pradědem Tschechien
Ansprechpartner: *contact person:*	Zdeněk Pravda Tel.: +420 554 751 985 Fax: +420 554 725 372 email: z.pravda@twi.cz
Typ: *type:*	SUN WING T4 Alu 2,6 *SUN WING T4 Alu 2,6*
Herstellernummer: *serial no.:*	102445007 *102445007*
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: *internal identification of test laboratory:*	C1130A *C1130A*
Serienprodukt oder Baumuster: *serial product or model:*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr: *year of production:*	2012 *2012*

Bezugsflächen *Dimensions of collector unit*	von Prüflabor bestimmt *determined by test laboratory*
Bruttofläche: *gross area:*	2.66 m² *2.66 m²*
Aperturfläche: *aperture area:*	2.50 m² *2.50 m²*
Absorberfläche: *absorber area:*	2.50 m² *2.50 m²*

Kollektor/Gehäuse *Technical figures*	
Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate collector*
Länge: *length:*	2434 mm (von Prüflabor bestimmt) *2434 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1094 mm (von Prüflabor bestimmt) *1094 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	83 mm (von Prüflabor bestimmt) *83 mm (determined by test laboratory)*
Material: *material:*	Aluminium *aluminium*
Gewicht: *weight:*	40.5 kg *40.5 kg*
Dichtungsmaterialien: *sealing material:*	EPDM + Silikon *EPDM + silicone*
Einbauweise: *collector mounting:*	Aufdach *On roof*

Absorber
Absorber

Material: *material:*	Aluminium *Aluminium*
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: *Joint absorber-risers:*	ultraschallgeschweißt *ultrasonic welded*
Dicke: *thickness:*	0.4 mm *0.4 mm*
Oberflächenbehandlung: *surface treatment:*	PVD Beschichtung *PVD coating*
Absorptionsgrad: *absorptance:*	0.95 *0.95*
Emissionsgrad: *emittance:*	0.05 *0.05*
Wärmeträgerinhalt: *heat transfer fluid content:*	1.24 Liter *1.24 litres*
Durchströmungsform: *flow pattern:*	parallel *parallel*
Abmessungen Absorberrohre: *dimension absorber tubes:*	8 x 0.8 mm *8 x 0.8 mm*
Anzahl Absorberrohre: *number of absorber tubes:*	12 *12*
Abstand der Absorberrohre: *distance between absorber tubes:*	87 mm *87 mm*
Abmessungen Sammlerrohr: *dimension of the header:*	18 x 1 mm *18 x 1 mm*
Anzahl Anschlüsse: *number of connections:*	2 *2*
Ausführung Anschlüsse: *realisation of connections:*	3/4“ Innengewinde und 3/4“ Außengewinde *3/4“ inner threat and 3/4“ external threat*

Transparente Abdeckung
Transparent cover:

Anzahl: *number:*	1 *1*
Material: *material:*	Solarglas *solar glass*
Hersteller: *manufacturer:*	Interfloat corporation *Interfloat corporation*
Produktbezeichnung: *brand name:*	GMB Solarglas SILK TT *GMB Solarglas SILK TT*
Transmissionsgrad: *transmittance:*	0.94 *0.94*
Dicke: *thickness:*	3.2 mm *3.2 mm*

Wärmedämmung
Thermal insulation:

	Rückseite *back side*	seitlich *sidewards*
Material: *material:*	Steinwolle *rock wool*	- -
Hersteller: *manufacturer:*	Saint-Gobain Isover G + H. A.G. *Saint-Gobain Isover G + H. A.G.*	- -
Produktbezeichnung: *Product name:*	SW Solar slab 2.5 N *SW Solar slab 2.5 N*	- -
Wärmeleitfähigkeit: *thermal conductivity:*	0.035 W/(mK) *0.035 W/(mK)*	- -
Wärmekapazität: *heat capacity:*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*	- -
Dichte: *density:*	Keine Angabe *Not specified*	- -
Dicke: *thickness:*	40 mm *40 mm*	- -

Grenzdaten
Limitations:

Stillstandstemperatur: *stagnation temperature:*	197 °C (von Prüflabor bestimmt) *197 °C (determined by test laboratory)*
max. zul. Betriebsüberdruck: *max. operation pressure:*	6 bar *6 bar*
Zulässiger Wärmeträger: *allowed heat transfer fluid:*	Propylenglykol *propylene glycol*
Nenndurchfluss pro Kollektor: *nominal flow rate per collector:*	80 kg/h *80 kg/h*

Feststellung des Kollektors
Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- Rám kolektoru - Zeichnung Nr. 3-0086-04 - Datum: 16.04.12
- Absobér T4 Al 2,5 - Zeichnung Nr. 3-0086-3 - Datum: 16.04.12

- *Rám kolektoru - drawing no. 3-0086-4 - date: 16.04.12*
- *Absorbér T4 Al 2,5 - drawing no.3-0086-3 - date: 16.04.12*

Datenblätter:
technical data sheets:

- ITW Datenblatt Kollektor
- GMB solar glass SILK TT – Interfloat corporation
- SW Solar slab 2.5 N - Isover
- product specification eta plus Al - Bluetec
- List of used material T4 type 4 – T.W.I.

- *ITW data sheet collector*
- *GMB solar glass SILK TT – Interfloat corporation*
- *SW Solar slab 2.5 N - Isover*
- *product specification eta plus Al - Bluetec*
- *List of used material T4 type 4 – T.W.I.*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:
The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	ja *yes*	nein *no*
Name des Herstellers *name of manufacturer*	☒	☐
Kollektortyp *collector type*	☒	☐
Seriennummer *serial number*	☒	☐
Herstellungsjahr *year of production*	☒	☐
Brutto-Kollektorfläche *gross area of collector*	☒	☐
Maße des Kollektors *dimensions of collector*	☒	☐
Maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C *stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C*	☒	☐
Volumen des Wärmeträgermediums *volume of heat transfer fluid*	☒	☐
Leergewicht des Kollektors *weight of empty collector*	☒	☐
Hergestellt in: *made in:*	☒	☐

Das Typenschild ist gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar angebracht.
The label is according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 visible and durable attached to the collector label.

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- Solar Collector Sun Wing T4 Alu 2,66 - Installation Instructions / EN
- *Solar Collector Sun Wing T4 Alu 2,66 - Installation Instructions / EN*

Die Installationsanweisung enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:
The installer instruction manual contains the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja *yes*	nein *no*
Maße und Gewicht des Kollektors *dimensions and weight of the collector*	☒	☐
Anweisung für dessen Transport und Handhabung *instructions about the transport and handling of the collector*	☒	☐
Beschreibung des Montageverfahrens *description of the mounting procedure*	☒	☐
Empfehlungen für den Blitzschutz *recommendations about lightning protection*	☒	☐
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander *instructions about the coupling of the collectors to one another*	☒	☐
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger-kreislauf *instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit*	☒	☐
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m² *dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²*	☒	☐
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien *recommendations about the heat transfer media*	☒	☐
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind *precautions to be taken during filling, operation and service*	☒	☐
maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Druckabfall *pressure drop*	☒	☐
größter und kleinster Neigungswinkel *maximum and minimum tilt angle*	☒	☐
zulässige Wind- und Schneelast *permissible wind and snow load*	☒	☐
Wartungsanforderungen *maintenance requirements*	☒	☐

Gültigkeit *Validity:*	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp SUN WING T4 Alu 2,6. *The test report is valid for collector type SUN WING T4 Alu 2,6 as specified above.*

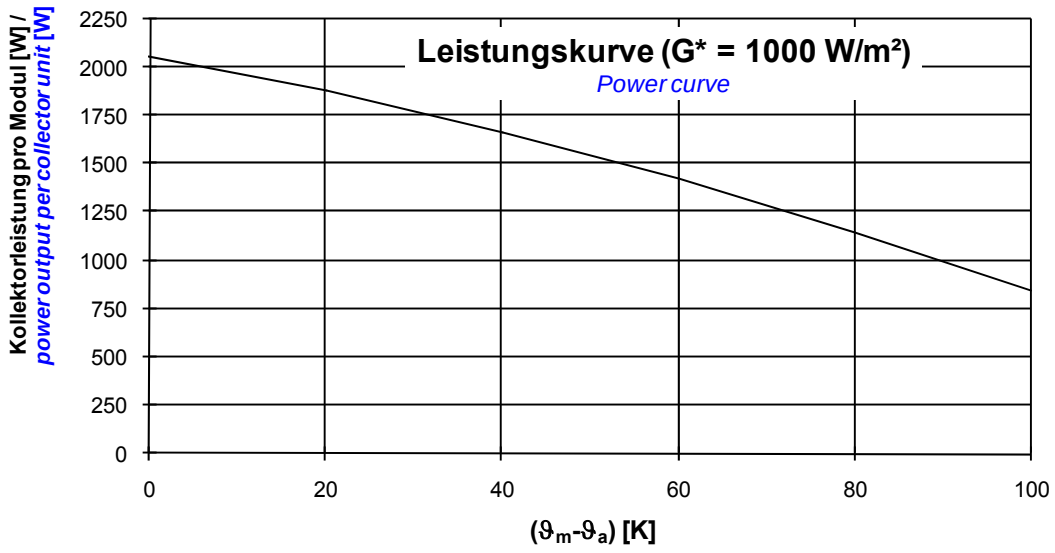
2 Prüfergebnisse Wärmeleistung

Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung:
Determination of power per collector unit:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right)$$

Konversionsfaktor η_0 [-] *conversion factor*	0.822
Wärmedurchgangskoeffizient a_1 [W/(m²K)] *heat transfer coefficient*	3.245
temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2 [W/(m²K²)] *temperature depending heat transfer coefficient*	0.016
Einfallswinkel-Korrekturfaktor K_θ(50°) [-] *incidence angle modifier*	0.941
flächenbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] *area related heat capacity*	9.357
Volumenstrom [l/(m²h)] *volume flow rate*	72
Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] *aperture area per collector unit*	2.5
Peakleistung [W_{peak}] pro Kollektormodul (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a)= 0) *peak power [W_{peak}] per collector unit (G^* = 1000 W/m², (ϑ_m-ϑ_a) = 0)*	2055



Kollektorleistung pro Modul [W]
Power output per collector unit [W]

	Bestrahlungsstärke / *Irradiance*		
ϑ_m-ϑ_a in [K]	400 W/m²	700 W/m²	1000 W/m²
0	822	1439	2055
20	644	1260	1877
40	434	1050	1667
60	191	808	1424
80	0 *)	534	1150
100	0 *)	227	844

Anmerkung: Die angegebenen Werte beziehen sich auf senkrechte Einstrahlung
Note: the reported values are for normal incidence

*) Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

*) *Calculating the power output per collector unit under these operation conditions result in negative values. Therefore the calculated power output is indicated with zero.*

3 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

4 Prüfverfahren
Test Methods

Die Bestimmung des Konversionsfaktors und der Wärmedurchgangskoeffizienten erfolgte im Innentest nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" unter Verwendung des Prüfverfahrens unter stationären Bedingungen, am Kollektor mit der internen Prüflingsnummer C1130A. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.
Folgende Prüfungen wurden aus Prüfbericht 12COL1125 vom 28.September 2012 für einen in Bezug auf die Prüfungen baugleichen Kollektor übernommen.

- Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors
- Bestimmung der effektiven Wärmekapazität
- Bestimmung der Stillstandstemperatur

The determination of the conversion factor and the heat loss coefficients were carried out indoors under steady state conditions according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods", at the collector with the internal identification C1030B. Water was used as heat transfer fluid. The following tests are taken from test report no. 12COL1125, dated 28th of September 2012 for a collector identical in construction with respect to the tests performed:

- *Determination of the incident angle modifier*
- *Determination of the effective heat capacity*
- *Determination of the stagnation temperature*

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied **in extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: 26.11.2012
Arrival of test sample:

Prüfzeitraum: 26.11. – 03.12.2012
Test period:

Prüfer: Dipl.-Ing. M. Herr, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy
Test engineer:

Stuttgart, den 06.12.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Ertragsvorhersage

Annex A: Prediction of the yearly energy gain

Die Vorhersage beruht auf der Berechnung des Jahresenergieertrags des Kollektors in einer Referenzanlage zur Brauchwassererwärmung. Die Anlage ist für einen Vierpersonenhaushalt dimensioniert. Die Berechnung erfolgt für die Aperturflächen 3, 4, 5 und 6 m² sowie Referenz-Wetterdaten von Hannover, Würzburg und Stötten (Ostalb).

The prediction is based on the calculation of the yearly energy gain of the collector in a reference solar hot water system. This system is designed for a four-person-household. The calculation is done for aperture areas of 3, 4, 5 and 6 m² as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)

collector characteristics (based on aperture area)

Konversionsfaktor *conversion factor*	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient *heat transfer coefficient*	flächenbezogene Wärmekapazität *area related heat capacity*
η_0 = **0.822**	a_1 = **3.245 W/(m²K)**	
	a_2 = **0.016 W/(m²K²)**	c = **9.357 kJ/(m²K)**

Einfallswinkel-Korrekturfaktoren *incidence angle modifier*

θ	0	20	30	40	50	60	70	90
$K_{\theta b}(\theta)$	1	0.99	0.98	0.96	0.93	0.88	0.76	0

Berechnungsresultate

calculation results

Standort / *location*	Hannover	**Würzburg**	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m²a)] *radiation*	1022	**1212**	1354
Aperturfläche [m²] *aperture area*	Jährlicher Kollektorertrag[1)] [kWh/(m²a)] *yearly energy gain*		
3	517	620	676
4	473	564	612
5	432	**510**	549
6	396	459	490

[1)] Ertrag des Kollektors ohne die Wärmeverluste in den Rohrleitungen und des Warmwasserspeichers
energy gain of the collector without heat losses in the tubes and hot water store

Systemdaten ITW Referenzanlage zur Trinkwassererwärmung *System data of the ITW reference solar hot water system*	
Dachausrichtung: *roof orientation:*	Süd; Anstellwinkel entspricht Breitengrad *south; tilt angle equal to latitude*
Kollektoranbindung: *collector piping:*	Je 15 m Vor- und Rücklauf; Nennweite DN 16; Dämmstärke 25 mm, λ = 0,04 W/(mK) Vor- und Rücklauf befinden sich je zur Hälfte im Innen- und Außenbereich *15 m each to store, from store; normal width DN 16; insulation thickness 25 mm, λ = 0,04 W/(mK), one half of each pipe is located outside, the other half is located inside*
Speicher: *storage:*	Volumen 300 l; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15°C Volumen des Bereitschaftsteils 135 l; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit 2 λ_{Wasser} *volume 300 l; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15 °C* *volume auxiliary 135 l; set temperature 60 °C* *stratification number 100; effective vertical heat conductivity 2 λ_{water}*
Wärmeübertrager: *heat exchanger:*	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen $(kA)_{WT}$ in [W/K]; $(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$ mit A_c: Aperturfläche [m²] ϑ_m: Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] *immersed heat exchanger, heat transfer capacity $(kA)_{WT}$ in [W/K];* *$(kA)_{WT} = 9 \cdot A_c \cdot \vartheta_m^{0,6}$* *with Ac: aperture area [m²]* *ϑ_m: average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]*
Warmwasser-verbrauch: *hot water consumption:*	200 l/Tag ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a *200 l/day ($7^{\underline{00}}$: 80 l; $12^{\underline{00}}$: 40 l; $19^{\underline{00}}$: 80 l);* *cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C* *annual consumption: 2936 kWh/a*

Anhang B: Darstellung der aufgenommenen Messwerte
Annex B: Measured Data

	G*	$\dot{m}$	ϑ_{in}	ϑ_e	$\vartheta_e - \vartheta_{in}$	ϑ_m	ϑ_a	$\vartheta_m - \vartheta_a$	$(\vartheta_m - \vartheta_a)/G^*$	η
Nr	[W/m²]	[kg/h]	[°C]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[K]	[(m²K)/W]	[-]
1	792.25	179.30	20.37	28.00	7.63	24.18	19.70	4.48	0.0057	0.8022
2	792.30	179.37	20.38	28.00	7.62	24.19	19.74	4.45	0.0056	0.8019
3	792.25	179.34	20.38	28.01	7.63	24.20	19.67	4.53	0.0057	0.8030
4	792.74	177.25	39.61	46.52	6.91	43.07	19.77	23.30	0.0294	0.7172
5	792.62	177.24	39.65	46.56	6.91	43.11	19.77	23.34	0.0294	0.7174
6	792.51	177.30	39.72	46.63	6.91	43.17	19.83	23.34	0.0294	0.7179
7	792.40	176.01	58.48	64.44	5.96	61.46	19.61	41.85	0.0528	0.6150
8	792.31	176.02	58.51	64.46	5.95	61.48	19.61	41.87	0.0528	0.6150
9	792.56	176.03	58.52	64.47	5.96	61.50	19.64	41.86	0.0528	0.6150
10	792.53	174.47	77.51	82.39	4.87	79.95	19.67	60.27	0.0761	0.5002
11	792.70	174.38	77.54	82.42	4.87	79.98	19.70	60.28	0.0760	0.4998
12	792.59	174.50	77.57	82.45	4.88	80.01	19.68	60.33	0.0761	0.5007
13	792.62	173.69	96.52	100.19	3.66	98.36	19.73	78.63	0.0992	0.3758
14	792.48	173.68	96.54	100.20	3.66	98.37	19.72	78.65	0.0992	0.3757
15	792.53	173.55	96.54	100.20	3.67	98.37	19.67	78.69	0.0993	0.3759

Tabelle B.1: Messwerte
Table B.1: Measured values

Anhang C: Nomenklatur

Annex C: Symbols and Units

A	[m²]	Aperturfläche / *aperture area*
a	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
a_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
a_2	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts *coefficient for calculation of pressure loss*
b_0	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten Bestrahlungsstärke / *factor to determine the incident angle modifier of the beam irradiance*
c	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
c_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / *heat transfer coefficient*
c_2	[W/(m²K²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient *temperature depending heat transfer coefficient*
c_5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors *area based heat capacity of the collector*
$F'(\tau\alpha)_{en}$	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *conversion factor of the beam irradiance*
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / *hemispherical solar irradiance*
G_b	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / *beam solar irradiance*
G_d	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / *diffuse solar irradiance*
$K_\theta(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance*
$K_{\theta b}(\theta)$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the beam solar irradiance*
$K_{\theta d}$	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke *incident angle modifier of the diffuse solar irradiance*
$(kA)_{WT}$	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers *heat transfer capacity of the solar heat exchanger*
$\dot{m}$	[l/h]	Massenstrom / *mass flow rate*
$\dot{Q}$	[W]	Kollektorleistung / *power per collector unit*
$\dot{q}$	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / *area based collector power*
Δp	[mbar]	Druckverlust / *pressure loss*
η	[-]	Wirkungsgrad / *collector efficiency*
η_0	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke *conversion factor*
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / *heat conductivity*
ϑ	[°C]	Temperatur / *temperature*
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur / *ambient air temperature*
ϑ_e	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / *collector outlet temperature*
ϑ_{in}	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / *collector inlet temperature*
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / *mean fluid temperature*
θ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke *incidence angle of the beam solar irradiance*

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Zuverlässigkeit, Dauerhaftigkeit und Wärmeleistung eines Sonnenkollektors

Test Report
Durability, Reliability and Thermal Performance of a Solar Collector

nach EN 12975-2: 2006
according to EN 12975-2:2006

Prüfbericht-Nr.: 12COL1130Q
Test Report No.: 12COL1130Q

Stuttgart, den 06.12.2012
Stuttgart, December 06th, 2012

Auftraggeber: *client:*	**T. W. I., spol. s. r. o.** **Mnichov 146** **793 26 Vrbno pod Pradědem** **Tschechien**
Hersteller: *manufacturer:*	**T. W. I., spol. s. r. o.**
Typ: *type:*	**SUN WING T4 Alu 2,6**
Herstelljahr: *year of production:*	**2012**

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis
Table of Contents

1 Allgemeine Angaben 3
General Specifications

2 Innendruckprüfung des Absorbers 9
Internal Pressure Test for Absorber

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit 9
High Temperature Resistance

4 Expositionstest 9
Exposure

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel 10
External Thermal Shock

6 Schneller innerer Temperaturwechsel 10
Internal Thermal Shock

7 Beregnungsprüfung 11
Rain Penetration

8 Mechanische Belastung 11
Mechanical Load Test

9 Stagnationstemperatur 12
Stagnation Temperature

10 Endkontrolle 13
Final Inspection

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen 14
Summary of Reliability Tests

12 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors 15
Test Occurrences and Operating Behaviour

13 Prüfverfahren 15
Test Methods

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)
General Specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	T. W. I., spol. s. r. o. Mnichov 146 793 26 Vrbno pod Pradědem Tschechien
Ansprechpartner: *contact person:*	Zdeněk Pravda Tel.: +420 554 751 985 Fax: +420 554 725 372 email: z.pravda@twi.cz
Typ: *type:*	SUN WING T4 Alu 2,6 *SUN WING T4 Alu 2,6*
Herstellernummer: *serial no.:*	102445005 *102445005*
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: *internal identification of test laboratory:*	C1130B *C1130B*
Serienprodukt oder Baumuster: *serial product or model:*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr: *year of production:*	2012 *2012*

Bezugsflächen *Dimensions of collector unit*	von Prüflabor bestimmt *determined by test laboratory*
Bruttofläche: *gross area:*	2.66 m² *2.66 m²*
Aperturfläche: *aperture area:*	2.50 m² *2.50 m²*
Absorberfläche: *absorber area:*	2.50 m² *2.50 m²*

Kollektor/Gehäuse *Technical figures*	
Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate collector*
Länge: *length:*	2433 mm (von Prüflabor bestimmt) *2433 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1091 mm (von Prüflabor bestimmt) *1091 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	82 mm (von Prüflabor bestimmt) *82 mm (determined by test laboratory)*
Material: *material:*	Aluminium *aluminium*
Gewicht: *weight:*	40.5 kg *40.5 kg*
Dichtungsmaterialien: *sealing material:*	EPDM + Silikon *EPDM + silicone*
Einbauweise: *collector mounting:*	Aufdach *On roof*

Absorber
Absorber

Material: *material:*	Aluminium *Aluminium*
Verbindung Absorber-Fluidkanäle: *Joint absorber-risers:*	ultraschallgeschweißt *ultrasonic welded*
Dicke: *thickness:*	0.4 mm *0.4 mm*
Oberflächenbehandlung: *surface treatment:*	PVD Beschichtung *PVD coating*
Absorptionsgrad: *absorptance:*	0.95 *0.95*
Emissionsgrad: *emittance:*	0.05 *0.05*
Wärmeträgerinhalt: *heat transfer fluid content:*	1.24 Liter *1.24 litres*
Durchströmungsform: *flow pattern:*	parallel *parallel*
Abmessungen Absorberrohre: *dimension absorber tubes:*	8 x 0.8 mm *8 x 0.8 mm*
Anzahl Absorberrohre: *number of absorber tubes:*	12 *12*
Abstand der Absorberrohre: *distance between absorber tubes:*	87 mm *87 mm*
Abmessungen Sammlerrohr: *dimension of the header:*	18 x 1 mm *18 x 1 mm*
Anzahl Anschlüsse: *number of connections:*	2 *2*
Ausführung Anschlüsse: *realisation of connections:*	3/4“ Innengewinde und 3/4“ Außengewinde *3/4“ inner threat and 3/4“ external threat*

Transparente Abdeckung
Transparent cover:

Anzahl: *number:*	1 *1*
Material: *material:*	Solarglas *solar glass*
Hersteller: *manufacturer:*	Interfloat corporation *Interfloat corporation*
Produktbezeichnung: *brand name:*	GMB Solarglas SILK TT *GMB Solarglas SILK TT*
Transmissionsgrad: *transmittance:*	0.94 *0.94*
Dicke: *thickness:*	3.2 mm *3.2 mm*

Wärmedämmung
Thermal insulation:

	Rückseite *back side*	seitlich *sidewards*
Material: *material:*	Steinwolle *rock wool*	- -
Hersteller: *manufacturer:*	Saint-Gobain Isover G + H. A.G. *Saint-Gobain Isover G + H. A.G.*	- -
Produktbezeichnung: *Product name:*	SW Solar slab 2.5 N *SW Solar slab 2.5 N*	- -
Wärmeleitfähigkeit: *thermal conductivity:*	0.035 W/(mK) *0.035 W/(mK)*	- -
Wärmekapazität: *heat capacity:*	0.84 kJ/(kgK) *0.84 kJ/(kgK)*	- -
Dichte: *density:*	Keine Angabe *Not specified*	- -
Dicke: *thickness:*	40 mm *40 mm*	- -

Grenzdaten
Limitations:

Stillstandstemperatur: *stagnation temperature:*	197 °C (von Prüflabor bestimmt) *197 °C (determined by test laboratory)*
max. zul. Betriebsüberdruck: *max. operation pressure:*	6 bar *6 bar*
Zulässiger Wärmeträger: *allowed heat transfer fluid:*	Propylenglykol *propylene glycol*
Nenndurchfluss pro Kollektor: *nominal flow rate per collector:*	80 kg/h *80 kg/h*

Feststellung des Kollektors
Collector identification:

Zeichnungssatz:
construction characteristics:

- Rám kolektoru 2,5 - Zeichnung Nr. 3-0087-04 - Datum: 06.12.12
- Absobér T4 Al 2,5 - Zeichnung Nr. 3-0087-3 - Datum: 06.12.12
- Rám kolektoru - Zeichnung Nr. 3-0086-04 - Datum: 16.04.12
- Absobér T4 Al 2,5 - Zeichnung Nr. 3-0086-3 - Datum: 16.04.12

- *Rám kolektoru 2,5 - drawing no. 3-0087-04 – date: 06.12.12*
- *Absorbér T4 Al 2,5 - drawing no.3-0087-3 – date: 06.12.12*
- *Rám kolektoru - drawing no. 3-0086-04 – date: 16.04.12*
- *Absorbér T4 Al 2,5 - drawing no.3-0086-3 – date: 16.04.12*

Datenblätter:
technical data sheets:

- ITW Datenblatt Kollektor
- GMB solar glass SILK TT – Interfloat corporation
- SW Solar slab 2.5 N - Isover
- product specification eta plus Al - Bluetec
- List of used material T4 type 4 – T.W.I.

- *ITW data sheet collector*
- *GMB solar glass SILK TT – Interfloat corporation*
- *SW Solar slab 2.5 N - Isover*
- *product specification eta plus Al - Bluetec*
- *List of used material T4 type 4 – T.W.I.*

Kennzeichnung:
labelling:

Das Typenschild enthält folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:
The collector label shows the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:

	ja *yes*	nein *no*
Name des Herstellers *name of manufacturer*	☒	☐
Kollektortyp *collector type*	☒	☐
Seriennummer *serial number*	☒	☐
Herstellungsjahr *year of production*	☒	☐
Brutto-Kollektorfläche *gross area of collector*	☒	☐
Maße des Kollektors *dimensions of collector*	☒	☐
Maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Stagnationstemperatur bei 1000 W/m² und 30°C *stagnation temperature at 1000 W/m² and 30°C*	☒	☐
Volumen des Wärmeträgermediums *volume of heat transfer fluid*	☒	☐
Leergewicht des Kollektors *weight of empty collector*	☒	☐
Hergestellt in: *made in:*	☒	☐

Das Typenschild ist gemäß EN 12975-1:2006 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar angebracht.
The label is according to EN 12975-1:2006 chapter 7.2 visible and durable attached to the collector label.

Installationsanweisung:
instructor installation manual :

- Solar Collector Sun Wing T4 Alu - Installation Instructions / EN
- *Solar Collector Sun Wing T4 Alu - Installation Instructions / EN*
- Solar Collector Sun Wing T4 Alu 2,5 - Installation Instructions / EN
- *Solar Collector Sun Wing T4 Alu 2,5 - Installation Instructions / EN*
- Solar Collector Sun Wing T4 Alu 2,66 - Installation Instructions / EN
- *Solar Collector Sun Wing T4 Alu 2,66 - Installation Instructions / EN*

Die Installationsanweisungen enthalten folgende nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen Angaben:

The installer instruction manuals contain the following according to EN 12975-1:2006 chapter 7.3 required information:

	ja *yes*	nein *no*
Maße und Gewicht des Kollektors *dimensions and weight of the collector*	☒	☐
Anweisung für dessen Transport und Handhabung *instructions about the transport and handling of the collector*	☒	☐
Beschreibung des Montageverfahrens *description of the mounting procedure*	☒	☐
Empfehlungen für den Blitzschutz *recommendations about lightning protection*	☒	☐
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander *instructions about the coupling of the collectors to one another*	☒	☐
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger-kreislauf *instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit*	☒	☐
Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m² *dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m²*	☒	☐
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien *recommendations about the heat transfer media*	☒	☐
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind *precautions to be taken during filling, operation and service*	☒	☐
maximaler Betriebsdruck *maximum operation pressure*	☒	☐
Druckabfall *pressure drop*	☒	☐

	größter und kleinster Neigungswinkel *maximum and minimum tilt angle*	☒	☐
	zulässige Wind- und Schneelast *permissible wind and snow load*	☒	☐
	Wartungsanforderungen *maintenance requirements*	☒	☐

Gültigkeit
Validity:

Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp SUN WING T4 Alu 2,6 sowie für die baugleichen Kollektoren SUN WING T4 Alu und SUN WING T4 Alu 2,5.

The test report is valid for collector type SUN WING T4 Alu 2,6 as specified above as well as for the collectors SUN WING T4 Alu and SUN WING T4 Alu 2,5 identical in construction..

2 Innendruckprüfung des Absorbers
Internal Pressure for Absorber

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.2.

Datum: 29.11.2012
date:

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
6	**9**	**15**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

3 Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit
High Temperature Resistance

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.3.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.3.

Datum: 14.09.2012
date:

Prüfdauer *test duration* [min]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
60	**1020**	**18**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

4 Expositionstest
Exposure

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.4.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.4.

Expositionsdauer: 31.05.- 16.07.2012 46 Tage
Duration of exposure: *46 days*

Einstrahlungssumme in Kollektorebene *sum of global irradiation* [MJ/m²]	Anzahl Tage mit mehr als 14 MJ/m² *number of days with more than 14 MJ/m²* [d]	Niederschlags-summe *sum of rainfall* [l/m²]	Anzahl Stunden über 850 W/m² *number of hours with more than 850 W/m²* [h]
793	**36**	**154**	**30**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel
External thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.5.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.5.

1. Prüfung: 22.06.2012
1. test:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2.4	**< 25**	**982**	**20**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 29.06.2012
2. test:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
2.4	**< 25**	**938**	**28**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

6 Schneller innerer Temperaturwechsel
Internal thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.6.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.6.

1. Prüfung: 21.09.2012
1. test

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
1.7	**< 25**	**820**	**21**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

2. Prüfung: 27.09.2012
2. test

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur *mean ambient temperature* [°C]
1.7	**< 25**	**1098**	**16**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

7 Beregnungsprüfung
Rain penetration

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.7.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.7.

Datum: 27.11.2012
date:

Volumenstrom *flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *fluid temperature* [°C]	Prüfdauer *test duration* [h]
3.7	**10**	**4**

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8 Mechanische Belastung
Mechanical load test

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.

8.1 Überdruckprüfung für die Kollektorabdeckung
Positive pressure test of the collector cover

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.1.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.1.

Datum: 28.11.2012
date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem max. Druck von 3000 Pa belastet.
The collector cover was charged with a max. pressure of 3000 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

8.2 Unterdruckprüfung der Befestigungselemente zwischen Kollektorabdeckung und Kollektorgehäuse
Negative pressure test of fixings between the cover and the collector box

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.2.
Execution and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.2.

Datum: 28.11.2012
date:

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem maximalen Zug von 2000 Pa belastet.
The collector cover was charged with a max. tension of 2000 Pa.

Ergebnis: kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

9 Stagnationstemperatur
Stagnation temperature

Bestimmung der Stagnationstemperatur nach EN 12975-2:2006 – Teil 2, Anhang C.
Determination of the stagnation temperature acc. to EN 12975-2:2006 – part 2, Annex C.

Datum: 14.09.2012
date:

mittlere Bestrahlungsstärke G_m *mean irradiance* [W/m²]	mittlere Absorbertemperatur ϑ_{sm} *mean absorber temperature* [°C]	mittlere Umgebungstemperatur ϑ_{am} *mean ambient temperature* [°C]
1020	**188**	**18**

Ergebnis: Die Stagnationstemperatur ϑ_{stg} für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von G_s = 1000 W/m² und ϑ_{as} = 30 °C ergibt sich nach
Conclusion: The stagnation temperature ϑ_{stg} for the required ambient conditions G_s = 1000 W/m² and ϑ_{as} = 30 °C is calculated according

$$\vartheta_{stg} = \vartheta_{as} + \frac{G_s}{G_m}\left(\vartheta_{sm} - \vartheta_{am}\right)$$

zu *to* **ϑ_{stg} = 197 °C**

10 Endkontrolle
Final inspection

Zerlegung und Untersuchung des Kollektors nach Abschluss der vollständigen Prüffolge gemäß EN 12975-2:2006 – 5.11.
Dismantling and inspection of the collector after completion of the full test sequence according to EN 12975-2:2006 – 5.11.

Datum: 30.11.2012
date:

Bewertung erfolgt nach dem folgenden Schlüssel:
Evaluation according the following scale:

0 - kein Fehler / *no problem*
1 - geringer Fehler / *minor problem*
2 - schwerer Fehler / *major problem*
* - Inspektion war nicht möglich oder Komponente nicht vorhanden / *Inspection was not possible or component does not exist*

Gehäuse / *Collector box*	Rissbildung / Verwerfung / Korrosion / eindringendes Regenwasser *Cracking / warping / corrosion / rain penetration*	0
Montageelemente *Mountings*	Festigkeit / Sicherheit *Strength / safety*	0
Verschlüsse / Dichtungen *Seals / gaskets*	Rissbildung / Haftung / Elastizität *Cracking / adhesion / elasticity*	0
Abdeckung / Reflektor *Cover / reflector*	Rissbildung / Haarrisse / Ausbeulen / Abblättern / Verwerfung / Ausgasen *Cracking / crazing / buckling / delamination / warping / outgasing*	0
Absorberbeschichtung *Absorber coating*	Rissbildung / Haarrisse / Blasenbildung *Cracking / crazing / blistering*	0
Absorberregister *Absorber piping*	Verformung / Korrosion / Undichtheit / sich lösende Verbindungen *Deformation / corrosion / leakage / loss of bonding*	0
Absorberbefestigung *Absorber fixing*	Verformung / Korrosion *Deformation / corrosion*	0
Wärmedämmung *Insulation*	Wasseraufnahme/Ausgasen/Schwindung *Water retention / outgasing / degradation*	0

Ergebnis: Kein schwerer Fehler nach EN 12975-1:2006, Kapitel 5.3.1
Conclusion: no major problem acc. to EN 12975-1:2006, chapter 5.3.1

11 Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen
Summary of Reliability Tests

Die Prüfung des Kollektors erfolgte nach der EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods".

The test of the collector was performed according to EN 12975-2:2006 „thermal solar systems and components – solar collectors – part 2: test methods“.

11.1 Prüfungen
Tests

1. Innendruckprüfung des Absorbers *Internal pressure for absorber*	kein größerer Fehler *no major failure*
2. Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit *High temperature resistance*	kein größerer Fehler *no major failure*
3. Expositionstest *Exposure*	kein größerer Fehler *no major failure*
4. Schneller äußerer Temperaturwechsel *External shock*	kein größerer Fehler *no major failure*
5. Schneller innerer Temperaturwechsel *Internal shock*	kein größerer Fehler *no major failure*
6. Beregnungsprüfung *Rain penetration*	kein größerer Fehler *no major failure*
7. Mechanische Belastung *Mechanical load test*	kein größerer Fehler *no major failure*
8. Endkontrolle *Final inspection*	kein größerer Fehler *no major failure*

11.2 Sicherheit
Safety

Die Stagnationstemperatur bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m² und einer Umgebungstemperatur von 30 °C beträgt 197 °C.

The stagnation temperature at an irradiance of 1000 W/m² and an ambient temperature of 30°C reaches 197 °C.

11.3 Feststellung des Kollektors
Collector identification

Die Installationsanweisung und das Typenschild enthalten alle nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7 geforderten Angaben (vgl. 1 Allgemeine Angaben).

The installer instruction manual and the collector label include all, according to EN 12975-1:2006 chapter 7 required information (see 1 General Specification).

12 Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
Test Occurrences and Operating Behaviour

keine Auffälligkeiten
nothing particular

13 Prüfverfahren
Test Methods

Die Dauerhaftigkeits- und Zuverlässigkeitsprüfung wurden an Kollektor Typ SUN WING T4 Alu 2,6 durchgeführt.
Folgende Prüfungen wurden aus Prüfbericht 12COL1125 vom 28.September 2012 für einen in Bezug auf die Prüfungen baugleichen Kollektor übernommen.

- Expositionstest
- Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit
- Schneller äußerer Temperaturwechsel
- Schneller innerer Temperaturwechsel
- Stagnationstemperatur

The durability and reliability test was accomplished at the collector type SUN WING T4 Alu 2,6.
The following tests are taken from test report no. 12COL1125, dated 28th of September 2012 for a collector identical in construction with respect to the tests performed:

- *Exposure*
- *High temperature resistance*
- *External thermal shock*
- *Internal thermal shock*
- *Stagnation temperature*

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

*This test report shall not be copied **in extracts** without a written agreement from ITW.*

Eingang Prüfling: *Arrival of test sample:*	26.11.2012
Prüfzeitraum: *Test period:*	26.11. – 30.11.2012
Prüfer: *Test engineer:*	Dipl.-Ing. M. Herr, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy

Stuttgart, den 06.12.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht Warmwasserspeicher Bestimmung des Bereitschafts-Wärmeaufwands nach EN 12897:2006

Prüfbericht-Nr.: 12STO228

Stuttgart, den 06.03.2012

Auftraggeber:	Schönberg Technikhandel + Service GmbH Am Pulverschuppen 6 99085 Erfurt
Hersteller:	Schönberg Technikhandel + Service GmbH
Speichertyp:	EPS 800
Herstelljahr:	2012

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Seite

1 Technische Daten 3

2 Schematischer Aufbau 4

3 Prüfergebnisse 5

4 Prüfvorkommnisse 5

5 Prüfverfahren 5

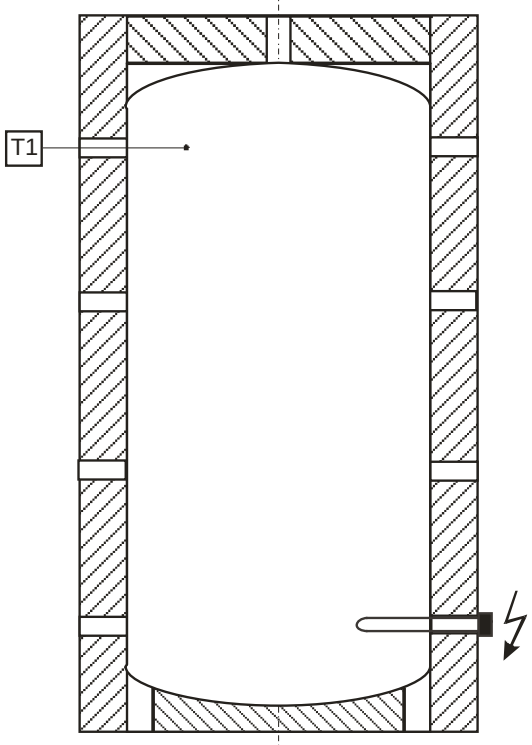
1 Technische Daten[1]

Hersteller:			Typ:
Schönberg Technikhandel + Service GmbH			EPS 800
Herstelljahr:	Herstellnummer:	Nenninhalt:	Ausführung:
2012	12933	800 Liter	Stahl-Standspeicher
Wärmeleistung oder Leistungszahl:	Prüfung nach DIN 4753		Gewicht Speicher (leer, ohne Wärmedämmung):
entfällt	k. A.		140 kg

	Wasserraum:
Wasserseitiger Korrosionsschutz:	nicht vorhanden
zulässiger Betriebsüberdruck:	6 bar
zulässige Betriebstemperatur:	95 °C
Wärmedämmung : PU-Hartschaum	Deckel: 90 mm Mantel: 90 mm + 5 mm Weichschaum Boden: 50 mm Die nicht verwendeten Anschlüsse waren nicht wärmegedämmt.

[1] lt. Angabe des Herstellers

2 Schematischer Aufbau[2]



Thermometer

	Verwendung
T1	für Prüfung

Anschlüsse

	Art	Verwendung für Prüfung
alle	IG 6/4"	-

IG = Innengewinde

[2] laut Angabe des Herstellers

3 Prüfergebnisse

Prüfzeitraum	1	2
Dauer [h]	24,74	23,83
T_w [°C]	64,95	64,95
T_a [°C]	19,45	19,34
E [kWh/Prüfzeitraum]	3,16	3,02
Q_{st} [kWh/24h]	3,03	3,00
ΔQ_{st} [%]	1,10	
Bereitschafts-Wärme-aufwand $\overline{Q}_{st}$ [kWh/24h]	**3,02**	

mit:

T_W mittlere Speichertemperatur an T_1 innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

T_a mittlere Umgebungstemperatur innerhalb des Prüfzeitraums [°C]

E benötigte Wärmemenge innerhalb des Prüfzeitraums [kWh]

$Q_{st} = E \cdot 45/(T_W - T_a) \cdot (24h/Prüfzeitraum)$ [kWh/24h]

$\Delta Q_{st} = (ABS(Q_{st1} - Q_{st2})/((Q_{st1} + Q_{st2})/2)) * 100$ [%]

$\overline{Q}_{st} = (Q_{st1} + Q_{st2})/2$

4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

5 Prüfverfahren

Die Bestimmung des Bereitschafts-Wärmeaufwands des Speichers erfolgte nach EN 12897:2006, Anhang B. In Abweichung zu dieser Norm wurde die vorgeschlagene Hysterese von ± 2 K auf ± 0,2 K reduziert, da die Prüfbedingungen so in kürzerer Zeit erreicht werden. Um am Temperaturfühler T_1 eine Temperatur von 65°C ± 0,2 K zu halten, wurde der Speicher über einen Heizstab (Leistung ca. 3 kW), der im untersten Anschluss montiert war, aufgeheizt. Die Ermittlung der benötigten Energie für einen 24h-Prüfzeitraum erfolgte immer von Ausschalt- zu Ausschaltzeitpunkt. Da diese nicht genau im Abstand von 24 h liegen, wurde der so ermittelte Wert mit dem entsprechenden Faktor (24 h/Prüfzeitraum) multipliziert.

5.1 Allgemeines

Als Wärmespeichermedium wurde Wasser verwendet.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Eingang Prüfling:	27.02.2012
Prüfungszeitraum:	29.02.2012 bis 06.03.2012
Identifikation Prüfling:	Aufkleber: 12STO228
Ort der Prüfungen	Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Prüfer:	Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 6. März 2012

Dr. Ing. Harald Drück
- Leiter TZS -

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Speicher zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung (Kombispeicher)
Bestimmung der Wärmeverlustrate

Prüfbericht-Nr.: 12STO229

Stuttgart, den 27.02.2012

Auftraggeber:	Chemowerk GmbH In den Backenländern 5 71384 Weinstadt
Hersteller (Speicher):	Chemowerk GmbH
Speichertyp:	KT 1000 SC WT3
Herstelljahr:	2012

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Seite

1 Technische Daten 3

2 Schematischer Aufbau 4

3 Prüfergebnisse 5

3.1 Geometrische Größen 5

3.2 Volumina 5

3.3 Wärmetechnische Kenngrößen 5

4 Prüfvorkommnisse 5

5 Bemerkung 5

6 Prüfverfahren 5

1 Technische Daten[1]

Hersteller:			Typ:
Chemowerk GmbH			KT 1000 SC WT3
Herstelljahr:	**Herstellnummer:**	**Nenninhalt:**	**Ausführung:**
2012	k. A.	1000 Liter	Druckloser GFK-Speicher
Wärmeleistung oder Leistungszahl:	**Prüfung nach DIN 4753**		**Gewicht Speicher (leer, ohne Wärmedämmung):**
k. A.	k. A.		69 kg

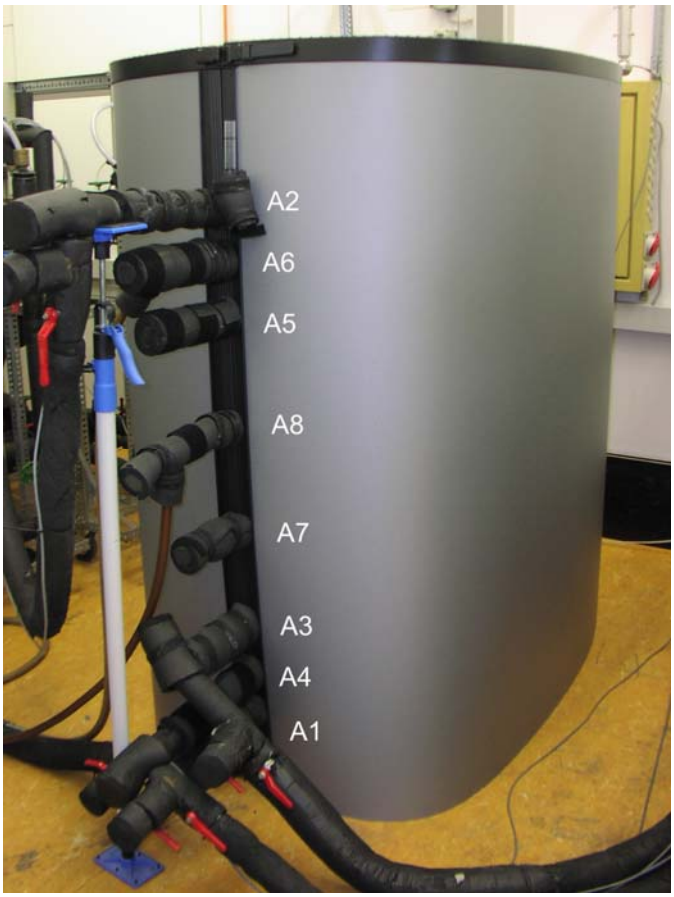
	Wasserraum:
Wasserseitiger Korrosionsschutz:	nicht vorhanden
zulässiger Betriebsüberdruck:	drucklos
zulässige Betriebstemperatur:	95 °C

Wärmedämmungen:	Deckel: 120 mm Polyesterfaservlies Mantel: 120 mm Polyesterfaservlies Boden: 50 mm PUR-Hartschaum

Wärmeübertrager	Kollektorkreis	Trinkwasser	Nachheizung/ Raumheizung
zulässiger Betriebsüberdruck [bar]:	k. A.	k. A.	k. A.
zulässige Betriebstemperatur [°C]:	k. A.	k. A.	k. A.
Inhalt des Wärmeübertragers [Liter]:	7,6	15,6	10,2
Ausführung:	Wellrohr, 3 m^2	Wellrohr, 6,25 m^2	Wellrohr, 4 m^2

[1] lt. Angabe des Herstellers

2 Schematischer Aufbau



Anschlüsse[2]

	Art	Verwendung
A1	AG ½"	Entleerung / Befüllung
A2	AG 5/4"	Entlüftung
A3	AG 5/4"	Vorlauf Kollektor (Eintritt)
A4	AG 5/4"	Rücklauf Kollektor (Austritt)
A5	AG 5/4"	Kaltwasser
A6	AG 5/4"	Warmwasser
A7	AG 5/4"	Rücklauf Raumheizung (Eintritt)
A8	AG 5/4"	Vorlauf Raumheizung (Austritt)

AG = Aussengewinde

[2] laut Angabe des Herstellers

3 Prüfergebnisse

Es wurden folgende Größen ermittelt:

3.1 Geometrische Größen

Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Breite / Länge:	Breite / Länge Wasserraum:[3]
1,57 m	1,30 m	0,95 m / 1,39 m	0,675 m / 1,1 m

3.2 Volumina

Nutzbarer Wasserraum:	Kollektorkreiswärmeübertrager:	Trinkwasserwärmeübertrager:	Nachheizkreiswärmeübertrager:
876,9 Liter	15,5 Liter	28,8 Liter	20,1 Liter

3.3 Wärmetechnische Kenngrößen

Wärmeverlustrate im Stillstand:
3,39 W/K

4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

5 Bemerkung

Mit einer Wärmeverlustrate von 3,39 W/K nach CEN/TS 12977-4 erfüllt der Speicher die Anforderungen des RAL UZ 124 („Blauer Engel“ für energiesparende Warmwasserspeicher, Ausgabe Mai 2008) hinsichtlich des Kriteriums „rationelle Energienutzung“.

6 Prüfverfahren

Die thermische Prüfung des Speichers erfolgte nach CEN/TS 12977-4:2010 *'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 4: Performance test methods for solar combistores'*.

Die **fett** gedruckten Größen wurden durch Parameteridentifikation ermittelt.

Als Wärmeträgerfluid wurde Wasser verwendet.

[3] Annahme für das Speichermodell: quaderförmiger Speicherkörper

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Eingang Prüfling:	31.01.2012
Prüfungszeitraum:	06.02.2012 bis 13.02.2012
Identifikation Prüfling:	Aufkleber: 12STO229
Ort der Prüfungen	Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Prüfer:	Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 27. Februar 2012

Dr. Ing. Harald Drück

- Leiter TZS -

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Speicher zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung (Kombispeicher)
Bestimmung der Wärmeverlustrate

Prüfbericht-Nr.: 12STO230

Stuttgart, den 28.02.2012

Auftraggeber:	Chemowerk GmbH In den Backenländern 5 71384 Weinstadt
Hersteller (Speicher):	Chemowerk GmbH
Speichertyp:	KT 1500 SC WT3
Herstelljahr:	2012

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Seite

1 Technische Daten 3

2 Schematischer Aufbau 4

3 Prüfergebnisse 5

3.1 Geometrische Größen 5

3.2 Volumina 5

3.3 Wärmetechnische Kenngrößen 5

4 Prüfvorkommnisse 5

5 Bemerkung 5

6 Prüfverfahren 5

1 Technische Daten[1]

Hersteller:			Typ:
Chemowerk GmbH			KT 1500 SC WT3
Herstelljahr:	Herstellnummer:	Nenninhalt:	Ausführung:
2012	k. A.	1500 Liter	Druckloser GFK-Speicher
Wärmeleistung oder Leistungszahl:	Prüfung nach DIN 4753		Gewicht Speicher (leer, ohne Wärmedämmung):
k. A.	k. A.		110 kg

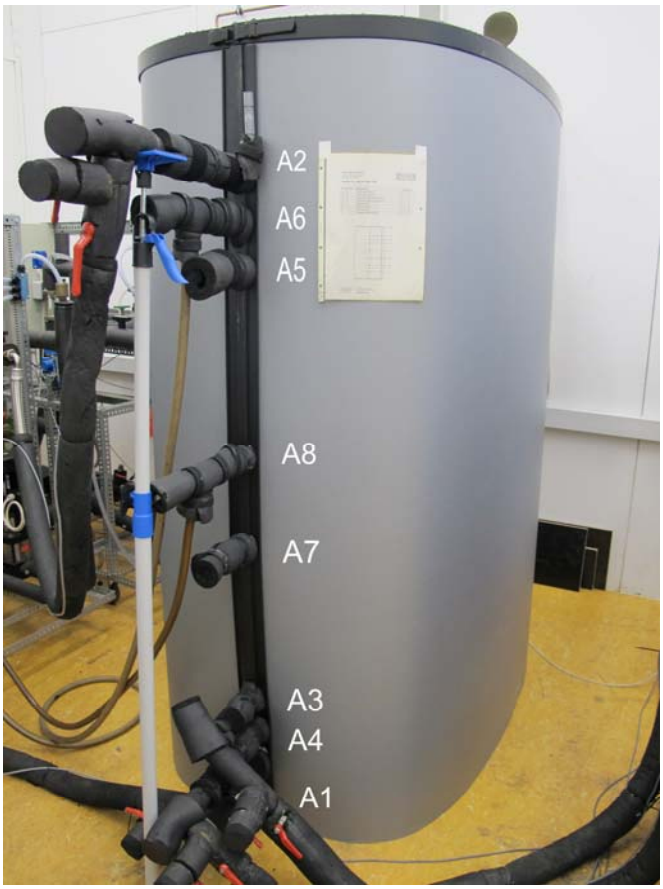
	Wasserraum:
Wasserseitiger Korrosionsschutz:	nicht vorhanden
zulässiger Betriebsüberdruck:	drucklos
zulässige Betriebstemperatur:	95 °C

Wärmedämmungen:	Deckel: 120 mm Polyesterfaservlies Mantel: 120 mm Polyesterfaservlies Boden: 50 mm PUR-Hartschaum

Wärmeübertrager	Kollektorkreis	Trinkwasser	Nachheizung/ Raumheizung
zulässiger Betriebsüberdruck [bar]:	k. A.	k. A.	k. A.
zulässige Betriebstemperatur [°C]:	k. A.	k. A.	k. A.
Inhalt des Wärmeübertragers [Liter]:	11,4	15,6	12,6
Ausführung:	Wellrohr, 4,5 m^2	Wellrohr, 6,25 m^2	Wellrohr, 5 m^2

[1] lt. Angabe des Herstellers

2 Schematischer Aufbau



Anschlüsse[2]

	Art	Verwendung
A1	AG ½"	Entleerung / Befüllung
A2	AG 5/4"	Entlüftung
A3	AG 5/4"	Vorlauf Kollektor (Eintritt)
A4	AG 5/4"	Rücklauf Kollektor (Austritt)
A5	AG 5/4"	Kaltwasser
A6	AG 5/4"	Warmwasser
A7	AG 5/4"	Rücklauf Raumheizung (Eintritt)
A8	AG 5/4"	Vorlauf Raumheizung (Austritt)

AG = Aussengewinde

[2] laut Angabe des Herstellers

3 Prüfergebnisse

Es wurden die folgenden Größen ermittelt:

3.1 Geometrische Größen

Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Breite / Länge:	Breite / Länge Wasserraum:[3]
1,97 m	1,70 m	1,00 m / 1,53 m	0,73 m / 1,20 m

3.2 Volumina

Nutzbarer Wasserraum:	Kollektorkreiswärmeübertrager:	Trinkwasserwärmeübertrager:	Nachheizkreiswärmeübertrager:
1396,0 Liter	22,0 Liter	28,0 Liter	20,0 Liter

3.3 Wärmetechnische Kenngrößen

Wärmeverlustrate im Stillstand:
4,01 W/K

4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

5 Bemerkung

Mit einer Wärmeverlustrate von 4,01 W/K nach CEN/TS 12977-4 erfüllt der Speicher die Anforderungen des RAL UZ 124 („Blauer Engel“ für energiesparende Warmwasserspeicher, Ausgabe Mai 2008) hinsichtlich des Kriteriums „rationelle Energienutzung“.

6 Prüfverfahren

Die thermische Prüfung des Speichers erfolgte nach CEN/TS 12977-4:2010 *'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 4: Performance test methods for solar combistores'.*

Die **fett** gedruckten Größen wurden durch Parameteridentifikation ermittelt.

Als Wärmeträgerfluid wurde Wasser verwendet.

[3] Annahme für das Speichermodell: quaderförmiger Speicherkörper

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Eingang Prüfling:	31.01.2012
Prüfungszeitraum:	14.02.2012 bis 27.02.2012
Identifikation Prüfling:	Aufkleber: 12STO230
Ort der Prüfungen	Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Prüfer:	Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 28. Februar 2012

Dr. Ing. Harald Drück

- Leiter TZS -

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Warmwasserspeicher
Bestimmung der Wärmeverlustrate

Prüfbericht-Nr.: 12STO231

Stuttgart, den 04.04.2012

Auftraggeber:	Greiner PURtec GmbH Erwin Greiner Str. 5 A-4690 Schwanenstadt
Hersteller (Speicher):	Sirch GmbH
Speichertyp:	PS 1000 Typ 3
Herstelljahr:	2010

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Seite

1 Technische Daten 3

2 Schematischer Aufbau 4

3 Prüfergebnisse 5

3.1 Geometrische Größen 5

3.2 Volumina 5

3.3 Wärmetechnische Kenngrößen 5

4 Prüfvorkommnisse 5

5 Bemerkung 5

6 Prüfverfahren 6

1 Technische Daten[1]

Hersteller (Speicher):			Typ:
Sirch GmbH			PS 1000 Typ 3
Herstelljahr:	**Herstellnummer:**	**Nenninhalt:**	**Ausführung:**
2010	k. A.	1000 Liter	Stahl-Standspeicher
Wärmeleistung oder Leistungszahl:	**Prüfung nach DIN 4753**		**Gewicht Speicher (leer, ohne Wärmedämmung):**
entfällt	k. A.		205 kg

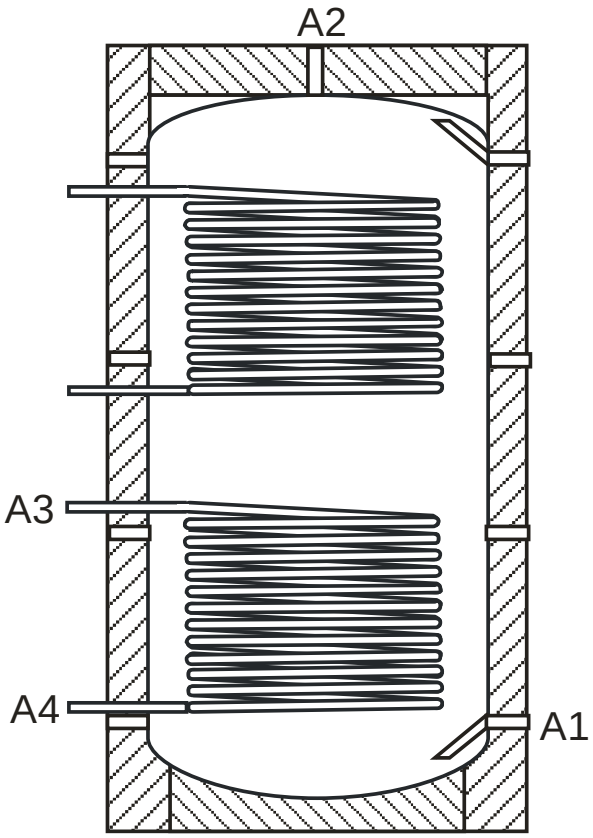
	Wasserraum:
Wasserseitiger Korrosionsschutz:	Nicht vorhanden
zulässiger Betriebsüberdruck:	3 bar
zulässige Betriebstemperatur:	95 °C

Wärmedämmung:	Deckel: 130 mm Polyesterfaservlies Mantel: 90 mm extrudiertes Polystyrol (EPS) mit Graphit, 10 mm Polyesterfaservlies (innen) Boden: 100 mm Polyesterfaservlies

Wärmeübertrager	**unten / oben**
zulässiger Betriebsüberdruck [bar]:	k. A.
zulässige Betriebstemperatur [°C]:	k. A.
Inhalt des Wärmeübertragers [Liter]:	k. A.
Ausführung und Fläche:	Glattrohr, 3 m^2

[1] lt. Angabe des Herstellers

2 Schematischer Aufbau[2]



Anschlüsse[3]

	Art	Verwendung
A1	IG 5/4"	Entleerung (Eintritt Entladung für Test)
A2	IG 5/4"	Entlüftung (Austritt Entladung für Test)
A3	IG 3/4"	Vorlauf Kollektor (Eintritt)
A4	IG 3/4"	Rücklauf Kollektor (Austritt)

IG = Innengewinde AG = Außengewinde

[2] laut Angabe des Herstellers

[3] Verwendung nicht bezeichneter, während der Prüfung nicht verwendeter Anschlüsse je nach Anlagenkonzept

3 Prüfergebnisse

3.1 Geometrische Größen

Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Durchmesser:	Durchmesser Wasserraum:
2,09 m	1,79 m	1,00 m	0,79 m

3.2 Volumina

Nutzbares Volumen des Wasserraums:	Wärmeübertrager:
806,9 Liter	17,7 Liter

3.3 Wärmetechnische Kenngrößen

Wärmeverlustrate gesamt:
2,59 W/K
Wärmeverluste in 24 h bei einer Temperaturdifferenz von 45 K:
2,80 kWh

4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

5 Bemerkung

Mit einer Wärmeverlustrate von 2,59 W/K nach EN 12977-3:2008 erfüllt der Speicher in Verbindung mit der geprüften Wärmedämmung die Anforderungen des RAL UZ 124 („Blauer Engel“ für energiesparende Warmwasserspeicher, Ausgabe Mai 2008) hinsichtlich des Kriteriums „rationelle Energienutzung“.

6 Prüfverfahren

Die thermische Prüfung des Speichers erfolgte nach EN 12977-3:2008 *'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 3: Performance test methods for solar water heater stores'*.

Die **fett** gedruckten Größen wurden durch Parameteridentifikation ermittelt.

Als Wärmeträgerfluid wurde Wasser verwendet.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Eingang Prüfling:	20.03.2012
Prüfungszeitraum:	27.03.2012 bis 02.04.2012
Identifikation Prüfling:	Aufkleber: 12STO231
Ort der Prüfungen	Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Prüfer:	Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 4. April 2012

Dr. Ing. Harald Drück

- Leiter TZS -

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Bestimmung der Wärmeverlustrate eines Trinkwasserspeichers

Prüfbericht-Nr.: 12STO232

Stuttgart, den 02.05.2012

Auftraggeber:	Langendorf Dämmtechnik GmbH Hansastrasse 9 49134 Wallenhorst
Hersteller:	Langendorf Dämmtechnik GmbH
Speichertyp:	USW2-750L-FS mit Vlies-Dämmung
Herstelljahr:	2010

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Seite

1 Technische Daten 3
2 Schematischer Aufbau 4
3 Prüfergebnisse 5
3.1 Geometrische Größen 5
3.2 Volumina 5
3.3 Wärmeverlustrate 5
4 Prüfvorkommnisse 6
5 Bemerkung 6
6 Prüfverfahren 6
6.1 Allgemeines 6

1 Technische Daten[1]

Hersteller:			Typ:
Dinox-D			Trinkwasserspeicher
Herstelljahr:	**Herstellnummer:**	**Nenninhalt:**	**Ausführung:**
2010	J/2473	750 Liter	Edelstahl-Standspeicher
Wärmeleistung oder Leistungszahl:	**Prüfung nach DIN 4753**		**Gewicht Speicher:**
k. A.	k. A.		k. A.

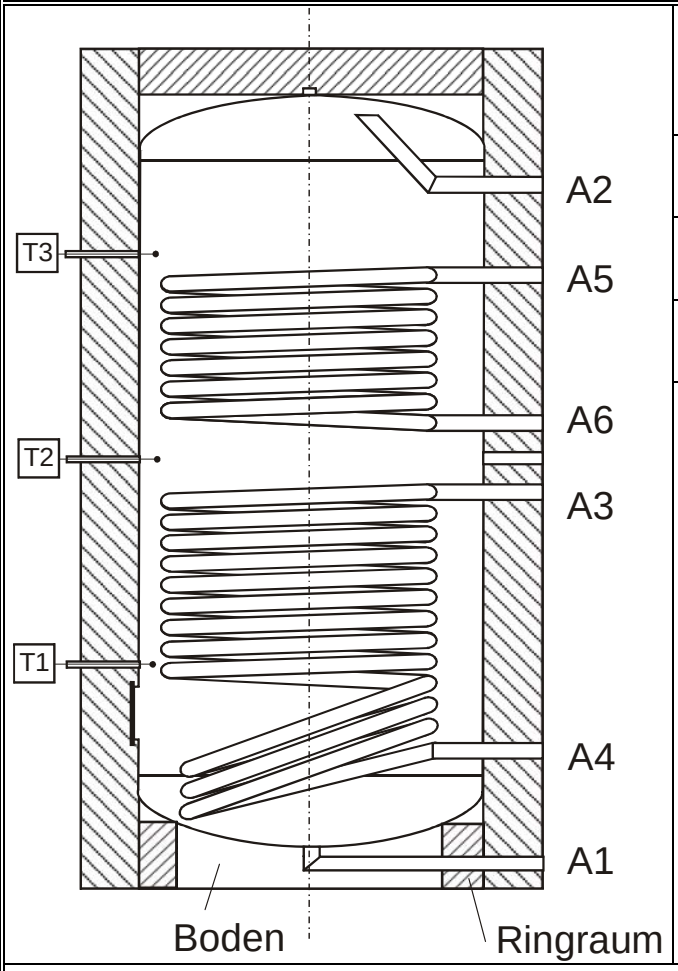
	Wasserraum:
Wasserseitiger Korrosionsschutz:	Edelstahl
zulässiger Betriebsüberdruck:	k. A.
zulässige Betriebstemperatur:	k. A.

Wärmedämmung: (interne Bezeichnung: „Vlies“)	Deckel: 120 mm Polyesterfaservlies + 90 mm Polyesterfaservlies Mantel: 110 mm Polyesterfaservlies Boden: 120 mm Polyesterfaservlies Ringraum: 200 mm Polyesterfaservlies

Wärmeübertrager	**Kollektorkreis**	**Nachheizung**
zulässiger Betriebsüberdruck [bar]:	k. A.	k. A.
zulässige Betriebstemperatur [°C]:	k. A.	k. A.
Inhalt des Wärmeübertragers [l]:	k. A.	k. A.
Ausführung und Fläche:	Glattrohr, 2,4 m^2	Glattrohr, 1,4 m^2

[1] lt. Angabe des Herstellers

2 Schematischer Aufbau[2]



Thermometer

	Verwendung
T1	Kollektorkreis
T2	zusätzlich
T3	Nachheizung

Anschlüsse

	Art	Verwendung
A1	IG 6/4"	Kaltwasser
A2	IG 6/4"	Warmwasser
A3	AG 6/4"	Vorlauf Kollektor (Eintritt)
A4	AG 6/4"	Rücklauf Kollektor (Austritt)
A5	AG 6/4"	Vorlauf Nachheizung (Eintritt)
A6	AG 6/4"	Rücklauf Nachheizung (Austritt)

AG = Außengewinde IG = Innengewinde

[2] laut Angabe des Herstellers

3 Prüfergebnisse

3.1 Geometrische Größen

Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Durchmesser:	Durchmesser Wasserraum:
2,16 m	1,73 m	0,96 m	0,75 m

3.2 Volumina

Wasserraum:	Solarkreiswärmeübertrager:	Nachheizkreiswärmeübertrager:
751,0 Liter	19,7 Liter	9,6 Liter

3.3 Wärmeverlustrate

Wärmeverlustrate gesamt (Stillstand):	
3,03 W/K	
Wärmeverlustrate Deckel und Mantel (Stillstand):	Wärmeverlustrate Boden (Stillstand):
2,14 W/K	**0,89** W/K

4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

5 Bemerkung

Die Anforderungen des RAL UZ 124 („Blauer Engel“ für energiesparende Warmwasserspeicher, Ausgabe Mai 2008) hinsichtlich des Kriteriums „rationelle Energienutzung“ werden in Verbindung mit dieser Wärmedämmung erfüllt.

6 Prüfverfahren

Die Bestimmung der Wärmeverlustrate im Stillstand erfolgte nach EN 12977-3:2008 *'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 3: Performance test methods for solar water heater stores'*.

6.1 Allgemeines

Die **fett** gedruckten Größen wurden durch Parameteridentifikation ermittelt.

Als Wärmeträgerfluid wurde Wasser verwendet.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Eingang Prüfling:	02.04.2012
Prüfungszeitraum:	10.04.2012 bis 23.04.2012
Identifikation Prüfling:	Aufkleber: 12STO232
Ort der Prüfungen	Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Prüfer:	Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 2. Mai 2012

Harald Drück

Dr. Ing. Harald Drück

- Leiter TZS -

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Bestimmung der Wärmeverlustrate eines Trinkwasserspeichers

Prüfbericht-Nr.: 12STO233

Stuttgart, den 20.04.2012

Auftraggeber:	Langendorf Dämmtechnik GmbH Hansastrasse 9 49134 Wallenhorst
Hersteller:	Langendorf Dämmtechnik GmbH
Speichertyp:	USW2-750L-FS mit Mineralwolle-Dämmung
Herstelljahr:	2010

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Seite

1 Technische Daten 3
2 Schematischer Aufbau 4
3 Prüfergebnisse 5
3.1 Geometrische Größen 5
3.2 Volumina 5
3.3 Wärmeverlustrate 5
4 Prüfvorkommnisse 6
5 Bemerkung 6
6 Prüfverfahren 6
6.1 Allgemeines 6

1 Technische Daten[1]

Hersteller:			Typ:
Dinox-D			Trinkwasserspeicher
Herstelljahr:	**Herstellnummer:**	**Nenninhalt:**	**Ausführung:**
2010	J/2473	750 Liter	Edelstahl-Standspeicher
Wärmeleistung oder Leistungszahl:	**Prüfung nach DIN 4753**		**Gewicht Speicher:**
k. A.	k. A.		k. A.

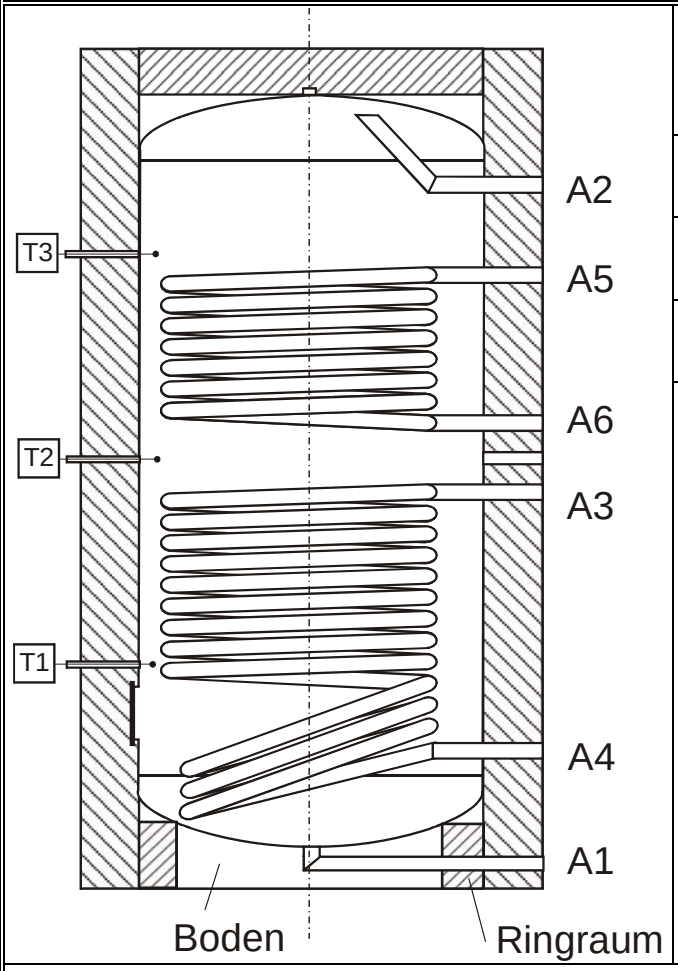
	Wasserraum:
Wasserseitiger Korrosionsschutz:	Edelstahl
zulässiger Betriebsüberdruck:	k. A.
zulässige Betriebstemperatur:	k. A.

Wärmedämmung: (interne Bezeichnung: „MIWO“)	Deckel: 140 mm Mineralwolle + 90 mm Polyesterfaservlies Mantel: 140 mm Mineralwolle Boden: 120 mm Polyesterfaservlies Ringraum: 200 mm Polyesterfaservlies

Wärmeübertrager	**Kollektorkreis**	**Nachheizung**
zulässiger Betriebsüberdruck [bar]:	k. A.	k. A.
zulässige Betriebstemperatur [°C]:	k. A.	k. A.
Inhalt des Wärmeübertragers [l]:	k. A.	k. A.
Ausführung und Fläche:	Glattrohr, 2,4 m^2	Glattrohr, 1,4 m^2

[1] lt. Angabe des Herstellers

2 Schematischer Aufbau[2]



Thermometer

	Verwendung
T1	Kollektorkreis
T2	zusätzlich
T3	Nachheizung

Anschlüsse

	Art	Verwendung
A1	IG 6/4"	Kaltwasser
A2	IG 6/4"	Warmwasser
A3	AG 6/4"	Vorlauf Kollektor (Eintritt)
A4	AG 6/4"	Rücklauf Kollektor (Austritt)
A5	AG 6/4"	Vorlauf Nachheizung (Eintritt)
A6	AG 6/4"	Rücklauf Nachheizung (Austritt)

AG = Außengewinde IG = Innengewinde

[2] laut Angabe des Herstellers

3 Prüfergebnisse

3.1 Geometrische Größen

Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Durchmesser:	Durchmesser Wasserraum:
2,17 m	1,73 m	0,95 m	0,75 m

3.2 Volumina

Wasserraum:	Solarkreiswärmeübertrager:	Nachheizkreiswärmeübertrager:
751,1 Liter	19,7 Liter	9,6 Liter

3.3 Wärmeverlustrate

Wärmeverlustrate gesamt (Stillstand):	
2,44 W/K	
Wärmeverlustrate Deckel und Mantel (Stillstand):	Wärmeverlustrate Boden (Stillstand):
1,76 W/K	**0,68** W/K

4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

5 Bemerkung

Die Anforderungen des RAL UZ 124 („Blauer Engel“ für energiesparende Warmwasserspeicher, Ausgabe Mai 2008) hinsichtlich des Kriteriums „rationelle Energienutzung“ werden in Verbindung mit dieser Wärmedämmung erfüllt.

6 Prüfverfahren

Die Bestimmung der Wärmeverlustrate im Stillstand erfolgte nach EN 12977-3:2008 *'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 3: Performance test methods for solar water heater stores'*.

6.1 Allgemeines

Die **fett** gedruckten Größen wurden durch Parameteridentifikation ermittelt.

Als Wärmeträgerfluid wurde Wasser verwendet.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Eingang Prüfling:	02.04.2012
Prüfungszeitraum:	10.04.2012 bis 16.04.2012
Identifikation Prüfling:	Aufkleber: 12STO233
Ort der Prüfungen	Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Prüfer:	Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 20. April 2012

Dr. Ing. Harald Drück

- Leiter TZS -

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Bestimmung der Wärmeverlustrate eines Trinkwasserspeichers

Prüfbericht-Nr.: 12STO234

Stuttgart, den 02.05.2012

Auftraggeber:	Langendorf Dämmtechnik GmbH Hansastrasse 9 49134 Wallenhorst
Hersteller:	Langendorf Dämmtechnik GmbH
Speichertyp:	USW2-750L-FS mit Glaswolle-Dämmung
Herstelljahr:	2010

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Seite

1 Technische Daten 3
2 Schematischer Aufbau 4
3 Prüfergebnisse 5
3.1 Geometrische Größen 5
3.2 Volumina 5
3.3 Wärmeverlustrate 5
4 Prüfvorkommnisse 6
5 Bemerkung 6
6 Prüfverfahren 6
6.1 Allgemeines 6

1 Technische Daten[1]

Hersteller:			Typ:
Dinox-D			Trinkwasserspeicher
Herstelljahr:	**Herstellnummer:**	**Nenninhalt:**	**Ausführung:**
2010	J/2473	750 Liter	Edelstahl-Standspeicher
Wärmeleistung oder Leistungszahl:	**Prüfung nach DIN 4753**		**Gewicht Speicher:**
k. A.	k. A.		k. A.

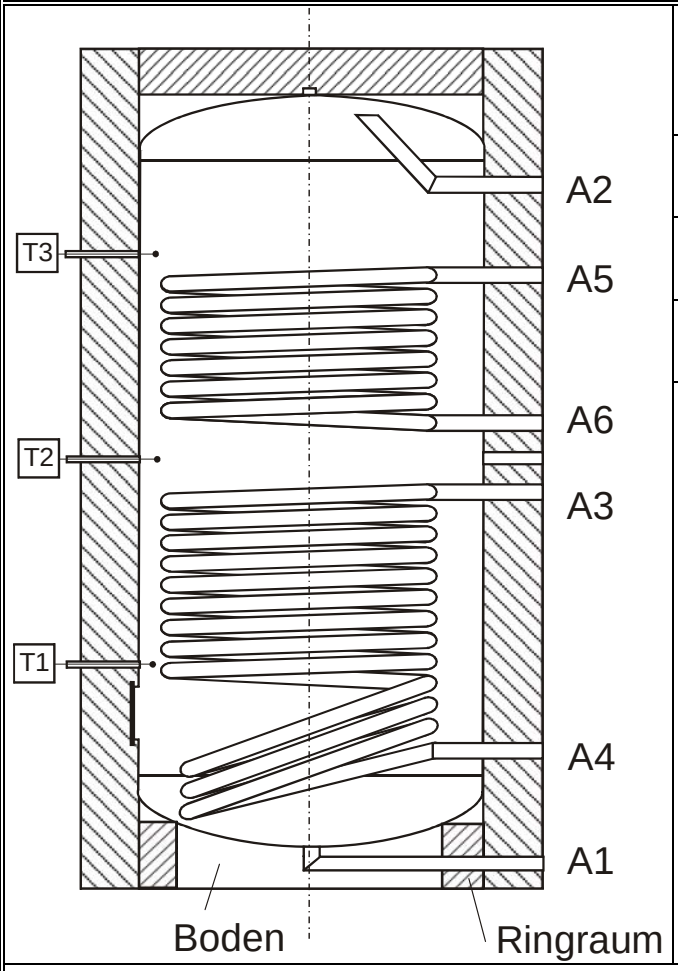
	Wasserraum:
Wasserseitiger Korrosionsschutz:	Edelstahl
zulässiger Betriebsüberdruck:	k. A.
zulässige Betriebstemperatur:	k. A.

Wärmedämmung: (interne Bezeichnung: „Glanamat“)	Deckel: 180 mm Polyesterfaservlies + 20 mm Glaswolle Mantel: 100 mm Polyesterfaservlies + 20 mm Glaswolle Boden: 120 mm Polyesterfaservlies Ringraum: 200 mm Polyesterfaservlies

Wärmeübertrager	**Kollektorkreis**	**Nachheizung**
zulässiger Betriebsüberdruck [bar]:	k. A.	k. A.
zulässige Betriebstemperatur [°C]:	k. A.	k. A.
Inhalt des Wärmeübertragers [l]:	k. A.	k. A.
Ausführung und Fläche:	Glattrohr, 2,4 m^2	Glattrohr, 1,4 m^2

[1] lt. Angabe des Herstellers

2 Schematischer Aufbau[2]



Thermometer

	Verwendung
T1	Kollektorkreis
T2	zusätzlich
T3	Nachheizung

Anschlüsse

	Art	Verwendung
A1	IG 6/4"	Kaltwasser
A2	IG 6/4"	Warmwasser
A3	AG 6/4"	Vorlauf Kollektor (Eintritt)
A4	AG 6/4"	Rücklauf Kollektor (Austritt)
A5	AG 6/4"	Vorlauf Nachheizung (Eintritt)
A6	AG 6/4"	Rücklauf Nachheizung (Austritt)

AG = Außengewinde IG = Innengewinde

[2] laut Angabe des Herstellers

3 Prüfergebnisse

3.1 Geometrische Größen

Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Durchmesser:	Durchmesser Wasserraum:
2,16 m	1,73 m	0,99 m	0,75 m

3.2 Volumina

Wasserraum:	Solarkreiswärmeübertrager:	Nachheizkreiswärmeübertrager:
751,0 Liter	19,7 Liter	9,6 Liter

3.3 Wärmeverlustrate

Wärmeverlustrate gesamt (Stillstand):	
2,87 W/K	
Wärmeverlustrate Deckel und Mantel (Stillstand):	Wärmeverlustrate Boden (Stillstand):
2,00 W/K	**0,87** W/K

4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

5 Bemerkung

Die Anforderungen des RAL UZ 124 („Blauer Engel“ für energiesparende Warmwasserspeicher, Ausgabe Mai 2008) hinsichtlich des Kriteriums „rationelle Energienutzung“ werden in Verbindung mit dieser Wärmedämmung erfüllt.

6 Prüfverfahren

Die Bestimmung der Wärmeverlustrate im Stillstand erfolgte nach EN 12977-3:2008 *'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 3: Performance test methods for solar water heater stores'*.

6.1 Allgemeines

Die **fett** gedruckten Größen wurden durch Parameteridentifikation ermittelt.

Als Wärmeträgerfluid wurde Wasser verwendet.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Eingang Prüfling:	02.04.2012
Prüfungszeitraum:	23.04.2012 bis 02.05.2012
Identifikation Prüfling:	Aufkleber: 12STO234
Ort der Prüfungen	Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Prüfer:	Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 2. Mai 2012

Dr. Ing. Harald Drück

- Leiter TZS -

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Warmwasserspeicher

Prüfbericht-Nr.: 12STO253

Stuttgart, den 08.01.2013

Auftraggeber:	ProSolar Fertigungstechnik GmbH Im Tal 2 87669 Rieden
Hersteller:	Huch GmbH Behälterbau
Speichertyp:	SPSX 500
Herstelljahr:	2012

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

Seite

1 Technische Daten 3

2 Schematischer Aufbau 4

3 Prüfergebnisse 5

3.1 Geometrische Größen 5

3.2 Volumina 5

3.3 Wärmetechnische Kenngrößen 5

3.4 Anschlüsse 6

3.5 Thermometer 6

4 Wärmeübertragungsvermögen der Trinkwasserstation 9

5 Prüfvorkommnisse 11

6 Prüfverfahren 11

6.1 Ermittlung der „Nutzbaren Warmwassermenge“ 11

6.2 Hinweis zur Bestimmung der anteiligen Energieeinsparung 12

6.3 Allgemeines 13

Anhang A: Erläuterungen 14

Abbildungsverzeichnis

Bild 1: Entnahmeprofile (bei $\overline{\dot{V}} \approx 250$ l/h) sofort nach der direkten Beladung der oberen Hälfte des Speichers sowie nach 48 h Stillstand in Verbindung mit der Weichschaumwärmedämmung 7

Bild 2: Normierte Darstellung der Entnahmeprofile aus Bild 1 7

Bild 3: Temperaturprofil bei der Entladung des Speichers über die Anschlüsse A1 (Eintritt) und A3 (Austritt) mit einem Volumenstrom von ca. 200 l 8

Bild 4: Temperaturprofil bei der Entladung des Speichers über die Anschlüsse A1 (Eintritt) und A3 (Austritt) mit einem Volumenstrom von ca. 500 l/h 8

Bild 5: Entnahmeprofil bei der Ermittlung der "Nutzbaren Warmwassermenge" 12

1 Technische Daten[1]

Hersteller:			Typ:
Huch GmbH Behälterbau			SPSX 500
Herstelljahr:	**Herstellnummer:**	**Nenninhalt:**	**Ausführung:**
2012	429346	500 Liter	Stahl-Standspeicher
Wärmeleistung oder Leistungszahl:	**Prüfung nach DIN 4753**		**Gewicht Speicher (leer, ohne Wärmedämmung):**
entfällt	k. A.		95 kg

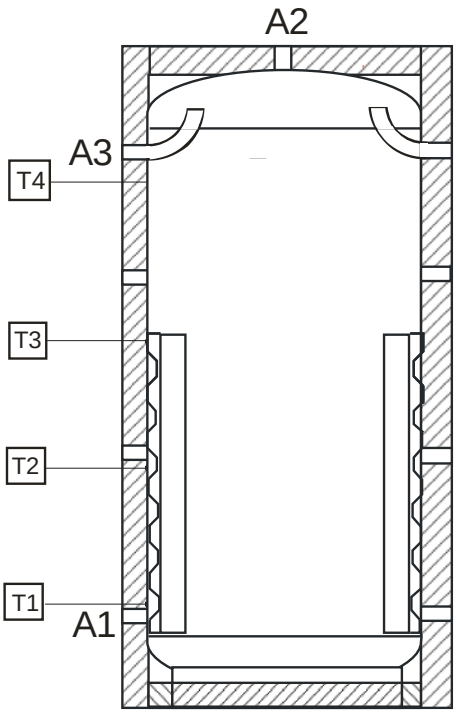
	Wasserraum:
Wasserseitiger Korrosionsschutz:	Nicht vorhanden
zulässiger Betriebsüberdruck:	3 bar
zulässige Betriebstemperatur:	95 °C

Wärmedämmung:	a) Weichschaum: Boden, Deckel, Mantel: 80 mm b) Polyesterfaservlies „Energie-Save-Vlies“: Deckel, Mantel: 100 mm Boden 80 mm Weichschaum

Wärmeübertrager	**Kollektorkreis (extern)**	**Trinkwasser (extern)**
zulässiger Betriebsüberdruck [bar]:	k. A.	31
zulässige Betriebstemperatur [°C]:	k. A.	155
Inhalt des Wärmeübertragers (primär / sekundär) [Liter]:	k. A.	1,22 / 1,33
Ausführung:	k. A.	Edelstahl-Platten

[1] lt. Angabe des Herstellers

2 Schematischer Aufbau[2]



Anlagenschema siehe Anhang A

Thermometer

	Verwendung
T1	Wärmepumpe
T2	zusätzlich für Test
T3	zusätzlich für Test
T4	zusätzlich für Test

Anschlüsse[3]

	Art	Verwendung
A1	IG 1 1/2"	Rücklauf Wärmepumpe/ Trinkwasserstation/ Kollektor/ Raumheizung
A2	IG 1 1/2"	Entlüftung
A3	IG 1 1/2"	Vorlauf Wärmepumpe/ Trinkwasserstation/ Kollektor/ Raumheizung

T = Thermometer IG = Innengewinde AG = Außengewinde

[2] laut Angabe des Herstellers
[3] Verwendung nicht bezeichneter Anschlüsse ja nach Anlagenkonzept

3 Prüfergebnisse

3.1 Geometrische Größen

Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Durchmesser:	Durchmesser Wasserraum:
1,70 m / 1,73 m [4]	1,50 m	0,81 m / 0,83 m [4]	0,65 m

3.2 Volumina

Nutzbares Volumen Wasserraum:

461,4 Liter

3.3 Wärmetechnische Kenngrößen

effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit:	Nutzbare thermische Kapazität des Bereitschaftsteils:	
0,86 W/(K·m)	siehe Abschnitt 6.1	
Wärmeverlustrate mit Weichschaum:	Wärmeverlustrate mit „Energie-Save-Vlies“:	Schichtungskennzahl:
3,62 W/K	**2,32** W/K	100

Wärmeübertragungsvermögen des Trinkwasserwärmeübertragers:

Externe Trinkwasserstation (siehe Kapitel 4)

Bemerkung:
In Verbindung mit dem „Energie-Save-Vlies“ unterschreitet der Speicher den maximal zulässigen Wert für die Wärmeverlustrate nach EN 12977-1.

[4] 1. Angabe für Weichschaum, 2. Angabe für Polyesterfaservlies

3.4 Anschlüsse

	relative Höhe[5]	Verwendung
A1	**0,0**	Rücklauf Wärmepumpe/ Trinkwasserstation/ Kollektor/ Raumheizung
A2	1,0	Entlüftung
A3	**0,98**	Vorlauf Wärmepumpe, Trinkwasserstation, Kollektor/ Raumheizung

3.5 Thermometer

	relative Höhe[5]	Verwendung
T1	**0,10**	Wärmepumpe
T2	**0,31**	zusätzlich für Test
T3	**0,58**	zusätzlich für Test
T4	**0,89**	zusätzlich für Test

[5] Relative Höhenangabe, bezogen auf die Höhe des Wasserraums.
Die für das numerische Speichermodell (MULTIPORT Store-Model for TRNSYS Type 140 Version 2.03) verwendeten Höhenangaben sind nicht grundsätzlich mit den physikalischen Höhen der Anschlüsse identisch.

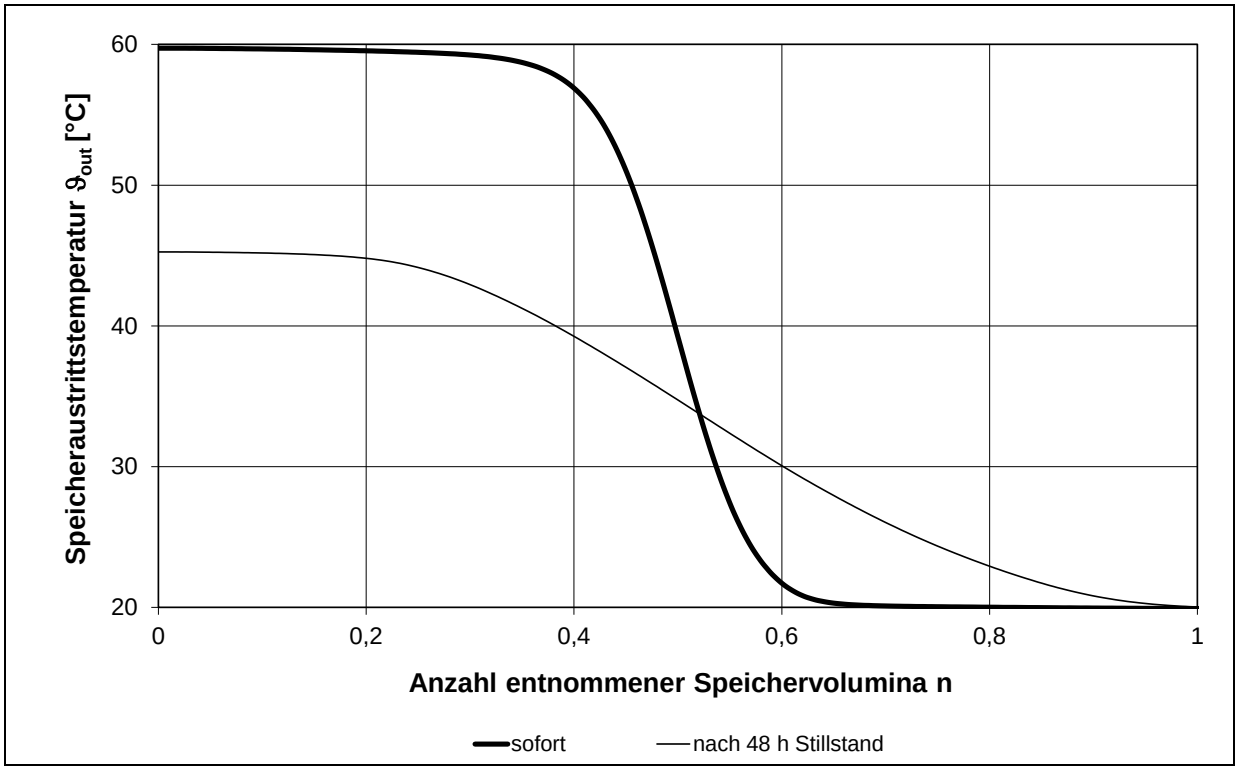


Bild 1: Entnahmeprofile (bei $\dot{\overline{V}} \approx 250$ l/h) sofort nach der direkten Beladung der oberen Hälfte des Speichers sowie nach 48 h Stillstand in Verbindung mit der Weichschaumwärmedämmung

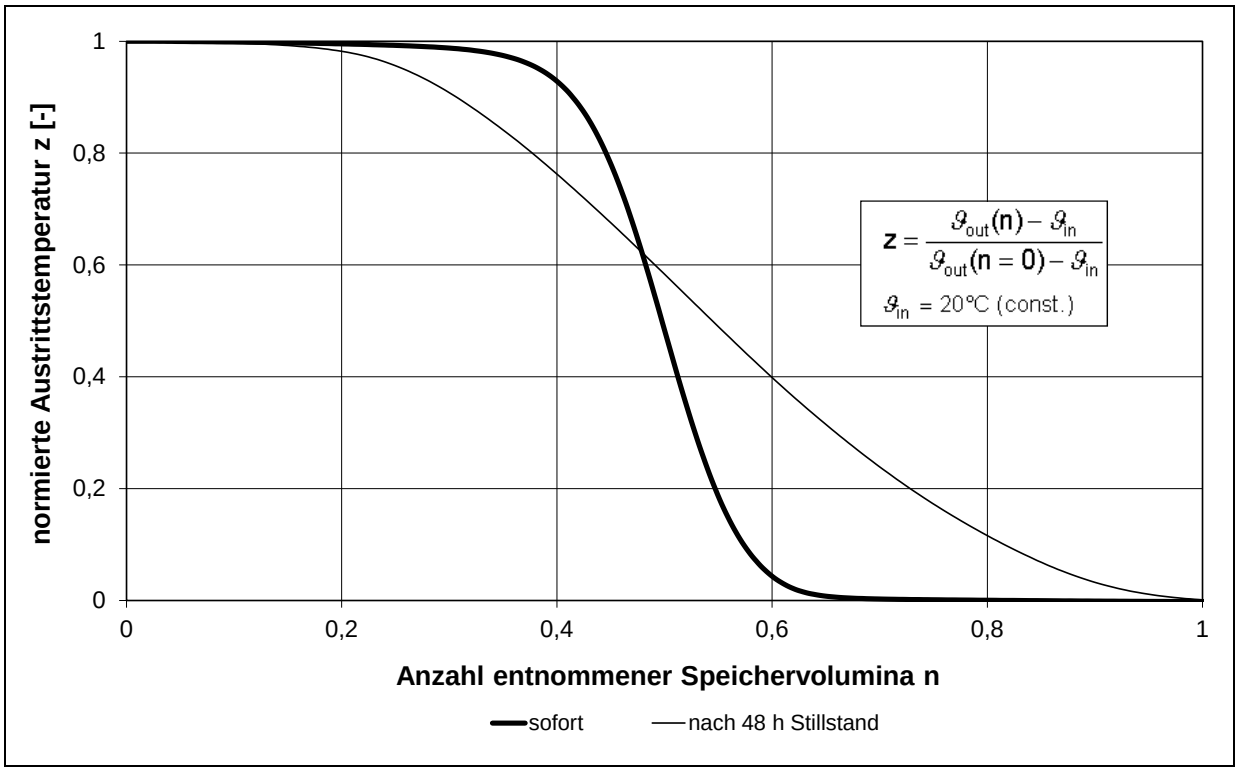


Bild 2: Normierte Darstellung der Entnahmeprofile aus Bild 1

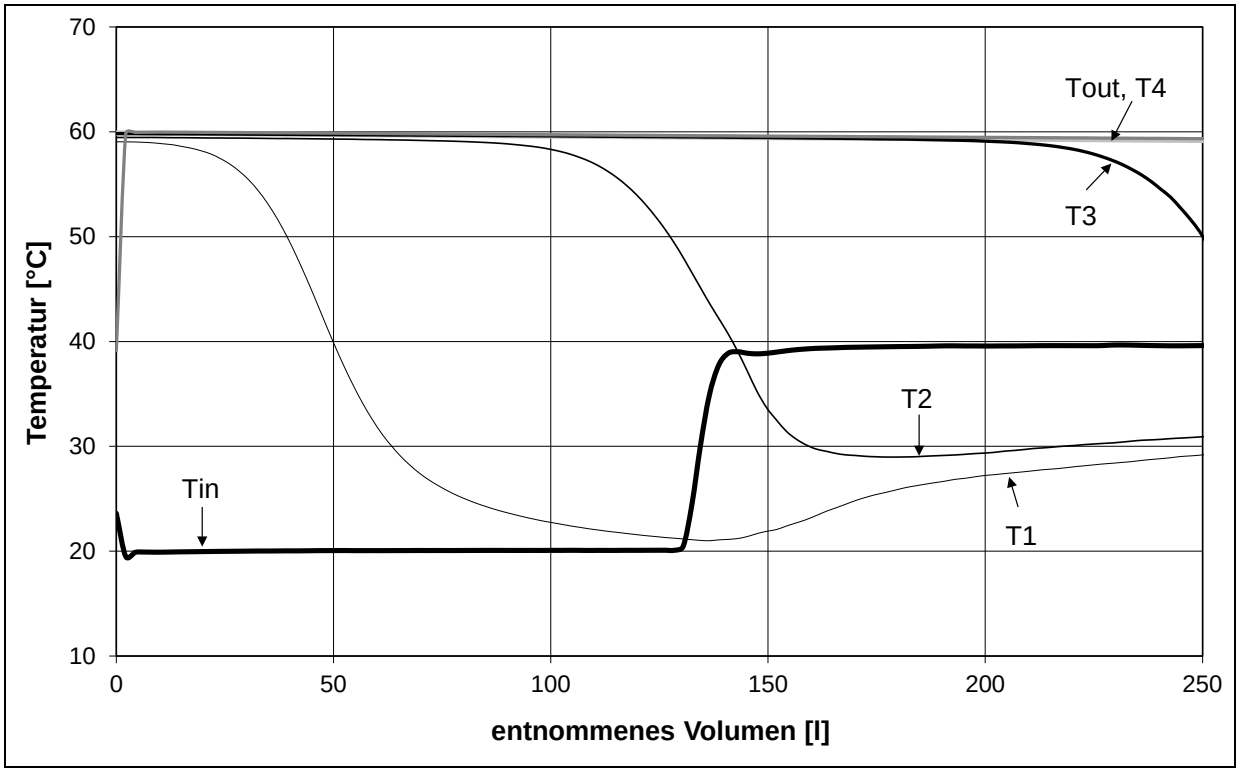


Bild 3: Temperaturprofil bei der Entladung des Speichers über die Anschlüsse A1 (Eintritt) und A3 (Austritt) mit einem Volumenstrom von ca. 200 l/h

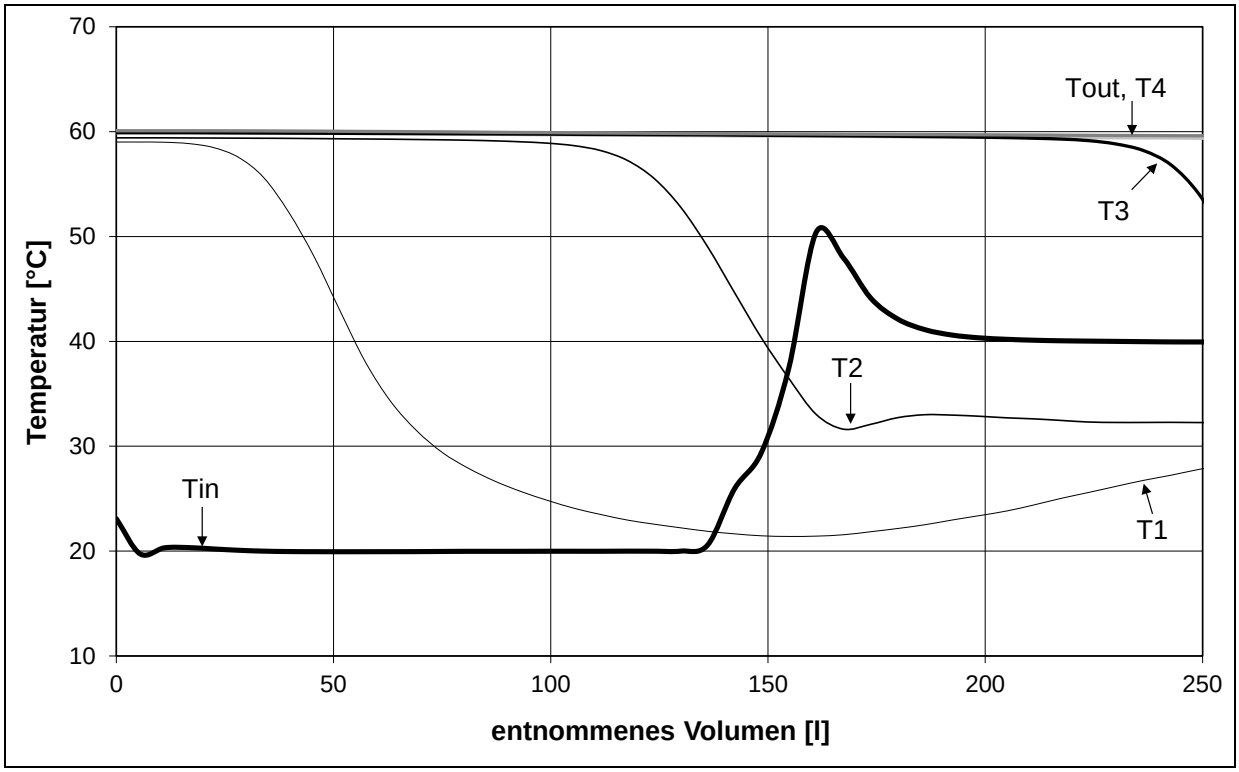


Bild 4: Temperaturprofil bei der Entladung des Speichers über die Anschlüsse A1 (Eintritt) und A3 (Austritt) mit einem Volumenstrom von ca. 500 l/h

In den Bildern 3 und 4 ist das Temperaturprofil bei der Entladung des vollständig beladenen Speichers über die Anschlüsse A1 und A3 dargestellt. Die Beladung erfolgte zuvor über die Anschlüsse A3 (Eintritt) und A1 (Austritt) mit einem Volumenstrom von ca. 250 l/h bis eine Austrittstemperatur von 55 °C erreicht wurde. Anschließend erfolgte die Entladung mit einem Volumenstrom von 200 l/h (Bild 3) bzw. 500 l/h (Bild 4) mit einer Eintrittstemperatur von zunächst 20 °C. Nach ca. 130 l entnommenem Volumen wurde die Eintrittstemperatur sprunghaft auf 40 °C erhöht. Insbesondere die Temperatur am Thermometer T1 im Speicher unten steigt dadurch sofort allmählich an. Dies zeigt, dass es hier zu Vermischungen während der Entladung kommt.

4 Wärmeübertragungsvermögen der Trinkwasserstation

Um das thermische Verhalten der externen Trinkwasserstation der Fa. RS Wärme Kempten nachbilden zu können, muss deren Wärmeübertragungsvermögen bekannt sein. Dieses wurde daher für unterschiedliche Betriebsbedingungen (Volumenströme, Temperaturen) experimentell ermittelt. Hierzu wurde die Station an eine Wärmequelle variabler Temperatur angeschlossen, so dass die Station mit unterschiedlichen Vorlauftemperaturen (48°C, 60°C und 70°C) betrieben werden konnte. Bei dieser Station wird zur Regelung der Warmwassertemperatur der Volumenstrom im Speicherkreislauf geregelt. Die Ergebnisse der Messungen sind in diesem Abschnitt tabelliert.
Der externe Trinkwasser-Wärmeübertrager (Platten-Wärmeübertrager der Firma SWEP) wurde als idealer Gegenstrom-Wärmeübertrager betrachtet. Für die Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz gilt folgende Gleichung:

$$\theta_m = \left[(\vartheta_{1,ein} - \vartheta_{2,aus}) - (\vartheta_{1,aus} - \vartheta_{2,ein})\right] \cdot \left[\ln \frac{\vartheta_{1,ein} - \vartheta_{2,aus}}{\vartheta_{1,aus} - \vartheta_{2,ein}}\right]^{-1}$$

mit: $\vartheta_{1,ein}$ = Temperatur des Fluids im Speicherkreis beim Eintritt in den Wärmeübertrager
$\vartheta_{1,aus}$= Temperatur des Fluids im Speicherkreis beim Austritt aus dem Wärmeübertrager
$\vartheta_{2,ein}$ = Temperatur des Trinkwassers beim Eintritt in den Wärmeübertrager
$\vartheta_{2,aus}$ = Temperatur des Trinkwassers beim Austritt aus dem Wärmeübertrager

Für die Volumenströme gilt:
$\dot{V}_1$ = Volumenstrom im Speicherkreis (über Energiebilanz berechnet)
$\dot{V}_2$ = Volumenstrom des Trinkwassers

Bei dieser Prüfung wurde die komplette Trinkwasserstation geprüft.

$\overline{\dot{V}}_2$ $[l/h]$	$\overline{\dot{V}}_1$ $[l/h]$	$\vartheta_{1,ein}$ [°C]	$\vartheta_{1,aus}$ [°C]	$\vartheta_{2,ein}$ [°C]	$\vartheta_{2,aus}$ [°C]	θ_m [K]	$\overline{\dot{Q}}_{übertr.}$ [W]	$(k \cdot A)$ [W/K]
≈ 150	355	48,41	34,34	15,25	47,93	5,05	5760	1140
≈ 300	388	48,35	23,89	15,14	45,96	4,90	10944	2233
≈ 500	689	48,30	25,97	15,11	46,03	5,49	17745	3235
≈ 800	1254	48,32	28,50	15,08	46,10	6,22	28656	4605
≈ 1100	1892	48,34	30,26	15,05	46,08	6,80	39428	5801

Tab. 1: Wärmeübertragungsvermögen (k·A) bei unterschiedlichen Volumenströmen $\overline{\dot{V}}_2$ und einer Eintrittstemperatur $\vartheta_{1,ein} \approx 48$ °C und einer Eintrittstemperatur $\boldsymbol{\vartheta_{2,ein} \approx 15\ °C}$

$\overline{\dot{V}}_2$ $[l/h]$	$\overline{\dot{V}}_1$ $[l/h]$	$\vartheta_{1,ein}$ [°C]	$\vartheta_{1,aus}$ [°C]	$\vartheta_{2,ein}$ [°C]	$\vartheta_{2,aus}$ [°C]	θ_m [K]	$\overline{\dot{Q}}_{übertr.}$ [W]	$(k \cdot A)$ [W/K]
≈ 150	341	48,12	32,50	12,57	47,61	5,31	6134	1155
≈ 300	386	48,32	23,12	13,64	46,11	4,99	11214	2245
≈ 500	712	48,25	24,90	12,89	45,96	5,87	19152	3263
≈ 800	1299	48,29	27,60	12,48	46,07	6,72	30966	4605
≈ 1100	2070	48,03	30,31	12,76	45,71	7,53	42281	5618

Tab. 2: Wärmeübertragungsvermögen (k·A) bei unterschiedlichen Volumenströmen $\overline{\dot{V}}_2$, einer Eintrittstemperatur $\vartheta_{1,ein} \approx 48$ °C und einer Eintrittstemperatur $\boldsymbol{\vartheta_{2,ein} \approx 13\ °C}$

$\overline{\dot{V}}_2$ $[l/h]$	$\overline{\dot{V}}_1$ $[l/h]$	$\vartheta_{1,ein}$ [°C]	$\vartheta_{1,aus}$ [°C]	$\vartheta_{2,ein}$ [°C]	$\vartheta_{2,aus}$ [°C]	θ_m [K]	$\overline{\dot{Q}}_{übertr.}$ [W]	$(k \cdot A)$ [W/K]
≈ 150	354	60,62	40,91	15,29	59,92	6,91	8032	1162
≈ 300	352	60,56	25,53	15,16	56,95	6,41	14226	2221
≈ 500	359	60,50	17,47	15,07	45,85	6,78	17816	2628
≈ 800	619	60,44	18,91	15,02	47,01	7,70	29651	3850
≈ 1100	834	60,42	19,32	14,97	46,12	8,36	39504	4724

Tab. 3: Wärmeübertragungsvermögen (k·A) bei unterschiedlichen Volumenströmen $\overline{\dot{V}}_2$ und einer Eintrittstemperatur $\vartheta_{1,ein} \approx 60$ °C und einer Eintrittstemperatur $\boldsymbol{\vartheta_{2,ein} \approx 15\ °C}$

$\overline{\dot{V}_2}$ $[l/h]$	$\overline{\dot{V}_1}$ $[l/h]$	$\vartheta_{1,ein}$ [°C]	$\vartheta_{1,aus}$ [°C]	$\vartheta_{2,ein}$ [°C]	$\vartheta_{2,aus}$ [°C]	θ_m [K]	$\overline{\dot{Q}_{übertr.}}$ [W]	$(k \cdot A)$ [W/K]
≈ 150	129	69,97	18,46	15,22	60,10	5,95	7634	1282
≈ 300	263	70,25	18,85	14,97	60,07	6,53	15594	2388
≈ 500	358	70,27	17,67	14,98	52,70	7,93	21695	2735
≈ 800	467	70,26	17,03	15,08	46,00	8,85	28643	3238
≈ 1100	807	70,28	18,99	15,08	52,63	9,12	47729	5235

Tab. 4: Wärmeübertragungsvermögen (k·A) bei unterschiedlichen Volumenströmen $\overline{\dot{V}_2}$ und einer Eintrittstemperatur $\vartheta_{1,ein} \approx 70$ °C und einer Eintrittstemperatur $\boldsymbol{\vartheta_{2,ein} \approx 15}$ **°C**

Bemerkung:
Bei einer Temperatur von $\vartheta_{1,ein} \approx 70$ °C (siehe Tabelle 4) konnten aufgrund des Regelungsverhaltens keine stationären Zustände erreicht werden. Um dies zu erreichen kann bei dieser Station eine optionale primärseitige Vormischeinrichtung installiert werden, welche die Temperatur $\vartheta_{1,ein}$ begrenzt.

5 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

6 Prüfverfahren

6.1 Ermittlung der „Nutzbaren Warmwassermenge“

Die Ermittlung der „Nutzbaren Warmwassermenge“ erfolgte entsprechend der im „Kombianlagenprojekt“ festgelegten Vorgehensweise (Arbeitspapier „Leistungsfähigkeit von Kombianlagen bei der Trinkwassererwärmung, 2. überarbeitete Version vom 20.12.2000).
Bild 5 zeigt das Entnahmeprofil bei der Bestimmung der „Nutzbaren Warmwassermenge“. Hierzu wurde der Speicher zunächst auf eine einheitliche Temperatur von 30 °C vorkonditioniert. Anschließend erfolgte die Beladung des Speichers über die Anschlüsse A3 (Eintritt) und A1 (Austritt) mit einer Leistung von ca. 15 kW und einem Volumenstrom von ca. 1300 l/h, bis am Thermometer T1 eine Temperatur von $\vartheta_{TW,soll}$ = 44°C erreicht wurde. Unmittelbar nach der Beladung des Bereitschaftsteils erfolgte die Entladung des Speichers über die Trinkwasserstation ohne weitere Nachheizung des Speichers mit folgendem Zapfprofil: 5 min mit 300 l/h, 3 min. mit 900 l/h, anschließend 600 l/h. Bei dieser Entladung konnte dem Speicher eine Wärmemenge von 39,55 MJ entnommen werden, bis eine Temperaturdifferenz

von $\Delta T = 30$ K zwischen der Warmwasseraustritts- und Kaltwassereintrittstemperatur dauerhaft unterschritten wurde. Mit dieser Wärmemenge kann rechnerisch ein Volumen von **272 Litern** Wasser von 10 °C auf 45 °C erwärmt werden. Dieses Volumen wird als „Nutzbare Warmwassermenge“ bezeichnet.

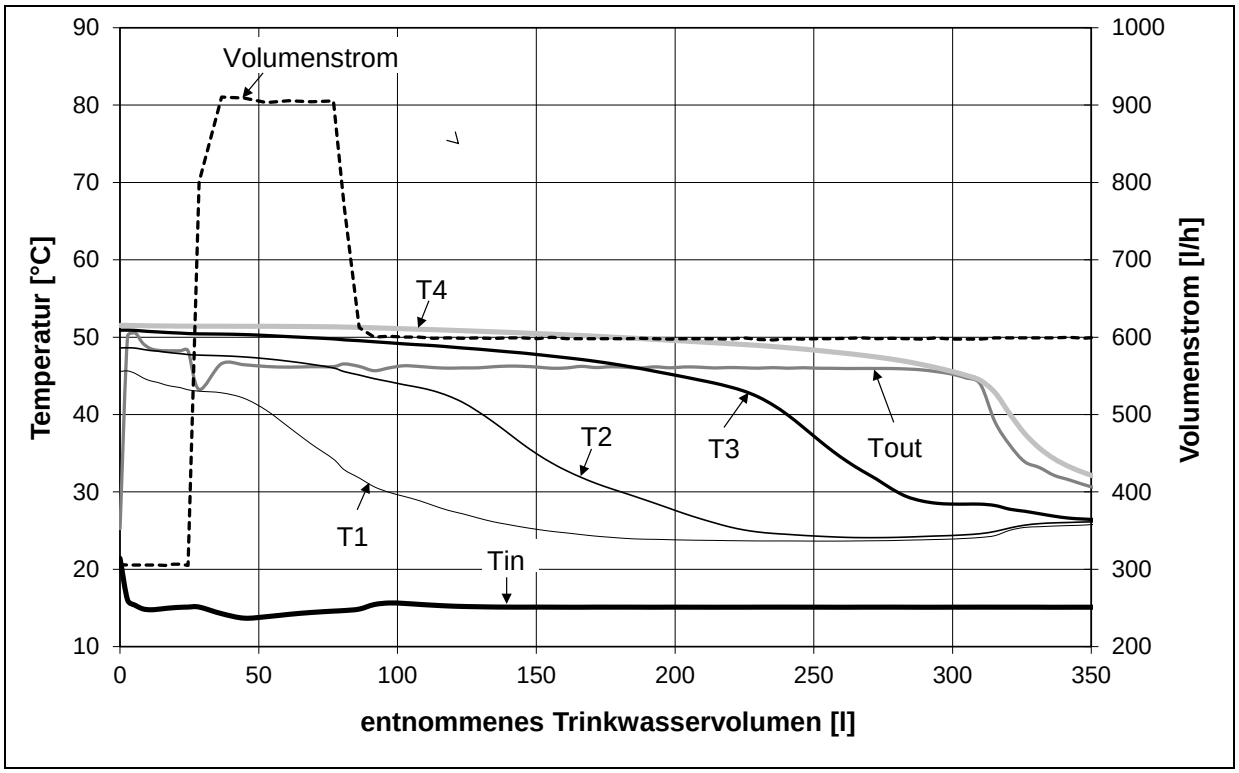


Bild 5: Entnahmeprofil bei der Ermittlung der „Nutzbaren Warmwassermenge“

6.2 Hinweis zur Bestimmung der anteiligen Energieeinsparung

Eine große „Nutzbare Warmwassermenge“ kann durch ein großes Bereitschaftsvolumen und / oder eine hohe Abschalttemperatur $\vartheta_{TW,soll}$ erreicht werden. Da beide Größen einen Einfluss auf die thermische Leistungsfähigkeit der Kombianlage haben (höhere Wärmeverluste des Speichers, geringere solare Erträge), ist die Jahressimulation zur Bestimmung der anteiligen Energieeinsparung mit dem selben Bereitschaftsvolumen (selbe Anschlüsse und Fühlerpositionen) und der selben Ausschalttemperatur $\vartheta_{TW,soll}$, wie sie zur messtechnischen Bestimmung der „nutzbaren Warmwassermenge“ verwendet wurde, durchzuführen.

6.3 Allgemeines

Die thermische Prüfung des Speichers erfolgte nach EN 12977-4:2012 *'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 4: Performance test methods for solar combistores' '.*

Die in Kapitel 3 **fett** gedruckten Größen wurden durch Parameteridentifikation ermittelt.

Als Wärmeträgerfluid wurde Wasser verwendet.

Dieser Prüfbericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Eingang Prüfling:	09.11.2012
Prüfungszeitraum:	30.11.2012 bis 19.12.2012
Identifikation Prüfling:	Aufkleber: 12STO253
Prüfungsort:	Pfaffenwaldring 10, 70550 Stuttgart
Prüfer:	Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 8. Januar 2013

Dr. Ing. Harald Drück
- Leiter TZS -

Anhang A: Erläuterungen

Die folgenden Seiten enthalten zusätzliche Erläuterungen und Hinweise zu diesem Prüfbericht. Damit diese gut verständlich sind werden einige Sachverhalte mittels Beispielen veranschaulicht und kompliziertere Zusammenhänge bewusst vereinfacht dargestellt.

Begriffsdefinition:

Bei dem geprüften Speicher handelt es sich um einen Warmwasserspeicher, der als Pufferspeicher in einer solaren Kombianlage mit Wärmepumpe dient. Um die Lesbarkeit des Textes zu verbessern, wird im Folgenden der Begriff **Speicher** verwendet.

A1 Technische Daten

Die im Abschnitt "1. Technische Daten" des Prüfberichts angegebenen Informationen basieren auf den Angaben des Herstellers.

A2 Schematischer Aufbau

Hier sind der schematische Aufbau des Speichers sowie die Positionen der Anschlüsse und Thermometer laut Angaben des Herstellers dargestellt.

A3 Prüfergebnisse

Als geometrische Größen wurden die ***maximale Höhe*** und der ***maximale Durchmesser*** am Prüfling gemessen. Dieser war hierbei mit der Wärmedämmung versehen.
Der ***Durchmesser des Wasserraumes*** wurde den technischen Unterlagen entnommen. Die ***Höhe des Wasserraumes*** wurde für eine zylinderförmige Geometrie aus dem ermittelten Gesamtvolumen und dem Durchmesser des Wasserraumes berechnet.

Das **nutzbare Volumen des Wasserraumes** gibt an, welches Wasservolumen effektiv für die Wärmespeicherung zur Verfügung steht. Ist das nutzbare Volumen des Wasserraumes wesentlich kleiner als das gesamte Volumen des Wasserraumes, so besitzt der Speicher ein Totvolumen. Hierunter versteht man den Teil des Speichervolumens, der sich unterhalb des untersten Anschlusses bzw. unterhalb des untersten Wärmeübertragers für die Beladung befindet. Dieses Totvolumen kann bei der Erwärmung des Speichers aufgrund des durch die Wärmezufuhr nach oben steigenden warmen Wassers nicht erwärmt werden und trägt somit nicht zur Wärmespeicherung bei.
Ist das nutzbare Volumen des Wasserraumes geringfügig größer als das gesamte Volumen des Wasserraums, so ist dies auf die thermische Kapazität der Metallteile im Wasserraum zurückzuführen. In diesem Fall wird das gesamte Speichervolumen gut ausgenutzt.

Für die Bestimmung sämtlicher **wärmetechnischer Kenngrößen** wird Wasser als Wärmeträgerfluid verwendet. Hierbei werden die über den üblichen Betriebstemperaturbereich (15°C – 60°C) gemittelten Stoffwerte für die Dichte (ρ = 992,42 kg/m^3) und die spezifische Wärmekapazität (c_p = 4,181 kJ/(kg·K)) als konstant angenommen.

Die ***Wärmeverlustrate*** im Stillstand gibt die Größe des Wärmeverluststroms vom Speicher zur Umgebung je Kelvin Temperaturdifferenz (zwischen Speicher und Umgebung) an. Hierzu wurde der Speicher über die Anschlüsse A3 (Eintritt) und A1 (Austritt) mit einer Eintrittstemperatur von 60 °C und einem Volumenstrom von ca. 250 l/h solange beladen, bis die Austrittstemperatur 55 °C erreichte. Anschließend erfolgte eine Stillstandsphase von 80 h. Danach wurde der Speicher über die Anschlüsse A1 (Eintritt) und A2 (Austritt) bei einer konstanten Eintrittstemperatur von 20°C und einem Volumenstrom von ca. 250 l/h entladen. Wenn die Wärmedämmung für den Speicherboden, den Speichermantel und den Speicherdeckel deutliche Unterschiede aufweist, wird die Wärmeverlustrate im Stillstand für diese Bereiche des Speichers separat angegeben.

Die Bedeutung der Wärmeverlustrate soll an folgendem Beispiel für eine Solaranlage zur Trinkwassererwärmung veranschaulicht werden:

Beispiel zu den Wärmeverlusten des Speichers:

Hat der gesamte Speicher eine einheitliche Temperatur von 60°C und steht er in einem Raum mit einer Temperatur von 20°C, so beträgt der relevante Temperaturunterschied zwischen dem Wasser im Speicher und der Umgebung 40 K. Wird weiterhin angenommen, daß die Wärmeverlustrate 2,5 W/K beträgt, so ergibt sich der vom Speicher an die Umgebung abgeführte Wärmeverluststrom $\dot{Q}_{verl}$ zu:

$$\dot{Q}_{verl} = 2{,}5\ \text{W/K} \cdot (60 - 20)\text{K} = 100\ \text{W}$$

Obwohl diese Verlustleistung von 100 W gegenüber einer Leistung des Kollektorfeldes von ca. 2000 W (bei 800 W/m^2 Einstrahlung, 5 m^2 Kollektorfläche, Kollektorwirkungsgrad η = 50 %) relativ gering erscheint, darf ihre negative Wirkung auf das Gesamtsystem nicht unterschätzt werden. Da die Verluste täglich 24 Stunden lang auftreten, verliert der Speicher bei einem Wärmeverluststrom von 100 W jeden Tag 2,4 kWh Wärme an die Umgebung. Setzt man diese Wärmeverlustmenge zu der dem Speicher täglich entnommenen Nutzwärmemenge für das Trinkwasser von ca. 8 kWh (Vierpersonenhaushalt, 50 Liter 45 °C warmes Wasser pro Person) ins Verhältnis, so ergeben sich Speicherverluste von ca. 30 %!
Wie durch dieses Beispiel deutlich wird, haben die Wärmeverluste einen großen Einfluß auf den Energieertrag der gesamten Solaranlage. Sie sollten deshalb möglichst niedrig sein.

Die ***effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit*** liefert Informationen darüber, wie sich eine Temperatur-Schichtungsstufe im ruhenden Speicher abbaut. Zur Ermittlung der effektiven vertikalen Wärmeleitfähigkeit wird die obere Hälfte des Speichers zweimal identisch beladen. Die Entladung erfolgt einmal sofort nach der Beladung, das andere Mal nach 48 Stunden Stillstand. In Bild 1 des Prüfberichtes sind die beiden dabei gemessenen Entnahmeprofile dargestellt.

Im vorliegenden Fall erfolgte die Beladung der oberen Hälfte des Speichers über die Anschlüsse A3 (Eintritt) und A1 (Austritt) mit einem Volumenstrom von ca. 250 l/h bei einer Eintrittstemperatur von 60°C.
Die Entladung erfolgte über die Anschlüsse A1 (Eintritt) und A2 (Austritt) mit einem Volumenstrom von ca. 250 l/h bei einer Eintrittstemperatur von 20°C.
Die Prüfung wurde in Verbindung mit der Weichschaumwärmedämmung durchgeführt.

In Bild 1 ist die gemessene Speicheraustrittstemperatur über der Anzahl der entnommenen Speichervolumina (n) aufgetragen. Die Berechnung der entnommenen Speichervolumina wird im Folgenden durch ein Beispiel veranschaulicht.

Beispiel:

> Besitzt der Speicher ein Volumen von 300 Litern und wird er mit dem konstanten Volumenstrom von 150 l/h entladen, so ergibt sich nach einer Stunde n = 0,5; nach zwei Stunden ist ein Speichervolumen entnommen worden (n = 1,0).

Wie aus Bild 1 des Prüfberichtes ersichtlich ist, beginnt das nach 48 Stunden Stillstand gemessene Entnahmeprofil bei einer niedrigeren Speicheraustrittstemperatur. Das beim Entnahmebeginn niedrigere Temperaturniveau kann auf zwei sich überlagernde Effekte zurückgeführt werden:
Zum einen hat der Speicher während des 48-stündigen Stillstands Wärme an die Umgebung abgegeben. Die nach dem Stillstand dem Speicher entnommene Wärmemenge ist also geringer als diejenige, welche sofort nach der Beladung entnommen wurde. Zum anderen ist während der Stillstandszeit Wärme vom Bereitschaftsteil (oberer Speicherbereich) in den Solarteil (unterer Speicherbereich) gelangt.

Der im Speicher von oben nach unten stattfindende Wärmetransport ist auf die Wärmeleitung in den Speicherwänden, im Wasser und in den evtl. vorhandenen Einbauten (z. B. Wärmeübertrager) sowie auf Konvektionsströmungen zurückzuführen. Die aus diesen Einzeleffekten resultierende Intensität des Wärmetransports wird durch die effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit beschrieben.

Der während des Stillstands durch die effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit hervorgerufene Abbau der Temperaturschichtung wirkt sich im realen Betrieb unter zwei Aspekten negativ aus. **Erstens** muß die aus dem oberen Speicherbereich nach unten fließende Wärme durch die Nachheizung ersetzt werden, um im Bereitschaftsteil die gewünschte Temperatur zu gewährleisten. **Zweitens** führt die nach unten fließende Wärme zu einer Erwärmung des Solarteils, wodurch höhere Kollektorrücklauftemperaturen hervorgerufen werden.

Die effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit sollte also möglichst gering sein; selbstverständlich kann sie nicht geringer als die Wärmeleitfähigkeit des Wassers im Speicher sein.
Bei guten Speichern ohne innere Einbauten, ergeben sich für die effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit Werte, die im Bereich der Wärmeleitfähigkeit des Wassers liegen (ca. 0,6 W/(m·K)).
Bei guten Speichern mit eingetauchten Wärmeübertragern beträgt die effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit ca. 1 - 1,5 W/(m·K).

Wie durch entsprechende Simulationsrechnungen für eine Standard-Solaranlage (5 m^2 Flachkollektor, 300 l-Speicher) zur Trinkwassererwärmung gezeigt werden kann, ergibt sich bei einer Halbierung der effektiven vertikalen Wärmeleitfähigkeit (von 2,2 auf 1,1 W/(m·K)) eine um ca. 5 % höhere anteilige Energieeinsparung.

Die ***Schichtungskennzahl*** stellt ein Maß für den Erhalt der Temperaturschichtung während der direkten Entladung dar. Hohe Schichtungskennzahlen bedeuten einen guten Erhalt der Temperaturschichtung. Die Schichtungskennzahl entspricht der für die 'Nachsimulation' der Entnahmeprofile, mit einem auf dem Finite-Differenzen-Verfahren basierenden Speichermodell, erforderlichen homogenen Diskretisierungsdichte.
Wie Simulationsrechnungen von Solaranlagen zeigen, wirken sich Unterschiede im Bereich großer Schichtungskennzahlen nur noch sehr gering auf den solaren Deckungsanteil bzw. die anteilige Energieeinsparung aus. Vergrößert man die Schichtungskennzahl von 30 auf 100, so erhöht sich dabei die anteilige Energieeinsparung für die oben genannte Standardanlage zur Trinkwassererwärmung um ca. 1 %.

A4 Verhalten des Speichers in der Solaranlage

Neben den Wärmeverlusten, der effektiven vertikalen Wärmeleitfähigkeit, dem Wärmeübertragungsvermögen der Wärmeübertrager und der Schichtungskennzahl gibt es noch eine Reihe weiterer Speichereigenschaften, die einen 'guten' Speicher auszeichnen. Diese Größen lassen sich jedoch nicht sinnvoll direkt miteinander vergleichen, da ihr Einfluss nur unter Berücksichtigung weiterer Speichermerkmale beurteilt werden kann. Zusätzlich ist die Einbindung des Speichers in die Solaranlage sowie seine Integration in die Heizungsanlage des Gebäudes entscheidend.
Um den gesamten Speicher bzw. das Verhalten des Speichers in der Solaranlage beurteilen zu können, müssen daher auf dem Computer mit entsprechenden Rechenprogrammen Simulationsrechnungen durchgeführt werden. Die hierbei zur Beschreibung der thermischen Eigenschaften des Speichers notwendigen Kennwerte sind im Abschnitt 3 des Prüfberichtes angegeben.
Um verschiedene Kombianlagen miteinander vergleichen zu können, muss ihr thermisches Verhalten durch numerische Simulation berechnet werden. Als Bewertungsgröße kann dann z. B. die jährliche anteilige Energieeinsparung herangezogen werden.

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Zuverlässigkeit, Sicherheit und Wärmeleistung von vorgefertigten thermischen Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung

(Dieser Prüfbericht ersetzt Prüfbericht 11SYS93 vom 25.09.2012)

Test Report
Durability, Safety and Thermal Performance of Factory Made Thermal Solar Domestic Hot Water Systems

(This test report substitutes test report no. 11SYS93 of September 25th 2012)

nach EN 12976:2006
according to EN 12976:2006

Prüfbericht-Nr.: 11SYS93/1
Test Report No.: 11SYS93/1

Stuttgart, den 06.12.2012
Stuttgart, December 6th, 2012

Hersteller *manufacturer*	**Jiangsu Sunrain Solar Energy Co., Ltd** **15F,West Tower,Xinyin Mansion,1#YingZhou Rd** **Lianyungang City, Jiangsu** **222000 P.R. China**
Fabrikat *brand*	**Sunrain**
Typ *type*	**TZ58/1800-18** *TZ58/1800-18*
Herstelljahr *year of production*	**2011**

Änderungshistorie:

Revision history:

Prüfberichts Nummer: *Test Report No.:*	Datum *Date*	Bemerkungen *Remarks*
11SYS93/1 *11SYS93/1*	06.12.2012 *December 6th 2012*	Der Namen des Produkt-Typs wurde geändert. Einfügen der Änderungshistorie. *The name of the type has been changed. Insert of revision history.*
11SYS93 *11SYS93*	25.09.2012 *September 25th 2012*	Erstellung Prüfbericht *Issue of test report*

Inhaltsverzeichnis
Table of Contents

Änderungshistorie: 2

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben) 4
General specifications (acc. to manufacturer) 4

2 Frostbeständigkeit 8
Freeze resistance 8

3 Übertemperaturschutz 8
Over temperature protection 8

4 Druckbeständigkeit 9
Pressure resistance 9

5 Wasserkontamination 9
Water contamination 9

6 Sicherheitsausrüstung 10
Safety equipment 10

7 Beschilderung 10
Marking 10

8 Leistungsprüfung 11
Thermal performance test 11

9 Ertragsberechnung 12
Thermal performance characterization 12

10 Rücklaufschutz 15
Reverse flow protection 15

11 Elektrische Sicherheit 15
Electrical safety 15

12 Zusammenfassung 16
Summary 16

13 Prüfverfahren 17
Test method 17

Anhang A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse 18
Annex A: Presentation of measured data and test results 18

Anhang B: Solar Keymark Scheme Rules für System Familien 19
Annex B: Solar Keymark Scheme rules for system families 19
Übersicht aller Mitglieder der Systemfamilie 19
Overview of all members of the system family 19
Anhang B1: Typ TZ58/1800-12 20
Annex B1: Type TZ58/1800-12 20
Anhang B2: TZ58/1800-14 23
Annex B2: TZ58/1800-14 23
Anhang B3: TZ58/1800-16 26
Annex B3: TZ58/1800-16 26
Anhang B4: TZ58/1800-20 29
Annex B4: TZ58/1800-20 29
Anhang B5: TZ58/1800-24 32
Annex B5: TZ58/1800-24 32
Anhang B6: TZ58/1800-30 35
Annex B6: TZ58/1800-30 35

Anhang C: Symbole und Abkürzung 38
Annex C: Symbols and abbreviations 38

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)

General specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	Jiangsu Sunrain Solar Energy Co., Ltd 15F,West Tower,Xinyin Mansion,1#YingZhou Rd Lianyungang City, Jiangsu 222000 P.R. China
Fabrikat *brand*	Sunrain *Sunrain*
Ansprechpartner *contact person*	**Mr. Nicholas Han** Tel: + 86-518-8595-9889 Fax: +86-518-8595-9808 e-mail: certification@sunrain.com
Typ *type*	TZ58/1800-18 *TZ58/1800-18*
Herstellnummer *serial number*	QS 11 0218-278 *QS 11 0218-278*
Serienprodukt oder Prototyp *serial product or prototype*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr *year of production*	2011 *2011*

Anlagenbeschreibung
Description of the system

Die untersuchte Solaranlage arbeitet nach dem Prinzip des Naturumlaufs (Thermosiphon). Die Anlage besteht aus 18 Sydneyröhren die direkt an den Speicher angeschlossen sind. Der Speicher und die Röhren sind mit Trinkwasser gefüllt. Es existiert kein weiterer Wärmeübertrager. Das System arbeitet drucklos. Es steht mit der Atmosphäre in Verbindung.

The system under investigation uses the thermosiphon principle to transfer solar energy to the storage tank. The system consists of 18 Sydney tubes which are directly connected to the storage tank. The tank and the tubes are filled with drinking water. No heat exchanger is used. The system is working pressureless and is in direct contact with the atmosphere.

Nennvolumen Speicher *nominal store volume*	180 l *180 l*
Anzahl Kollektoren *no. of collectors*	1 *1*
Gesamtkollektorfläche (Apertur) *total collector area (aperture)*	1,62 m² *1.62 m²*

Kollektor
Collector

Typ: *type*	TZ58/1800-18G *TZ58/1800-18G*
Bauart: *collector type:*	Vakuum-Röhrenkollektor *vacuum tube collector*
Länge: *length:*	2035 mm (von Prüflabor bestimmt) *2035 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1605 mm (von Prüflabor bestimmt) *1605 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	210 mm (von Prüflabor bestimmt) *210 mm (determined by test laboratory)*
Bruttofläche: *gross area:*	3,27 m² (von Prüflabor bestimmt) *3.27 m² (determined by test laboratory)*
Aperturfläche: *aperture area:*	1,62 m² (von Prüflabor bestimmt) *1.62 m² (determined by test laboratory)*
Absorberfläche: *absorber area:*	1,36 m² (von Prüflabor bestimmt) *1.36 m² (determined by test laboratory)*
Leergewicht: *empty weight:*	65 kg (inklusive Speicher) *65 kg (storage tank included)*
Herstelljahr *year of production*	2011 *2011*
Herstellernummern *serial no.*	Keine separate Herstellnummer für Kollektor *no separate serial number for collector*

Prüfungen des Kollektors
Collector tests

EN 12975-2:2006 *EN 12975-2:2006*	Prüfberichte ITW 11COL1010, ITW 11COL1011 und 11COL 1011Q vom 11.06.2012 *Test report ITW 11COL1010, ITW 11COL1011 and ITW 11COL1011Q dated June 11th 2012*
Solar-Keymark *Solar Keymark*	erteilt durch DIN CERTCO, Nr. 011-7S1942 R *issued by DIN CERTCO, No. 011-7S1942 R*

Speicher 180 L
Store 180 L

Bauart: *type:*	Edelstahlspeicher *Stainless steel tank*
Länge x Durchmesser: *length x diameter:*	ca. 1269 x 475 mm *approx. 1269 x 475 mm*
Nennvolumen: *nominal volume:*	180 l *180 l*
zulässige Betriebstemperatur: *max. operating temperature:*	99 °C *99 °C*
zulässiger Betriebsüberdruck: *max. operating pressure:*	0 bar (offen zur Atmosphäre) *0 bar (open to ambient)*
Effektives Volumen *effective volume*	216 l (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers C_s. Siehe Kapitel 8, Leistungsprüfung) *216 l (determined by using the thermal heat capacity of the store C_s. See chapter 8, thermal performance test)*

Wärmedämmung: *thermal insulation:*	Polyurethan *polyurethane*
Wasserseitiger Korrosionsschutz: *corrosion protection:*	nicht benötigt (Edelstahlspeicher) *not required (stainless steel tank)*
Elektrische Notheizung: *electric emergency heater:*	vorhanden *existent*
Wärmeübertrager Kollektorkreis: *solar loop heat exchanger:*	nicht vorhanden *non existent*
Wärmeübertrager Trinkwasser: *drinking water heat exchanger:*	nicht vorhanden *non existent*
Herstelljahr *year of production*	2011 *2011*
Herstellernummer *serial no.*	QS 11 0218-278 *QS 11 0218-278*

Regelung *Controller:*	Nicht benötigt *not required*

Komponenten der Pumpen- und Sicherheitsbaugrupp
Pump and safety components:

Trinkwasserkreis (entspricht Solarkreis)
drinking water circuit
(corresponds to solar circuit)

Sicherheitsventil *safety valve*	nicht benötigt *not required*
Typ / Prüfzeichen *type / marking*	- *-*
Öffnungsdruck / Öffnungstemperatur *relief pressure / relief temperature*	- *-*
Brauchwassermischer *Cold water mixing device*	nicht vorhanden *non existent*
Rückflussverhinderer *reverse flow protection*	nicht vorhanden *non existent*
Durchflussmesser *flow meter*	nicht vorhanden *non existent*
Absperrhahn *shut-off valve*	nicht vorhanden *non existent*
Ausdehnungsgefäß *expansion vessel*	nicht benötigt *not required*
Kollektorkreispumpe *solar loop pump*	nicht benötigt *not required*

Rohrleitungen Kollektorkreis *Piping solar loop*	
Werkstoff *material*	kein separater Kollektorkreis vorhanden *no separate collector loop existent*

Dokumentation *Documentation*	August 2012 NonPressureSeries_UserManual_rev-20120928.doc *August 2012* *NonPressureSeries_UserManual_rev-20120928.doc*
Unterlagen für den Installateur *Documentation for the installer*	Die Dokumentation enthält alle in EN 12976-1:2006 geforderten Angaben. *The documentation does include all acc. to EN 12976-1:2006 required information.*
Unterlagen für den Nutzer *Documentation for the user*	Die Dokumentation enthält alle in EN 12976-1:2006 geforderten Angaben *The documentation does include all acc. to EN 12976-1:2006 required information.*

Systemfamilie *System family*	Für alle Prüfungen ist die Anlage der Familie mit dem mittleren Verhältnis von Kollektorfläche zu Speicher-volumen zu wählen. Diese Prüfungen wurden an dem System TZ58/1800-18 durchgeführt. Eine Aufstellung aller zur Systemfamilie gehörenden Anlagen ist im Anhang B aufgeführt. *All tests for a system family shall be performed at the system closest to the medium ratio of collector area to store volume. The tests were performed at the TZ58/1800-18 system. A list of all system family members is listed in appendix B.*
Solar Keymark Scheme rules Version 11.04, Anhang D: *Solar Keymark Scheme Rules Version 11.04, annex D:*	

Gültigkeit *Validity*	Der Prüfbericht ist gültig für die folgenden Systemtypen: Sunrain: TZ58/1800-12, TZ58/1800-14, TZ58/1800-16, TZ58/1800-18, TZ58/1800-20, TZ58/1800-24, TZ58/1800-30 *The test report is valid for the following system types: Sunrain: TZ58/1800-12, TZ58/1800-14, TZ58/1800-16, TZ58/1800-18, TZ58/1800-20, TZ58/1800-24, TZ58/1800-30*

2 Frostbeständigkeit

Freeze resistance

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12976-2:2006 – Kapitel 5.1
Performance and boundary conditions acc. to EN 12976-2:2006 – chapter 5.1.

Prüfung: 01.08.2012
Test: 01/08/2012

Die Anlage ist nicht für Frostregionen ausgelegt. Es ist keine Prüfung notwendig.
The system is not constructed to be used in regions of frost. No freeze resistance test is necessary.

Angaben zum Frostschutzmittel *Specification of anti freeze fluid*	
Typ *type*	- -
Substanz *substance*	- -
Gefrierpunkt *freezing point*	- -

Ergebnis: Prüfung entfällt
Conclusion: no test required

3 Übertemperaturschutz

Over temperature protection

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12976-2:2006 – Kapitel 5.2.
Performance and boundary conditions acc. to EN 12976-2:2006 – chapter 5.2.

Prüfung: 23.06. – 02.07.2012
Test: 06/23 – 07/02/2012

Kollektorneigung *inclination of collector surface*	Anzahl Tage mit mehr als 20 MJ/m² *number of days with more than 20 MJ/m²* [d]	aufgetretene Fehler *failure during test*
45°	**2**	**keine /** *none*

Ergebnis: Kein Fehler nach EN 12976-2:2006 - Kapitel 5.2
Conclusion: No failure acc. to EN 12976-2:2006, chapter 5.2

4 Druckbeständigkeit

Pressure resistance

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12976-2:2006 – Kapitel 5.3.
Performance and boundary conditions acc. to EN 12976-2:2006 – chapter 5.3.

Prüfung: 25.09.2012
Test: 09/25/2012

Die Anlage ist drucklos und hat eine Verbindung zur Atmosphäre.
The solar system is pressureless and has a connection to the atmosphere.

Speicher
Store

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
0.2	**0.3**	**15**

Druck Testbeginn *pressure at test begin* [bar]	Druck Testende *pressure at test end* [bar]	aufgetretene Fehler / Bemerkungen *failure / comments*
0.3	**0.3**	**-**

Ergebnis: Kein Fehler nach EN 12976-2:2006 - Kapitel 5.3
Conclusion: No failure acc. to EN 12976-2:2006, chapter 5.3

5 Wasserkontamination

Water contamination

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12976-2:2006 - Kapitel 5.4.
Performance and boundary conditions acc. to EN 12976-2:2006 – chapter 5.4.

Prüfung: 01.08.2012
Test: 01/08/2012

Ergebnis: Die in EN 12976-2:2006 - Kapitel 5.4 geforderten Kriterien werden erfüllt.
Conclusion: Criteria acc. to EN 12976-2:2006 - chapter 5.4 are fulfilled.

6 Sicherheitsausrüstung

Safety equipment

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12976-2:2006 – Kapitel 5.6.
Performance and boundary conditions acc. to EN 12976-2:2006 – chapter 5.6.

Prüfung: 01.08.2012
Test: 01/08/2012

Sicherheitsventil *Safety valve*	nicht benötigt *not required*
Sicherheits- und Ausdehnungsleitungen *Safety lines and expansion lines*	nicht benötigt *not required*
Ausblaseleitungen *Blow off lines*	vorhanden *existent*

Ergebnis: Die in EN 12976-2:2006 - Kapitel 5.6 geforderten Kriterien werden erfüllt.
Conclusion: Criteria acc. to EN 12976-2:2006 - chapter 5.6 are fulfilled.

7 Beschilderung

Marking

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12976-2:2006 – Kapitel 5.7.
Performance and boundary conditions acc. to EN 12976-2:2006 – chapter 5.7.

Prüfung: 01.08.2012
Test: 01/08/2012

Kennzeichnung der Anlage
System identification

Typenschild System *system label*	vorhanden *existent*

Ergebnis: Die in EN 12976-2:2006, Kapitel 5.7 geforderten Kriterien werden erfüllt.
Conclusion: Criteria acc. to EN 12976-2:2006, chapter 5.7 are fulfilled.

8 Leistungsprüfung

Thermal performance test

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12976-2:2006 – Kapitel 5.8.
Performance and boundary conditions acc. to EN 12976-2:2006 – chapter 5.8.

Prüfverfahren: ISO/DIS 9459-5:2007 (Dynamischer Systemtest; DST)
Test method: ISO/DIS 9459-5:2007 (Dynamic system test; DST)

Ergebnisse:
Test results:

Modellparameter (inkl. Standardabweichung) für TZ58/1800-18 *Model parameters (incl. standard deviations) for TZ58/1800-18*					
A_c* [m²]	u_c* [W/(m²K)]	U_S [W/K]	C_S [MJ/K]	D_L [-]	S_C [-]
1.589	-	3.298	0.898	0.352	-
± 0.018	-	± 0.150	± 0.010	± 0.036	-

A_c*	[m²]	Modellparameter für die effektive Kollektorfläche *effective collector loop area*
u_c*	[W/(m²K)]	Modellparameter für den effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten des gesamten Kollektorkreislaufs *effective collector loop heat loss coefficient*
U_s	[W/K]	Modellparameter für die Wärmeverlustrate des Speichers *heat loss rate of the store*
C_s	[MJ/K]	Modellparameter für die Wärmekapazität des Speichers *thermal heat capacity of the store*
D_L	[-]	Hilfsgröße zur Charakterisierung der Mischvorgänge im Speicher während der Entnahme *mixing constant, describing mixing effects during draw-off*
S_c	[-]	Modellparameter zur Beschreibung der thermisch geschichteten Beladung im Speicher *collector loop stratification parameter*

Hinweis: Der erste Durchlauf der Parameteridentifikation wurde mit dem Modellparameter zur Beschreibung der thermisch geschichteten Beladung im Speicher, S_c, durchgeführt. Da das Ergebnis dieses Wertes in derselben Größenordnung wie seine Standardabweichung lag, wurde eine erneute Parameteridentifikation ohne den Parameter S_c durchgeführt. Ebenso wurde aus gleichen Gründen mit dem Parameter zur Charakterisierung der Wärmedurchgangskoeffizienten des gesamten Kollektorkreislaufes u_c* verfahren.

Remark: *The first run of the parameter identification was performed with the S_c-switch turned on. As the parameter of the collector loop stratification was to the same power as its standard deviation, the parameter identification was repeated with the S_c-switch turned off. Similar procedure for similar reason was performed with the effective collector loop heat loss coefficient u_c*.*

9 Ertragsberechnung

Thermal performance characterization

Unter Verwendung des Rechenmodells nach ISO 9495-5:2007 wird in Verbindung mit den bei der Prüfung ermittelten Kennwerten das thermische Verhalten der Solaranlage simuliert und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet.

By using the numerical model according to ISO 9459-5:2007 and the parameter determined by the test of the system, the thermal behaviour of the thermal solar system is simulated and the annual energy gain of the system is calculated for reference weather data and standardised hot water draw-off profiles.

Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung
Reference conditions for performance characterisation

Kollektorausrichtung *collector orientation*	Süd *South*
Wetterdaten *weather data*	Stockholm, Würzburg, Davos, Athen *Stockholm, Würzburg, Davos, Athen*
Warmwasserverbrauch *hot water demand*	170 - 300 Liter / Tag, Entnahme um 18^{00} jahreszeitabhängige Kaltwassertemperatur Warmwassertemperatur: 45 °C *170 - 300 liters / day, draw of at: 18^{00}* *seasonal depending cold water temperature* *hot water demand temperature: 45 °C*
Bemessungslast des Systems *design load of system*	200 Liter / Tag *200 liters / day*
Speicherumgebungstemperatur *ambient temperature of store*	Außentemperatur *Outside temperature*

Thermische Leistungskenngröße
Performance indicator

solarer Deckungsanteil [-]
solar fraction [-]

$$f_{sol} = \frac{Q_L}{Q_d}$$

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	9438	4898	0	0.519
Würzburg (49.5° N)	9047	5129	0	0.567
Davos (46.8° N)	10243	7385	0	0.721
Athen (38.0° N)	7024	5963	0	0.849

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	11103	5274	0	0.475
Würzburg (49.5° N)	10643	5577	0	0.524
Davos (46.8° N)	12050	7857	0	0.652
Athen (38.0° N)	8263	6619	0	0.801

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	13879	5607	0	0.404
Würzburg (49.5° N)	13304	6027	0	0.453
Davos (46.8° N)	15063	8224	0	0.546
Athen (38.0° N)	10329	7478	0	0.724

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	16655	5796	0	0.348
Würzburg (49.5° N)	15965	6210	0	0.389
Davos (46.8° N)	18075	8423	0	0.466
Athen (38.0° N)	12395	8180	0	0.660

10 Rücklaufschutz

Reverse flow protection

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12976-2:2006 – Kapitel 5.10.
Performance and boundary conditions acc. to EN 12976-2:2006 – chapter 5.10.

Prüfung: 01.08.2012
Test: 01/08/2012

Ergebnis: Die in EN 12976-2:2006, Kapitel 5.10 geforderten Kriterien werden erfüllt.
Hinweis: Rücklaufschutz erfüllt, da Speicher oberhalb Kollektor montiert (Thermosiphon).
Conclusion: Criteria acc. to EN 12976-2:2006 - chapter 5.10 are fulfilled
Remarks: Reverse flow protection fulfilled, as the storage tank is mounted on top of the collector (thermo siphon).

11 Elektrische Sicherheit

Electrical safety

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12976-2:2006 – Kapitel 5.11.
Performance and boundary conditions acc. to EN 12976-2:2006 – chapter 5.11.

Prüfung: 01.08.2012
Test: 01/08/2012

Ergebnis: Die in EN 12976-2:2006, Kapitel 5.11 geforderten Kriterien werden erfüllt.
Conclusion: Criteria acc. to EN 12976-2:2006 - chapter 5.11 are fulfilled.

12 Zusammenfassung

Summary

Die Prüfung der Anlage erfolgte nach EN 12976-2:2006 "Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile – Vorgefertigte Anlagen - Teil 2: Prüfverfahren".

The test of the system was performed according to EN 12976-2:2006 „Thermal solar systems and components – Factory made systems – Part 2: Test methods“.

Art der Prüfung ***Type of test***	**Ergebnis** ***Result***
Frostbeständigkeit *Freeze resistance*	Prüfung entfällt *No test required*
Übertemperaturschutz *Over temperature protection*	Keine Fehler nach EN 12976-2:2006 *No failure acc. to EN 12976-2:2006*
Druckbeständigkeit *Pressure resistance*	Keine Fehler nach EN 12976-2:2006 *No failure acc. to EN 12976-2:2006*
Wasserkontamination *Water contamination*	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt *Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled*
Sicherheitsausrüstung *Safety equipment*	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt *Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled*
Beschilderung *Marking*	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt *Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled*
Leistungsprüfung *Thermal performance test*	Ergebnisse siehe Abschnitt 8 *results see chapter 8*
Ertragsberechnung *Thermal performance characterisation*	Ergebnisse siehe Abschnitt 9 *results see chapter 9*
Rücklaufschutz *Reverse flow protection*	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt *Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled*
Elektrische Sicherheit *Electrical safety*	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt *Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled*

13 Prüfverfahren

Test method

Die Prüfung der Anlage erfolgte nach der EN 12976-2:2006 "Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile – Vorgefertigte Anlagen – Teil 2: Prüfverfahren". Die Ermittlung der Wärmeleistung wurde nach ISO 9459-5:2007 (DST Verfahren) durchgeführt. Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.

The test of the system has been carried out according to EN 12976-2:2006 "Thermal solar systems and components – Factory made systems – Part 2: Test methods". The thermal performance characterisation has been carried out according to ISO 9459-5:2007 (DST method). Water was used as heat transfer fluid.

Eingang Prüfling *Receipt of test sample*	05.10.11 *10/05/2011*
Identifikation Prüfling *Identification of test sampl*	11SYS93 *11SYS93*
Prüfzeitraum *Test period*	10.10.2011 – 01.09.2012 *10/10/2011 – 09/01/2012*
Prüfer *Test engineer*	Dipl.-Ing. F. Bertsch, Dipl.-Ing. S. Kobelt

Stuttgart, den 06.12.2012

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse

Annex A: Presentation of measured data and test results

Messsequenzen gemäß ISO 9459:2007, Teil 5
Measurement sequences according to ISO 9459:2007, part 5

Detaillierte Darstellung der Prüfergebnisse gemäß ISO 9459:2007, Teil 5
Detailed presentation of test results according to ISO 9459:2007, Part 5

			Number									Meteorological conditions (average values)			
Seq.No.	Filename	Sequence type	days	A-days	A-valid	B-days	B-valid	S-days	S-valid	x-days	x-valid	$\vartheta_{C,amb}$ [°C]	$\vartheta_{S,amb}$ [°C]	$E_{C,glob}$ [W/m²]	v_C [m/s]
1	**1193sol2**	SolA	3	3	3							19.2	19.2	297	0.1
2	**1193sol3**	SolA	3	3	3							27.7	27.7	301	0.3
3	**1193sol4**	SolB	3			3	3					18.7	18.7	204	0.1
4	**1193sto1**	Store	4			2	2	2	2			22.3	22.3	118	0.2

Die Anlagenkennwerte, Standardabweichung und Korrelationsmatrix
System parameters, standard deviations and cross correlation matrix

A_C* [m²]	u_C* [W/(m²K)]	U_S [W/K]	C_S [MJ/K]	D_L [-]	S_C [-]
1.589	-	3.298	0.898	0.352	-
± 0.018	-	± 0.150	± 0.010	± 0.036	-
Cross correlation matrix					
1.0000000	-	0.7497103	0.3289766	0.1689298	-
0.0000000	-	0.0000000	0.0000000	0.0000000	-
0.7497103	-	1.0000000	0.2138970	-0.2274586	-
0.3289766	-	0.2138970	1.0000000	0.0785868	-
0.1689298	-	-0.2274586	0.0785868	1.0000000	-
1.0000000	-	0.7497103	0.3289766	0.1689298	-

Anhang B: Solar Keymark Scheme Rules für System Familien

Annex B: Solar Keymark Scheme rules for system families

Die Einteilung der einzelnen Anlagen bzw. Familienmitglieder der Systemfamilie erfolgt anhand der Solar Keymark Scheme rules Version 11.04, Anhang D. Im Folgenden werden die Unterschiede der jeweiligen Familienmitglieder beschrieben. Die Anlageneigenschaften entsprechen denen der vollständig geprüften und in diesem Bericht beschriebenen Anlage vom Typ TZ58/1800-18 (Referenz-system), sofern nicht anders spezifiziert.
Die Ergebnisse der Ertragsberechnungen für die jeweiligen Anlagen bzw. Familienmitglieder sind im Folgenden gemeinsam mit der Beschreibung der entsprechenden Anlagen aufgeführt.

The systems being part of one system family are classified according to the Solar Keymark Scheme rules version 11.04, appendix D. The specific differences of each family member are described below. If not specified differently the system specifications of the system TZ58/1800-18 (reference system) which was tested completely and is described in this report apply.
The results of the thermal performance characterizations determined of each system are reported together with the description of the system.

Übersicht aller Mitglieder der Systemfamilie

Overview of all members of the system family

Typ *type*	Nenn-volumen Speicher *nominal store volume* V [l]	Anzahl der Vakuum-Röhren *number of vacuum tubes* [-]	Gesamtkollektor-fläche (Brutto) *total collector area (gross area)* A [m²]	Verhältnis von Gesamtkollektor-fläche zu Nenn-volumen Speicher ratio of total collector area to nominal store volume $(A/V)_{sys}$ [m²/m³]	Betrag der Differenz von *Absolute value of difference from* $(A/V)_{sys}$ - $(A/V)_{average}$ [m²/m³]
TZ58/1800-12	120	12	2.18	13.75	0.04
TZ58/1800-14	140	14	2.54	13.86	0.07
TZ58/1800-16	160	16	2.91	13.75	0.04
TZ58/1800-18	180	18	3.27	13.78	0.01
TZ58/1800-20	200	20	3.63	13.80	0.01
TZ58/1800-24	240	24	4.36	13.79	0.00
TZ58/1800-30	300	30	5.45	13.80	0.01
Arithmetischer Mittelwert der Verhältnisse $(A/V)_{sys}$: $(A/V)_{average}$ [m²/m³] *Arithmetical mean of the ratios of $(A/V)_{sys}$: $(A/V)_{average}$ [m²/m³]*					13.79

Anhang B1: Typ TZ58/1800-12

Annex B1: Type TZ58/1800-12

Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor
Collector

Anzahl der Vacuum-Röhren *no. of vacuum tubes*	12 *12*
Gesamtkollektorfläche (Brutto) *total collector area (gross area)*	2,18 m² *2.18 m²*

Speicher:
Store:

Nennvolumen *nominal volume*	120 l *120 l*
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): *length x diameter (with insulation):*	ca. 846 x 475 mm *approx. 846x 475 mm*
Effektives Volumen *effective volume*	146 l (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers C_s) *146l (determined by using the thermal heat capacity of the store C_s)*

Skalierung & Ertragsberechnung TZ58/1800-12

Up-and-down scaling & thermal performance characterization TZ58/1800-12

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage TZ58/1800-18.
Performance and boundary conditions acc. to Solar Keymark Scheme rules version 11.04, appendix D. Up and down scaling based on the results of the system TZ58/1800-18.

Ergebnisse:
Test results:

Modellparameter für TZ58/1800-12
Model parameters for TZ58/1800-12

A_c* [m²]	u_c* [W/(m²K)]	U_S [W/K]	C_S [MJ/K]	D_L [-]
1.145	2.758	1.766	0.605	0.301

Unter Verwendung des Rechenmodells nach ISO 9495-5:2007 wird in Verbindung mit den durch eine Skalierung ermittelten Modellparametern das thermische Verhalten der Solaranlage simuliert. Der Modellparameter u_c* wird nach Solar Keymark Scheme rules berechnet. Daher ergibt sich hier ein von Null abweichender Wert (vergl. Abschnitt 8). Unter Verwendung der berechneten Modellparameter A_c* und u_c* werden die Modellparameter U_s, C_s und D_L mit dem Rechenmodell nach ISO 9495-5:2007 ermittelt. Der Jahresenergieertrag der Anlage wird für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

By using the numerical model according to ISO 9459-5:2007 and the model parameters determined by means of scaling the thermal behavior of the thermal solar system is simulated. Using the procedure described in the Solar Keymark Scheme rules the parameter u_c is calculated. This leads to a value different from zero (compare chapter 8). Using the calculated model parameters A_c* and u_c* the model parameters U_s, C_s and D_L are determined by the numerical model according to ISO 9459-5:2007. The annual energy gain of the system is calculated for reference weather data and standardized hot water draw-off profiles. For that purpose the reference conditions for performance characterization as specified in chapter 9 were used.*

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 110 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 110 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	6107	3334	0	0.546
Würzburg (49.5° N)	5854	3407	0	0.582
Davos (46.8° N)	6628	4991	0	0.753
Athen (38.0° N)	4545	3981	0	0.876

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 140 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 140 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	7772	3816	0	0.491
Würzburg (49.5° N)	7450	3963	0	0.532
Davos (46.8° N)	8435	5618	0	0.666
Athen (38.0° N)	5784	4714	0	0.815

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170 l/d *Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 l/d*				
Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	9438	4020	0	0.426
Würzburg (49.5° N)	9047	4225	0	0.467
Davos (46.8° N)	10243	5797	0	0.566
Athen (38.0° N)	7024	5211	0	0.742

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 l/d *Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 l/d*				
Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	11103	4075	0	0.367
Würzburg (49.5° N)	10643	4321	0	0.406
Davos (46.8° N)	12050	5820	0	0.483
Athen (38.0° N)	8263	5602	0	0.678

Anhang B2: TZ58/1800-14

Annex B2: TZ58/1800-14

Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor
Collector

Anzahl der Vacuum-Röhren *no. of vacuum tubes*	14 *14*
Gesamtkollektorfläche (Brutto) *total collector area (gross area)*	2,54 m² *2.54 m²*

Speicher:
Store:

Nennvolumen *nominal volume*	140 l *140 l*
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): *length x diameter (with insulation):*	ca. 987 x 475 mm *approx. 987x 475 mm*
Effektives Volumen *effective volume*	170 l (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers C_s) *170 l (determined by using the thermal heat capacity of the store C_s)*

Skalierung & Ertragsberechnung TZ58/1800-14

Up-and-down scaling & thermal performance characterization TZ58/1800-14

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage TZ58/1800-18.
Performance and boundary conditions acc. to Solar Keymark Scheme rules version 11.04, appendix D. Up and down scaling based on the results of the system TZ58/1800-18.

Ergebnisse:
Test results:

Modellparameter für TZ58/1800-14
Model parameters for TZ58/1800-14

A_c* [m²]	u_c* [W/(m²K)]	U_S [W/K]	C_S [MJ/K]	D_L [-]
1.347	2.758	2.060	0.706	0.301

Unter Verwendung des Rechenmodells nach ISO 9495-5:2007 wird in Verbindung mit den durch eine Skalierung ermittelten Modellparametern das thermische Verhalten der Solaranlage simuliert. Der Modellparameter u_c* wird nach Solar Keymark Scheme rules berechnet. Daher ergibt sich hier ein von Null abweichender Wert (vergl. Abschnitt 8). Unter Verwendung der berechneten Modellparameter A_c* und u_c* werden die Modellparameter U_s, C_s und D_L mit dem Rechenmodell nach ISO 9495-5:2007 ermittelt. Der Jahresenergieertrag der Anlage wird für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

By using the numerical model according to ISO 9459-5:2007 and the model parameters determined by means of scaling the thermal behavior of the thermal solar system is simulated. Using the procedure described in the Solar Keymark Scheme rules the parameter u_c is calculated. This leads to a value different from zero (compare chapter 8). Using the calculated model parameters A_c* and u_c* the model parameters U_s, C_s and D_L are determined by the numerical model according to ISO 9459-5:2007. The annual energy gain of the system is calculated for reference weather data and standardized hot water draw-off profiles. For that purpose the reference conditions for performance characterization as specified in chapter 9 were used.*

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 140 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 140 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	Q_d [MJ/a]	Q_L [MJ/a]	Q_{par} [MJ/a]	f_{sol} [-]
Stockholm (59.6° N)	7772	4111	0	0.529
Würzburg (49.5° N)	7450	4224	0	0.567
Davos (46.8° N)	8435	6124	0	0.726
Athen (38.0° N)	5784	4963	0	0.858

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	Q_d [MJ/a]	Q_L [MJ/a]	Q_{par} [MJ/a]	f_{sol} [-]
Stockholm (59.6° N)	9438	4558	0	0.483
Würzburg (49.5° N)	9047	4740	0	0.524
Davos (46.8° N)	10243	6688	0	0.653
Athen (38.0° N)	7024	5661	0	0.806

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	11103	4719	0	0.425
Würzburg (49.5° N)	10643	4970	0	0.467
Davos (46.8° N)	12050	6820	0	0.566
Athen (38.0° N)	8263	6131	0	0.742

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	13879	4788	0	0.345
Würzburg (49.5° N)	13304	5082	0	0.382
Davos (46.8° N)	15063	6838	0	0.454
Athen (38.0° N)	10329	6745	0	0.653

Anhang B3: TZ58/1800-16

Annex B3: TZ58/1800-16

Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor
Collector

Anzahl der Vacuum-Röhren *no. of vacuum tubes*	16 *16*
Gesamtkollektorfläche (Brutto) *total collector area (gross area)*	2,91 m² *2.91 m²*

Speicher:
Store:

Nennvolumen *nominal volume*	160 l *160 l*
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): *length x diameter (with insulation):*	ca. 1128 x 475 mm *approx. 1128 x 475 mm*
Effektives Volumen *effective volume*	195 l (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers C_s) *195 l (determined by using the thermal heat capacity of the store C_s)*

Skalierung & Ertragsberechnung TZ58/1800-16

Up-and-down scaling & thermal performance characterization TZ58/1800-16

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage TZ58/1800-18.
Performance and boundary conditions acc. to Solar Keymark Scheme rules version 11.04, appendix D. Up and down scaling based on the results of the system TZ58/1800-18.

Ergebnisse:
Test results:

Modellparameter für TZ58/1800-16
Model parameters for TZ58/1800-16

A_c* [m²]	u_c* [W/(m²K)]	U_S [W/K]	C_S [MJ/K]	D_L [-]
1.527	2.758	2.355	0.807	0.301

Unter Verwendung des Rechenmodells nach ISO 9495-5:2007 wird in Verbindung mit den durch eine Skalierung ermittelten Modellparametern das thermische Verhalten der Solaranlage simuliert. Der Modellparameter u_c* wird nach Solar Keymark Scheme rules berechnet. Daher ergibt sich hier ein von Null abweichender Wert (vergl. Abschnitt 8). Unter Verwendung der berechneten Modellparameter A_c* und u_c* werden die Modellparameter U_S, C_S und D_L mit dem Rechenmodell nach ISO 9495-5:2007 ermittelt. Der Jahresenergieertrag der Anlage wird für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

By using the numerical model according to ISO 9459-5:2007 and the model parameters determined by means of scaling the thermal behavior of the thermal solar system is simulated. Using the procedure described in the Solar Keymark Scheme rules the parameter u_c is calculated. This leads to a value different from zero (compare chapter 8). Using the calculated model parameters A_c* and u_c* the model parameters U_s, C_s and D_L are determined by the numerical model according to ISO 9459-5:2007. The annual energy gain of the system is calculated for reference weather data and standardized hot water draw-off profiles. For that purpose the reference conditions for performance characterization as specified in chapter 9 were used.*

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	9438	4841	0	0.513
Würzburg (49.5° N)	9047	5003	0	0.553
Davos (46.8° N)	10243	7170	0	0.700
Athen (38.0° N)	7024	5900	0	0.840

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	11103	5218	0	0.470
Würzburg (49.5° N)	10643	5449	0	0.512
Davos (46.8° N)	12050	7640	0	0.634
Athen (38.0° N)	8263	6544	0	0.792

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	13879	5413	0	0.390
Würzburg (49.5° N)	13304	5734	0	0.431
Davos (46.8° N)	15063	7757	0	0.515
Athen (38.0° N)	10329	7261	0	0.703

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	16655	5446	0	0.327
Würzburg (49.5° N)	15965	5763	0	0.361
Davos (46.8° N)	18075	7754	0	0.429
Athen (38.0° N)	12395	7796	0	0.629

Anhang B4: TZ58/1800-20

Annex B4: TZ58/1800-20

Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor
Collector

Anzahl der Vacuum-Röhren *no. of vacuum tubes*	20 *20*
Gesamtkollektorfläche (Brutto) *total collector area (gross area)*	3,63 m² *3.63 m²*

Speicher:
Store:

Nennvolumen *nominal volume*	200 l *200 l*
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): *length x diameter (with insulation):*	ca. 1410 x 475 mm *approx. 1410 x 475 mm*
Effektives Volumen *effective volume*	243 l (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers C_s) *243 l (determined by using the thermal heat capacity of the store C_s)*

Skalierung & Ertragsberechnung TZ58/1800-20

Up-and-down scaling & thermal performance characterization TZ58/1800-20

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage TZ58/1800-18.
Performance and boundary conditions acc. to Solar Keymark Scheme rules version 11.04, appendix D. Up and down scaling based on the results of the system TZ58/1800-18.

Ergebnisse:
Test results:

Modellparameter für TZ58/1800-20
Model parameters for TZ58/1800-20

A_c* [m²]	u_c* [W/(m²K)]	U_S [W/K]	C_S [MJ/K]	D_L [-]
1.916	2.758	2.943	1.009	0.301

Unter Verwendung des Rechenmodells nach ISO 9495-5:2007 wird in Verbindung mit den durch eine Skalierung ermittelten Modellparametern das thermische Verhalten der Solaranlage simuliert. Der Modellparameter u_c* wird nach Solar Keymark Scheme rules berechnet. Daher ergibt sich hier ein von Null abweichender Wert (vergl. Abschnitt 8). Unter Verwendung der berechneten Modellparameter A_c* und u_c* werden die Modellparameter U_s, C_s und D_L mit dem Rechenmodell nach ISO 9495-5:2007 ermittelt. Der Jahresenergieertrag der Anlage wird für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

By using the numerical model according to ISO 9459-5:2007 and the model parameters determined by means of scaling the thermal behavior of the thermal solar system is simulated. Using the procedure described in the Solar Keymark Scheme rules the parameter u_c is calculated. This leads to a value different from zero (compare chapter 8). Using the calculated model parameters A_c* and u_c* the model parameters U_s, C_s and D_L are determined by the numerical model according to ISO 9459-5:2007. The annual energy gain of the system is calculated for reference weather data and standardized hot water draw-off profiles. For that purpose the reference conditions for performance characterization as specified in chapter 9 were used.*

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 l/d *Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 l/d*				
Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	11103	5862	0	0.528
Würzburg (49.5° N)	10643	6024	0	0.566
Davos (46.8° N)	12050	8724	0	0.724
Athen (38.0° N)	8263	7073	0	0.856

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 l/d *Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 l/d*				
Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	13879	6537	0	0.471
Würzburg (49.5° N)	13304	6825	0	0.513
Davos (46.8° N)	15063	9565	0	0.635
Athen (38.0° N)	10329	8191	0	0.793

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	16655	6762	0	0.406
Würzburg (49.5° N)	15965	7136	0	0.447
Davos (46.8° N)	18075	9706	0	0.537
Athen (38.0° N)	12395	8924	0	0.720

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 400 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 400 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	22206	6817	0	0.307
Würzburg (49.5° N)	21286	7237	0	0.340
Davos (46.8° N)	24100	9712	0	0.403
Athen (38.0° N)	16526	9949	0	0.602

Anhang B5: TZ58/1800-24

Annex B5: TZ58/1800-24

Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor
Collector

Anzahl der Vacuum-Röhren *no. of vacuum tubes*	24 *24*
Gesamtkollektorfläche (Brutto) *total collector area (gross area)*	4,36 m² *4.36 m²*

Speicher:
Store:

Nennvolumen *nominal volume*	240 l *240 l*
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): *length x diameter (with insulation):*	ca. 1692 x 475 mm *approx. 1692 x475 mm*
Effektives Volumen *effective volume*	291 l (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers C_s) *291 l (determined by using the thermal heat capacity of the store C_s)*

Skalierung & Ertragsberechnung TZ58/1800-24

Up-and-down scaling & thermal performance characterization TZ58/1800-24

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage TZ58/1800-18.
Performance and boundary conditions acc. to Solar Keymark Scheme rules version 11.04, appendix D. Up and down scaling based on the results of the system TZ58/1800-18.

Ergebnisse:
Test results:

Modellparameter für TZ58/1800-24
Model parameters for TZ58/1800-24

A_c* [m²]	u_c* [W/(m²K)]	U_S [W/K]	C_S [MJ/K]	D_L [-]
2.298	2.758	3.532	1.210	0.301

Unter Verwendung des Rechenmodells nach ISO 9495-5:2007 wird in Verbindung mit den durch eine Skalierung ermittelten Modellparametern das thermische Verhalten der Solaranlage simuliert. Der Modellparameter u_c* wird nach Solar Keymark Scheme rules berechnet. Daher ergibt sich hier ein von Null abweichender Wert (vergl. Abschnitt 8). Unter Verwendung der berechneten Modellparameter A_c* und u_c* werden die Modellparameter U_s, C_s und D_L mit dem Rechenmodell nach ISO 9495-5:2007 ermittelt. Der Jahresenergieertrag der Anlage wird für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

By using the numerical model according to ISO 9459-5:2007 and the model parameters determined by means of scaling the thermal behavior of the thermal solar system is simulated. Using the procedure described in the Solar Keymark Scheme rules the parameter u_c is calculated. This leads to a value different from zero (compare chapter 8). Using the calculated model parameters A_c* and u_c* the model parameters U_s, C_s and D_L are determined by the numerical model according to ISO 9459-5:2007. The annual energy gain of the system is calculated for reference weather data and standardized hot water draw-off profiles. For that purpose the reference conditions for performance characterization as specified in chapter 9 were used.*

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	Q_d [MJ/a]	Q_L [MJ/a]	Q_{par} [MJ/a]	f_{sol} [-]
Stockholm (59.6° N)	11103	6284	0	0.566
Würzburg (49.5° N)	10643	6396	0	0.601
Davos (46.8° N)	12050	9447	0	0.784
Athen (38.0° N)	8263	7395	0	0.895

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	Q_d [MJ/a]	Q_L [MJ/a]	Q_{par} [MJ/a]	f_{sol} [-]
Stockholm (59.6° N)	13879	7189	0	0.518
Würzburg (49.5° N)	13304	7423	0	0.558
Davos (46.8° N)	15063	10679	0	0.709
Athen (38.0° N)	10329	8738	0	0.846

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	16655	7844	0	0.471
Würzburg (49.5° N)	15965	8174	0	0.512
Davos (46.8° N)	18075	11478	0	0.635
Athen (38.0° N)	12395	9829	0	0.793

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 400 l/d

Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 400 l/d

Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	22206	8150	0	0.367
Würzburg (49.5° N)	21286	8642	0	0.406
Davos (46.8° N)	24100	11640	0	0.483
Athen (38.0° N)	16526	11205	0	0.678

Anhang B6: TZ58/1800-30

Annex B6: TZ58/1800-30

Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor *Collector*	
Anzahl der Vacuum-Röhren *no. of vacuum tubes*	30 *30*
Gesamtkollektorfläche (Brutto) *total collector area (gross area)*	5,45 m² *5.45 m²*
Speicher: *Store:*	
Nennvolumen *nominal volume*	300 l *300 l*
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): *length x diameter (with insulation):*	ca. 2115 x 475 mm *approx. 2115 x 475 mm*
Effektives Volumen *effective volume*	365 l (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers C_s) *365 l (determined by using the thermal heat capacity of the store C_s)*

Skalierung & Ertragsberechnung TZ58/1800-30

Up-and-down scaling & thermal performance characterization TZ58/1800-30

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage TZ58/1800-18.

Performance and boundary conditions acc. to Solar Keymark Scheme rules version 11.04, appendix D. Up and down scaling based on the results of the system TZ58/1800-18.

Ergebnisse:

Test results:

Modellparameter für TZ58/1800-30
Model parameters for TZ58/1800-30

A_c* [m²]	u_c* [W/(m²K)]	U_S [W/K]	C_S [MJ/K]	D_L [-]
2.874	2.758	4.415	1.513	0.301

Unter Verwendung des Rechenmodells nach ISO 9495-5:2007 wird in Verbindung mit den durch eine Skalierung ermittelten Modellparametern das thermische Verhalten der Solaranlage simuliert. Der Modellparameter u_c* wird nach Solar Keymark Scheme rules berechnet. Daher ergibt sich hier ein von Null abweichender Wert (vergl. Abschnitt 8). Unter Verwendung der berechneten Modellparameter A_c* und u_c* werden die Modellparameter U_s, C_s und D_L mit dem Rechenmodell nach ISO 9495-5:2007 ermittelt. Der Jahresenergieertrag der Anlage wird für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

By using the numerical model according to ISO 9459-5:2007 and the model parameters determined by means of scaling the thermal behavior of the thermal solar system is simulated. Using the procedure described in the Solar Keymark Scheme rules the parameter u_c is calculated. This leads to a value different from zero (compare chapter 8). Using the calculated model parameters A_c* and u_c* the model parameters U_s, C_s and D_L are determined by the numerical model according to ISO 9459-5:2007. The annual energy gain of the system is calculated for reference weather data and standardized hot water draw-off profiles. For that purpose the reference conditions for performance characterization as specified in chapter 9 were used.*

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 l/d *Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 l/d*				
Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	13879	7855	0	0.566
Würzburg (49.5° N)	13304	7996	0	0.601
Davos (46.8° N)	15063	11809	0	0.784
Athen (38.0° N)	10329	9244	0	0.895

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 l/d *Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 l/d*				
Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	16655	8794	0	0.528
Würzburg (49.5° N)	15965	9036	0	0.566
Davos (46.8° N)	18075	13068	0	0.723
Athen (38.0° N)	12395	10610	0	0.856

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 400 l/d *Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 400 l/d*				
Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	22206	9948	0	0.448
Würzburg (49.5° N)	21286	10430	0	0.490
Davos (46.8° N)	24100	14460	0	0.600
Athen (38.0° N)	16526	12675	0	0.767

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 600 l/d *Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 600 l/d*				
Standort (Breitengrad) *Location (latitude)*	**Q_d** [MJ/a]	**Q_L** [MJ/a]	**Q_{par}** [MJ/a]	**f_{sol}** [-]
Stockholm (59.6° N)	33309	10226	0	0.307
Würzburg (49.5° N)	31929	10856	0	0.340
Davos (46.8° N)	36150	14568	0	0.403
Athen (38.0° N)	24789	14898	0	0.601

Anhang C: Symbole und Abkürzung

Annex C: Symbols and abbreviations

A	[m²]	Gesamtkollektorfläche (Apertur) *Total collector area (aperture)*
A_c^*	[m²]	Modellparameter für die Wärmekapazität des Speichers *thermal heat capacity of the store*
$(A/V)_{sys}$	[m²/m³]	Verhältnis von Gesamtkollektorfläche zu Nennvolumen Speicher einer Anlage *ratio of total collector area to nominal store volume of one system*
$(A/V)_{average}$	[m²/m³]	Durchschnittliches Verhältnis von Gesamtkollektorfläche zu Nennvolumen Speicher *Average ratio of total collector area to nominal store volume*
C_s	[MJ/K]	Modellparameter für die Wärmekapazität des Speichers *thermal heat capacity of the store*
D_L	[-]	Hilfsgröße zur Charakterisierung der Mischvorgänge im Speicher während der Entnahme *mixing constant, describing mixing effects during draw-off*
$E_{C,glob}$	[W/m²]	mittlere Betrahlungsstärke in Kollektorebene *average global radiation in collector plane*
f_{sol}	[-]	Solarer Deckungsanteil *solar fraction*
Q_d	[MJ/a]	Wärmebedarf *heat demand*
Q_L	[MJ/a]	von der solaren Heizungsanlage gelieferte Wärme (Last) *heat delivered by the solar heating system (load)*
Q_{par}	[MJ/a]	Hilfsenergie (elektrisch) für Pumpe(n) des Kollektorkreislaufs und der Regelungsbaugruppe *parasitic energy (electricity) for the collector loop pump(s) and control unit*
S_c	[-]	Modellparameter zu Beschreibung der thermisch geschichteten Beladung im Speicher *collector loop stratification parameter*
u_c^*	[W/(m²K)]	Modellparameter für den effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten des gesamten Kollektorkreislaufs *effective collector loop heat loss coefficient*
U_s	[W/K]	Modellparameter für die Wärmeverlustrate des Speichers *heat loss rate of the store*
V	[m³]	Nennvolumen Speicher *Nominal store volume*
V_C	[m/s]	mittlere Windgeschwindigkeit in Kollektorebene *average wind speed in collector plane*
$\vartheta_{c,amb}$	[°C]	mittlere Kollektortemperatur *average collector temperature*
$\vartheta_{s,amb}$	[°C]	mittlere Speicherumgebungstemperatur *average store temperature*

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Zuverlässigkeit, Sicherheit und Wärmeleistung von vorgefertigten thermischen Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung

Test Report

Durability, Safety and Thermal Performance of Factory Made Thermal Solar Domestic Hot Water Systems

nach SRCC Standard 300-12
according to SRCC Standard 300-12

Prüfbericht-Nr.: 11SYS98
Test Report No.: 11SYS98

Stuttgart, den 10.08.2012
Stuttgart, August 10th, 2012

Hersteller *manufacturer*	**PAPAEMMANOUEL-SA** **1st. Km. Inofyta-St. Thomas** **32011 Inofyta-Viotia** **Greece**
Fabrikat *brand*	**SOLAR FLAME**
Typ *type*	**300ABL450** *300ABL450*
Herstelljahr *year of production*	**2011**

Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis
Table of Contents

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben) 3
General specifications (acc. to manufacturer) 3
2 Eingangsprüfung 7
Receiving inspection 7
3 Innendruckprüfung (vor der Exposition) 7
Static pressure test (prior to exposure) 7
4 Exposition 8
Exposure test 8
5 Schneller äußerer Temperaturwechsel 9
Thermal shock / water spray test 9
6 Schneller innerer Temperaturwechsel 10
Thermal shock / cold fill test 10
7 Wärmetechnische Kenngrößen des Speichers 11
Thermal parameters of store 11
8 Innendruckprüfung (nach der Speicherprüfung) 13
Static pressure test (after thermal test of store) 13
9 Funktionstest des Systems 14
Operation test of system 14
10 Endkontrolle 14
Disassembly and final inspection 14
11 Prüfverfahren 15
Test method 15
Anhang A: Symbole und Abkürzung 16
Annex A: Symbols and abbreviations 16

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)

General specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	PAPAEMMANOUEL-SA 1st. Km. Inofyta-St. Thomas 32011 Inofyta-Viotia Greece
Fabrikat *brand*	SOLAR FLAME *SOLAR FLAME*
Ansprechpartner *contact person*	**Mr. Manos Monogios** e-mail: exports@papaemmanouel.gr
Typ *type*	300ABL450 *300ABL450*
Herstellnummer *serial number*	Keine (separate Herstellnummer für Speicher und Kollektor) *none (separate serial number for store and collector)*
Serienprodukt oder Prototyp *serial product or prototype*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr *year of production*	2011 *2011*

Anlagenbeschreibung
Description of the system

Die untersuchte Solaranlage arbeitet nach dem Prinzip des Naturumlaufs (Thermosiphon). Die Anlage besteht aus drei Kollektoren der Solar Flame Serie und einem über den Kollektoren angebrachten Speicher mit Mantelwärmeübertrager. Der Speicher kann auf dem Dach oder einer Aufständerung montiert werden. Kollektoren und Mantelwärme-übertrager bilden einen geschlossenen hydraulischen Kreislauf, in dem eine Mischung aus Wasser und Propylenglykol als Wärmeträgermedium eingesetzt wird.

The system under investigation uses the thermosiphon principle to transfer the solar energy to the storage tank. The system consists of a store with jacket heat exchanger and three flat plate collectors of the Solar Flame type. The store can be mounted on the roof or a support rig. The collectors and the jacket heat exchanger form a closed circuit in which a mixture of propylene glycol and water is used as heat transfer fluid.

Nennvolumen Speicher BA11CC *nominal store volume BA11CC*	300 l *300 l*
Anzahl Kollektoren *no. of collectors*	3 *3*
Gesamtkollektorfläche (Apertur) *total collector area (aperture)*	4,14 m² *4.14 m²*

Kollektor – Solar Flame
Collector – Solar Flame

Typ: *type*	ASL0580-S86RS *ASL0580-S86RS*
Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate*
Länge: *length:*	1481 mm (von Prüflabor bestimmt) *1481 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1011 mm (von Prüflabor bestimmt) *1011 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	87 mm (von Prüflabor bestimmt) *87 mm (determined by test laboratory)*
Bruttofläche: *gross area:*	1,50 m² (von Prüflabor bestimmt) *1.50 m² (determined by test laboratory)*
Aperturfläche: *aperture area:*	1,38 m² (von Prüflabor bestimmt) *1.38 m² (determined by test laboratory)*
Absorberfläche: *absorber area:*	1,38 m² (von Prüflabor bestimmt) *1.38 m² (determined by test laboratory)*
Gewicht: *weight:*	28 kg *28 kg*
Herstelljahr *year of production*	2011 *2011*
Herstellernummern *serial no.*	030811ASL0580S86RS150.016 030811ASL0580S86RS150.013 030811ASL0580S86RS150.004 *030811ASL0580S86RS150.016* *030811ASL0580S86RS150.013* *030811ASL0580S86RS150.004*

Prüfungen des Kollektors
Collector tests

EN 12975-2:2006 *EN 12975-2:2006*	Prüfbericht ITW 10COL972 und 10COL973Q vom 02.08.2011 *Test report ITW 10COL972 and 10COL973Q, dated August 2nd 2011*
Solar-Keymark *Solar Keymark*	erteilt durch DIN CERTCO, Nr. 011-7S1674 F *issued by DIN CERTCO, No. 011-7S1674 F*
SRCC Standard 100-08 *SRCC Standard 100-08*	Prüfbericht ITW 10COL971S vom 30.09.2011 *Test report ITW 10COL971S dated September 30th 2011*

Speicher Solar Flame 300
Store Solar Flame 300

Typ: *type*	BA11CC-300 *BA11CC-300*
Bauart: *type:*	emaillierter Stahlspeicher *enamelled steel tank*
Länge x Durchmesser: *length x diameter:*	ca. 1750 x 580 mm *ca. 1750 x 580 mm*
Nennvolumen Innentank: *nominal volume inner tank:*	256 l (von Prüflabor bestimmt) *256 l (determined by test laboratory)*
zulässige Betriebstemperatur: *max. operating temperature:*	99 °C *99 °C*
zulässiger Betriebsüberdruck: *max. operating pressure:*	10 bar *10 bar*
Wärmedämmung: *thermal insulation:*	Polyurethan, 50 mm (von Prüflabor bestimmt) *Polyurethane, 50 mm (determined by test laboratory)*
Wasserseitiger Korrosionsschutz: *corrosion protection:*	Magnesium Anode *magnesium anode*
Elektrische Zusatzheizung: *auxiliary electric backup heater:*	nicht vorhanden *non existent*
Wärmeübertrager Kollektorkreis: *solar loop heat exchanger:*	Mantel-Wärmeübertrager *jacket heat exchanger*
Volumen Wärmeübertrager Kollektorkreis: *volume solar loop heat exchanger:*	16.5 l (von Prüflabor bestimmt) *16.5 l (determined by test laboratory)*
Wärmeübertrager Trinkwasser: *drinking water heat exchanger:*	nicht vorhanden *non existent*
Herstelljahr *year of production*	2011 *2011*
Herstellernummer *serial no.*	110315BBAG-DE-300 1001 *110315BBAG-DE-300 1001*

Regelung *Controller:*	Nicht benötigt *not required*

Komponenten der Pumpen- und Sicherheitsbaugrupp
Pump and safety components:

Trinkwasserkreis
of drinking water circuit

Sicherheitsventil *safety valve*	Kombiniertes Druck-/ Temperaturventil *Combined pressure / temperature relief valve*
Öffnungsdruck / Öffnungstemperatur *relief pressure / relief temperature*	7 bar oder 95°C *7 bar or 95°C*
Brauchwassermischer *Cold water mixing device*	vorhanden *existent*

Solarkreis
solar circuit

Rückflussverhinderer *reverse flow protection*	nicht benötigt *not required*
Durchflussmesser *flow meter*	nicht vorhanden *non existent*
Absperrhahn *shut-off valve*	vorhanden *existent*
Sicherheitsventil *expansion valve*	Vorhanden, Ansprechdruck 2,0 bar *existent, relief pressure 2.0 bar*
Ausdehnungsgefäß *expansion vessel*	vorhanden *existent*
Kollektorkreispumpe *solar loop pump*	nicht benötigt *not required*

Prüfungen der Systemfamilie
System family tests

EN 12976-2:2006 *EN 12976-2:2006*	Prüfbericht ITW 11SYS87 vom 02.11.2011 *Test report ITW 11SYS87 dated November 2nd 2011*
Solar-Keymark *Solar Keymark*	erteilt durch DIN CERTCO, Nr. 011-7S1759 A *issued by DIN CERTCO, No. 011-7S1759 A*

2 Eingangsprüfung

Receiving inspection

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.2
Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 5.2.

Prüfung: 09.04.2011
Test: 04/09/2011

Ergebnis: Kollektor unbeschädigt, Speicher unbeschädigt
***Conclusion**: Collector is not damaged, store is not damaged*

3 Innendruckprüfung (vor der Exposition)

Static pressure test (prior to exposure)

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.3
Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 5.3.

Prüfung: 01.07.2011
Test: 07/01/2011

Wärmeübertrager Kollektorkreis
Heat exchanger collector loop

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
3.0	**4.5**	**15**

Druck Testbeginn *pressure at test begin* [bar]	Druck Testende *pressure at test end* [bar]	aufgetretene Fehler / Bemerkungen *failure / comments*
4.5	**4.5**	**keine / *none***

Speicher
Store

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
10.0	**15.0**	**15**

Druck Testbeginn *pressure at test begin* [bar]	Druck Testende *pressure at test end* [bar]	aufgetretene Fehler / Bemerkungen *failure / comments*
15.0	**14.9**	**keine / *none***

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 6
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 6*

4 Exposition

Exposure test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.4
Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 5.4

Expositionsdauer:	20.09.2011 – 27.11.2011	
	21.03.2012 – 28.03.2012 (Stuttgart, Deutschland, Außen)	77 Tage
Duration of exposure:	*09/20/2011 – 11/27/2012*	
	03/21/2012 – 03/28/2012 (Stuttgart, Germany, outdoor)	*77 days*

Einstrahlungssumme in Kollektorebene *Sum of hemispherical irradiation* [MJ/m²]	Anzahl Tage mit mehr als 17 MJ/m² *Number of days with more than 17 MJ/m²* [d]	Niederschlagssumme *Sum of rainfall* [l/m²]
1097	**32**	**45**

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 6
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 6*

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel

Thermal shock / water spray test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.5
Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 5.5

1. Prüfung: 21.09.2011
1. Test: 09/21/2011

Volumenstrom *Volume flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *Fluid temperature* [°C]	Mittlere Bestrahlungsstärke *Mean irradiance* [W/m²]	Mittlere Umgebungstemperatur *Mean ambient temperature* [°C]
2.2	**17**	**1000**	**19.0**

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 6
Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 6

2. Prüfung: 28.09.2011
2. Test: 09/28/2011

Volumenstrom *Volume flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *Fluid temperature* [°C]	Mittlere Bestrahlungsstärke *Mean irradiance* [W/m²]	Mittlere Umgebungstemperatur *Mean ambient temperature* [°C]
2.2	**19**	**977**	**22.6**

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 6
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 6*

6 Schneller innerer Temperaturwechsel

Thermal shock / cold fill test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.6
Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 5.6

Prüfung: 30.09.2011
Test: 09/30/2011

Volumenstrom *Volume flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *Fluid temperature* [°C]	Mittlere Bestrahlungsstärke *Mean irradiance* [W/m²]
1.6	**18**	**992**

Absorbertemperatur Anfang *Absorber temperature beginning* [°C]	Absorbertemperatur Ende *Absorber temperature end* [°C]	Mittlere Umgebungstemperatur *Mean ambient temperature* [°C]
Wurde nicht gemessen *Not measured*	Wurde nicht gemessen *Not measured*	**20.9**

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 6
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 6*

7 Wärmetechnische Kenngrößen des Speichers

Thermal parameters of store

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC TM-1-12, Kapitel 7
Execution and boundary conditions acc. to SRCC TM-1-12, chapter 7

Prüfung: 30.04. – 19.07.2012
Test: 04/30 – 07/19/2012

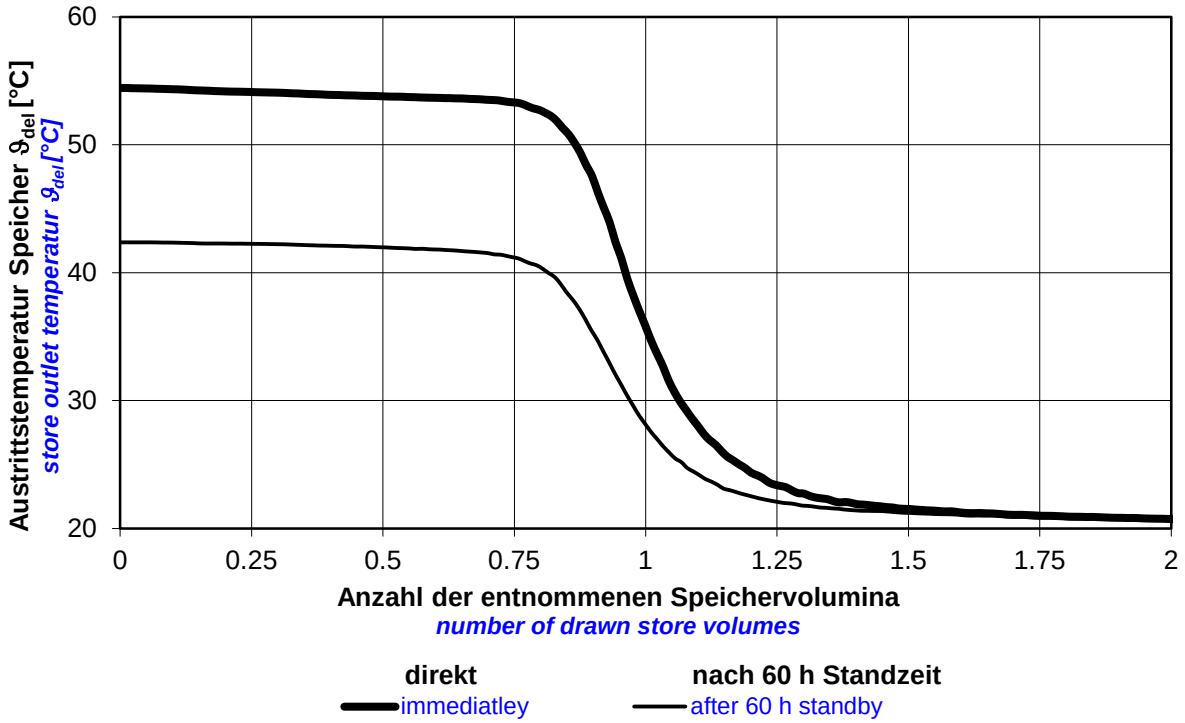


Abbildung 1: Entnahmeprofil (bei $\dot{V} \approx 600\ l/h$) sofort nach direkter Beladung sowie nach 60 Stunden Stillstand
***Figure 1**: Draw off profile (at $\dot{V} \approx 600\ l/h$) immediately after charging of the store and after a period of 60 hours*

Die Mittelwerte der Messung, sowie die Ergebnisse sind in nachfolgenden Tabellen aufgelistet.
The average values of the measurements and the calculated results are listed in the tables below.

Masse des Wärmeträgers *store fluid mass* (eq. 1) m_{store} [kg]	Kapazität des Speichers *capacity of store* (eq. 2) C_{store} [kJ/K]	Mittlere Konditionierungs-temperatur *average conditioning temperature* $T_{in,average}$ [K]	Mittlere Beladungs-temperatur *average charging temperature* $T_{store,average}$ [K]
272	**1 137.50**	**293.11**	**328.84**

Energieinhalt zu Begin *initial energy* (eq. 3) $Q_{initial}$ [kJ]	Übertragener Energieinhalt *delivered energy* (eq. 4) Q_{del} [kJ]	Wärmeverluste des Speichers *Thermal losses* (eq.5) Q_{loss} [kJ]	Mittlere Speicher-temperatur nach 60 Stunden *average store temperature after 60 houres* $T_{store,final}$ [K]	Mittlere Zapf-temperatur *mains cold water temperature* T_{mains} [K]
40 645	**26 068**	**14 577**	**316.01**	**293.10**

Sillstandszeit *time decay* t_{decay} [s]	Mittlere Umbegungs-temperatur *average ambient temperature* $T_{amb,average}$ [K]	Wärmeverlustrate *heat loss rate* (eq. 6) UA [W/K]
216 213	**293.12**	**2.34**

Zur Ermittlung der angegebenen Werte wurden folgende Gleichungen verwendet:
The following equations where used to determine the above mentioned values:

$$m_{store} = \rho_{fluid}(T_{mains}) \cdot (V_{inner\ tank} + V_{hx}) \quad \text{(eq. 1)}$$

Mit den Volumina des Innentanks $V_{inner\ tanl}$ [l] sowie des Wärmeübertragers des Kollektorkreises V_{hx} [l]. Vergleiche hierzu auch Seite 5.
With the volume of the inner tank $V_{inner\ tank}$ [l] and the volume of the solar loop heat exchanger V_{hx} [l]. See also page 5.

$$C_{store} = m_{store} \cdot c_p(T_{max}) \quad \text{(eq. 2)}$$

Mit der spezifischen Wärmekapazität bei T_{max}: $c_p(T_{max})$ = 4.182 [kJ/kg/K]
With the specific heat capacity at T_{max}: $c_p(T_{max})$ = 4.182 [kJ/kg/K]

$$Q_{initial} = C_{store} \cdot (T_{store,average} - T_{in,average}) \quad \text{(eq. 3)}$$

$$Q_{del} = \int (T_{del} - T_{mains}) \cdot \rho_{fluid} \cdot c_p \cdot \dot{V}\ dt \quad \text{(eq. 4)}$$

Mit der zeitlich abhängigen Speicherentnahmetemperatur T_{del} [K] (vergleiche hierzu auch Abbildung 1).
With the time depending store deleverage temperature T_{del} [K] (see also Figure 1*).*

$$Q_{loss} = Q_{initial} - Q_{del} \quad \text{(eq. 5)}$$

$$UA = \frac{C_{store}}{t_{decay}} \cdot ln\left(\frac{T_{store,average} - T_{amb,average}}{T_{store,final} - T_{amb,average}}\right) \quad \text{(eq. 6)}$$

8 Innendruckprüfung (nach der Speicherprüfung)

Static pressure test (after thermal test of store)

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.3
Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 5.3.

Prüfung: 18.07.2012
Test: 07/18/2012

Wärmeübertrager Kollektorkreis
Heat exchanger collector loop

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
3.0	**4.5**	**15**

Druck Testbeginn *pressure at test begin* [bar]	Druck Testende *pressure at test end* [bar]	aufgetretene Fehler / Bemerkungen *failure / comments*
4.6	**4.6**	**keine / *none***

Speicher
Store

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
10.0	**15.0**	**15**

Druck Testbeginn *pressure at test begin* [bar]	Druck Testende *pressure at test end* [bar]	aufgetretene Fehler / Bemerkungen *failure / comments*
15.1	**15.1**	**keine / *none***

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 300-12, Kapitel 6.1.3.1
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 300-12, chapter 6.1.3.1*

9 Funktionstest des Systems

Operation test of system

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 300-12, Kapitel 6.1.3.1
Performance and boundary conditions acc. to SRCC Standard 300-12, chapter 6.1.3.1

Prüfung: 23.07. – 04.08.2011
Test: 07/23 – 08/04/2011

Kollektorneigung *inclination of collector surface*	Anzahl Tage mit mehr als 20 MJ/m² *number of days with more than 20 MJ/m²*	aufgetretene Fehler *failure during test*
49°	**5**	**keine /** *none*

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 300-12, Kapitel 6.1.3.1
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 300-12, chapter 6.1.3.1*

10 Endkontrolle

Disassembly and final inspection

Zerlegung und Untersuchung des Systems nach Abschluss der vollständigen Prüffolge gemäß SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.12.
Disassembling and inspection of the system after completion of the full test sequence according to SRCC Standard 100-12, chapter 5.12.

Prüfung: 18.07.2012
Test: 07/18/2012

System Komponente ***System component***	**Potenzieller Fehler** ***Potential problem***	**Ergebnis** ***Evaluation***
Gehäuse, Befestigungen *System box, fasteners*	Rissbildung, Krümmung, Korrosion, Wassereintritt *Cracking, warping, corrosion, rain penetration*	0
Montageset *Mountings, structure*	Stabilität, Sicherheit *Strength, safety*	0
Dichtungen *Seals, gaskets*	Rissbildung, Anhaftungen, Elastizität *Cracking, adhesion, elasticity*	0
Wärmedämmung *Thermal insulation*	Wassereintrag, Ausgasen, Zersetzung *Water retention, out gassing, degradation*	0
Abdeckung, Reflektor *Cover, reflector*	Rissbildung, Kratzer, Beulen, Ablösung, Krümmung, ausgasen *Cracking, crazing, buckling, delaminating, warping, out gassing*	0
Absorberbeschichtung *Absorber coating*	Rissbildung, Kratzer, Blasenbildung *Cracking, crazing, blistering*	0
Absorberrohre *Absorber tubes and headers*	Deformation, Korrosion, Undichtigkeit, Verbindung *Deformation, corrosion, leakage, loss of bonding*	0
Absorberbefestigung *Absorber mounting*	Deformation, Korrosion *Deformation, corrosion*	0

0 – Kein Fehler 1 – Kleiner Fehler 2 – Ersthafter Fehler * - Untersuchung nicht möglich
*0 – No problem 1 – Minor problem 2 – Severe problem * - Inspection not possible*

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 6
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 6*

11 Prüfverfahren
Test method

Die Prüfung des Systems erfolgte nach der SRCC Standard 300-12 " MINIMUM STANDARDS FOR CERTIFYING SOLAR WATER HEATING SYSTEMS". Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.
The test of the system was performed according to SRCC Standard 300-12 "MINIMUM STANDARDS FOR CERTIFYING SOLAR WATER HEATING SYSTEMS ". Water was used as heat transfer fluid.

Eingang Prüflinge *Receipt of test samples*	09.04.2011 *04/09/2011*
Identifikation Prüflinge *Identification of test sample*	11SYS87A und 12STO239 *11SYS87A and 12STO239*

Hinweis: Für das Gesamtsystem wurde die Solar-Keymark Identifikation (11SYS87A) beibehalten. Der Speicher hat für die Speichertestsequenzen, vergl. Kapitel 7, die Identifikation 12STO239 erhalten.
***Remark**: The system identification number from the Solar Keymark tests (11SYS87A) remained for the complete system. The store got the identification number 12STO239 for the store test sequences (compare chapter 7).*

Prüfzeitraum *Test period*	09.04.2011 – 19.07.2012 *04/09/2011 – 07/19/2012*
Prüfer *Test engineer*	Dipl.-Ing. F. Bertsch, Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 10.08.12

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Symbole und Abkürzung

Annex A: Symbols and abbreviations

c_p	[kJ/kg/K]	spezifische Wärmekapazität *specific heat capacity*
C_{store}	[kJ/kg/K]	thermische Kapazität des Speichers *termal capacity of store*
m_{store}	[kg]	Auf das Speichervolumen bezogene Masse *Mass of nominal store volume*
Q_{del}	[kJ]	Übertragener Energieinhalt *Delivered energy*
$Q_{initial}$	[kJ]	Energieinhalt zu Beginn *Initial energy*
Q_{loss}	[kJ]	Wärmeverluste des Speichers *Thermal losses of store*
ρ_{fluid}	[kg/m³]	Dichte *density*
$T_{amb,average}$	[K]	mittlere Umgebungstemperatur *average ambient temperature*
T_{del}	[K]	Speicherentnahmetemperature *store deleverage temperature*
ϑ_{del}	[°C]	Speicherentnahmetemperature *store deleverage temperature*
t_{decay}	[s]	Stillstandszeit *time decay*
$T_{in,average}$	[K]	mittlere Konditionierungstemperatur *average conditioning temperature*
T_{mains}	[K]	mittlere Zapftemperatur *mains cold water temperature*
T_{max}	[K]	maximale Speicherbeladungstemperatur *maximum store load temperature*
$T_{store,average}$	[K]	mittlere Speicherbeladungstemperatur zu Beginn der Stillstandsphase *average store load temperature at the beginning of time decay*
$T_{store,final}$	[K]	mittlere Speicherbeladungstemperatur am Ende der Stillstandsphase *average store load temperature at the end of time decay*
UA	[W/K]	Wärmeverlustrate *heat loss rate*
$\dot{V}$	[m³/s]	Volumenstrom *volume flow rate*
$V_{inner\ tank}$	[l]	Volumina des Innentanks *volume of inner tank*
V_{hx}	[m³/s]	Volumen des Wärmeübertragers Kollektorkreis *volume solar loop heat exchanger*

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Zuverlässigkeit, Sicherheit und Wärmeleistung von vorgefertigten thermischen Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung

Test Report

Durability, Safety and Thermal Performance of Factory Made Thermal Solar Domestic Hot Water Systems

nach SRCC Standard 300-12
according to SRCC Standard 300-12

Prüfbericht-Nr.: 11SYS99
Test Report No.: 11SYS99

Stuttgart, den 10.08.2012
Stuttgart, August 10th, 2012

Hersteller *manufacturer*	**PAPAEMMANOUEL-SA** **1st. Km. Inofyta-St. Thomas** **32011 Inofyta-Viotia** **Greece**
Fabrikat *brand*	**SOLAR FLAME**
Typ *type*	**150ABL300** *150ABL300*
Herstelljahr *year of production*	**2011**

Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart
Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis
Table of Contents

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben) 3
General specifications (acc. to manufacturer) 3
2 Eingangsprüfung 7
Receiving inspection 7
3 Innendruckprüfung (vor der Exposition) 7
Static pressure test (prior to exposure) 7
4 Exposition 8
Exposure test 8
5 Schneller äußerer Temperaturwechsel 9
Thermal shock / water spray test 9
6 Schneller innerer Temperaturwechsel 10
Thermal shock / cold fill test 10
7 Wärmetechnische Kenngrößen des Speichers 11
Thermal parameters of store 11
8 Innendruckprüfung (nach der Speicherprüfung) 13
Static pressure test (after thermal test of store) 13
9 Funktionstest des Systems 14
Operation test of system 14
10 Endkontrolle 14
Disassembly and final inspection 14
11 Prüfverfahren 15
Test method 15
Anhang A: Symbole und Abkürzung 16
Annex A: Symbols and abbreviations 16

1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)

General specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller *Manufacturer*	PAPAEMMANOUEL-SA 1st. Km. Inofyta-St. Thomas 32011 Inofyta-Viotia Greece
Fabrikat *brand*	SOLAR FLAME *SOLAR FLAME*
Ansprechpartner *contact person*	**Mr. Manos Monogios** e-mail: exports@papaemmanouel.gr
Typ *type*	150ABL300 *150ABL300*
Herstellnummer *serial number*	Keine (separate Herstellnummer für Speicher und Kollektor) *none (separate serial number for store and collector)*
Serienprodukt oder Prototyp *serial product or prototype*	Serienprodukt *serial product*
Herstelljahr *year of production*	2011 *2011*

Anlagenbeschreibung
Description of the system

Die untersuchte Solaranlage arbeitet nach dem Prinzip des Naturumlaufs (Thermosiphon). Die Anlage besteht aus zwei Kollektoren der Solar Flame Serie und einem über den Kollektoren angebrachten Speicher mit Mantelwärmeübertrager. Der Speicher kann auf dem Dach oder einer Aufständerung montiert werden. Kollektoren und Mantelwärmeübertrager bilden einen geschlossenen hydraulischen Kreislauf, in dem eine Mischung aus Wasser und Propylenglykol als Wärmeträgermedium eingesetzt wird.

The system under investigation uses the thermosiphon principle to transfer the solar energy to the storage tank. The system consists of a store with jacket heat exchanger and two flat plate collectors of the Solar Flame type. The store can be mounted on the roof or a support rig. The collectors and the jacket heat exchanger form a closed circuit in which a mixture of propylene glycol and water is used as heat transfer fluid.

Nennvolumen Speicher BA11CC *nominal store volume BA11CC*	150 l *150 l*
Anzahl Kollektoren *no. of collectors*	2 *2*
Gesamtkollektorfläche (Apertur) *total collector area (aperture)*	2,76 m² *2.76 m²*

Kollektor – Solar Flame
Collector – Solar Flame

Typ: *type*	ASL0580-S86RS *ASL0580-S86RS*
Bauart: *collector type:*	Flachkollektor *flat plate*
Länge: *length:*	1481 mm (von Prüflabor bestimmt) *1481 mm (determined by test laboratory)*
Breite: *width:*	1011 mm (von Prüflabor bestimmt) *1011 mm (determined by test laboratory)*
Höhe: *height:*	87 mm (von Prüflabor bestimmt) *87 mm (determined by test laboratory)*
Bruttofläche: *gross area:*	1,50 m² (von Prüflabor bestimmt) *1.50 m² (determined by test laboratory)*
Aperturfläche: *aperture area:*	1,38 m² (von Prüflabor bestimmt) *1.38 m² (determined by test laboratory)*
Absorberfläche: *absorber area:*	1,38 m² (von Prüflabor bestimmt) *1.38 m² (determined by test laboratory)*
Gewicht: *weight:*	28 kg *28 kg*
Herstelljahr *year of production*	2011 *2011*
Herstellernummern *serial no.*	030811ASL0580S86RS150.007 030811ASL0580S86RS150.019 *030811ASL0580S86RS150.007* *030811ASL0580S86RS150.019*

Prüfungen des Kollektors
Collector tests

EN 12975-2:2006 *EN 12975-2:2006*	Prüfbericht ITW 10COL972 und 10COL973Q vom 02.08.2011 *Test report ITW 10COL972 and 10COL973Q, dated August 2nd 2011*
Solar-Keymark *Solar Keymark*	erteilt durch DIN CERTCO, Nr. 011-7S1674 F *issued by DIN CERTCO, No. 011-7S1674 F*
SRCC Standard 100-08 *SRCC Standard 100-08*	Prüfbericht ITW 10COL971S vom 30.09.2011 *Test report ITW 10COL971S dated September 30th 2011*

Speicher Solar Flame 150
Store Solar Flame 150

Typ: *type*	BA11CC-150 *BA11CC-150*
Bauart: *type:*	emaillierter Stahlspeicher *enamelled steel tank*
Länge x Durchmesser: *length x diameter:*	ca. 1290 x 520 mm *ca. 1290 x 520 mm*
Nennvolumen Innentank: *nominal volume inner tank:*	128 l (von Prüflabor bestimmt) *128 l (determined by test laboratory)*
zulässige Betriebstemperatur: *max. operating temperature:*	99 °C *99 °C*
zulässiger Betriebsüberdruck: *max. operating pressure:*	10 bar *10 bar*
Wärmedämmung: *thermal insulation:*	Polyurethan, 60 mm (von Prüflabor bestimmt) *Polyurethane, 60 mm (determined by test laboratory)*
Wasserseitiger Korrosionsschutz: *corrosion protection:*	Magnesium Anode *magnesium anode*
Elektrische Zusatzheizung: *auxiliary electric backup heater:*	nicht vorhanden *non existent*
Wärmeübertrager Kollektorkreis: *solar loop heat exchanger:*	Mantel-Wärmeübertrager *jacket heat exchanger*
Volumen Wärmeübertrager Kollektorkreis: *volume solar loop heat exchanger:*	8 l (von Prüflabor bestimmt) *8 l (determined by test laboratory)*
Wärmeübertrager Trinkwasser: *drinking water heat exchanger:*	nicht vorhanden *non existent*
Herstelljahr *year of production*	2011 *2011*
Herstellernummer *serial no.*	110315BBAG-DE-150 1001 *110315BBAG-DE-150 1001*

Regelung *Controller:*	Nicht benötigt *not required*

Komponenten der Pumpen- und Sicherheitsbaugrupp
Pump and safety components:

Trinkwasserkreis
of drinking water circuit

Sicherheitsventil *safety valve*	Kombiniertes Druck-/ Temperaturventil *Combined pressure / temperature relief valve*
Öffnungsdruck / Öffnungstemperatur *relief pressure / relief temperature*	7 bar oder 95°C *7 bar or 95°C*
Brauchwassermischer *Cold water mixing device*	vorhanden *existent*

Solarkreis
solar circuit

Rückflussverhinderer *reverse flow protection*	nicht benötigt *not required*
Durchflussmesser *flow meter*	nicht vorhanden *non existent*
Absperrhahn *shut-off valve*	vorhanden *existent*
Sicherheitsventil *expansion valve*	Vorhanden, Ansprechdruck 2,0 bar *existent, relief pressure 2.0 bar*
Ausdehnungsgefäß *expansion vessel*	vorhanden *existent*
Kollektorkreispumpe *solar loop pump*	nicht benötigt *not required*

Prüfungen der Systemfamilie
System family tests

EN 12976-2:2006 *EN 12976-2:2006*	Prüfbericht ITW 11SYS87 vom 02.11.2011 *Test report ITW 11SYS87 dated November 2nd 2011*
Solar-Keymark *Solar Keymark*	erteilt durch DIN CERTCO, Nr. 011-7S1759 A *issued by DIN CERTCO, No. 011-7S1759 A*

2 Eingangsprüfung

Receiving inspection

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.2
Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 5.2.

Prüfung: 13.04.2011
Test: 04/13/2011

Ergebnis: Kollektor unbeschädigt, Speicher unbeschädigt
***Conclusion**: Collector is not damaged, store is not damaged*

3 Innendruckprüfung (vor der Exposition)

Static pressure test (prior to exposure)

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.3
Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 5.3.

Prüfung: 01.07.2011
Test: 07/01/2011

Wärmeübertrager Kollektorkreis
Heat exchanger collector loop

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
3.0	**4.5**	**15**

Druck Testbeginn *pressure at test begin* [bar]	Druck Testende *pressure at test end* [bar]	aufgetretene Fehler / Bemerkungen *failure / comments*
4.5	**4.5**	**keine / *none***

Speicher
Store

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
10.0	**15.0**	**15**

Druck Testbeginn *pressure at test begin* [bar]	Druck Testende *pressure at test end* [bar]	aufgetretene Fehler / Bemerkungen *failure / comments*
15.0	**14.9**	**keine / *none***

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 6
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 6*

4 Exposition

Exposure test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.4
Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 5.4

Expositionsdauer:	20.09.2011 – 27.11.2011	
	21.03.2012 – 28.03.2012 (Stuttgart, Deutschland, Außen)	77 Tage
Duration of exposure:	*09/20/2011 – 11/27/2012*	
	03/21/2012 – 03/28/2012 (Stuttgart, Germany, outdoor)	*77 days*

Einstrahlungssumme in Kollektorebene *Sum of hemispherical irradiation* [MJ/m²]	Anzahl Tage mit mehr als 17 MJ/m² *Number of days with more than 17 MJ/m²* [d]	Niederschlagssumme *Sum of rainfall* [l/m²]
1097	**32**	**45**

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 6
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 6*

5 Schneller äußerer Temperaturwechsel

Thermal shock / water spray test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.5
Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 5.5

1. Prüfung: 21.09.2011
1. Test: 09/21/2011

Volumenstrom *Volume flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *Fluid temperature* [°C]	Mittlere Bestrahlungsstärke *Mean irradiance* [W/m²]	Mittlere Umgebungstemperatur *Mean ambient temperature* [°C]
2.6	**15**	**995**	**19.5**

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 6
Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 6

2. Prüfung: 28.09.2011
2. Test: 09/28/2011

Volumenstrom *Volume flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *Fluid temperature* [°C]	Mittlere Bestrahlungsstärke *Mean irradiance* [W/m²]	Mittlere Umgebungstemperatur *Mean ambient temperature* [°C]
2.6	**21**	**984**	**22.7**

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 6
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 6*

6 Schneller innerer Temperaturwechsel

Thermal shock / cold fill test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.6
Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 5.6

Prüfung: 30.09.2011
Test: 09/30/2011

Volumenstrom *Volume flow rate* [l/(m²min)]	Fluidtemperatur *Fluid temperature* [°C]	Mittlere Bestrahlungsstärke *Mean irradiance* [W/m²]
1.7	**19**	**993**

Absorbertemperatur Anfang *Absorber temperature beginning* [°C]	Absorbertemperatur Ende *Absorber temperature end* [°C]	Mittlere Umgebungstemperatur *Mean ambient temperature* [°C]
Wurde nicht gemessen *Not measured*	Wurde nicht gemessen *Not measured*	**20.5**

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 6
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 6*

7 Wärmetechnische Kenngrößen des Speichers

Thermal parameters of store

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC TM-1-12, Kapitel 7
Execution and boundary conditions acc. to SRCC TM-1-12, chapter 7

Prüfung: 30.04. – 19.07.2012
Test: 04/30 – 07/19/2012

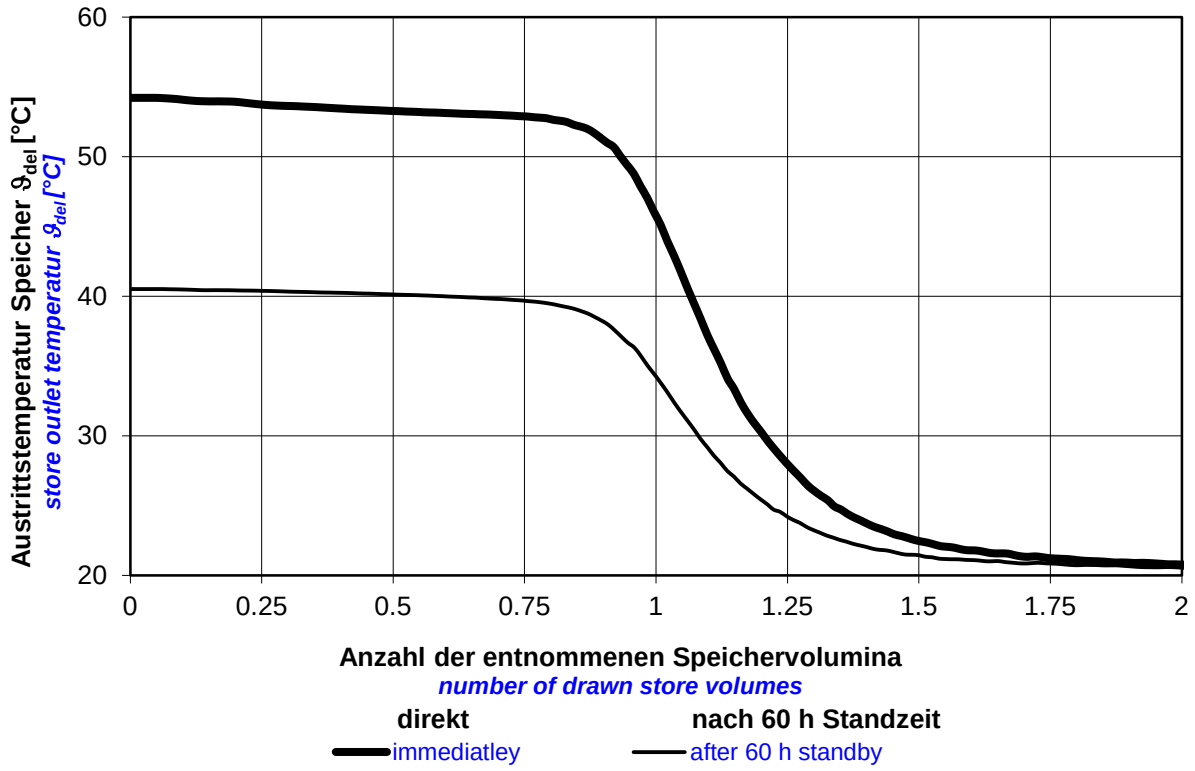


Abbildung 1: **Entnahmeprofil (bei $\dot{V} \approx 300\ l/h$) sofort nach direkter Beladung sowie nach 60 Stunden Stillstand**

***Figure 1**: Draw off profile (at $\dot{V} \approx 300\ l/h$) immediately after charging of the store and after a period of 60 hours*

Die Mittelwerte der Messung, sowie die Ergebnisse sind in nachfolgenden Tabellen aufgelistet.
The average values of the measurements and the calculated results are listed in the tables below.

Masse des Wärmeträgers *store fluid mass* (eq. 1) m_{store} [kg]	Kapazität des Speichers *capacity of store* (eq. 2) C_{store} [kJ/K]	Mittlere Konditionierungs-temperatur *average conditioning temperature* $T_{in,average}$ [K]	Mittlere Beladungs-temperatur *average charging temperature* $T_{store,average}$ [K]
136	**568.75**	**293.07**	**328.15**

Energieinhalt zu Begin *initial energy* (eq. 3) $Q_{initial}$ [kJ]	Übertragener Energieinhalt *delivered energy* (eq. 4) Q_{del} [kJ]	Wärmeverluste des Speichers *Thermal losses* (eq.5) Q_{loss} [kJ]	Mittlere Speicher-temperatur nach 60 Stunden *average store temperature after 60 houres* $T_{store,final}$ [K]	Mittlere Zapf-temperatur *mains cold water temperature* T_{mains} [K]
19 954	**11 887**	**8 067**	**313.97**	**293.07**

Sillstandszeit *time decay* t_{decay} [s]	Mittlere Umbegungs-temperatur *average ambient temperature* $T_{amb,average}$ [K]	Wärmeverlustrate *heat loss rate* (eq. 6) UA [W/K]
198 394	**293.10**	**1.49**

Zur Ermittlung der angegebenen Werte wurden folgende Gleichungen verwendet:
The following equations where used to determine the above mentioned values:

$$m_{store} = \rho_{fluid}(T_{mains}) \cdot (V_{inner\ tank} + V_{hx}) \quad \text{(eq. 1)}$$

Mit den Volumina des Innentanks $V_{inner\ tanl}$ [l] sowie des Wärmeübertragers des Kollektorkreises V_{hx} [l]. Vergleiche hierzu auch Seite 5.
With the volume of the inner tank $V_{inner\ tank}$ [l] and the volume of the solar loop heat exchanger V_{hx} [l]. See also page 5.

$$C_{store} = m_{store} \cdot c_p(T_{max}) \quad \text{(eq. 2)}$$

Mit der spezifischen Wärmekapazität bei T_{max}: $c_p(T_{max})$ = 4.182 [kJ/kg/K]
With the specific heat capacity at T_{max}: $c_p(T_{max})$ = 4.182 [kJ/kg/K]

$$Q_{initial} = C_{store} \cdot (T_{store,average} - T_{in,average}) \quad \text{(eq. 3)}$$

$$Q_{del} = \int (T_{del} - T_{mains}) \cdot \rho_{fluid} \cdot c_p \cdot \dot{V}\ dt \quad \text{(eq. 4)}$$

Mit der zeitlich abhängigen Speicherentnahmetemperatur T_{del} [K] (vergleiche hierzu auch Abbildung 1).
With the time depending store deleverage temperature T_{del} [K] (see also Figure 1*).*

$$Q_{loss} = Q_{initial} - Q_{del} \quad \text{(eq. 5)}$$

$$UA = \frac{C_{store}}{t_{decay}} \cdot ln\left(\frac{T_{store,average} - T_{amb,average}}{T_{store,final} - T_{amb,average}}\right) \quad \text{(eq. 6)}$$

8 Innendruckprüfung (nach der Speicherprüfung)

Static pressure test (after thermal test of store)

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.3
Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 5.3.

Prüfung: 17.07.2012
Test: 07/17/2012

Wärmeübertrager Kollektorkreis
Heat exchanger collector loop

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
3.0	**4.5**	**15**

Druck Testbeginn *pressure at test begin* [bar]	Druck Testende *pressure at test end* [bar]	aufgetretene Fehler / Bemerkungen *failure / comments*
5.0	**5.0**	**keine / *none***

Speicher
Store

max. Betriebsdruck *max. operating pressure* [bar]	Prüfdruck *test pressure* [bar]	Prüfdauer *test duration* [min]
10.0	**15.0**	**15**

Druck Testbeginn *pressure at test begin* [bar]	Druck Testende *pressure at test end* [bar]	aufgetretene Fehler / Bemerkungen *failure / comments*
15.2	**15.2**	**keine / *none***

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 300-12, Kapitel 6.1.3.1
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 300-12, chapter 6.1.3.1*

9 Funktionstest des Systems

Operation test of system

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 300-12, Kapitel 6.1.3.1
Performance and boundary conditions acc. to SRCC Standard 300-12, chapter 6.1.3.1

Prüfung: 23.07. – 04.08.2011
Test: 07/23 – 08/04/2011

Kollektorneigung *inclination of collector surface*	Anzahl Tage mit mehr als 20 MJ/m² *number of days with more than 20 MJ/m²*	aufgetretene Fehler *failure during test*
49°	**5**	**keine /** *none*

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 300-12, Kapitel 6.1.3.1
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 300-12, chapter 6.1.3.1*

10 Endkontrolle

Disassembly and final inspection

Zerlegung und Untersuchung des Systems nach Abschluss der vollständigen Prüffolge gemäß SRCC Standard 100-12, Kapitel 5.12.
Disassembling and inspection of the system after completion of the full test sequence according to SRCC Standard 100-12, chapter 5.12.

Prüfung: 17.07.2012
Test: 07/17/2012

System Komponente ***System component***	**Potenzieller Fehler** ***Potential problem***	**Ergebnis** ***Evaluation***
Gehäuse, Befestigungen *System box, fasteners*	Rissbildung, Krümmung, Korrosion, Wassereintritt *Cracking, warping, corrosion, rain penetration*	0
Montageset *Mountings, structure*	Stabilität, Sicherheit *Strength, safety*	0
Dichtungen *Seals, gaskets*	Rissbildung, Anhaftungen, Elastizität *Cracking, adhesion, elasticity*	0
Wärmedämmung *Thermal insulation*	Wassereintrag, Ausgasen, Zersetzung *Water retention, out gassing, degradation*	0
Abdeckung, Reflektor *Cover, reflector*	Rissbildung, Kratzer, Beulen, Ablösung, Krümmung, ausgasen *Cracking, crazing, buckling, delaminating, warping, out gassing*	0
Absorberbeschichtung *Absorber coating*	Rissbildung, Kratzer, Blasenbildung *Cracking, crazing, blistering*	0
Absorberrohre *Absorber tubes and headers*	Deformation, Korrosion, Undichtigkeit, Verbindung *Deformation, corrosion, leakage, loss of bonding*	0
Absorberbefestigung *Absorber mounting*	Deformation, Korrosion *Deformation, corrosion*	0

0 – Kein Fehler 1 – Kleiner Fehler 2 – Ersthafter Fehler * - Untersuchung nicht möglich
*0 – No problem 1 – Minor problem 2 – Severe problem * - Inspection not possible*

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-12, Kapitel 6
***Conclusion**: no failure acc. to SRCC Standard 100-12, chapter 6*

11 Prüfverfahren

Test method

Die Prüfung des Systems erfolgte nach der SRCC Standard 300-12 " MINIMUM STANDARDS FOR CERTIFYING SOLAR WATER HEATING SYSTEMS". Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet.
The test of the system was performed according to SRCC Standard 300-12 "MINIMUM STANDARDS FOR CERTIFYING SOLAR WATER HEATING SYSTEMS ". Water was used as heat transfer fluid.

Eingang Prüflinge *Receipt of test samples*	09.04.2011 *04/09/2011*
Identifikation Prüflinge *Identification of test sample*	11SYS87B und 12STO238 *11SYS87B and 12STO238*

Hinweis: Für das Gesamtsystem wurde die Solar-Keymark Identifikation (11SYS87B) beibehalten. Der Speicher hat für die Speichertestsequenzen, vergl. Kapitel 7, die Identifikation 12STO238 erhalten.
***Remark**: The system identification number from the Solar Keymark tests (11SYS87B) remained for the complete system. The store got the identification number 12STO238 for the store test sequences (compare chapter 7).*

Prüfzeitraum *Test period*	13.04.2011 – 19.07.2012 *04/13/2011 – 07/19/2012*
Prüfer *Test engineer*	Dipl.-Ing. F. Bertsch, Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 10.08.12

Dr.-Ing. Harald Drück
Leiter TZS
Head of TZS

Anhang A: Symbole und Abkürzung

Annex A: Symbols and abbreviations

c_p	[kJ/kg/K]	spezifische Wärmekapazität *specific heat capacity*
C_{store}	[kJ/kg/K]	thermische Kapazität des Speichers *termal capacity of store*
m_{store}	[kg]	Auf das Speichervolumen bezogene Masse *Mass of nominal store volume*
Q_{del}	[kJ]	Übertragener Energieinhalt *Delivered energy*
$Q_{initial}$	[kJ]	Energieinhalt zu Beginn *Initial energy*
Q_{loss}	[kJ]	Wärmeverluste des Speichers *Thermal losses of store*
ρ_{fluid}	[kg/m³]	Dichte *density*
$T_{amb,average}$	[K]	mittlere Umgebungstemperatur *average ambient temperature*
T_{del}	[K]	Speicherentnahmetemperature *store deleverage temperature*
ϑ_{del}	[°C]	Speicherentnahmetemperature *store deleverage temperature*
t_{decay}	[s]	Stillstandszeit *time decay*
$T_{in,average}$	[K]	mittlere Konditionierungstemperatur *average conditioning temperature*
T_{mains}	[K]	mittlere Zapftemperatur *mains cold water temperature*
T_{max}	[K]	maximale Speicherbeladungstemperatur *maximum store load temperature*
$T_{store,average}$	[K]	mittlere Speicherbeladungstemperatur zu Beginn der Stillstandsphase *average store load temperature at the beginning of time decay*
$T_{store,final}$	[K]	mittlere Speicherbeladungstemperatur am Ende der Stillstandsphase *average store load temperature at the end of time decay*
UA	[W/K]	Wärmeverlustrate *heat loss rate*
$\dot{V}$	[m³/s]	Volumenstrom *volume flow rate*
$V_{inner\ tank}$	[l]	Volumina des Innentanks *volume of inner tank*
V_{hx}	[m³/s]	Volumen des Wärmeübertragers Kollektorkreis *volume solar loop heat exchanger*

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit SWT TECHNOLOGIE

Simulationsstudie
Solaranlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizung

Prüfbericht Nr.: 12SIM149
Stuttgart, den 27.02.2012

Auftraggeber:	Schüco International KG Karolinenstrasse 1-15 33609 Braunschweig
Hersteller:	Schüco International KG

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart

Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung 4

2 Anlagendaten 5

2.1 Kollektor 5

2.2 Speicher 6

2.3 Regelung 6

3 Referenzbedingungen der Anlage für die Ertragsberechnung 9

4 Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung Standort Würzburg 10

5 Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung Standort Davos 11

6 Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung Standort Stockholm 12

7 Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung Standort Athen 13

8 Simulationsergebnisse 14

8.1 Standort Würzburg 14

8.2 Standort Davos 14

8.3 Standort Stockholm 15

8.4 Standort Athen 15

9 Rechenverfahren 16

Anhang A: Referenzbedingungen Standort Würzburg 17

Anhang B: Referenzbedingungen Standort Davos 18

Anhang C: Referenzbedingungen Standort Stockholm 19

Anhang D: Referenzbedingungen Standort Athen..... 20

Anhang E: Berechnung der anteiligen Energieeinsparung, des solaren Deckungsanteils und des Nutzungsgrads..... 21

1 Einleitung

Um die thermische Leistungsfähigkeit des Kombispeichers TTE 1000 FA1 der Firma Schüco International KG charakterisieren zu können wurde dessen thermisches Verhalten in einer Solaranlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizung, kurz Kombianlage genannt, auf der Basis von Simulationsrechnungen untersucht. Die Berechnungen erfolgten für eine Anlage mit Flachkollektoren.

Diese Untersuchung wurde nach CEN/TS 12977-2: 2010 *'Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - kundenspezifisch gefertigte Anlagen - Prüfverfahren'* durchgeführt. Dabei wurde der jährliche Kollektorertrag der Anlage für Referenzbedingungen berechnet und die anteilige Energieeinsparung gegenüber einer konventionellen, nicht solaren Heizungsanlage bestimmt. Zusätzlich wurde der solare Deckungsanteil sowie der Nutzungsgrad ermittelt.

Die untersuchte Kombianlage besteht aus 6 Modulen des Flachkollektors CTE 319 CH (Gesamtaperturfläche $A_c = 14{,}04\ m^2$) und dem o. g. Kombispeicher (Nennvolumen $V_{nenn} = 1000\ l$). Das Trinkwasser wird bei diesem Speicher in einem internen Edelstahlwellrohr erwärmt. Der obere Speicherbereich wird durch einen externen Heizkessel auf einer Mindesttemperatur von 52,5°C gehalten. Die von den Kollektoren gelieferte Wärme wird über einen internen Wärmeübertrager in den Speicher eingebracht.

Die solare Unterstützung der Raumheizung erfolgt nach dem Prinzip der Rücklaufanhebung (Anlagenschema siehe Bild 1). Wenn die Rücklauftemperatur der Raumheizung T_5 niedriger als die Temperatur T_2 am Speicherthermometer ist, wird der Heizungsrücklauf zunächst durch den Speicher (Rücklaufanhebung zur Nutzung der von der Solaranlage gelieferten Wärme) und dann zur eventuellen Nacherwärmung dem Heizkessel zugeführt. Wenn keine Rücklaufanhebung stattfindet, wird der Heizungsrücklauf direkt dem Heizkessel zur Nacherwärmung zugeführt.

Die hydraulische Schaltung wurde entsprechend den Angaben des Auftraggebers implementiert. Die verwendeten Kollektorkennwerte wurden am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart ermittelt und sind im Prüfbericht 10COL867 vom 06.10.2010 dokumentiert. Die Speicherkennwerte wurden ebenfalls am ITW, Universität Stuttgart ermittelt und sind im Prüfbericht 11STO225 vom 24.01.2012 dokumentiert. Die Regelstrategie wurde entsprechend den Angaben des Auftraggebers implementiert.

2 Anlagendaten

Anlagenschema:

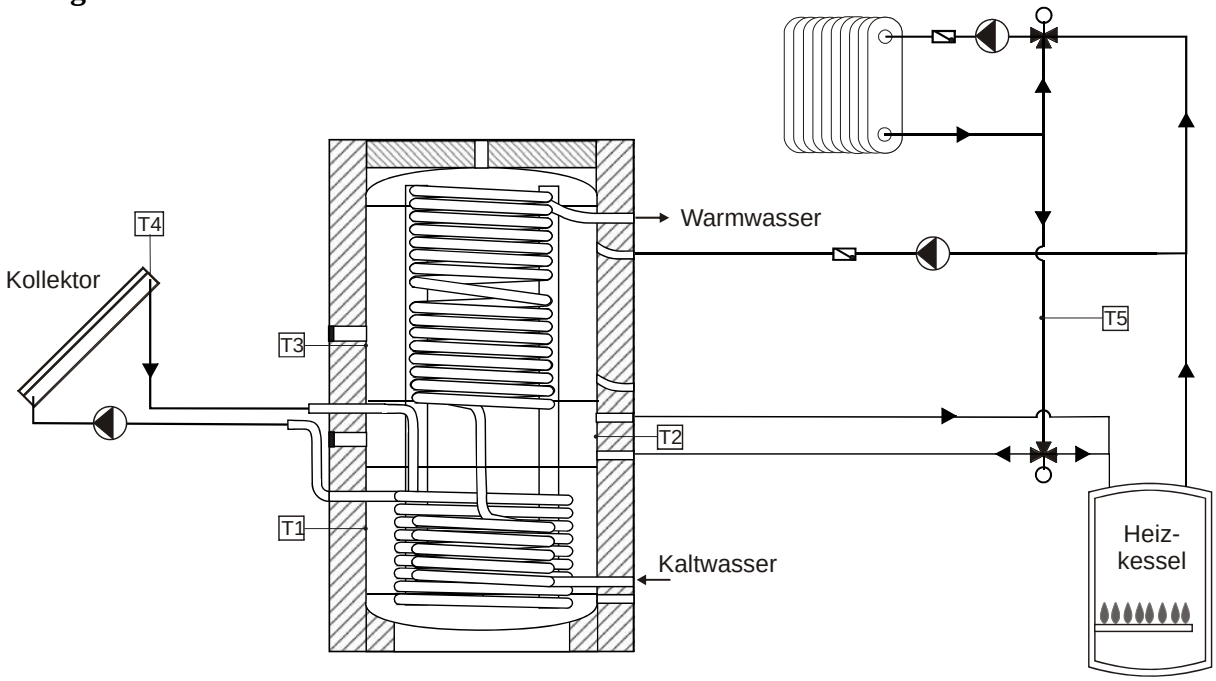
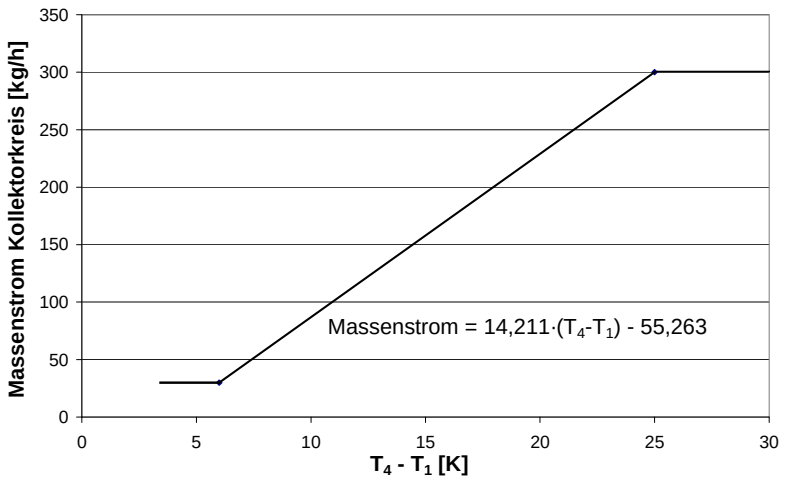


Bild 1: Anlagenschema

2.1 Kollektor	
Typ:	Flachkollektor CTE 319 CH
Anzahl Module:	6
Gesamtapertur-fläche:	14,04 m^2
Kennwerte bezogen auf die Aperturfläche mit Bewindung (3 m/s)	η_0 = 0,845 a_1 = 4,341 W/(m²K) a_2 = 0,016 W/(m²K²) $K_\theta(50°)$ = 0,950 $K_{\theta d}$ = 0,985 c_{eff} = 12,260 kJ/(m^2K)
Weitere Angaben siehe:	Prüfbericht 10COL867 vom 06.10.2010 Prüfinstitut: ITW, Universität Stuttgart

2.2 Speicher	
Typ:	Kombispeicher TTE 1000 FA1
Nennvolumen:	1000 l
Weitere Angaben siehe:	Prüfbericht: 11STO225 vom 24.01.2012 Prüfinstitut: ITW, Universität Stuttgart

2.3 Regelung	
Typ:	Temperaturdifferenzregler
Funktionsbeschreibung:	
Kollektorkreis:	Die Kollektorkreispumpe schaltet ein, wenn ΔT (zwischen T_4 und T_1) > ΔT_{ein} und $T_4 > T_{Cmin}$ Die Kollektorkreispumpe schaltet aus, wenn • ΔT (zwischen T_4 und T_1) < ΔT_{aus} oder • an T_1 oder T_4 die Maximaltemperatur T_{smax} bzw. T_{Cmax} erreicht ist Der Massenstrom im Kollektorkreis wird proportional zur Temperaturdifferenz T_4-T_1 geregelt (siehe folgendes Diagramm): 

Trinkwasser-nachheizung:	Unterschreitet die Temperatur am Speicherthermometer T_3 die eingestellte Trinkwassersolltemperatur T_{wwsoll} abzüglich der Hysterese ΔT_{WW} wird der Heizkessel eingeschaltet. Der Heizkessel wird ausgeschaltet, wenn die Trinkwassersoll-temperatur überschritten wird.
Heizungsunterstützung:	Ist die Rücklauftemperatur der Raumheizung (T_5) um die Ein-schalttemperaturdifferenz (ΔT_{Rein}) niedriger als die Temperatur am Speicherthermometer T_2, so wird der Heizungsrücklauf durch den Speicher geführt (Rücklaufanhebung). Ist die Temperatur-differenz zwischen Rücklauftemperatur T_5 und dem Speicher-thermometer T_2 geringer als die Ausschalttemperaturdifferenz (ΔT_{Raus}), wird der Heizungsrücklauf direkt dem Heizkessel zur Nacherwärmung zugeführt.

Einstellwerte	Maximale Speichertemperatur T_{smax}:	90°C
	Hysterese Speichermaximaltemperatur:	5 K
	Kollektorkreis:	
	Einschalttemperaturdifferenz ΔT_{ein}:	6 K
	Ausschalttemperaturdifferenz ΔT_{aus}:	3 K
	Maximale Kollektortemperatur T_{Cmax}:	120°C
	Hysterese Kollektormaximaltemperatur:	15 K
	Minimale Kollektortemperatur T_{Cmin}:	15°C
	Massenstrom im Kollektorkreis:	30 kg/h - 300 kg/h
	Nachheizung für Trinkwassererwärmung:	
	Leistung:	15 kW
	Volumenstrom:	1400 l/h
	Max. Vorlauftemperatur:	60 °C
	Trinkwassersolltemperatur T_{wwsoll} (Ausschalttemperatur für den Heizkessel):	57,5°C
	Hysterese Trinkwassernachheizung ΔT_{ww}:	5 K
	Rücklaufanhebung:	
	Einschalttemperaturdifferenz ΔT_{Rein}:	4 K
	Ausschalttemperaturdifferenz ΔT_{Raus}:	2 K

Tabelle 1 Referenzbedingungen für die Ertragsvorhersage

3 Referenzbedingungen der Anlage für die Ertragsberechnung[1]

Kollektorausrichtung:	Süd, Anstellwinkel 45°	
Speicherumgebungstemperatur:	15 °C	
Kollektorrohrleitungen:	Länge: Nennweite: Wärmedämmung: Anbringung:	20 m 18 x 1 mm 20 mm (λ=0,04 W/(mK)) Innenraum

[1] detaillierte Randbedingungen siehe Anhang

4 Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung Standort Würzburg[2] (nach CEN/TS 12977-2:2010)

Wetterdaten:	Testreferenzjahr Würzburg
Warmwasserverbrauch:	110 l/d, 200 l/d, 300 l/d jahreszeitabhängige Kaltwassertemperatur: 10,0 ± 3,0°C Warmwassertemperatur 45°C

Jährlicher Wärmebedarf einer konventionellen Trinkwassererwärmungsanlage für eine Bemessungslast von 200 l/d (Wärmeverluste Speicher 644 kWh/a):[3]

Lastvolumen [l/d]:	110	200	300
Wärmebedarf [kWh]:	1620	2945	4417

Heizwärmebedarf:	Einfamilienhaus, Nutzfläche 128 m^2 Heizungsauslegung 50/30 (max. Vorlauf-/Rücklauftemperatur) Nachtabschaltung: 23^{00} - 5^{00} Uhr Wärmebedarf entsprechend EnEV[4] (Heizwärmebedarf ca. 25% geringer als nach WSchVO '95)

Wärmebedarf der konventionellen Heizungsanlage:[3]

Raumheizung:	9090 kWh/a

[2] detaillierte Randbedingungen siehe Anhang

[3] ohne Berücksichtigung des Heizkesselnutzungsgrades und unter der Annahme, dass die Last vollständig gedeckt wird

[4] Energieeinsparverordnung

5 Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung Standort Davos[5] (nach CEN/TS 12977-2:2010)

Wetterdaten:	Testreferenzjahr Davos
Warmwasserverbrauch:	110 l/d, 200 l/d, 300 l/d jahreszeitabhängige Kaltwassertemperatur: 5,4 ± 0,8°C Warmwassertemperatur 45°C

Jährlicher Wärmebedarf einer konventionellen Trinkwassererwärmungsanlage für eine Bemessungslast von 200 l/d (Wärmeverluste Speicher 644 kWh/a):[6]

Lastvolumen [l/d]:	110	200	300
Wärmebedarf [kWh]:	1833	3332	4998

Heizwärmebedarf:	Einfamilienhaus, Nutzfläche 140 m^2 Wärmebedarf entsprechend der Schweizerischen Bauordnung (SIA380/1:2001; „Grenzwert“)

Wärmebedarf der konventionellen Heizungsanlage:[6]

Raumheizung:	11753 kWh/a

[5] detaillierte Randbedingungen siehe Anhang

[6] ohne Berücksichtigung des Heizkesselnutzungsgrades und unter der Annahme, dass die Last vollständig gedeckt wird

6 Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung Standort Stockholm[7] (nach CEN/TS 12977-2:2010)

Wetterdaten:	CEC-Testreferenzjahr Stockholm		
Warmwasserverbrauch:	110 l/d, 200 l/d, 300 l/d jahreszeitabhängige Kaltwassertemperatur: 8,5 ± 6,4°C Warmwassertemperatur 45°C		
Jährlicher Wärmebedarf einer konventionellen Trinkwassererwärmungsanlage für eine Bemessungslast von 200 l/d (Wärmeverluste Speicher 644 kWh/a):[8]			
Lastvolumen [l/d]:	110	200	300
Wärmebedarf [kWh]:	1689	3071	4607
Heizwärmebedarf:	Einfamilienhaus, Nutzfläche 140 m^2 Wärmebedarf entsprechend Normungsstand Boverkets Byggregler, 2005		
Wärmebedarf der konventionellen Heizungsanlage:[8]			
Raumheizung:	14960 kWh/a		

[7] detaillierte Randbedingungen siehe Anhang

[8] ohne Berücksichtigung des Heizkesselnutzungsgrades und unter der Annahme, dass die Last vollständig gedeckt wird

7 Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung Standort Athen[9] (nach CEN/TS 12977-2:2010)

Wetterdaten:	Testreferenzjahr Athen
Warmwasserverbrauch:	110 l/d, 200 l/d, 300 l/d jahreszeitabhängige Kaltwassertemperatur: 17,8 ± 7,4°C Warmwassertemperatur 45°C

Jährlicher Wärmebedarf einer konventionellen Trinkwassererwärmungsanlage für eine Bemessungslast von 200 l/d (Wärmeverluste Speicher 644 kWh/a):[10]

Lastvolumen [l/d]:	110	200	300
Wärmebedarf [kWh]:	1259	2289	3433

Heizwärmebedarf:	Einfamilienhaus, Nutzfläche 162,5 m^2 Wärmebedarf entsprechend griechischer Norm (Gebäude vom Typ L)

Wärmebedarf der konventionellen Heizungsanlage:[10]

Raumheizung:	8114 kWh/a

[9] detaillierte Randbedingungen siehe Anhang

[10] ohne Berücksichtigung des Heizkesselnutzungsgrades und unter der Annahme, dass die Last vollständig gedeckt wird

8 Simulationsergebnisse

8.1 Standort Würzburg

Trink-wasser-last [l/d]	Pumpen-laufzeit[11] [h]	Stag-nation [h]	Kollektor-ertrag [kWh/a]	Wärmeverluste Kollektor-kreis [kWh/a]	Wärmeverluste Speicher [kWh/a]	Zusatzwär-mebedarf [kWh/a]	f_{sav} [%]	f_{sol} [%]	η_{sys} [%]
110	585	156	3754	329	1468	8752	22,9	18,3	15,1
200	651	116	4200	343	1385	9562	24,6	20,6	18,1
300	720	82	4652	357	1302	10514	25,7	22,2	21,1

Tabelle 2: Ertragsberechnung für den Standort Würzburg

8.2 Standort Davos

Trink-wasser-last [l/d]	Pumpen-laufzeit[11] [h]	Stag-nation [h]	Kollektor-ertrag [kWh/a]	Wärmeverluste Kollektor-kreis [kWh/a]	Wärmeverluste Speicher [kWh/a]	Zusatzwär-mebedarf [kWh/a]	f_{sav} [%]	f_{sol} [%]	η_{sys} [%]
110	977	107	6549	453	1520	9009	36,7	33,7	22,1
200	1040	71	6995	462	1427	9978	36,6	33,9	24,3
300	1103	41	7423	466	1336	11130	36,0	33,6	26,5

Tabelle 3: Ertragsberechnung für den Standort Davos

[11] Die Kollektorkreispumpe wird in dieser Anlage in der Leistung bzw. Drehzahl geregelt. Der hier für die Pumpenlaufzeit angegebene Wert bezieht sich auf den Betrieb mit 100 % Nennleistung.

8.3 Standort Stockholm

Trink-wasser-last [l/d]	Pumpen-laufzeit[12] [h]	Stag-nation [h]	Kollektor-ertrag [kWh/a]	Wärmeverluste Kollektor-kreis [kWh/a]	Wärmeverluste Speicher [kWh/a]	Zusatzwär-mebedarf [kWh/a]	f_{sav} [%]	f_{sol} [%]	η_{sys} [%]
110	668	39	4011	343	1347	14325	17,2	14,0	18,3
200	726	25	4368	351	1263	15275	18,2	15,3	20,9
300	777	15	4694	357	1186	16413	18,8	16,1	23,4

Tabelle 4: Ertragsberechnung für den Standort Stockholm

8.4 Standort Athen

Trink-wasser-last [l/d]	Pumpen-laufzeit[12] [h]	Stag-nation [h]	Kollektor-ertrag [kWh/a]	Wärmeverluste Kollektor-kreis [kWh/a]	Wärmeverluste Speicher [kWh/a]	Zusatzwär-mebedarf [kWh/a]	f_{sav} [%]	f_{sol} [%]	η_{sys} [%]
110	906	434	5688	518	1822	6023	39,9	35,7	16,6
200	983	373	6221	539	1754	6474	41,4	37,8	19,0
300	1064	317	6780	558	1681	7005	42,5	39,3	21,5

Tabelle 5: Ertragsberechnung für den Standort Athen

[12] Die Kollektorkreispumpe wird in dieser Anlage in der Leistung bzw. Drehzahl geregelt. Der hier für die Pumpenlaufzeit angegebene Wert bezieht sich auf den Betrieb mit 100 % Nennleistung.

9 Rechenverfahren

Die Simulation der Anlage erfolgte in Anlehnung an CEN/TS 12977-2: 2010 *'Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - kundenspezifisch gefertigte Anlagen - Prüfverfahren'*.

Auf der Basis der Parameter der einzelnen Komponenten wurde mit dem Simulationsprogramm TRNSYS der Jahresenergieertrag der Anlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizungsunterstützung (Kombianlage) berechnet und die Energieeinsparung gegenüber einer konventionellen, nicht solaren Heizungsanlage für die Standorte Würzburg, Davos, Stockholm und Athen bestimmt.
Die Ergebnisse gelten nur für die angegebenen Referenzbedingungen und Komponentenkennwerte.

Dieser Bericht darf ohne die schriftliche Zustimmung des ITW nicht **auszugsweise** vervielfältigt werden.

Prüfungszeitraum: 20.02. bis 27.02.2012

Prüfer: Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 27. Februar 2012

Dr.-Ing. Harald Drück
- Leiter TZS -

Anhang A: Referenzbedingungen Standort Würzburg

	Einstrahlungssumme in Kollektorebene [kWh/m²]	Wärmebedarf zur Trinkwasser-erwärmung [kWh][13]			Wärmebedarf der Raumheizung [kWh]
		110 l/d	200 l/d	300 l/d	
Januar	47	147	268	402	1890
Februar	52	135	245	367	1498
März	79	148	268	403	1200
April	154	139	253	379	344
Mai	152	138	250	375	258
Juni	168	127	232	348	0
Juli	176	127	232	347	0
August	135	126	229	343	0
September	119	123	224	336	220
Oktober	76	132	240	360	703
November	46	133	242	364	1237
Dezember	27	144	262	392	1740
Gesamtes Jahr	**1231**	**1619**	**2945**	**4416**	**9090**

Tabelle 6 Monatliche Referenzbedingungen für die Ertragsvorhersage Standort Würzburg

Der Wärmebedarf einer konventionellen (nicht solaren) Trinkwassererwärmungsanlage berechnet sich als Summe aus dem Wärmebedarf zur Trinkwassererwärmung und den Wärmeverlusten des Speichers.

Jahreszeitabhängige Kaltwassertemperatur für den Standort Würzburg:

$$\vartheta_{cw} = 10 + 3 \bullet \sin(2 \bullet \pi \bullet (d - 137) / 365)$$

ϑ_{cw}	°C	Kaltwassertemperatur
d	-	Tag des Jahres

Trinkwasserzapfung: Täglich 6 Stunden nach Sonnenhöchststand

[13] ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste des Speichers der Referenzanlage

Anhang B: Referenzbedingungen Standort Davos

	Einstrahlungssumme in Kollektorebene [kWh/m²]	Wärmebedarf zur Trinkwasser-erwärmung [kWh][14]			Wärmebedarf der Raumheizung [kWh]
		110 l/d	200 l/d	300 l/d	
Januar	99	157	288	430	2111
Februar	129	148	261	395	1644
März	175	155	288	429	1337
April	178	151	276	413	947
Mai	166	155	283	423	609
Juni	154	150	271	407	313
Juli	163	157	278	421	142
August	159	151	277	414	177
September	144	148	269	404	272
Oktober	131	157	281	423	657
November	103	150	274	411	1496
Dezember	83	156	286	428	2048
Gesamtes Jahr	**1684**	**1833**	**3332**	**4998**	**11753**

Tabelle 7 Monatliche Referenzbedingungen für die Ertragsvorhersage Standort Davos

Der Wärmebedarf einer konventionellen (nicht solaren) Trinkwassererwärmungsanlage berechnet sich als Summe aus dem Wärmebedarf zur Trinkwassererwärmung und den Wärmeverlusten des Speichers.

Jahreszeitabhängige Kaltwassertemperatur für den Standort Davos:

$$\vartheta_{cw} = 5{,}4 + 0{,}8 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot (d - 137) / 365)$$

ϑ_{cw}	°C	Kaltwassertemperatur
d	-	Tag des Jahres

Trinkwasserzapfprofil: Täglich 6 Stunden nach Sonnenhöchststand

[14] ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste des Speichers der Referenzanlage

Anhang C: Referenzbedingungen Standort Stockholm

	Einstrahlungssumme in Kollektorebene [kWh/m²]	Wärmebedarf zur Trinkwasser-erwärmung [kWh][15]			Wärmebedarf der Raumheizung [kWh]
		110 l/d	200 l/d	300 l/d	
Januar	21	166	301	451	2770
Februar	51	150	274	412	2313
März	102	163	297	446	1889
April	135	150	272	408	1053
Mai	171	134	250	378	259
Juni	170	127	229	343	109
Juli	164	126	225	334	44
August	142	119	216	323	106
September	103	120	217	325	512
Oktober	60	136	245	367	1287
November	25	143	258	387	2033
Dezember	13	158	288	432	2585
Gesamtes Jahr	**1157**	**1689**	**3071**	**4607**	**14960**

Tabelle 8 Monatliche Referenzbedingungen für die Ertragsvorhersage Standort Stockholm

Der Wärmebedarf einer konventionellen (nicht solaren) Trinkwassererwärmungsanlage berechnet sich als Summe aus dem Wärmebedarf zur Trinkwassererwärmung und den Wärmeverlusten des Speichers.

Jahreszeitabhängige Kaltwassertemperatur für den Standort Stockholm:

$$\vartheta_{cw} = 8{,}5 + 6{,}4 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot (d - 137) / 365)$$

ϑ_{cw}	°C	Kaltwassertemperatur
d	-	Tag des Jahres

Trinkwasserzapfprofil: Täglich 6 Stunden nach Sonnenhöchststand

[15] ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste des Speichers der Referenzanlage

Anhang D: Referenzbedingungen Standort Athen

	Einstrahlungssumme in Kollektorebene [kWh/m²]	Wärmebedarf zur Trinkwasser-erwärmung [kWh][16]			Wärmebedarf der Raumheizung [kWh]
		110 l/d	200 l/d	300 l/d	
Januar	110	132	240	360	2324
Februar	104	128	228	339	2311
März	122	128	235	354	1655
April	150	115	209	315	98
Mai	163	98	184	279	0
Juni	171	89	160	240	0
Juli	187	82	148	221	0
August	198	77	141	212	0
September	182	80	146	219	0
Oktober	144	98	176	263	0
November	100	109	196	293	213
Dezember	87	123	225	338	1513
Gesamtes Jahr	**1718**	**1259**	**2289**	**3433**	**8114**

Tabelle 9 Monatliche Referenzbedingungen für die Ertragsvorhersage Standort Athen

Der Wärmebedarf einer konventionellen (nicht solaren) Trinkwassererwärmungsanlage berechnet sich als Summe aus dem Wärmebedarf zur Trinkwassererwärmung und den Wärmeverlusten des Speichers.

Jahreszeitabhängige Kaltwassertemperatur für den Standort Athen:

$$\vartheta_{cw} = 17{,}8 + 7{,}4 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot (d - 137) / 365)$$

ϑ_{cw}	°C	Kaltwassertemperatur
d	-	Tag des Jahres

Trinkwasserzapfprofil: Täglich 6 Stunden nach Sonnenhöchststand

[16] ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste des Speichers der Referenzanlage

Anhang E: Berechnung der anteiligen Energieeinsparung, des solaren Deckungsanteils und des Nutzungsgrads

1. Anteilige Energieeinsparung [%]:

$$f_{sav} = \frac{Q_{conv,net} / \eta_{conv} - Q_{aux,net} / \eta_{aux}}{Q_{conv,net} / \eta_{conv}} \cdot 100$$

unter der Annahme, dass $\eta_{conv} = \eta_{aux}$ gilt:

$$f_{sav} = \frac{Q_{conv,net} - Q_{aux,net}}{Q_{conv,net}} \cdot 100$$

2. Solarer Deckungsanteil [%]:

$$f_{sol} = \frac{Q_d - Q_{aux,net}}{Q_d} \cdot 100$$

3. Nutzungsgrad [%]:

$$\eta_{sys} = \frac{f_{sav} \cdot Q_{conv,net}}{E_{glob,K} \cdot A_C} \cdot 100$$

η_{aux} Kessel-Nutzungsgrad einer Kombianlage [%]

η_{conv} Kessel-Nutzungsgrad einer konventionellen (nicht solaren) Heizungsanlage [%]

$E_{glob,K}$ Globalstrahlungssumme in Kollektorebene:

Würzburg: 1231 kWh/(m²·a)

Davos: 1684 kWh/(m²·a)

Stockholm: 1157 kWh/(m²·a)

Athen: 1718 kWh/(m²·a)

$Q_{aux,net}$ Zusatzwärmebedarf einer Kombianlage [kWh/a]

Q_d Wärmemenge zur vollständigen Deckung des Wärmebedarfs [kWh/a] ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste des Speichers

$Q_{conv,net}$ Wärmebedarf einer konventionellen (nicht solaren) Heizungsanlage [kWh/a] mit Berücksichtigung der Wärmeverluste des Referenzspeichers in Höhe von 644 kWh/a

FORSCHUNGS- UND TESTZENTRUM FÜR SOLARANLAGEN
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik
Universität Stuttgart

in Kooperation mit
SWT TECHNOLOGIE

Prüfbericht
Regler für eine Kombianlage

Prüfbericht-Nr.: 12CTR52
Stuttgart, den 07.09.2012

Auftraggeber:	Schüco International KG Karolinenstrasse 1-15 33609 Bielefeld
Hersteller:	Schüco International KG
Typ:	ITE 5010

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart

Tel. 0049(0)711/685-63536 • Fax 0049(0)711/685-63503 • e-mail: tzs@itw.uni-stuttgart.de

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung 3

2 Geprüfte Funktionen des Reglers 4

3 Anlagenschema 6

4 Einstellwerte 7

5 Prüfungsdurchführung 7

6 Prüfergebnisse 8

6.1 Prüfung der Kollektorkreisregelung 8

6.2 Prüfung der Funktion „Solares Heizen“ 11

6.3 Prüfung der Funktion „Warmwasser Speicherbeladung mit Wärmepumpe“ 12

6.4 Prüfung der Funktion „Abtauung der Wärmepumpe“ 13

6.5 Prüfung der Funktion „Heizen (gemischter Heizkreis)“ 14

6.6 Prüfung der Funktion „Pufferbeladung“ 15

7. Bemerkung 16

1 Einleitung

Für den Regler ITE 5010 der Firma Schüco International KG zur Regelung einer solaren Kombianlage mit Wärmepumpe wurde das Regelverhalten des Kollektorkreises zur Beladung des Speichers über einen eingetauchten Wärmeübertrager (siehe Anlagenschema, Bild 2) sowie die Funktionen „Solares Heizen“, „Warmwasser-Speicherbeladung mit Wärmepumpe“, „Abtauung“, „Heizen (gemischter Heizkreis)“ und „Pufferbeladung“ mit der Werkseinstellung untersucht. Bezüglich der Reglung des Kollektorkreises handelt es sich bei diesem Regler (siehe Bild 1) um einen „Delta-T-Regler“, der die Kollektorkreispumpe in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Speicher ein- und ausschaltet. Zusätzlich kann die von der Kollektorkreispumpe aufgenommene Leistung geregelt werden.

Bild 1: Bedieneinheit des geprüften Reglers

2 Geprüfte Funktionen des Reglers

Kollektorkreispumpe:

Delta-T-Regelung mittels Kollektortemperatur S01 und Speichertemperatur S02:
Überschreitet die Kollektortemperatur S01 die Temperatur S02 um den Wert ΔT_{ein}, so wird die Kollektorkreispumpe eingeschaltet. Unterschreitet die Temperaturdifferenz zwischen der Kollektortemperatur S01 und der Speichertemperatur S02 den Wert ΔT_{aus}, so wird die Kollektorkreispumpe ausgeschaltet. Erreicht die Speichertemperatur S02 die Solltemperatur Solar ($T_{Soll, Solar}$), so wird die Kollektorkreispumpe ausgeschaltet. Die Kollektorkreispumpe wird eingeschaltet, wenn die Speichertemperatur S02 die Solltemperatur Solar um die Solltemperatur Solar Hysterese Speicher $T_{Soll, Solar, Hys}$ unterschreitet:
Die Pumpe schaltet ein, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

- $S01 - S02 > \Delta T_{ein}$

und

- $S02 < T_{Soll, Solar} - T_{Soll, Solar, Hys}$

Die Pumpe schaltet aus, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

- $S01 - S02 \leq \Delta T_{aus}$

oder

- $S02 > T_{Soll, Solar}$

Leistungsregelung der Kollektorkreispumpe:
Die Drehzahl bzw. die von der Kollektorkreispumpe aufgenommene elektrische Leistung wird in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen Kollektortemperatur S01 und Speichertemperatur S02 linear geregelt.

Solares Heizen:

Überschreitet die Speichertemperatur S09 den Heizwassertemperatur-Sollwert $T_{Heiz, Soll}$ um 10 K und überschreitet die Speichertemperatur S08 die Warmwasser-Solltemperatur $T_{WW, Soll}$ um 1 K und ist die gedämpfte Außentemperatur[1] $T_{a,g}$ unter 15 °C, so öffnet der Mischer A24/25. Dieser Mischer schließt, wenn die Speichertemperatur S09 den Heizwassertemperatur-Sollwert $T_{Heiz, Soll}$ unterschreitet oder die Speichertemperatur S08 die Warmwasser-Solltemperatur $T_{WW, Soll}$ unterschreitet oder die gedämpfte Außentemperatur $T_{a,g}$ von 15 °C überschreitet:

Der Mischer A24/A25 öffnet, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

- $S09 > T_{Heiz, Soll} + 10\ K$

und

- $S08 > T_{WW, Soll} + 1\ K$

[1] über einen eingestellten Zeitraum gemittelte Außentemperatur

und

- $T_{a,g} < 15$ °C

Der Mischer A24/A25 schließt, wenn eine der folgenden Bedingungen erfüllt ist:

- $S09 < T_{Heiz, Soll}$

oder

- $S08 < T_{WW, Soll}$

oder

- $T_{a,g} > 15$ °C

Warmwasser-Speicherbeladung mit Wärmepumpe:

Unterschreitet die Speichertemperatur S08 die Warmwasser-Solltemperatur $T_{WW, Soll}$ um 2 K und ist die Außentemperatur S10 größer als die Bivalenztemperatur Warmwasser (5 °C), so öffnet das Ventil A10, bis die Speichertemperatur S08 die Warmwasser-Solltemperatur $T_{WW,Soll}$ um 2 K überschreitet:

Das Ventil A10 öffnet, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

- $S08 < T_{WW, Soll} - 2$ K

und

- $S10 > 5$ °C

Das Ventil A10 schließt, wenn folgende Bedingung erfüllt ist:

- $S08 > T_{WW, Soll} + 2$ K

Abtauen

Der Mischer A24/A25 sowie das Bypassventil A22/A23 werden geöffnet, wenn das entsprechende Signal von der Wärmepumpe erfolgt.

Heizen (gemischter Heizkreis)

Unterschreitet die Heizkreistemperatur T_{HK} (Mittelwert aus Vor- und Rücklauftemperatur der Raumheizung S11 und S12) die Heizkreis-Solltemperatur $T_{HK, Soll}$ um 3 K und unterschreitet die gedämpfte Außentemperatur $T_{a,g}$ 15 °C, wird der Mischer A20/A21 geöffnet. Überschreitet die Heizkreistemperatur T_{HK} die Heizkreis-Solltemperatur $T_{HK, Soll}$ um 3 K oder überschreitet die gedämpfte Außentemperatur $T_{a,g}$ 15 °C, so schließt dieser Mischer.

Der Mischer A20/A21 öffnet, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

- $T_{HK} < T_{HK, Soll} - 3$ K

und

- $T_{a,g} < 15$ °C

Der Mischer A20/A21 schließt, wenn eine der folgenden Bedingungen erfüllt ist:

- $T_{HK} > T_{HK, Soll} + 3$ K

oder

- $T_{a,g} < 15$ °C

Pufferbeladung

Unterschreitet die Speichertemperatur S09 20 °C, so werden der Mischer A24/A25 und das Bypassventil A22/A23 geöffnet, bis die Speichertemperatur S09 einen Wert von 22 °C überschreitet:

Der Mischer A24/A25 und das Bypassventil A22/A23 öffnen, wenn folgende Bedingung erfüllt ist:

- S09 < 20 °C

Der Mischer A24/A25 und das Bypassventil A22/A23 schließen, wenn folgende Bedingung erfüllt ist:

- S09 > 22 °C

3 Anlagenschema

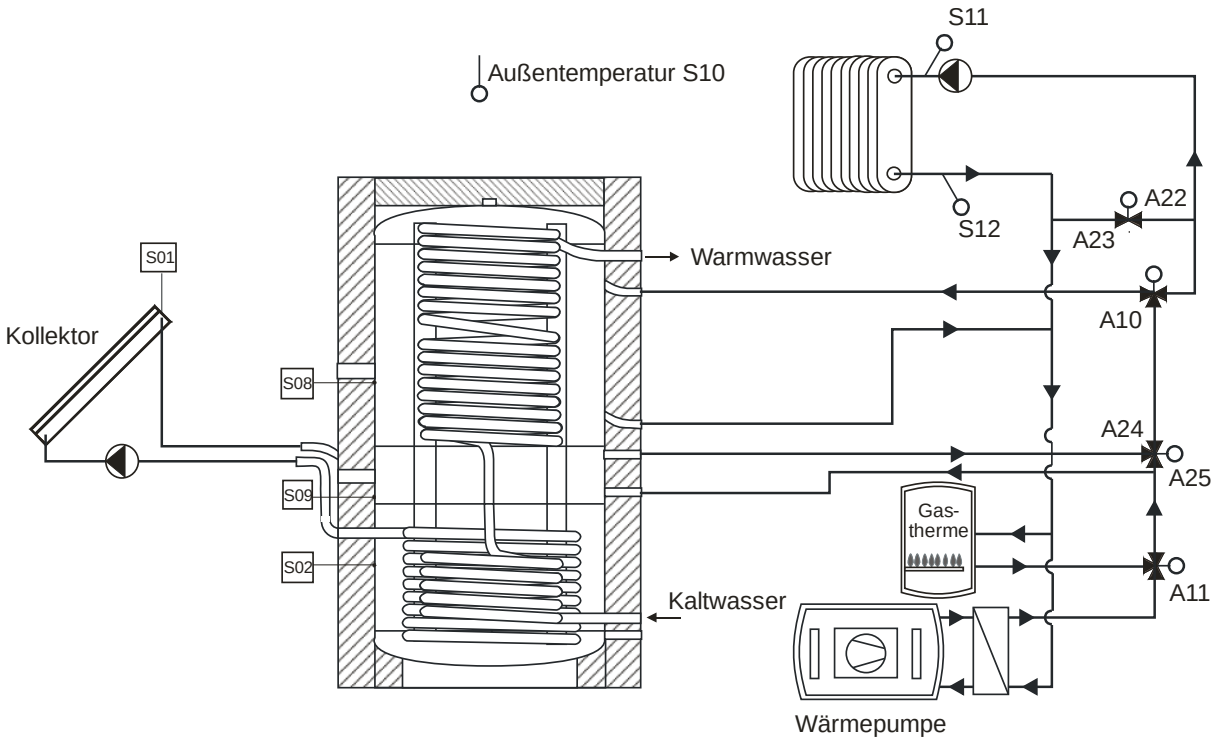


Bild 2: Anlagenschema der Kombianlage

4 Einstellwerte

Bei der Durchführung der Prüfungen waren am Regler u. a. folgende relevante Einstellungen gewählt:

- ΔT_{ein} (Einschalttemperaturdifferenz Solar): 6 K
- ΔT_{aus} (Ausschalttemperaturdifferenz Solar): 3 K
- $T_{Soll, Solar}$ (Solltemperatur Solar): 85 C
- $T_{Soll, Solar, Hys}$ (Solltemperatur Solar Hysterese Speicher): 5 K
- $T_{WW, Soll}$ (Warmwasser Solltemperatur): 52 °C

5 Prüfungsdurchführung

Für die Überprüfung des temperaturabhängigen Schaltverhaltens des Reglers wurden die Temperaturfühler durch elektronische Widerstände ersetzt. Der Wert dieser Widerstände kann zur Simulation unterschiedlicher Temperaturen verändert werden.

Zur Untersuchung der Volumenstromregelung der Kollektorkreispumpe war im Pumpenkreislauf die zur Anlage gehörende Pumpe vom Typ Wilo Stratos TEC eingebaut. Der Druckverlust im Pumpenkreislauf wurde so eingestellt, dass die Pumpe einen maximalen Volumenstrom von 780 l/h förderte.

6 Prüfergebnisse

6.1 Prüfung der Kollektorkreisregelung

Zur Überprüfung der Ein- und Ausschalttemperaturdifferenz für die Kollektorkreispumpe sowie der Pumpenregelung wurde die Speichertemperatur S02 zwischen 20 °C und 80 °C variiert und die Kollektortemperatur S01 in Abständen von 20 s in 0,5 K-Schritten auf- und absteigend variiert.
Die Abbildungen 3 bis 10 zeigen die dabei ermittelten Volumenströme im Pumpenkreislauf.

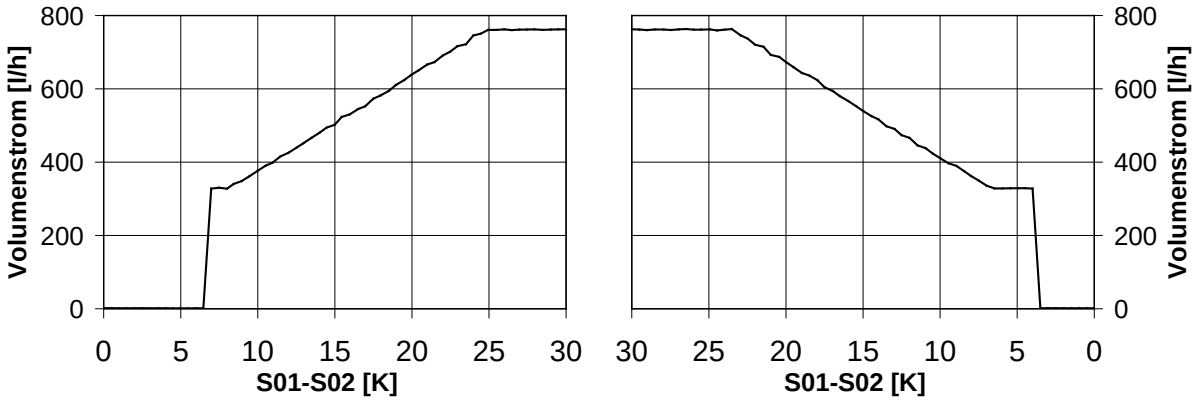


Bild 3: Volumenstrom der Kollektorkreispumpe bei S02 = 20 °C

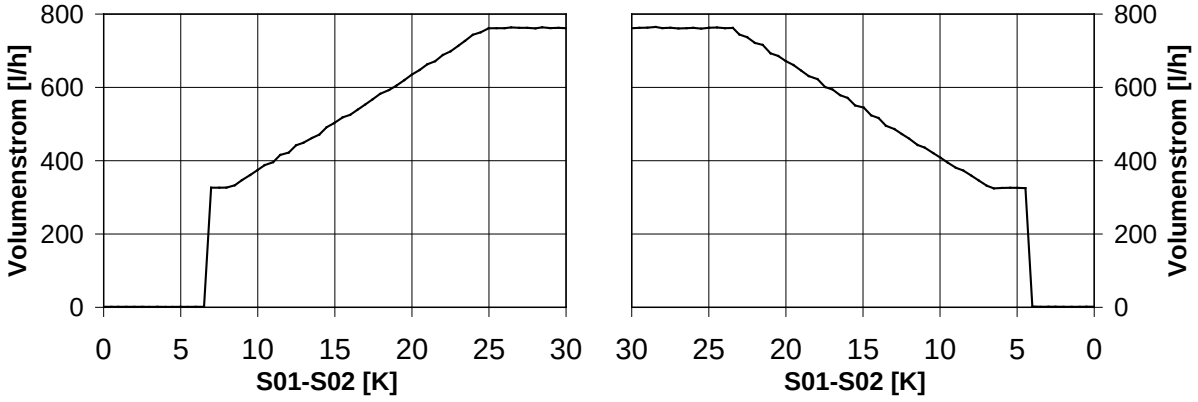


Bild 4: Volumenstrom der Kollektorkreispumpe bei S02 = 30 °C

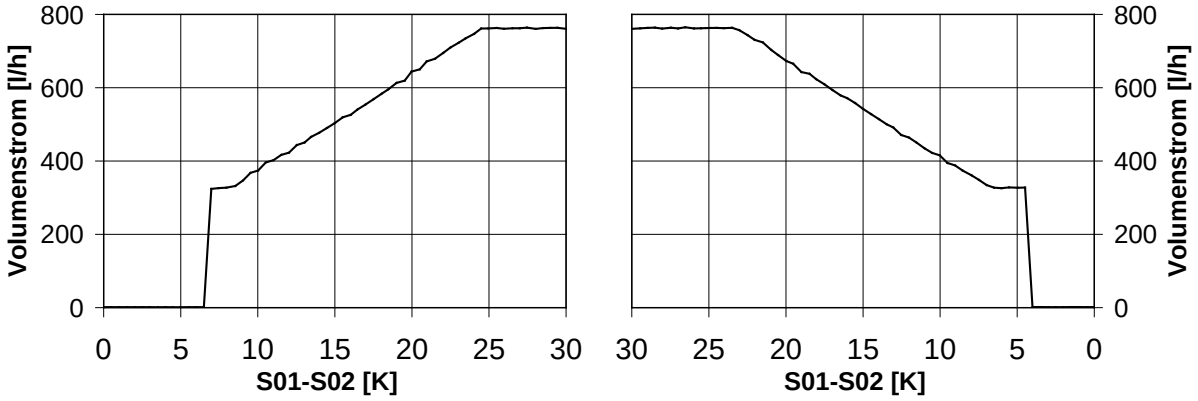


Bild 5: Volumenstrom der Kollektorkreispumpe bei S02 = 40 °C

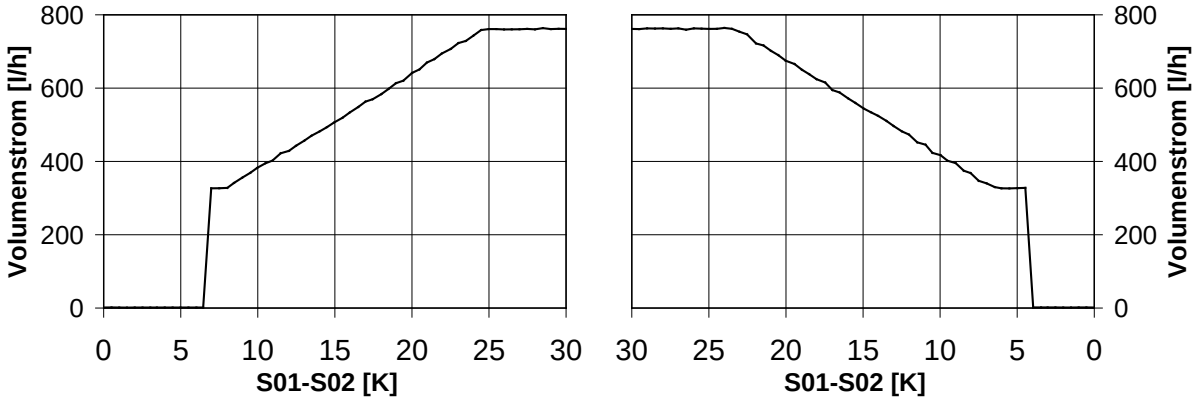


Bild 6: Volumenstrom der Kollektorkreispumpe bei S02 = 50 °C

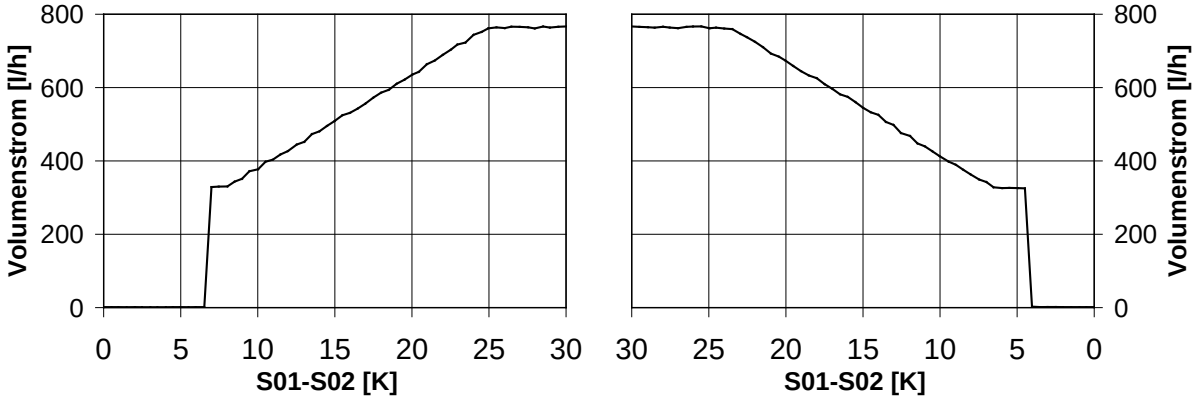


Bild 7: Volumenstrom der Kollektorkreispumpe bei S02 = 60 °C

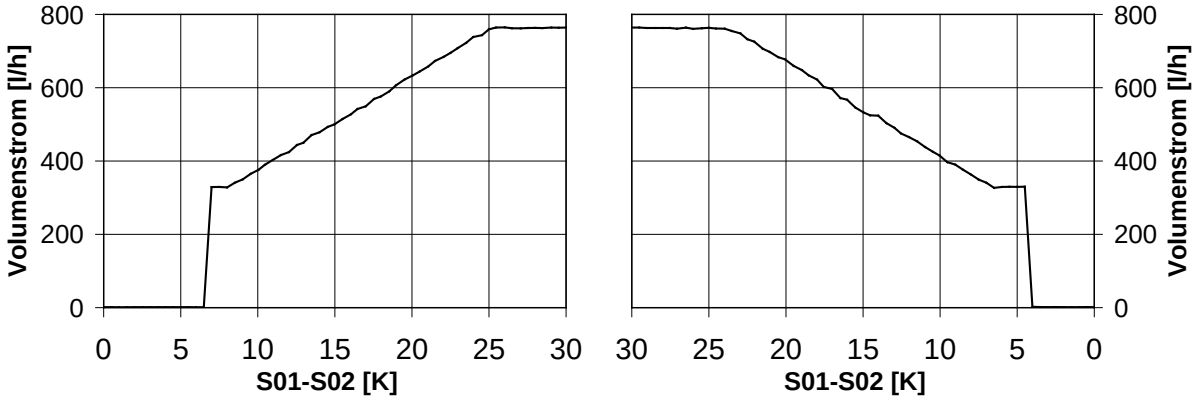


Bild 8: Volumenstrom der Kollektorkreispumpe bei S02 = 70 °C

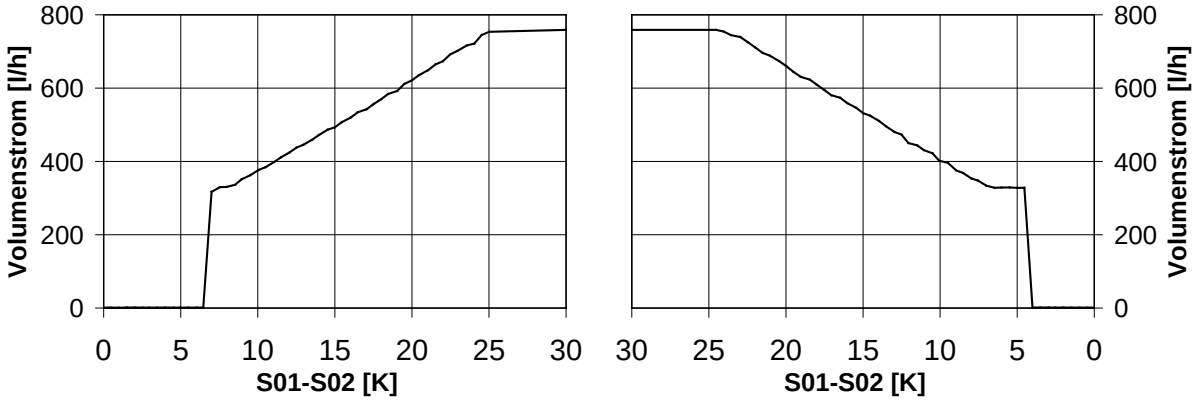


Bild 9: Volumenstrom der Kollektorkreispumpe bei S02 = 80 °C

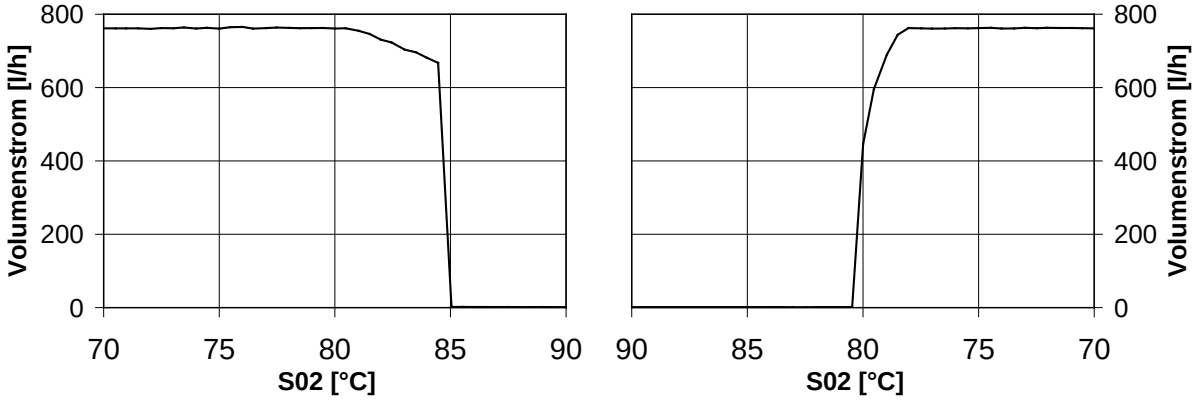


Bild 10: Schaltzustände der Kollektorkreispumpe für Speichertemperaturen S02 > 80 °C (Kollektortemperatur S01 = 105 °C)

Die Bilder 3 bis 10 zeigen, dass der Regler die eingestellte Ein- und Ausschalttemperaturdifferenz über den gesamten untersuchten Temperaturbereich im Rahmen der Messgenauigkeit einhält.
Die Bilder zeigen außerdem, dass die Regelung der Drehzahl der Kollektorkreispumpe in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen Kollektor (S01) und Speicher (S02) erfolgt. Nach dem Einschalten fördert die Pumpe einen minimalen Volumenstrom von ca. 330 l/h. Ab einer Temperaturdifferenz von ca. 8 K wird der Volumenstrom bis zu einer Temperaturdifferenz von ca. 25 K linear bis zum maximalen Wert erhöht. Verringert sich die Temperaturdifferenz, so wird der Volumenstrom ab einer Temperaturdifferenz von ca. 23 K linear reduziert, bis bei einer Temperaturdifferenz von ca. 6 K wieder der minimale Wert des Volumenstroms erreicht wird.

Bild 10 zeigt außerdem, dass bei einer Speichertemperatur S02 von ca. 85°C die Kollektorkreispumpe ausgeschaltet wird (Speichermaximaltemperaturbegrenzung). Sie wird bei einer Temperatur von ca. 80°C wieder eingeschaltet.

6.2 Prüfung der Funktion „Solares Heizen“

Zur Prüfung der Funktion „Solares Heizen“ wurden die relevanten Temperaturen S08, S09 und $T_{a,g}$ variiert und die Schaltzustände des Mischers A24/A25 aufgenommen. Der Heizwassertemperatur-Sollwert betrug hier 22 °C.

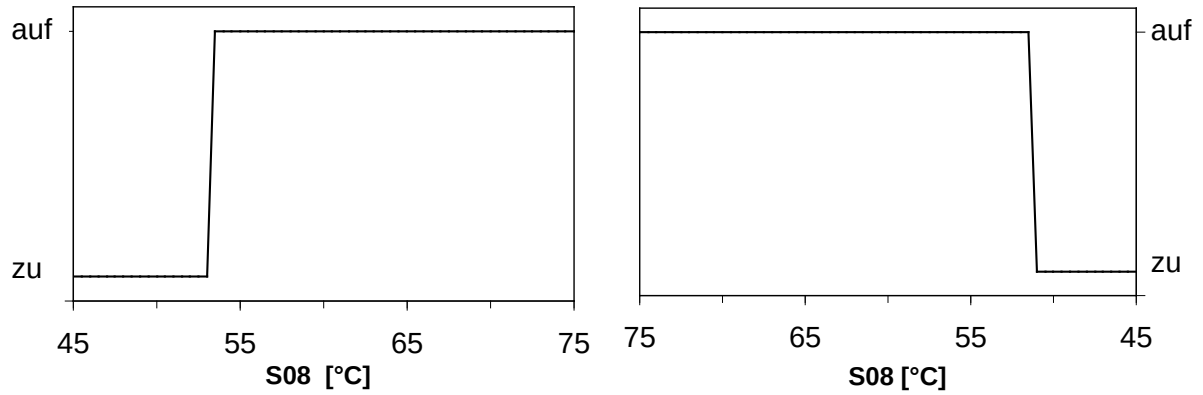


Bild 11: Schaltzustände des Mischers A24/A25 bei Variation der Temperatur S08 (S09 = 34 °C = konstant, $T_{a,g}$ = 14 °C = konstant)

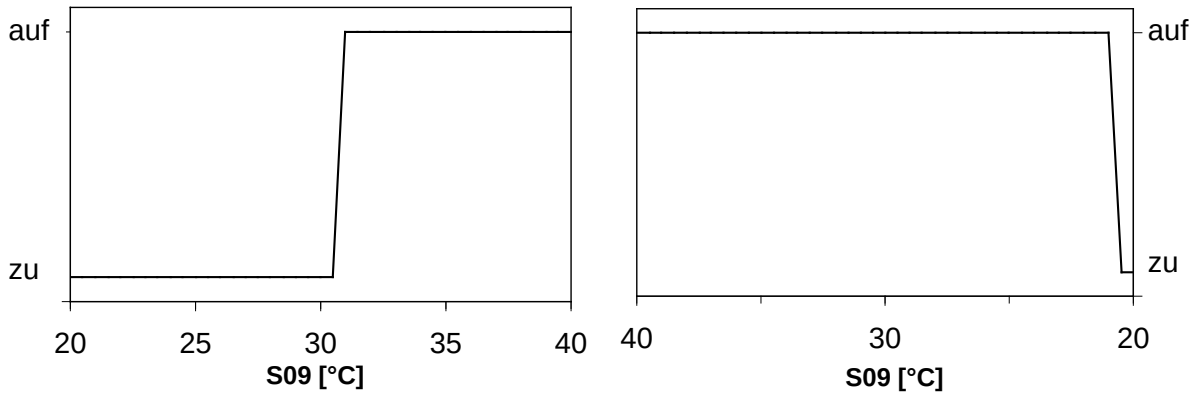


Bild 12: Schaltzustände des Mischers A24/A25 bei Variation der Temperatur S09 (S08 = 55 °C = konstant, $T_{a,g}$ = 14 °C = konstant)

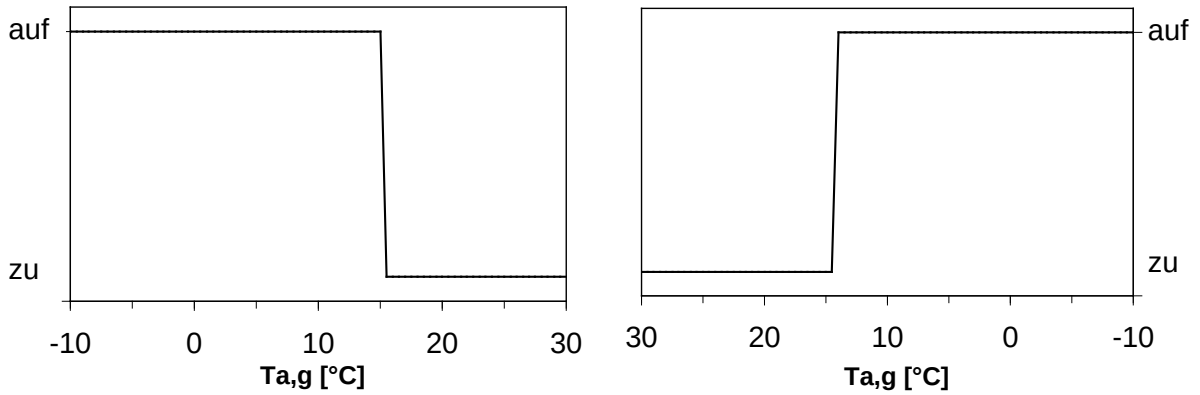


Bild 13: Schaltzustände des Mischers (A24/A25) bei Variation der Temperatur $T_{a,g}$ (S08 = 55 °C = konstant, S09 = 34 °C = konstant)

Die Bilder 11 bis 13 zeigen, dass der Mischer A24/A25 entsprechend den Vorgaben des Herstellers gesteuert wird.

6.3 Prüfung der Funktion „Warmwasser Speicherbeladung mit Wärmepumpe“

Zur Prüfung der Funktion „Warmwasser Speicherbeladung mit Wärmepumpe“ wurde die Temperatur S08 variiert und die Schaltzustände des Umschaltventils A10 aufgenommen. Die „Bivalenztemperatur Warmwasser“ betrug hier 5 °C. Die Aussentemperatur S10 betrug 15 °C.

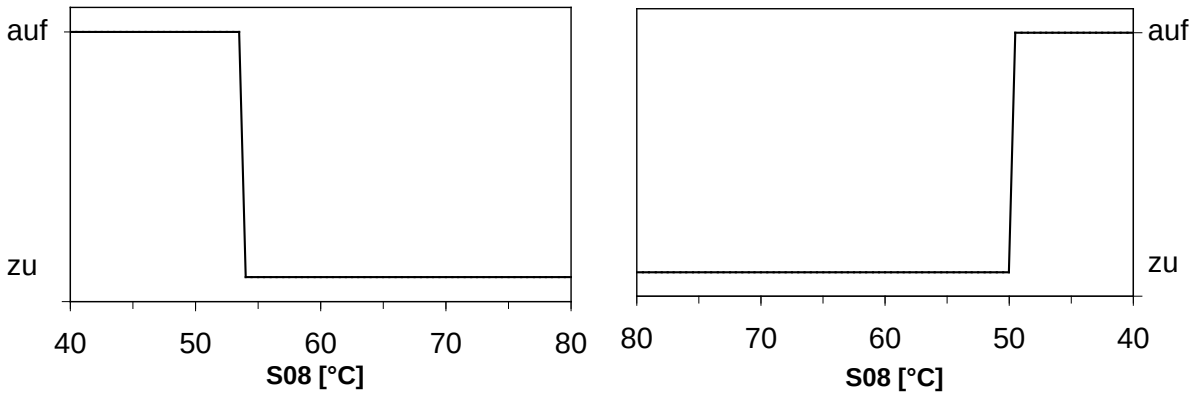


Bild 14: Schaltzustände des Umschaltventils A10 bei Variation der Temperatur S08

Bild 14 zeigt, dass das Umschaltventil A10 entsprechend den Vorgaben bei Überschreiten einer Temperatur von ca. 54 °C an S08 geschlossen wird und bei Unterschreiten einer Temperatur von ca. 50 °C an S08 geöffnet wird.

6.4 Prüfung der Funktion „Abtauung der Wärmepumpe“

Zur Prüfung der Funktion „Abtauung der Wärmepumpe“ wurde das Signal der Wärmepumpe emuliert und die Schaltzustände der Ventile A22/A23 und A24/A25 aufgenommen.

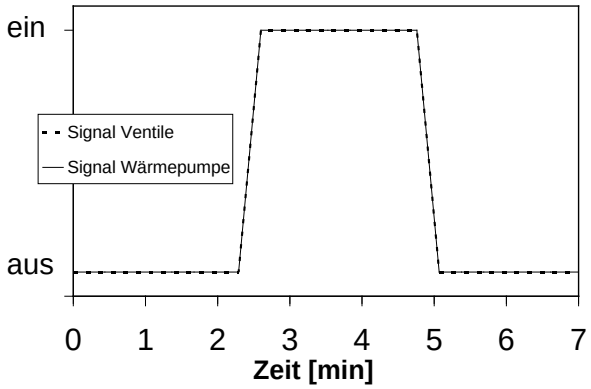


Bild 15: Signal Wärmepumpe und Schaltzustände der Ventile A22/A23 und A24/A25

Bild 15 zeigt, dass die beiden Ventile mit dem Signal der Wärmepumpe angesteuert (geöffnet) werden.

6.5 Prüfung der Funktion „Heizen (gemischter Heizkreis)“

Zur Prüfung der Funktion „Heizen (gemischter Heizkreis)“ wurden die relevanten Temperaturen $T_{a,g}$, S11 und S12 variiert und die Schaltzustände des Mischers A20/A21 aufgenommen. Der Heizkreistemperatur-Sollwert betrug hier 25 °C.

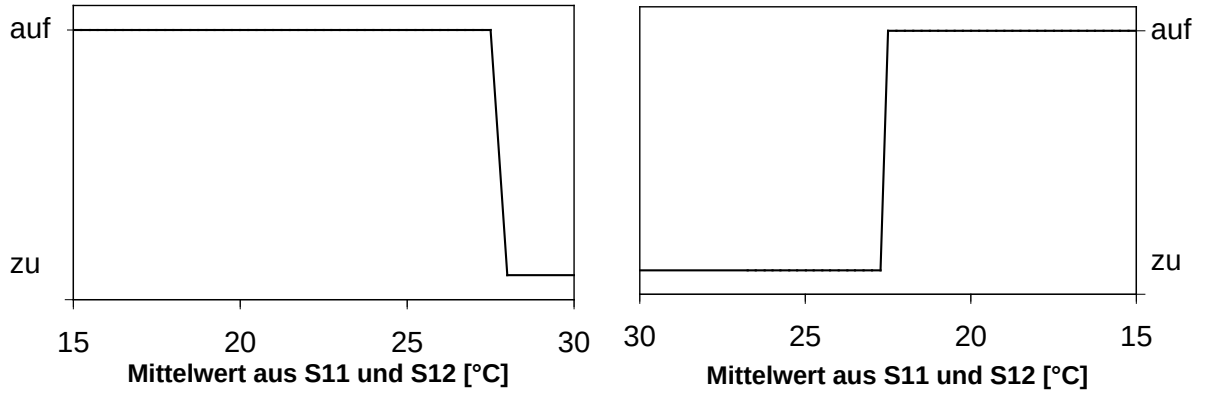


Bild 16: Schaltzustände des Mischers A20/A21 bei Variation der Temperatur S12 (S11 = 15 °C = konstant, $T_{a,g}$ = 0 °C = konstant)

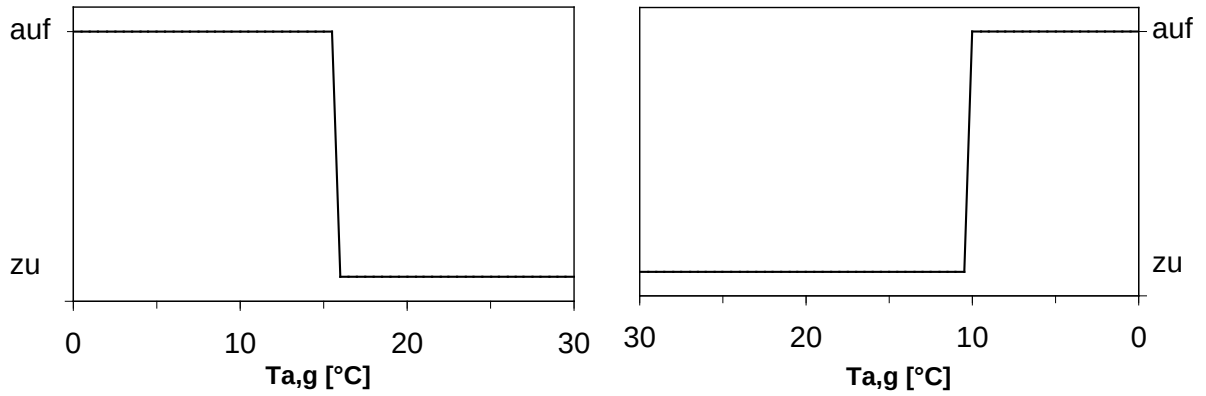


Bild 17: Schaltzustände des Mischers A20/A21 bei Variation der Temperatur $T_{a,g}$ (S11 = S12 = 20 °C = konstant)

Bild 16 zeigt, dass der Mischer A20/A21 entsprechend den Vorgaben in Abhängigkeit von der Heizkreistemperatur geöffnet bzw. geschlossen wird. Bild 17 zeigt, dass der Mischer bei steigender gedämpfter Außentemperatur $T_{a,g}$ bei einem Wert von 15 °C geschlossen wird, bei fallender gedämpfter Außentemperatur $T_{a,g}$ wird er jedoch entgegen den Vorgaben erst bei einem Wert von ca. 10 °C geöffnet.

6.6 Prüfung der Funktion „Pufferbeladung“

Zur Prüfung der Funktion „Pufferbeladung“ wurde die Speichertemperatur Mitte (S09) variiert und die Schaltzustände des Bypassventils A22/A23 sowie des Mischers A24/A25 aufgenommen.

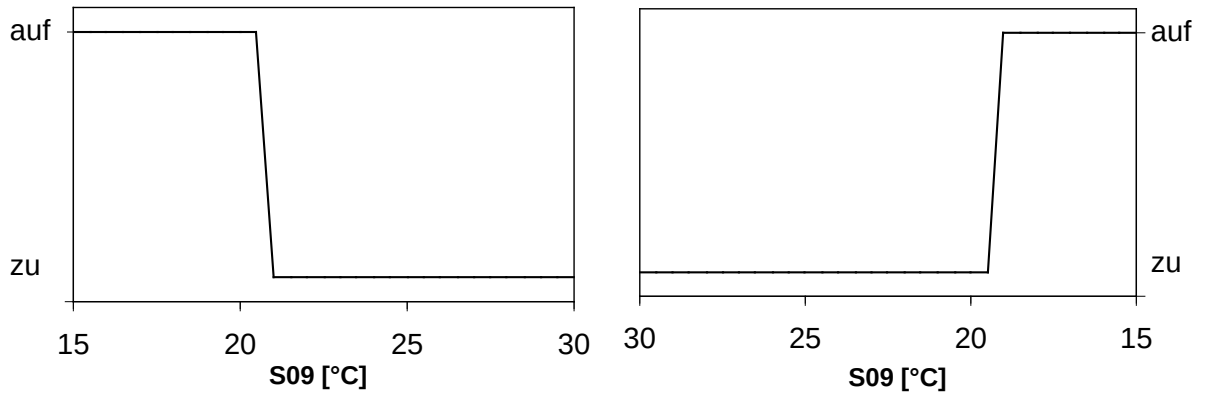


Bild 18: Schaltzustände des Bypassventils A22/A23 und des Mischers A24/A25 bei Variation der Temperatur S09

Bild 18 zeigt, dass die beiden Ventile entsprechend den Vorgaben geöffnet bzw. geschlossen werden.

7. Bemerkung

Die in den Diagrammen angegebenen Temperaturen sind mit einer Unsicherheit von max. ±1 K behaftet.

Eingang Prüfling:	29.02.2012
Identifikation Prüfling:	Aufkleber 12CTR52
Prüfungszeitraum:	14.08.2012 bis 31.08.2012
Prüfungsort:	Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Prüfer:	Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 7. September 2012

Dr.-Ing. Harald Drück

- Leiter TZS -

Untersuchungen von Wärmedämmmaterialien für Kurzzeitwärmespeicher

S. Bachmann, B. Traub, H. Drück
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel.: 0711/685-63536, Fax: 0711/685-63503
E-Mail: bachmann@itw.uni-stuttgart.de
Internet: www.itw.uni-stuttgart.de

1. Einleitung

Die Wärmeverlustrate eines Wärmespeichers gilt als einer der einflussreichsten Speicherparameter auf die erzielbare Energieeinsparung einer thermischen Solaranlage. Sie wird insbesondere durch das Wärmedämmmaterial (Wärmeleitfähigkeit und Dicke) aber auch durch die Passgenauigkeit beeinflusst. Zukünftig sollen u. a. Warmwasserspeicher in der europäischen Union durch ein sogenanntes „Labeling“ bewertet werden. Hierbei handelt es sich um eine Eingruppierung in Energieeffizienzklassen, wie dies z.B. bei Haushaltsgeräten bereits etabliert ist. Bei Warmwasserspeichern wird vermutlich ausschließlich die Wärmeverlustrate bzw. die Wärmeverluste zur Klassifizierung herangezogen werden. Aus diesem Grund werden in letzter Zeit von Seiten der Industrie vermehrt neue Wärmedämmkonzepte für diese Speicher entwickelt und erprobt.
Datenblätter von Wärmedämmmaterialien enthalten meist nur den Wert für die Wärmeleitfähigkeit bei einer mittleren Probentemperatur von 10°C bei einer Normdicke. Die Normdicke ist die Dicke des Wärmedämmmaterials, wenn es mit einem Druck von (50 ± 1,5 Pa) verdichtet wird [1]. Zum einen liegen aber die Temperaturen beim Einsatz der Wärmedämmung an Wärmespeichern deutlich höher und zum anderen werden die Wärmedämmmaterialien bei der Montage an den Wärmespeicher oftmals nicht auf die Normdicke verdichtet. Um den Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Wärmedämmmaterials in Abhängigkeit von der Temperatur, mit der tatsächlichen, am Wärmespeicher verbauten Dicke auf die Energieeinsparung bewerten zu können, wurden Messungen in einer sogenannten Zwei-Platten-Apparatur durchgeführt. Es wurde jeweils die Wärmeleitfähigkeit bei fünf verschiedenen, mittleren Probentemperaturen gemessen. Basierend darauf wurde eine Geradengleichung für die Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit von der Temperatur ermittelt, die die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit des Wärmedämmmaterials für beliebige mittlere Probentemperaturen ermöglicht. Die Proben wurden während der Prüfung auf Montagedicke verdichtet.

Am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des ITW der Universität Stuttgart wurde außerdem für einen Speicher mit einem Nennvolumen von 750 l für

sechs unterschiedliche Wärmedämmkonzepte (Weichschaum, verschiedene Polyesterfaservliese, sowie Sandwichkonzepte) die Wärmeverlustrate nach DIN EN 12977-3 [2] ermittelt. Anschließend wurden für eine typische Kombianlage für ein Einfamilienhaus am Standort Würzburg Jahressimulationen für die verschiedenen Wärmedämmkonzepte des Speichers durchgeführt und die anteilige Energieeinsparung ermittelt.

2. Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit von der Temperatur

Die tatsächliche Wärmeübertragung in einem porösen Stoff wie z. B. einem Vlies ist das Ergebnis des Zusammenwirkens von Wärmestrahlung und Wärmeleitung und deren Wechselwirkung mit der Massenübertragung in feuchten Stoffen.
Die Wärmeübertragung ist keine reine Stoffeigenschaft, sondern abhängig von der Dicke der Wärmedämmung bzw. vom Komprimierungsgrad und der Temperaturdifferenz bei gleicher mittlerer Prüftemperatur sowie von den Strahlungseigenschaften der Oberflächen.

2.1 Die Zwei-Platten-Apparatur

Für die messtechnische Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit wurde hier eine Zwei-Platten-Apparatur (ZPA) der Firma Taurus Instruments GmbH verwendet. Die Zwei-Platten-Apparatur besteht im Wesentlichen aus einer Messkammer mit der Plattenapparatur, dem Mess- und Regelsystem sowie einem Rechner.
Bild 1 zeigt eine schematische Abbildung der Probekörperanordnung in der Zwei-Platten-Apparatur. Zwischen der Heizplatte (Kantenlänge L_{HP}) und den Kühlplatten oben und unten ist je eine Probe angeordnet. Die Kühlplatten werden über einen Kryostat gekühlt, die Heizplatte wird elektrisch beheizt.

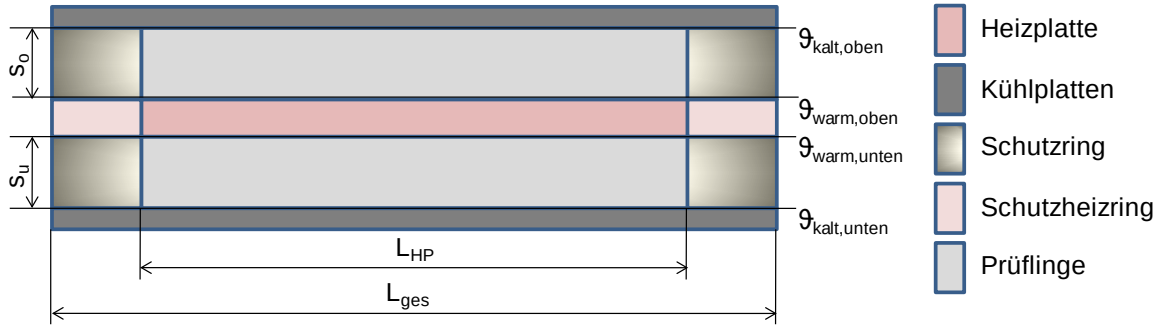


Bild 1: Schematische Abbildung der Probekörperanordnung in der Zwei-Platten-Apparatur

In der Zwei-Platten-Apparatur wird eine von der Heiz- zu den Kühlplatten gerichtete, gleichmäßige Wärmestromdichte hergestellt. Dabei wird die Anlage so geregelt, dass sich sowohl an der oberen, als auch an der unteren Probe die gleiche konstante Temperaturdifferenz einstellt. Die Wärme durchdringt die Proben und wird

von den Kühlplatten abgeführt. Die Temperaturen an den Warm- und Kaltseiten der Proben werden mit Thermoelementen bestimmt.
Die Heizplatte besteht aus einem zentralen Messausschnitt und einem umliegenden Schutzheizring. Dieser bewirkt zusammen mit dem Schutzring (Randwärmedämmung) der Proben eine Reduzierung des seitlichen Wärmestroms. Der Schutzring der Proben muss normgemäß einen gleichen bzw. höheren Wärmedurchlasswiderstand haben als der Wärmedurchlasswiderstand der Proben. Proben und Schutzring können aus einem Stück sein. Für geschichtete Materialien, wie beispielsweise ein Vlies mit Polystyrol müssen Proben und Schutzring aus einem Stück gefertigt sein [3].

2.2 Messergebnisse

Die im Folgenden beschriebenen Messungen wurden mit Proben und Schutzring aus einem Stück durchgeführt. Ein Probenpaar besteht aus zwei einzelnen Proben mit den Abmessungen 90 x 90 cm. Um die Wärmeleitfähigkeit der Proben bei unterschiedlichen Montagearten am Warmwasserspeicher zu bestimmen, wurde die Wärmeleitfähigkeit eines Polyestervlieses mit Polystyrol in Abhängigkeit von der Temperatur bei zwei verschiedenen Verdichtungsgraden untersucht. Tabelle 1 zeigt das untersuchte Wärmedämmmaterial.

Tabelle 1: Untersuchtes Wärmedämmmaterial

Bezeichnung	Material	Normdicke [mm]	Raumgewicht [kg/m^3]
M2	Polyesterfaservlies	140	12

Die Prüfung des Wärmedämmmaterials erfolgte in Anlehnung an EN 12664:2001. Die Proben wurden vor der Prüfung bei einer Temperatur von 21°C ± 2 K und einer relativen Feuchte von 40 ± 20 % mindestens sechs Tage lang gelagert. Um ein möglichst realitätsnahes Verhalten der Proben inklusive Feuchtereduktion bei steigender Probenmitteltemperatur während der Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit zu erzielen, wurden die Proben nach dem Erreichen des Gleichgewichtszustands und während der Prüfung nicht mit einer dampfdiffusionsdichten Hülle umgeben.

Die Wärmeleitfähigkeiten der Proben wurden bei fünf unterschiedlichen Probenmitteltemperaturen gemessen. Als Probenmitteltemperaturen werden 10°C, 20°C, 40°C, 60°C und 80°C bei 10 K Temperaturdifferenz zwischen Heiz- und Kühlplatte eingestellt. Die erreichten Probenmitteltemperaturen und Temperaturdifferenzen sowie die Wärmeleitfähigkeiten der Proben bei einer Verdichtung von 140 mm auf 104 mm und bei einer Verdichtung von 140 mm auf 119 mm können Tabelle 2 entnommen werden.

Tabelle 2: Messwerte

ϑ_m [°C]		ΔT [K]	λ [W/(m K)]	
Verdichtung von 140 mm auf 104 mm				
ϑ_{m1}:	9,9	12,3	λ_1:	0,038
ϑ_{m2}:	19,1	11,9	λ_2:	0,041
ϑ_{m3}:	38,1	11,3	λ_3:	0,046
ϑ_{m4}:	57,3	10,7	λ_4:	0,052
ϑ_{m5}:	76,5	10,1	λ_5:	0,058
Verdichtung von 140 mm auf 119 mm				
ϑ_{m1}:	9,6	11,0	λ_1:	0,040
ϑ_{m2}:	18,9	10,6	λ_2:	0,043
ϑ_{m3}:	37,8	9,9	λ_3:	0,049
ϑ_{m4}:	57,1	9,3	λ_4:	0,056
ϑ_{m5}:	76,2	8,6	λ_5:	0,064

Die Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit von der Temperatur $\lambda(\vartheta_m)$ kann als Geradengleichung dargestellt werden (vgl. Gl. (1)). Hierbei wurde der konstante Faktor a sowie die Steigung b aus den Messwerten bestimmt und beruht auf der Methode der kleinsten Fehlerquadrate.

$$\lambda(\vartheta_m) = a + b * \vartheta_m \quad (1)$$

Die Geradengleichung für die Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit von der Temperatur $\lambda(\vartheta_m)$ für die Messungen des Polyesterfaservlies (M2) bei einer Verdichtung von 140 mm auf 104 mm bzw. auf 119 mm zeigt Tabelle 3.

Tabelle 3: Wärmeleitfähigkeit $\lambda(\vartheta_m)$ in Abhängigkeit von der mittleren Probentemperatur

Von 140 mm auf 104 mm verdichtet	
a [W/(m K)]	0,0354
b [W/(m K°C)]	0,00029
Von 140 mm auf 119 mm verdichtet	
a [W/(m K)]	0,0367
b [W/(m K°C)]	0,00035

Bild 2 zeigt die gemessene und die durch Regression bestimmte Wärmeleitfähigkeit der Proben in Abhängigkeit von der mittleren Probentemperatur.

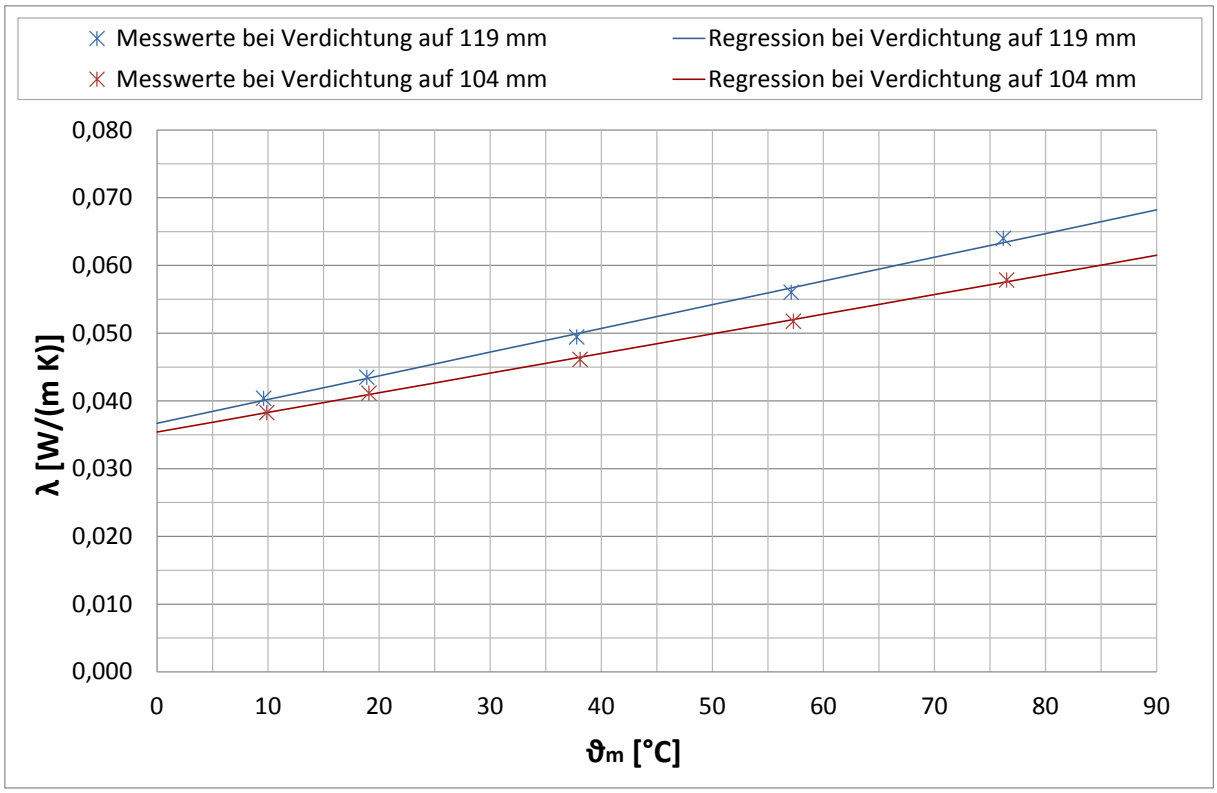


Bild 2: Gemessene und durch Regression bestimmte Wärmeleitfähigkeit der Probe in Abhängigkeit von der mittleren Probentemperatur

Für die Verdichtung auf 104 mm zeigt sich eine geringere Wärmeleitfähigkeit des Wärmedämmmaterials im Vergleich zu der Wärmeleitfähigkeit des gleichen Wärmedämmmaterials bei einer Verdichtung auf nur 119 mm. Diese Tendenz nimmt mit steigender Probenmitteltemperatur zu. Berechnet mal allerdings den Wärmestrom durch dieses Wärmedämmmaterial bei einer mittleren Probentemperatur von z. B. 40°C und den beiden oben genannten Verdichtungsgraden, zeigt sich, dass der Wärmestrom durch das Wärmedämmmaterial bei der Verdichtung auf 104 mm größer ist, als der Wärmestrom durch das Wärmedämmmaterial bei einer Verdichtung auf 119 mm, da die Dicke des Wärmedämmmaterials mit in die Berechnung einfließt, vgl. Tabelle 4.

Tabelle 4: Wärmestrom durch die Wärmedämmung M2 bei einer Verdichtung auf eine Montagedicke von 104 bzw. 119 mm bei ϑ_m = 40 °C

Probenmitteltemperatur [°C]	ϑ_m	40	40
Montagedicke [m]	s	0,104	0,119
Wärmeleitfähigkeit [W/(m K)] bei ϑ_m	λ_m	0,047	0,051
Wärmestrom [W/m²]	$\dot{q}$	18,1	17,0

3. Untersuchte Wärmedämmkonzepte

Tabelle 5 zeigt die am Speicher untersuchten Wärmedämmungen. Es handelt sich überwiegend um ein in letzter Zeit immer häufiger eingesetztes Polyesterfaservlies in unterschiedlichen Stärken und verschiedenen Raumgewichten. Bei einem Dämmkonzept (D5) wurde zusätzlich zum Polyesterfaservlies ein Mantel aus Armacell-Schaum (aussen) verwendet. Zum Vergleich wurde zusätzlich eine Wärmedämmung aus Weichschaum untersucht. Die Wärmedämmung des Bodens war immer gleich und bestand aus einem Polyesterfaservlies mit einer Stärke von 120 mm. Bei den Dämmkonzepten D4 und D5 war der Ringraum (vgl. Bild 3) zwischen dem Standring des Speichers und der Mantelwärmedämmung nicht wärmegedämmt.

Tabelle 5: Untersuchte Dämmkonzepte

Bezeich-nung	Material	Dämmstärke [mm]				Raumgewicht [kg/m^3]
		Deckel	Mantel	Boden	Ringraum	
D1	Polyesterfaservlies	180	110	120	200	15
D2	Polyesterfaservlies	180	140	120	200	12
D3	Polyesterfaservlies	180	100	120	200	12
D4	Weichschaum	100	100	120	ohne	17
D5	Polyesterfaservlies / Armacell	180/16	100/16	120	ohne	15
D6	Polyesterfaservlies	180	120	120	200	12

4. Bewertung der verschiedenen Wärmedämmkonzepte

Für einen Stahlstandspeicher (siehe Bild 3) mit einem Nennvolumen von 750 Litern wurden im Auftrag der Firma Langendorf Dämmtechnik GmbH in Verbindung mit den in Tabelle 5 dargestellten Wärmedämmungen zunächst nach EN 12977-3 die Wärmeverlustraten im Stillstand ermittelt.

4.1 Ermittlung der Wärmeverlustrate nach EN 12977-3

Hierzu wurde der Speicher ausgehend von einem konditionierten Zustand (20°C) über die Anschlüsse für Warm- (Eintritt) und Kaltwasser (Austritt) mit einer Eintrittstemperatur von 60°C und einem Volumenstrom von ca. 400 l/h beladen, bis am Kaltwasseranschluss eine Temperatur von 55°C erreicht war. Anschließend erfolgte eine 80-stündige Stillstandsphase. Im Anschluss daran wurde der Speicher über den Kaltwasseranschluss (Eintritt) und Warmwasseranschluss (Austritt) mit einer Eintrittstemperatur von 20°C und einem Volumenstrom von ca. 400 l/h wieder auf den Anfangszustand von 20°C konditioniert. Zusätzlich wurde die gleiche Prüfsequenz, allerdings ohne Stillstandsphase durchgeführt um die Wärmekapazität des Speichers zu bestimmen. Die Auswertung erfolgte gemäß EN 12977-3 mit Hilfe

eines Parameteridentifikations-Verfahrens. Hierzu werden die Prüfsequenzen mit einem mathematischen Speichermodell nachsimuliert, d. h. dem Modell werden die Eingangsgrößen (Eintrittstemperatur und Volumenstrom) aufgeprägt. Das Modell berechnet dann die Austrittstemperatur bzw. die während der Be- bzw. Entladung übertragene Leistung. Diese berechnete Leistung wird nun mit der am Prüfstand gemessenen Leistung verglichen. Da die berechnete Leistung zusätzlich zu den Eingangsgrößen auch von den zu bestimmenden Speicherparametern (hier die Wärmeverlustrate und die Wärmekapazität) abhängt, werden diese Größen entsprechend dem von Levenberg-Marquardt entwickelten Algorithmus solange variiert, bis die Abweichung zwischen gemessener und berechneter Leistung minimal ist. Die im Hinblick auf das Parameteridentifikationsverfahren entscheidende Information zur Bestimmung der Wärmeverlustrate bei diesem Verfahren liegt dabei im Unterschied der beiden Temperaturprofile der Austrittstemperatur bei der Schlußentladung für die beiden Prüfungen (mit und ohne Stillstandszeit). Das hier angewandte Verfahren ermöglicht außerdem die getrennte Ermittlung der Wärmeverlustrate für Deckel und Mantel sowie für den Boden des Speichers. Die hierfür benötigten Informationen sind ebenfalls implizit in den Temperaturprofilen bei der Schlußentladung bzw. Schlußkonditionierung enthalten.

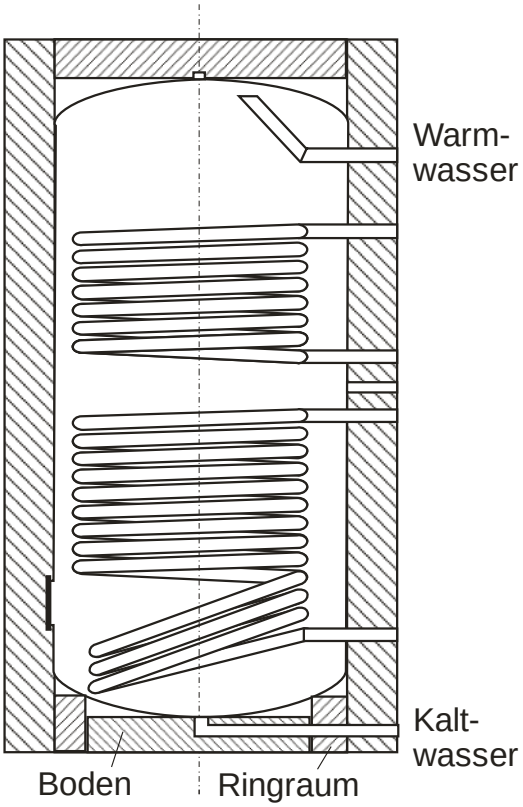


Bild 3: Speicher zur Untersuchung der Wärmedämmkonzepte

4.2 Ermittelte Ergebnisse

Die ermittelte Wärmeverlustrate nach EN 12977-3 lässt jedoch keine direkten Schlüsse auf z. B. die jährliche, anteilige Energieeinsparung (f_{sav}) durch das jeweilige Dämmkonzept zu. Entscheidend hierfür ist neben der Tatsache, wo der Speicher Wärme verliert vor allem, wie der Speicher betrieben wird. Dies kann nur durch Jahressimulationen unter Referenzbedingungen ermittelt werden. Hierzu wurde der Speicher aus Bild 3 im Simulationsprogramm TRNSYS als Kombispeicher gleichen Volumens mit den ermittelten Wärmeverlustraten abgebildet. Dazu wurden statt dem im realen Speicher eingebauten Nachheizkreis-Wärmeübertrager die Kennwerte eines geprüften, typischen Trinkwasser-Wärmeübertragers im Speichermodell verwendet. Die Raumheizung wurde nach dem Prinzip der

Rücklaufanhebung realisiert. Die durchgeführten Simulationen basieren auf einem Einfamilienhaus am Standort Würzburg mit einer Wohnfläche von 128 m². Die Flachkollektoren (Aperturfläche 11,66 m^2) sind bei einer Neigung von 45° genau nach Süden ausgerichtet. Der Heizwärmebedarf des Gebäudes beträgt 71 kWh/(m²a) bzw. 9090 kWh/a. Die Heizungsregelung wurde witterungsgeführt mit maximalen Vor- / Rücklauftemperaturen von 50/30°C gewählt. Der Warmwasserwärmebedarf für eine tägliche Entnahme von 200 Litern bei 45 °C beträgt 2945 kWh/a. Der Gesamtwärmebedarf für die Trinkwassererwärmung und Raumheizung ergibt sich unter der Annahme des Wärmeverlustes eines konventionellen Trinkwarm-wasserspeichers von 645 kWh/a somit zu 12680 kWh/a. Tabelle 6 zeigt die Ergebnisse für die Wärmeverlustrate und die Simulationsstudie.

Tabelle 6: Ergebnisse

Typ	Dämmstärke [mm]				Wärmeverlustrate [W/K]			Wärme-verluste Speicher	f_{sav}
	Deckel	Mantel	Boden	Ringraum	Deckel + Mantel	Boden	gesamt	[kWh]	[%]
D1	180	110	120	200	**2,32**	**0,50**	**2,82**	907	25,29
D2	180	140	120	200	**2,08**	**0,66**	**2,74**	847	25,56
D3	180	100	120	200	**2,27**	**0,65**	**2,92**	909	25,32
D4	100	100	120	ohne	**2,20**	**1,97**	**4,17**	1023	25,22
D5	180 16[1]	100 16[1]	120 -	ohne	**1,94**	**0,60**	**2,54**	790	25,76
D6	180	120	120	200	**1,99**	**0,90**	**2,89**	845	25,64

Die Werte für die Wärmeverlustrate (gesamt) zeigen mit Ausnahme der Weichschaumdämmung (D4) keine sehr großen Unterschiede. Der hohe Wert für die Weichschaumdämmung ist ausschließlich auf die hohen Wärmeverluste des Bodens zurückzuführen. Ursächlich hierfür ist eine zu kurze Manteldämmung in Verbindung mit einem nicht gedämmten Ringraum. Betrachtet man den für die Weichschaumdämmung (D4) für den Deckel und Mantel ermittelten Wert, so ist dieser durchaus mit denen der Polyesterfaservliesdämmungen vergleichbar. Dies ist auch auf die gute Passgenauigkeit der geprüften Weichschaumdämmung zurückzuführen. Ist diese jedoch nicht gegeben, so ergeben sich durch die schlechtere Anpassungsfähigkeit der Weichschaumdämmung im Vergleich zu den Polyesterfaservliesdämmungen meist deutlich größere Wärmeverlustraten. Die

[1] zusätzliche Armacell-Wärmedämmung

Ergebnisse der Simulationsstudie zeigen für die anteilige Energieeinsparung (f_{sav}) ebenfalls keine großen Unterschiede. Dies ist wiederum auf die geringen Unterschiede der Wärmeverlustraten für Deckel und Mantel zurückzuführen. Der Vergleich der Dämmkonzepte D3 und D4 zeigt, dass sich die hohen Wärmeverluste des Bodens der Dämmung D4 nur sehr geringfügig auf die anteilige Energieeinsparung auswirken: Obwohl die Bodendämmung von D4 deutlich schlechter ist als von D3 und die Dämmungen von Deckel und Mantel nahezu gleich gut sind, ergibt sich für beide Speicher fast die gleiche anteilige Energieeinsparung. Der Blick auf die Gesamt-Wärmeverlustraten zeigt hier jedoch sehr deutlich, dass man aus diesen nicht auf die anteilige Energieeinsparung schließen kann. Eine hohe Wärmeverlustrate des Bodens hat also für diesen Anwendungsfall keine so große Auswirkung auf die anteilige Energieeinsparung wie ein hoher Wert für Deckel und Mantel. Das Dämmkonzept D5 zeigt mit 0,60 W/K trotz fehlender Dämmung des Ringraumes eine geringe Wärmeverlustrate des Bodens. Offensichtlich hat die Dämmung des Ringraumes hier keinen großen Einfluß, da die flexible Polyesterfaservlies-Manteldämmung gut gegen den Boden abdichtet. Der Vergleich der Wärmeverlustraten für den Deckel und Mantel für die Wärmedämmungen D2 und D6 mit gleichem Raumgewicht zeigt, dass eine Erhöhung der Wärmedämmstärke in diesem Bereich keinen zusätzlichen Nutzen bringt. Dies ist vermutlich auf die unterschiedlichen Pressungen bzw. Verdichtungen der Mantel-wärmedämmungen zurückzuführen.

5. Zusammenfassung

Es wurde die Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit von der Temperatur für eine Polyesterfaservlies-Wärmedämmung (M2) untersucht. Während der Messung war das Wärmedämmmaterial mit einer Normdicke von 140 mm zum einen auf 104 mm zum anderen auf 119 mm verdichtet. Die Messergebnisse zeigen für die Verdichtung auf 104 mm kleinere Wärmeleitfähigkeiten in Abhängigkeit von der Temperatur als bei der Verdichtung auf 119 mm. Diese Tendenz verstärkt sich mit zunehmender Probenmitteltemperatur. Trotz der kleineren Wärmeleitfähigkeit der Proben bei einer Verdichtung auf 104 mm ist der Wärmestrom durch die Wärmedämmung aufgrund der größeren Dicke der Dämmung bei einer Verdichtung auf nur 119 mm kleiner.
Die Bestimmung der Wärmeverlustraten eines Speichers in Verbindung mit unterschiedlichen Dämmkonzepten hat gezeigt, dass sich im vorliegenden Fall für den Deckel und den Mantel keine sehr großen Unterschiede ergeben. Bei der Bewertung dieser Aussage ist jedoch zu berücksichtigen, dass alle Wärmedämmungen eine ähnlich gute Passgenauigkeit aufwiesen. Der Vergleich Weichschaum- mit Faservliesdämmung zeigt, dass die Weichschaumdämmung bei vergleichbarer Stärke sehr ähnliche Dämmeigenschaften hat, wie die Faservlies-dämmung. Der Vorteil der Faservliesdämmung liegt aber in der einfacheren Handhabung, da sie flexibler ist. Außerdem hat sie gegenüber der Weichschaum-

dämmung ökologische Vorteile: Sie ist toxikologisch unbedenklich und enthält kein FCKW oder HFCKW. Die Ergebnisse aus den Jahressimulationen zeigen, dass die Wärmeverlustrate des Bodens für diesen Anwendungsfall und diese Speichergröße nur einen geringen Einfluss hat. Wird die Wärmeverlustrate für den Boden und Deckel+Mantel getrennt ermittelt, ist daher der Blick auf die Aufteilung in diese beiden Bereiche wichtiger als der Gesamtwert der Wärmeverlustrate.
An das Dämmkonzept eines Speichers werden heute eine Vielzahl von Anforderungen gestellt. Es sei abschließend bemerkt, dass neben den Dämmeigenschaften, der Handhabung, den Kosten sowie der ökologischen Bewertung des Dämmmaterials weitere Eigenschaften wie die des Recycling und der Langzeitstabilität von Bedeutung sind.

Literaturverzeichnis

[1] DIN EN 823:1994
Wärmedämmstoffe für das Bauwesen
Bestimmung der Dicke

[2] DIN EN 12977-3
Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile-kundenspezifisch gefertigte Anlagen-Teil 3: Leistungsprüfung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen

[3] DIN EN 12664:2001
Wärmetechnisches Verhalten von Baustoffen und Bauprodukten
Bestimmung des Wärmedurchlasswiderstandesnach dem Verfahren mit dem Plattengerät und dem Wärmestrommessplatten-Gerät
Trockene und feuchte Produkte mit mittlerem und niedrigem Wärmedurchlass-Widerstand

Solare Nahwärme und saisonale Wärmespeicherung

D. Bauer
Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel.: 0711/685-69445, Fax: 00711/685-63503, E-Mail: bauer@itw.uni-stuttgart.de

1. Einleitung

Zu einem ressourcenschonenden Umgang mit Energie gehört die rationelle Energienutzung. Ein wesentlicher Bestandteil dabei ist die Energiespeicherung. Im Jahr 2007 wurden etwa 89 % der Endenergie in deutschen Haushalten für Raumheizung und Trinkwarmwasser eingesetzt [1]. Insbesondere der Bereich Raumheizung birgt viel Potential um Primärenergie einzusparen und somit CO_2-Emissionen zu reduzieren. Die Nutzung der Solarenergie zur Bereitung von Trinkwarmwasser und zur Raumheizung ist bereits eine Technologie, die auf dem Markt etabliert ist. Allerdings gibt es in Klimaregionen wie Deutschland ein Ungleichgewicht zwischen hohem Strahlungsangebot im Sommer und großem Wärmebedarf für Raumheizung im Winter. Darum wurden solare Nahwärmeversorgungsanlagen (SuN) mit Langzeit-Wärmespeichern (saisonalen Wärmespeichern) entwickelt und umgesetzt, die es ermöglichen, den sommerlichen Wärmeüberschuss im Winter nutzbar zu machen, siehe Abb. 1.

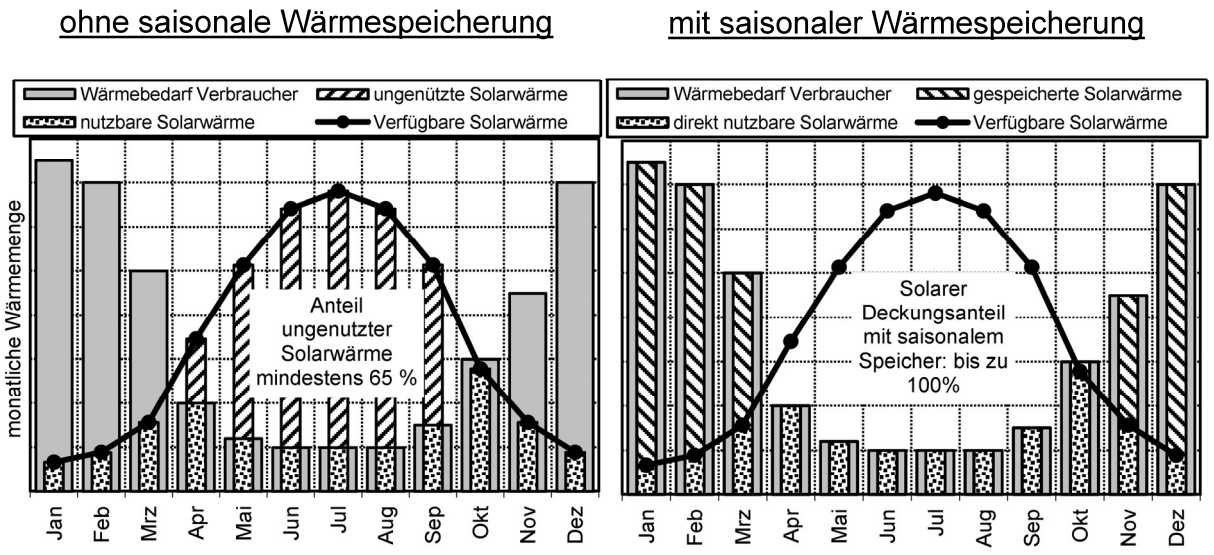


Abb. 1: Schematische Darstellung des Ausgleichs von Wärmeangebot und -bedarf durch saisonale Wärmespeicherung

Für das Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) ist die solare Nahwärme mit saisonaler Wärmespeicherung eine Schlüsseltechnologie zur Reduktion von CO_2-Emissionen.

Im Rahmen der Förderprogramme „Solarthermie2000“ und „Solarthermie2000plus“ wurden seit 1996 elf Pilotanlagen in Deutschland realisiert und vier verschiedene

Technologien zur saisonalen Wärmespeicherung entwickelt und erprobt. Alle Pilotanlagen wurden während des Baus und Betriebs wissenschaftlich und messtechnisch begleitet. Derzeit werden fünf Pilotanlagen vom ITW der Universität Stuttgart betreut, darunter zwei Anlagen der neuesten Generation in Crailsheim und Eggenstein. Jede der vier verschiedenen Bauarten von saisonalen Wärmespeichern wurde mindestens in einer Pilotanlage umgesetzt.

Die Pilotanlagen zeigen, dass SuN mit saisonaler Wärmespeicherung technisch realisierbar sind und dass die angestrebten Ziele, z. B. zumeist ein solarer Deckungsanteil von mindestens 50 %, erreicht werden können [2, 3].

2. Systemtechnik

Die Einbindung solarthermischer Wärme in ein Nahwärmesystem ermöglicht den Bau großer, zusammenhängender Kollektorflächen, die im Vergleich zu Kleinanlagen wesentlich kostengünstiger sind. Abb. 2 zeigt ein typisches Anlagenschema einer SuN mit saisonalem Wärmespeicher.

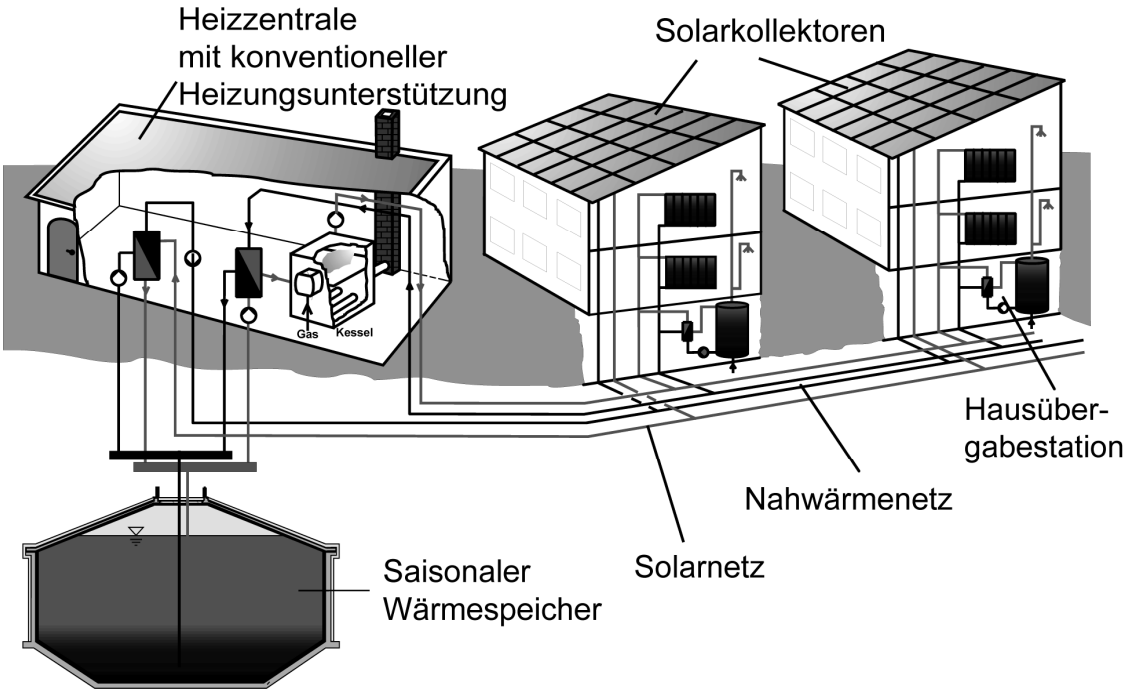


Abb. 2: Anlagenschema einer SuN mit saisonalem Wärmespeicher

Die von den Solarkollektoren gewonnene Wärme wird über das Solarnetz zu einer Heizzentrale transportiert und bei Bedarf über ein Nahwärmenetz an die Gebäude verteilt (Abb. 2). Die Kollektoren sind zum Beispiel auf ausgewählten Dächern der Wohngebäude montiert, der saisonale Wärmespeicher ist zumeist in den Untergrund eingebaut. Das über das Nahwärmenetz gelieferte Heizwasser versorgt die Heizung und Trinkwassererwärmung der Gebäude. Das Wärmeerzeugungssystem in der Heizzentrale verwendet die im Langzeit-Wärmespeicher gespeicherte Solarwärme und heizt bei Bedarf konventionell mit einem Gasbrennwertkessel nach.

In den letzten Jahren hat sich die zusätzliche Integration einer Wärmepumpe in das Gesamtsystem bewährt, indem dadurch höhere Nutzungsgrade bei der Wärmege-

winnung und der Wärmespeicherung erzielt werden. Durch die Integration einer Wärmepumpe in eine SuN mit saisonaler Wärmespeicherung kann die energetische Effizienz des Gesamtsystems gesteigert werden. Es ergeben sich mehrere synergetische Effekte: Im Vergleich zu herkömmlichen erdgekoppelten Wärmepumpen steht der Wärmepumpe in einer solaren Nahwärmeversorgungsanlage ein höheres Temperaturniveau als Wärmequelle zur Verfügung. Die Wärmepumpe erreicht dadurch hohe Jahresarbeitszahlen zwischen 4 und 6. Gleichzeitig kann der saisonale Wärmespeicher durch den Betrieb mit Wärmepumpe auf ein niedrigeres Temperaturniveau abgekühlt werden. Dadurch wird die Speicherkapazität des saisonalen Wärmespeichers erhöht und dieser kann kleiner und kostengünstiger gebaut werden. Durch die Integration einer Wärmepumpe wird das mittlere Temperaturniveau des saisonalen Wärmespeichers verringert. Damit verringern sich die Wärmeverluste und durch die niedrigeren Systemtemperaturen steigt der Wirkungsgrad der Kollektoren.

Abb. 3 veranschaulicht anhand eines vereinfachten Hydraulikschemas eine Möglichkeit der Einbindung einer Wärmepumpe, wie sie in der SuN in Crailsheim realisiert ist.

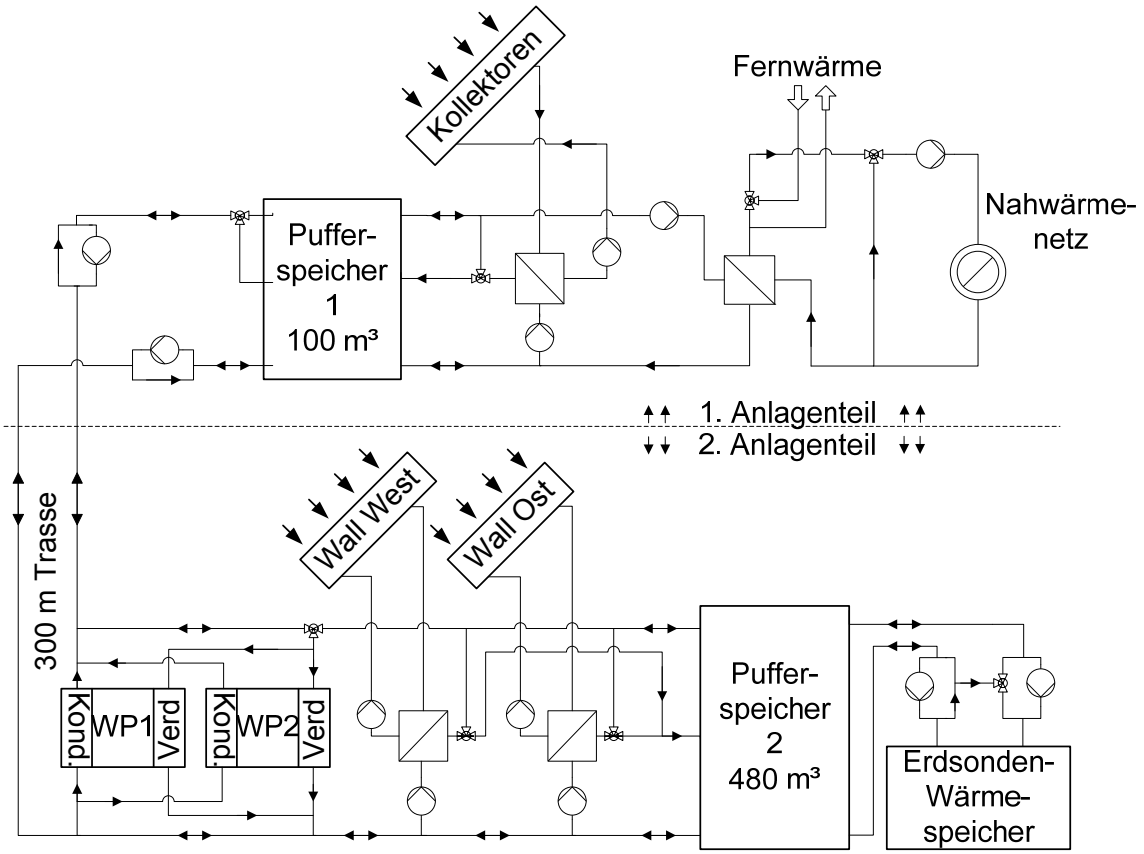


Abb. 3: Vereinfachtes Hydraulikschema der SuN in Crailsheim mit Einbindung von Wärmepumpen (WP)

Die SuN in Crailsheim besteht aus zwei Teilen:

- Der erste Anlagenteil besteht aus Kollektorfeldern auf fünf ehemaligen Kasernengebäuden (in Summe 1737 m²), weiteren Kollektorfeldern auf einem Gymnasium und einer Sporthalle (535 m² bzw. 220 m²), einem 100 m³ großen Pufferspeicher 1 und einer Heizzentrale in der Sporthalle, über welche die Solaranlage an das Nahwärmenetz angeschlossen ist.

- Der zweite Anlagenteil ist ein überwiegend saisonal betriebener Anlagenteil mit zunächst etwa 5000 m² Kollektorfläche auf zwei Lärmschutzwällen (Wall West und Wall Ost), einem saisonalen Wärmespeicher in Form eines Erdsonden-Wärmespeichers, einem Pufferspeicher 2 mit 480 m³ Inhalt und einer separaten Heizzentrale mit Wärmepumpen.

Die beiden Anlagenteile sind durch eine ca. 300 m lange Leitung miteinander verbunden, s. Abb. 3.

Die Kollektorflächen auf den Lärmschutzwällen dienen primär der Beladung des Erdsonden-Wärmespeichers. Die maximale thermische Beladeleistung des Erdsonden-Wärmespeichers liegt deutlich unter der maximalen Wärmeleistung der Kollektoren, so dass diese nicht zeitgleich eingebracht werden kann. Durch den Pufferspeicher 2 kann die hohe Kollektorleistung am Tag aufgenommen und über 24 Stunden verteilt an den Erdsonden-Wärmespeicher abgegeben werden. Die Entladung des Erdsonden-Wärmespeichers durch zwei Wärmepumpenmodule erhöht die thermische Effizienz des saisonalen Anlagenteils und damit auch die Wirtschaftlichkeit. Simulationsrechnungen [4] ergaben eine optimale Einbindung der Wärmepumpen zwischen den beiden Pufferspeichern. Dies hat den Vorteil, dass die Wärmepumpen sowohl verdampfer- als auch kondensatorseitig auf große hydraulische Volumina arbeiten und dadurch lange Laufzeiten in effizienten Betriebspunkten ermöglicht werden. Weiterhin profitiert der gesamte zweite Anlagenteil von den dadurch entstehenden niedrigen Systemtemperaturen, welche hohe Nutzungsgrade der Wallkollektorfelder und des Erdsonden-Wärmespeichers ermöglichen. Die von älteren Pilotanlagen bekannten negativen Auswirkungen auf die Anlageneffizienz durch zu hohe Rücklauftemperaturen des Nahwärmenetzes werden durch die gewählte Einbindung der Wärmepumpe für den zweiten Anlagenteil fast vollständig vermieden. Die druckfesten Pufferspeicher ermöglichen einen einheitlichen Druck im Gesamtsystem und den Verzicht auf zusätzliche Wärmeübertrager.

Der Anlagenteil um den Pufferspeicher 1 liefert die Wärme im Wesentlichen direkt an das angeschlossene Nahwärmenetz. Bei Bedarf wird über eine Fernwärmeleitung vom nahe gelegenen Heizwerk der Stadtwerke Crailsheim nachgeheizt. Beide Anlagenteile sind so dimensioniert, dass möglichst wenig Wärme zwischen ihnen transferiert werden muss, um Wärmeverluste beim Durchströmen der Verbindungsleitungen zu minimieren. Das bedeutet, dass im Sommer die Erträge der Kollektoren des ersten Anlagenteils gerade ausreichen, den Wärmebedarf des Nahwärmenetzes zu decken. In dieser Zeit wird der Erdsonden-Wärmespeicher fast ausschließlich durch die Kollektoren am Lärmschutzwall beladen.

3. Solarkollektoren

Aus Kostengründen kommen in SuN überwiegend einfachverglaste Flachkollektoren zum Einsatz. In Skandinavien werden die Kollektorflächen für solare Nahwärmeanlagen meist sehr einfach und dadurch kostengünstig auf einem Grundstück neben der Heizzentrale direkt auf dem Erdboden aufgeständert. Aufgrund der hohen Kosten für Bauland kann dies in Deutschland in der Regel nicht realisiert werden, so dass die Kollektorflächen auf die Dächer von großen Gebäuden (Abb. 4) bzw. Carports oder Lärmschutzwälle (Abb. 5) montiert werden. Vorzugsweiße werden dabei große, industriell gefertigte Kollektormodule mit einer Fläche von 8 bis 12 m^2 verwendet.

Abb. 4: Solarkollektoren auf einem Schulgebäude (Crailsheim, 535 m^2)

Abb. 5: Solarkollektoren auf einem Lärmschutzwall (Crailsheim, 3213 m^2)

4. Saisonale Wärmespeicher

Seit 1996 wurden in Deutschland vier unterschiedliche Bauarten saisonaler Wärmespeicher entwickelt: Heißwasser-, Kies/Wasser-, Erdsonden- und Aquifer-Wärmespeicher, siehe Abb. 6. Die Auswahl für eine spezielle Bauart hängt u. a. von der Geologie und Hydrogeologie des Untergrunds sowie von baurechtlichen Bestimmungen ab. Insbesondere für Aquifer- und Erdsonden-Wärmespeicher müssen detaillierte Untersuchungen des Untergrunds durchgeführt werden. Sind unterschiedliche Bauarten realisierbar, erfolgt die Auswahl unter Berücksichtigung energetischer und wirtschaftlicher Randbedingungen.

Alle saisonalen Wärmespeicher werden zum Teil oder vollständig im Untergrund gebaut. Aufgrund der häufigen Nähe zu Wohnsiedlungen sind oft optische Gründe ausschlaggebend, aber es gibt hierfür auch technische Gründe. So vereinfacht diese Bauweise die statischen Anforderungen an die Bauwerke, da das umliegende Erdreich Kräfte aufnehmen kann. Bei Aquifer- und Erdsonden-Wärmespeichern erfolgt die Wärmespeicherung direkt im Untergrund; die Wärme wird über Brunnen bzw. Erdwärmesonden in den Untergrund eingebracht bzw. aus dem Untergrund entnommen.

Um die Wärme über einen längeren Zeitraum effizient speichern zu können, müssen die Wärmeverluste möglichst gering sein. Dies wird zum einen durch eine gute Wärmedämmung und zum anderen durch ein möglichst geringes Oberflächen- zu Volu-

men-Verhältnis (A/V-Verhältnis) erreicht. Das bedeutet auch, dass die saisonalen Wärmespeicher möglichst großvolumig gebaut werden müssen und es deshalb Stand der Technik ist, diese in Nahwärmenetze einzubinden. [5] gibt eine Übersicht über den Stand der Technik und die Anwendung von großen, saisonalen Wärmespeichern.

Eine Bewertungsgröße für die Wärmeverluste ist der Speichernutzungsgrad. Er stellt den Quotienten aus eingespeicherter zu ausgespeicherter Wärmemenge über einen Zyklus dar. Je höher dieser Wert ist, desto besser funktioniert die Wärmedämmung und desto effizienter ist der Wärmespeicher. Optimal in ein Nahwärmeversorgungssystem integrierte saisonale Wärmespeicher können Speichernutzungsgrade von über 90% erreichen [3].

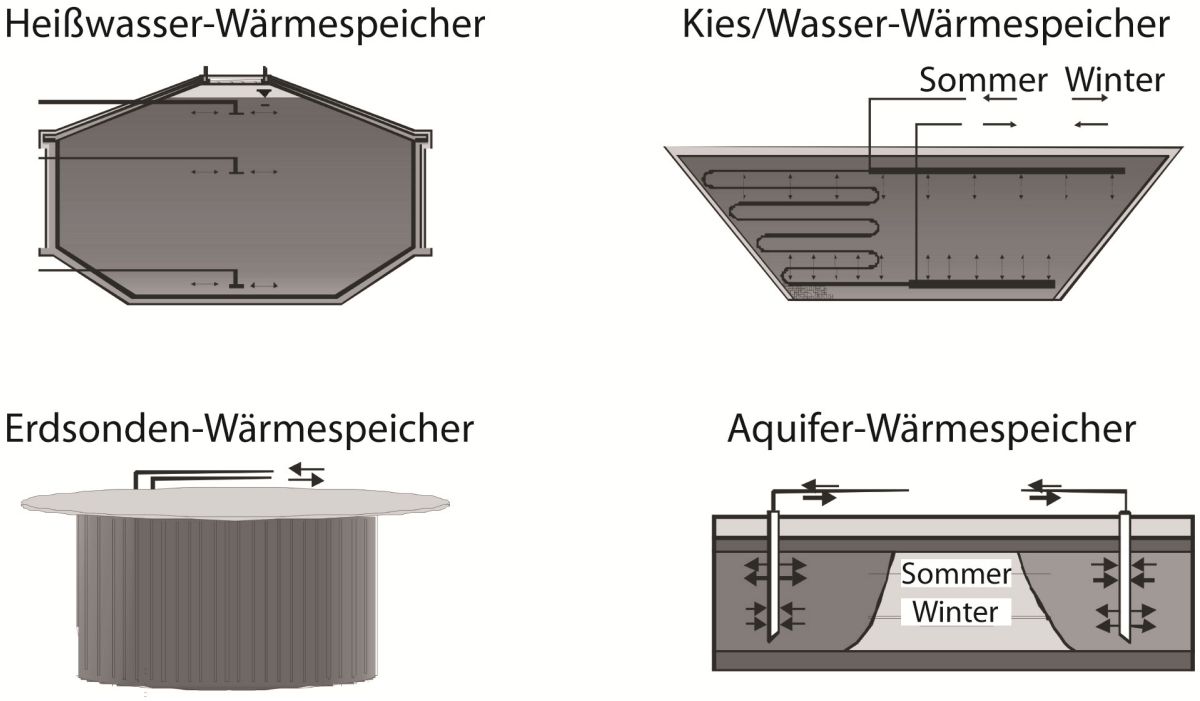


Abb. 6: Unterschiedliche Bauarten saisonaler Wärmespeicher

4.1 Heißwasser-Wärmespeicher

Heißwasser-Wärmespeicher werden als Behälterspeicher ausgeführt, wobei der Behälter entweder aus Ortbeton oder Betonfertigteilen gefertigt wird. Im Inneren wird eine wasserdampfdichte Schicht angebracht, die meistens aus verschweißten Edelstahlbahnen besteht. Als Speichermedium dient Wasser. Um die Wärmeverluste zu minimieren, werden sowohl die Seitenwände als auch der Boden- und der Deckelbereich des Wärmespeichers gedämmt, wobei das Dämmmaterial entsprechend der statischen und thermischen Belastung auszuwählen ist. Behälterspeicher zeichnen sich durch eine hohe volumenspezifische Wärmekapazität und eine gute thermische Schichtung aus. Die Be- und Entladeleistungen sind sehr hoch, weshalb bei dieser Bauart meist auf Pufferspeicher verzichtet werden kann. Da das Speichermedium Wasser ist, können Wartungsarbeiten in beschränktem Umfang durchgeführt werden. Die Nachteile dieser Bauart sind die hohen Baukosten und die limitierte Größe aufgrund der statischen Anforderungen. Heißwasser-Wärmespeicher mit Größen zwischen 2750 m^3 und 12000 m^3 wurden in Hamburg, Friedrichshafen, Hannover

und München realisiert. Abb. 7 zeigt den 5700 m^3 großen Speicher in München während des Baus.

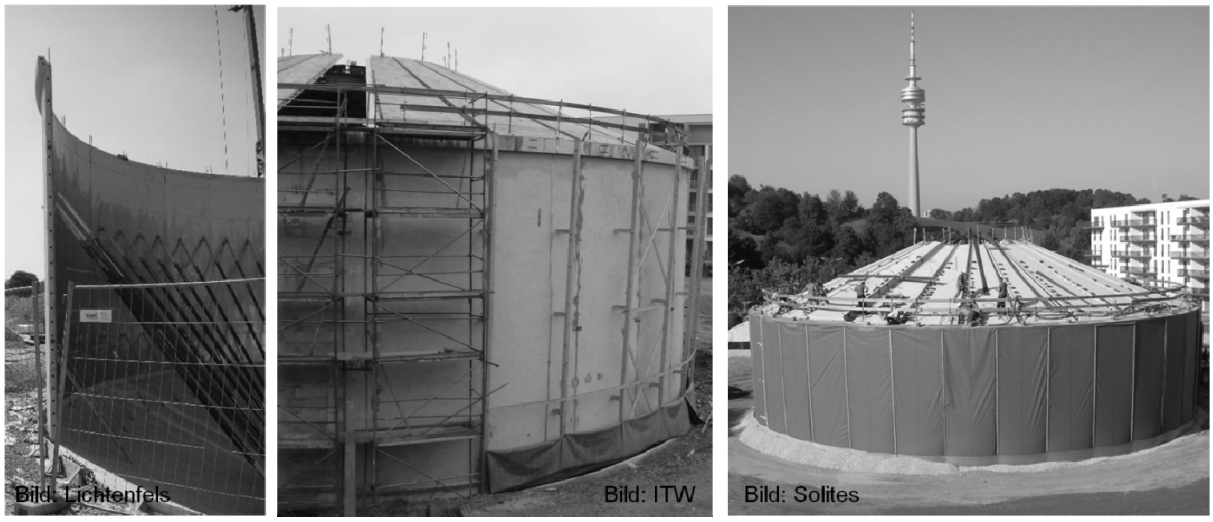


Abb. 7: 5700 m^3 Heißwasser-Wärmespeicher in München während des Baus

4.2 Kies/Wasser-Wärmespeicher

Bei Kies/Wasser-Wärmespeichern dient ein Gemisch aus Kies bzw. Sand und Wasser als Speichermedium, das in ein Erdbecken bzw. eine Grube eingebracht wird. Die Form der Grube wird durch den natürlichen oder einen künstlich erzeugten Böschungswinkel bestimmt. Die Grube wird durch Kunststoffbahnen wasser- und wasserdampfdicht ausgekleidet und mit Kies, Sand oder Erde bzw. einer Kombination aus diesen Materialien sowie Wasser gefüllt. Die Wärmedämmung wird bei der neuesten Generation dieser Wärmespeicher auf der kompletten Oberfläche (auch dem Boden) angebracht. Die Be- und Entladung des Wärmespeichers erfolgt direkt, z. B. mit Brunnenpaaren oder indirekt, z. B. mit Rohrschlangen im Speicherinneren, die als Wärmeübertrager dienen. Der Speicher zeichnet sich durch mittlere Baukosten aus. Sein Aufbau ist durch die Kiesfüllung selbsttragend und somit ist seine Baugröße nahezu unbegrenzt. Allerdings ergeben sich durch die Kiesfüllung auch Nachteile. Seine volumenspezifische Wärmekapazität ist kleiner als bei reinem Wasser, weshalb er bei gleicher Wärmekapazität größer gebaut werden muss als ein Heißwasser-Wärmespeicher. Bei einer Leckage der Dichtungsbahnen kann der Wärmespeicher nicht bzw. nur unter großem Aufwand repariert werden. Da der Böschungswinkel und die Eingrabtiefe durch die Standfestigkeit des Bodens eingeschränkt werden, weisen diese Wärmespeicher meist eine flachere Bauform und eine größere Oberfläche als Heißwasser-Wärmespeicher auf. Die Be- und Entladeleistungen des Wärmespeichers sind vergleichsweise gering, sodass Pufferspeicher in das System integriert werden müssen. Kies/Wasser-Wärmespeicher mit Größen zwischen 1500 m^3 und 8000 m^3 wurden in Steinfurt, Chemnitz und Eggenstein gebaut. Abb. 8 zeigt den 4500 m^3 großen Kies/Wasser-Wärmespeicher in Eggenstein während des Baus.

4.3 Erdsonden-Wärmespeicher

Bei Erdsonden-Wärmespeichern erfolgt die Wärmespeicherung im Untergrund, wobei die Wärme mit Erdwärmesonden in den bzw. aus dem Untergrund ein- bzw. ausgespeichert wird. Der Speicherbereich wird von einer großen Anzahl

Erdwärmesonden erschlossen, die seriell und parallel verschaltet werden. Die Anordnung und Durchströmung der Erdwärmesonden erfolgt zur Minimierung der Wärmeverluste so, dass sich der warme Bereich im Speicherzentrum befindet. Die Erdwärmesonden bestehen aus Kunststoffen (z. B. Polybuten oder Polyethylen). Sie werden in ein Bohrloch eingebracht und durch ein Füllmaterial in thermischen Kontakt mit dem Untergrund gebracht. Konstruktionsbedingt kann bei diesem Speichertyp nur die Oberseite des Wärmespeichers gedämmt werden. Die Baukosten für Erdsonden-Wärmespeicher sind verhältnismäßig niedrig und er kann als einziger saisonaler Wärmespeicher erweitert und somit an ein wachsendes System angepasst werden. Seine volumenspezifische Wärmekapazität ist jedoch niedrig und er kann aufgrund geologischer und hydrogeologischer Einschränkungen nicht überall gebaut werden. Da die Be- und Entladeleistungen niedrig sind, müssen Pufferspeicher in das System integriert werden. Erdsonden-Wärmespeicher zwischen 9350 m^3 und 63360 m^3 wurden in Neckarsulm, Attenkirchen und Crailsheim gebaut. Abb. 9 zeigt den 37500 m^3 großen Erdsonden-Wärmespeicher in Crailsheim während des Baus.

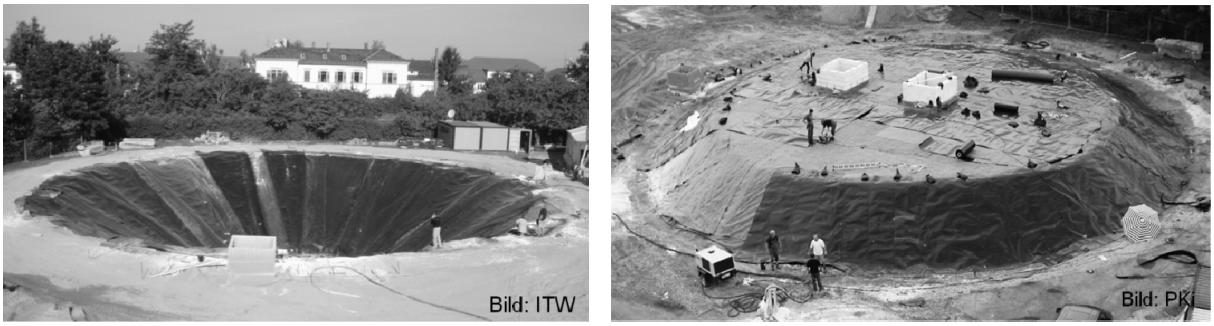


Abb. 8: 5700 m^3 Kies/Wasser-Wärmespeicher in Eggenstein während des Baus

Abb. 9: 37500 m^3 Erdsonden-Wärmespeicher in Crailsheim während des Baus

4.4 Aquifer-Wärmespeicher

Beim Aquifer-Wärmespeicher werden Grundwasser führende Schichten (Aquifere) genutzt, um Wärme im Untergrund zu speichern. Der Aquifer wird mit mindestens einem Brunnenpaar erschlossen. Nur abgeschlossene Aquifere mit großer Mächtigkeit können für Aquifer-Wärmespeicher verwendet werden. Bei der Beladung des Wärmespeichers wird über einen Brunnen Wasser aus dem Aquifer entnommen, erwärmt und über den anderen Brunnen wieder in den Aquifer eingeleitet. Bei der Ent-

ladung wird die Durchströmungsrichtung umgekehrt. Der Aquifer-Wärmespeicher kann nicht wärmegedämmt werden. Seine Baukosten sind geringer als bei den anderen drei Bauarten und seine volumenspezifische Wärmekapazität befindet sich im mittleren Bereich. Er ist allerdings nur an wenigen geeigneten Standorten einsetzbar. Seine Be- und Entladeleistungen sind relativ gering, weshalb Pufferspeicher in das System integriert werden müssen. Die maximalen Beladetemperaturen des Aquifer-Wärmespeichers sind begrenzt, um die Grundwasserqualität und den Grundwasserchemismus nicht negativ zu beeinflussen. Aufgrund der relativ niedrigen Maximaltemperaturen eignet sich dieser Speichertyp nur in Kombination mit einer Wärmepumpe. Ein Aquifer-Wärmespeicher mit 20000 m^3 kommt bei der SuN in Rostock zum Einsatz.

5. Zusammenfassung

Im Rahmen von nationalen Förderprogrammen wurden seit 1996 elf Pilotanlagen für solare Nahwärmeversorgungssysteme in Deutschland realisiert. Jede der vier verschiedenen Bauarten von Langzeit-Wärmespeichern (Heißwasser-, Kies/Wasser-, Erdsonden- und Aquifer-Wärmespeicher) wurde mindestens in einer Pilotanlage umgesetzt. Die Pilotspeicher zeigen auf, dass die Speicherung der Wärme mit allen Bauarten über einen langen Zeitraum vom Sommer bis in den Winter technisch machbar und umsetzbar ist. Eine Zusammenfassung von Monitoringdaten ausgewählter SuN in Deutschland gibt [6] und [7].

Die Speichertechnologie wurde in den vergangenen Jahren kontinuierlich weiterentwickelt und die Innovationen in den neuen Anlagen umgesetzt. Keine der vier Bauarten kann als die allgemein beste betrachtet werden. Je nach geologischen Gegebenheiten, baurechtlichen Bestimmungen und anderen Randbedingungen wie z.B. uneingeschränkte Befahrbarkeit muss die beste Bauart für diese Anforderungen und das System ausgewählt werden.

Über die Integrationsmöglichkeit in SUN-Anlagen hinaus, können die saisonalen Wärmespeicher in Systeme integriert werden, bei denen einem Wärmeangebot ein saisonal versetzter Wärmebedarf gegenüber steht. Dies können beispielsweise Anlagen zur Kraft-Wärme-Kopplung sein. In Deutschland wird in den nächsten Jahren ein zunehmender Bedarf an großen Wärmespeichern zu verzeichnen sein, die multifunktional komplexe Strom- und Wärmeerzeugungssysteme ergänzen.

6. Literatur:

[1] Umweltbundesamt, www.umweltbundesamt-daten-zur-umwelt.de, 19.04.2011

[2] Bauer, D.; Heidemann, W.; Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Ochs, F.; Panthalooka-ran, V.; Raab, S.: Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher. Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607J (Juni 2005 bis Juli 2008), Stuttgart, 2009.

[3] R. Marx, J. Nußbicker-Lux, D. Bauer, W. Heidemann: Integration von Wärmepumpen in solar unterstützte Nahwärmeversorgungssysteme mit saisonaler Wärmespeicherung, 21. OTTI-Symposium thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 2011.

[4] M. Benner, M. Bodmann, D. Mangold, J. Nußbicker, S. Raab, T. Schmidt, H. Seiwald: Solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit und ohne Langzeit-Wärmespeicher (Nov. 98 bis Jan. 03), Forschungsbericht zum BMWi-Vorhaben 0329606 S, ISBN 3-9805274-2-5, Stuttgart, 2003.

[5] www.saisonalspeicher.de

[6] Bauer, D.; Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Ochs, F.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: German Central Solar Heating Plants with Seasonal Heat Storage. Solar Energy 84 (2010), 612–623.

[7] Bauer, D.; Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Ochs, F.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Performance-Vergleich solar unterstützter Nahwärmeversorgungssysteme mit saisonaler Wärmespeicherung. 20. OTTI-Symposium thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 2010.

7. Danksagung

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde zum Teil mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) (FKZ: 0329607J, 0329607P) gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Dr.-Ing. Dan Bauer ist wissenschaftlicher Mitarbeiter beim Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart.

Validation of a groundwater flow and transport modeling tool for borehole thermal energy stores based on FEFLOW

Dan Bauer[1,2], Wolfgang Heidemann[1], Harald Drück[1,2]

[1]University of Stuttgart, Institute of Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), [2]Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS), Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany,
Phone: +49-711-68569445,Fax: +49-711-68563503, e-mail: bauer@itw.uni-stuttgart.de

1. Introduction

The thermal performance of borehole thermal energy stores (BTES) used for seasonal balancing of heat gained by large solar thermal systems or by combined heat and power generation (CHP) systems is sensitive to groundwater flow. Hence, the storage utilization ratio and the required size of the store and so the number and length of the borehole heat exchangers (BHE) that mainly govern the installation costs depend on the undergrounds hydrogeological condition. In recent years, a numerical mass and heat transport model has been developed at the Institute of Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), University of Stuttgart, together with the German company DHI-WASY GmbH (the software developer of FEFLOW [1]). The model has been developed in order to simulate the thermal behavior of complete large scale solar thermal or CHP systems combined with BTES as one key element to contribute to an increase of the number of potential sites through increased planning reliability [2], [3], [4]. This paper presents the validation of the developed model against an analytical solution and measured data of two BTES with and without groundwater flow.

2. Materials and method

Model description: The developed numerical simulation model is an add-on to the finite-element ground water flow and transport modeling tool FEFLOW. Several two-dimensional thermal resistance and capacity models (TRCM) [5] were connected to a three-dimensional BHE model capable of describing all relevant transient heat and mass transport processes inside the borehole. This BHE model then was coupled as a one-dimensional line element to the three-dimensional finite element mesh representing the underground [2], [3], [4], see Figure 1. Multiple BHE can be set. The underground elements next to the BHE line element must have a particular size. An iterative method based on Lord Kelvin's line source theory has been developed to size them [4]. A detailed and comprehensive description of the FEFLOW model can be found in [2].

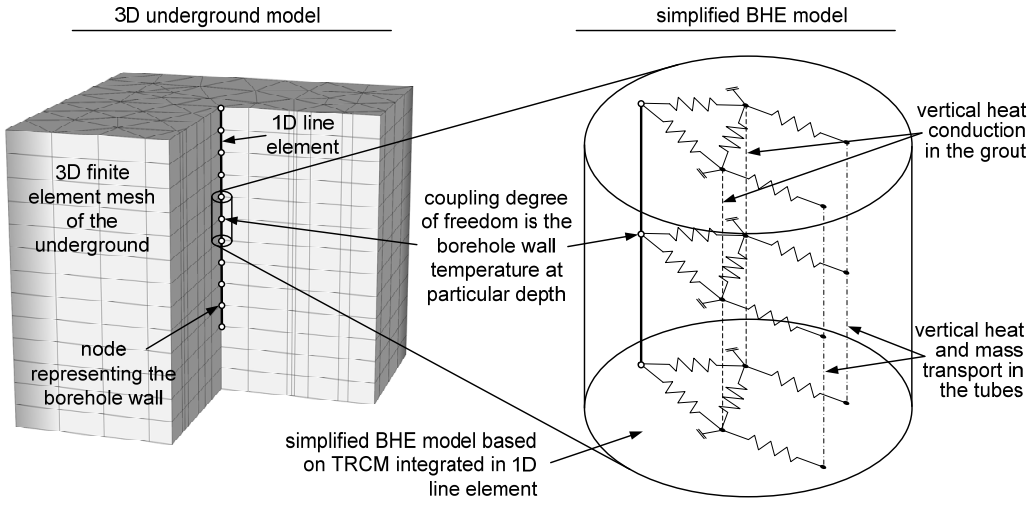


Figure 1: Numerical BHE simulation model based on TRCM integrated in one-dimensional line element which itself is coupled to a three-dimensional finite element mesh representing the underground

Model validation 1: The FEFLOW model is compared to an analytical solution which is an extension of Lord Kelvin's line source theory by a constant movement of the line source. It is known in literature as "moving line source theory". It can also be applied to a BHE that is influenced by moving groundwater where the heat source BHE is locally fixed and the liquid part of the underground moves instead [6], [7], [8]. This analytical solution offers short computation times but it is limited to a two-dimensional horizontal description of the combined heat and mass transport process in the underground surrounding a BHE. Vertical heat conduction in the underground cannot be considered. Hence, computation results should be regarded by keeping these assumptions in mind.

To ensure accurate computation results of the FEFLOW model, the following criteria must be verified:

- the time-dependent fluid temperature in the tubes and the borehole wall temperature for different groundwater velocities
- the time-dependent underground temperature around a BHE with groundwater flow
- the time-dependent underground temperature around several BHE in thermal interaction.

Sutton et al. [6] gives an explicit solution for the horizontal underground temperature around a BHE:

$$\vartheta_s\left(Fo,x,y\right)=\frac{\dot{q}}{4\pi\cdot k_{eff}}\cdot e^{\frac{Pe\cdot x}{d_b}}\cdot\int_{\frac{x^2+y^2}{Fo\cdot {d_b}^2}}^{\infty}\xi^{-1}e^{-\xi-\frac{Pe^2(x^2+y^2)}{4{d_b}^2\xi}}d\xi+\vartheta_{s,0} \tag{1}$$

where

$$Fo=\frac{4a_{eff}\cdot t}{{d_b}^2} \tag{2}$$

$$Pe=\frac{w_{eff}\cdot d_b}{2a_{eff}} \tag{3}$$

$$a_{eff}=\frac{k_{eff}}{[\Omega\cdot\rho_f c_{p,f}+(1-\Omega)\rho_s c_{p,s}]} \tag{4}$$

$$k_{eff}=\Omega\cdot k_f+(1-\Omega)k_s \tag{5}$$

$$w_{eff}=\frac{\Omega\cdot\rho_f c_{p,f}}{[\Omega\cdot\rho_f c_{p,f}+(1-\Omega)\rho_s c_{p,s}]}\cdot w_a \tag{6}$$

$$w_a=\frac{w_{DA}}{\Omega} \tag{7}$$

x is the distance from the BHE in downstream direction, y is the distance at right angles to the flow direction. Chaudhry and Zubair [11] define a function named "generalized incomplete gamma function" to characterize the semi-infinite integral in (1) for what no closed-form solution exists:

$$\Gamma(a,x_\Gamma;b)=\int_{x_\Gamma}^{\infty}\xi^{a-1}e^{-\xi-\frac{b}{\xi}}d\xi \tag{8}$$

Equation (1) can now be expressed as follows:

$$\vartheta_s=\frac{\dot{q}}{4\pi k_{eff}}\cdot e^{\frac{Pe\cdot x}{d_b}}\cdot\Gamma\left(0,\frac{x^2+y^2}{{d_b}^2 Fo};\frac{Pe^2(x^2+y^2)}{4{d_b}^2}\right)+\vartheta_{s,0} \tag{9}$$

The "generalized incomplete gamma function" can be numerically evaluated by using the following series expansion which only converges for small values of b (viz. near the BHE) and for small Péclet-Numbers [11]:

$$\Gamma(0,x_\Gamma;b)={}_0F_1(-,1;b)\cdot E_i(x_\Gamma)+\sum_{n=1}^{\infty}\left[\frac{b_n}{(n!)^2}\sum_{m=0}^{n-1}m!\left(\frac{-1}{x_\Gamma}\right)^{m+1}\right] \tag{10}$$

Chaudhry et al. [12] give more asymptotic expansions for different ranges of the parameters.

There is a special interest in evaluating the temperature at the borehole wall ($x^2+y^2=0.25{d_b}^2$). It can be obtained through averaging by integrating in circumferential direction [6]:

$$\vartheta_b\left(Fo\right)=\frac{\dot{q}}{4\pi k_{eff}}\cdot I_0\left(\frac{Pe}{2}\right)\cdot\Gamma\left(0,\frac{1}{4Fo};\frac{Pe^2}{16}\right)+\vartheta_{s,0} \tag{11}$$

Based on the borehole wall temperature, the average temperature of the fluid can be obtained by adding the steady state temperature difference between fluid and borehole wall:

$$\vartheta_f(Fo) = \frac{\dot{q}}{4\pi k_{eff}} \cdot I_0\left(\frac{Pe}{2}\right) \cdot \Gamma\left(0, \frac{1}{4Fo}; \frac{Pe^2}{16}\right) + \vartheta_{s,0} + \frac{\dot{q}}{R_b} \qquad (12)$$

The validation was carried out with a 40 m long single U-tube BHE. Table 1 lists geometrical data, operating conditions, physical property and the BHE thermal resistance of the calculations.

Table 1: Data of the comparative calculations

geometrical data			operating conditions			thermal resistance physical property		
d_i	(mm)	26.2	$\dot{m}$	(kg s^{-1})	0.25	R_b	(K m W^{-1})	0.096
d_o	(mm)	32	$\dot{q}$	(W m^{-1})	50	k_{eff}	(W K^{-1} m^{-1})	2.184
d_b	(mm)	130	$\vartheta_{s,0}$	(°C)	10			

Model validation 2: The numerical model is validated against underground temperatures and the fluid outlet temperature of the Neckarsulm experimental BTES [9] measured during a three month test run. The underground at this site consists of layers of different claystones above limestone. The layers between the ground surface and some meters below the lower end of the BHE have a very low hydraulic conductivity, so there is no groundwater flow at this site. More information on the local geology and hydrogeology can be found in [9].

The first section of the Neckarsulm BTES was built in 1997 as an experimental BTES. Several simulation models have already been validated against this BTES [9], [13]. The BTES consists of 36 double-U-tube BHE installed at two-meter intervals. Six BHE each are hydraulically connected in series. The BHE were installed in boreholes with a diameter of 115 mm and a depth of 30 m resulting in a store volume of some 4 300 m^3. The underground temperature can be measured in three additional boreholes inside and outside the borefield at different depths. Figure 2 depicts the BTES configuration.

A three-dimensional FEFLOW model of the Neckarsulm BTES was set up. The extension of the finite element model in horizontal and vertical direction was chosen sufficiently large to avoid boundary influences during computation. Finite elements near the boreholes are small while the element size increases outside the BTES. The FEFLOW model consists of 205 728 elements in total. Figure 3 depicts the finite element mesh.

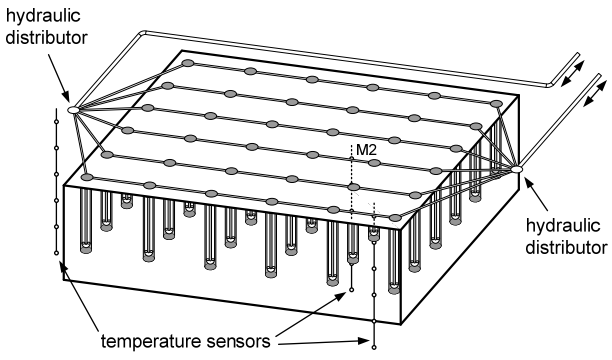


Figure 2: Configuration of the Neckarsulm experimental BTES [14]

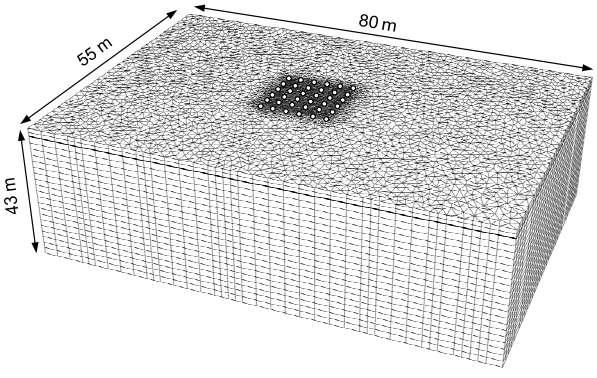


Figure 3: Finite element mesh of the Neckarsulm BTES model

Like the other BTES model validations described in [9] and [13], the thermophysical properties of the underground ($\rho_s \cdot c_{p,s}$ = 3 000 kJ m^{-3} K^{-1}, k_s = 2 W m^{-1} K^{-1}) were taken from [15]. They have been determined by numerical parameter identification based on measured data and suppose a homogenous underground. Table 2 lists geometrical data and physical properties of one BHE being representative for all 36 BHE [13], [16].

Table 2: Geometrical data and physical properties of the BHE [13], [16].

geometrical data			physical properties		
d_i	(mm)	20,4	$\rho_p \cdot c_{p,p}$	(J m^{-3} K^{-1})	1,82·10^6
d_o	(mm)	25,0	k_p	(W m^{-1} K^{-1})	0,22
d_b	(mm)	115	$\rho_g \cdot c_{p,g}$	(J m^{-3} K^{-1})	3,587·10^6
s	(mm)	65,0	k_g	(W m^{-1} K^{-1})	0,65
L	(m)	30,0	heat transfer fluid is pure water		

The BHE are covered with a 200 mm thick thermal insulation layer made of extruded polystyrene ($\rho \cdot c_p$ = 35 kJ m^{-3} K^{-1}, k = 0,04 W m^{-1} K^{-1}) which extends two meters beyond the outermost BHE. This thermal insulation as well as a 2,5 m thick soil cover layer on top of the insulation were thoroughly modeled.

Model validation 3: The numerical model is validated against measured data of a two years period of operation of the BTES in Crailsheim. This BTES [10] is influenced by moving groundwater in one aquifer and several aquitards. The BTES was constructed in 2008. It was built as major part of a solar district heating system [19]. The BTES consists of 80 double U-tube BHE, which were drilled to 55 m depth in a distance of 3 m to each other within a circular area of 30 m diameter. Each BHE is installed in a 0.13 m borehole and is cemented with grout of Stüwatherm. The BTES is covered with a 0.4 m thick thermal insulation material and 1.6 m soil from nearby earthworks. The BTES in Crailsheim operates with pure water as heat transfer fluid. BHEs are interconnected by pairs, with one BHE being situated rather inside of the BHE grid and one more outside, see Figure 4. The flow direction of the heat transfer fluid is from the inner BHE to the outer during charging and the other way round during discharging of the BTES.

The BTES is monitored in detail: The flow rate within the pipes from and to the heat store as well as the in- and outlet temperatures are logged permanently during the operation of the system. Based on this data the heat amount transferred to the store during charging and removed from the store during discharging can be calculated. Furthermore, 24 temperature sensors have been installed at 12 different depths on the measuring lances M1 and M31, see Figure 4. Both measuring lances record temperatures of the solid underground up to a depth of 80 m. In addition, groundwater temperatures and levels are measured in the wells GWM2, GWM3 and GWM4 80 m below ground surface (aquifer in the Upper Muschelkalk) and in the wells GWM2a, GWM3a and GWM4a 20 m below ground surface (aquitards in the Lower Keuper), see Figure 4.

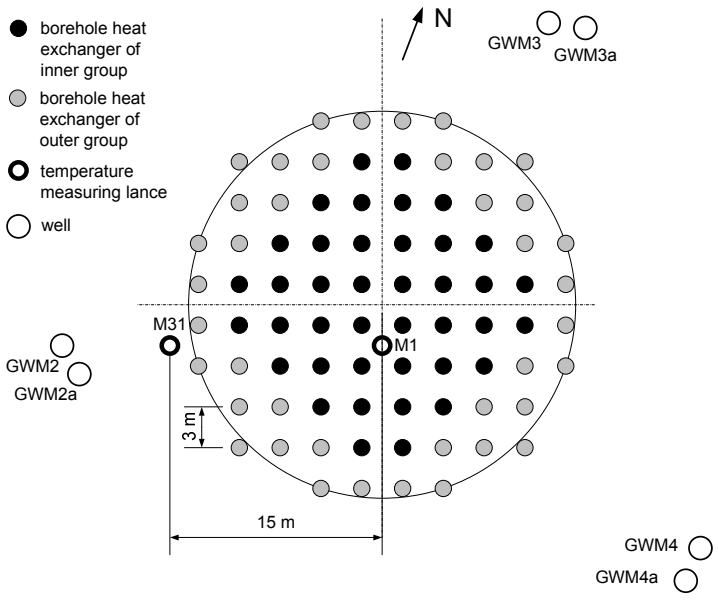


Figure 4: Layout of the Crailsheim BTES with position of BHE, wells and temperature measuring lances

Pumping and recharge tests conducted at the six wells returned transmissivities between 5.1·10^{-5} m^2 s^{-1} and 1.9·10^{-7} m^2 s^{-1}. The determined storage coefficients imply unconfined groundwater conditions for the aquifer in the Upper Muschelkalk and confined conditions for the aquitards in the Lower Keuper [20].

The simulation model is based on three 80 m core sections drilled at the project site. The cores have been analysed in detail with respect to lithology, facies and thermal and hydraulic parameters [20]. The thermal conductivity, specific heat capacity and permeability have been measured on 76 representative samples using pointwise measurement techniques. Additionally, the main joint directions have been recorded in two reference outcrop sections and have been incorporated into the model [20]. In general, the geological and hydrogeological settings at the site are very suitable for validating the FEFLOW BTES model. Especially the low, but still measurable groundwater flow through the BTES and the aquifer below the BTES with its higher flow rate enable the investigation of the thermal effect of a BTES on the subsurface.

The model dimension extends over 1.5 km in downstream direction and 500 m in upstream direction of the aquifer [20]. The width was set to 1 km, with the BTES being placed in the middle. The depth of the model was set to -150 m with the BTES ranging from 0 to -55 m. Model layers and their thickness have been chosen individually to fit the geological realities. However, the intensely interbedded structure with layers often changing every few centimeters could not be modeled in detail. Consequently, multiple single geological layers had to be merged to reasonable model layers [20]. The maximum discretization level for the vertical element heights was set to 1 m, the minimum to 10 m. Generally, layers in the vicinity of the BTES (i.e. the topmost 75 m) have a thickness of 1 to 4 m, while layers far below the BTES have 5 to 10 m thickness. The covering of the BTES, consisting of thermal insulating material (0.4 m) and soil from nearby earthworks (1.6 m) was modeled by two additional continuous layers that taper off to 0.01 m each outside the BTES. The predefined mesh sizes changes with distance to the BTES. Element sizes around each individual BHE are finest with horizontal triangle areas of 0.02 to 0.08 m², increases to 0.1 to 0.4 m² in the space between the BHE, increases further to 0.5 to 2 m² in an oval shaped area that encloses the BTES and points in down-stream direction, and has its coarsest elements (200 to 500 m²) in the remaining area. The total model consists of 58 layers and about 1 445 000 finite elements. The dimensions are shown in Figure 5.

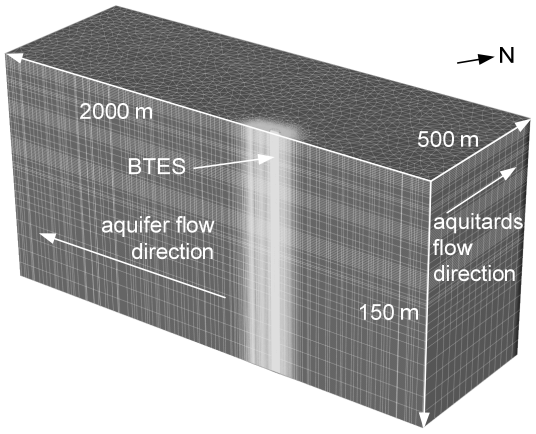


Figure 5: Model and layer dimensions of the 3D-finite element mesh (vertical cut through the middle of the BTES along the aquifer flow direction); vertical exaggeration: 5x

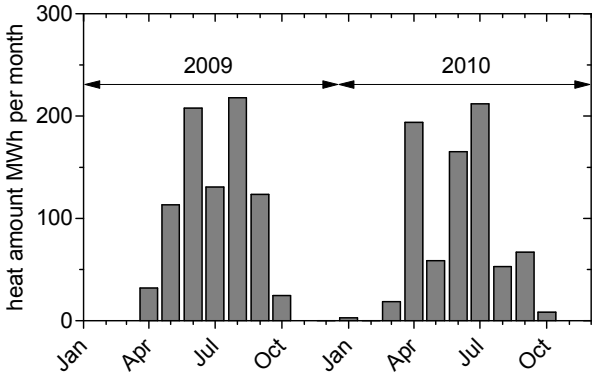


Figure 6: Measured amount of heat transferred to the BTES

Groundwater flow directions were defined by setting suitable hydraulic heads as 1st kind boundary condition at the model borders [20]. The hydraulic gradient of the aquitards was set to 0.01, while the aquifer has 0.0045. Basing on the prior merged geological layers averaged hydraulic conductivities have been assigned to the individual model layers. Flow rates within the aquifer and aquitards are primary controlled by fractures, thus known literature values from the Bavarian Environment Agency have been used here. Subsequently, the simulation was run in steady mode with flow calculation only to obtain suitable initial hydraulic conditions for the following unsteady heat transport simulation. For the heat transport simulation the necessary parameters such as porosity, thermal conductivity and heat capacity have been assigned to the individual layers. While the thermal conductivity and heat capacity values could be taken directly from the measurement results, the porosity had to be converted first. The measured values are the gas-effective porosity, while FEFLOW needs the water-effective

porosity. Thus, porosities had to be significantly reduced. To retain the relative porosities differences of the different measured rocks all porosities have been decreased based on experience by factor five. So, the resulting porosities fit quite well to known values from literature. The initial temperature distribution of the model has been calculated by using a fixed surface temperature of 10.5 °C and a heat inflow of 0.065 W m^{-2} at the base of the model. The resulting temperature gradient is about 3.5 K per 100 m depth. The 80 BHE have been integrated as 4th kind boundary condition with data for the grout and the pipes according to the manufacturers. After setting up all required BHE parameters all BHE were interconnected pairwise using FEFLOW's internal BHE Integrator.

The transient simulation was conducted over two years in order to validate FEFLOW against measured data of a two years period of operation. During this two year period the BTES was only charged and no active discharging was performed. Heat removal from the BTES only took place due to heat losses and ground water flow. The measured amount of heat transferred to the BHE was set as boundary condition to the model, see Figure 6. For the validation the computed and measured temperatures at measuring lances M1 and M31 as well as groundwater temperatures at GWM2a–4a and GWM2–4 were compared.

3. Results and discussion

Model validation 1: Figure 7 depicts the average fluid temperature and borehole wall temperature against Fourier number for different Péclet numbers calculated with the analytical and the FEFLOW model. Here, $Fo = 10^6$ corresponds to 136.7 years. $Pe = 0$ means resting groundwater, Pe = 1 corresponds to a Darcy velocity of $w_{DA} = 0.703$ m/d.

As can be seen, the calculation results of the different models match very well. The steady state conditions are reached after the same amount of time and converge towards the same value. A steady state condition can only be reached for $Pe > 0$.

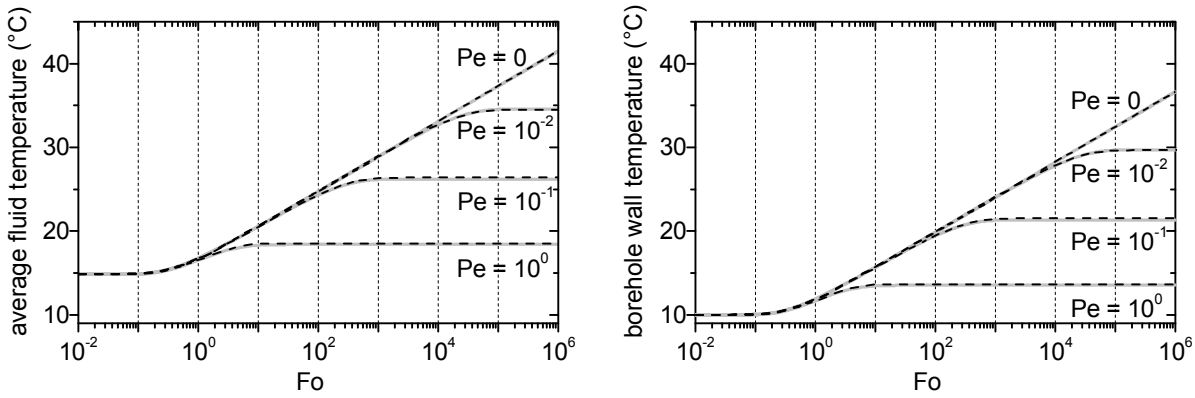


Figure 7: Comparison of the average fluid temperature (left) and borehole wall temperature (right) calculated with the FEFLOW model (dashed black lines) and the analytical model (solid gray lines)

Figure 8 shows the calculated horizontal temperature of the underground around a BHE for $Pe = 0.05$. Again, a very good match between the FEFLOW model and the analytical model can be stated. The differences at $Fo = \infty$ might result from the different model dimensions. While the analytical model is two-dimensional horizontal, the FEFLOW model is three-dimensional and includes vertical heat conduction. The shown temperatures calculated with the FEFLOW model are averaged over depth. While the temperature profile extends in horizontal direction, it changes shape from a cylinder towards a sphere. Hence, vertical heat conduction influences the isotherms. This effect can't be considered by the analytical model.

Figure 9 shows the calculated horizontal temperature of the underground around a field of six BHE for $Pe = 0.05$ and $Pe = 0$ at $Fo = 1000$. Six BHE line elements were integrated in FEFLOW's three-dimensional finite element mesh which automatically accounts for the thermal interaction. The solution of the analytical model can be obtained by local superposition of the temperature fields of all six BHE. Both methods lead to very similar results.

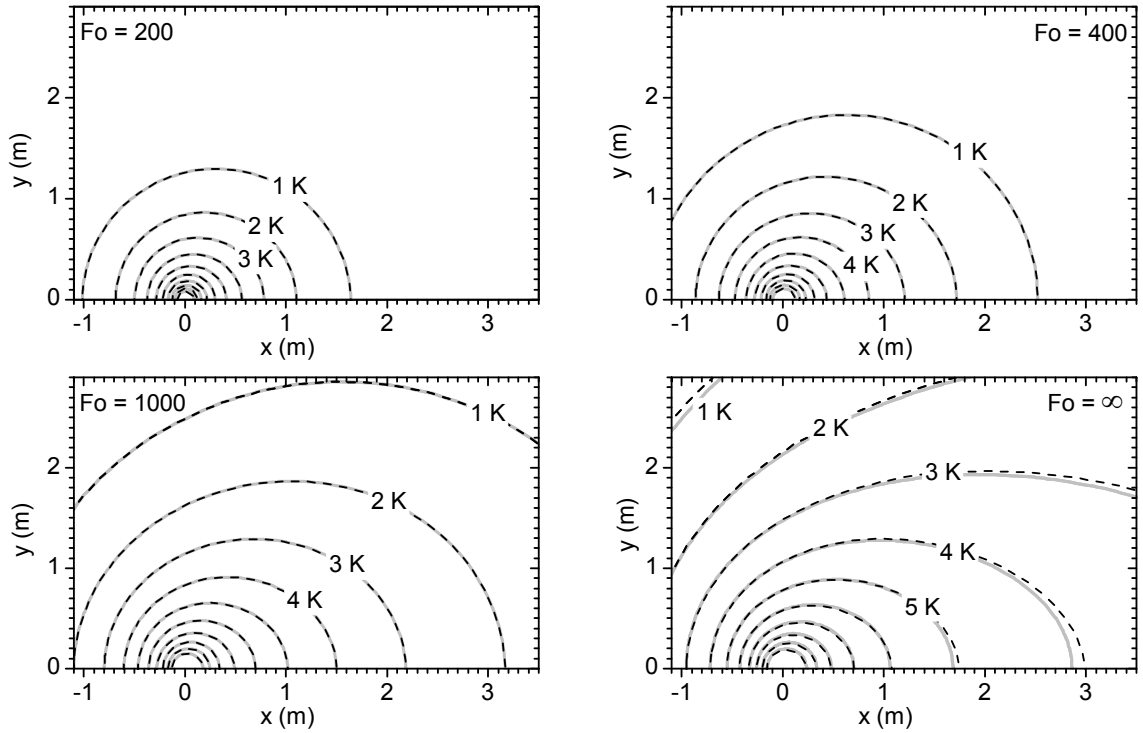


Figure 8: Horizontal temperatures of the underground around a BHE for Pe = 0.05 at different Fourier numbers; FEFLOW model: dashed black lines; analytical model: solid gray lines; isotherms with 1 K up to 10 K above initial underground temperature are depicted

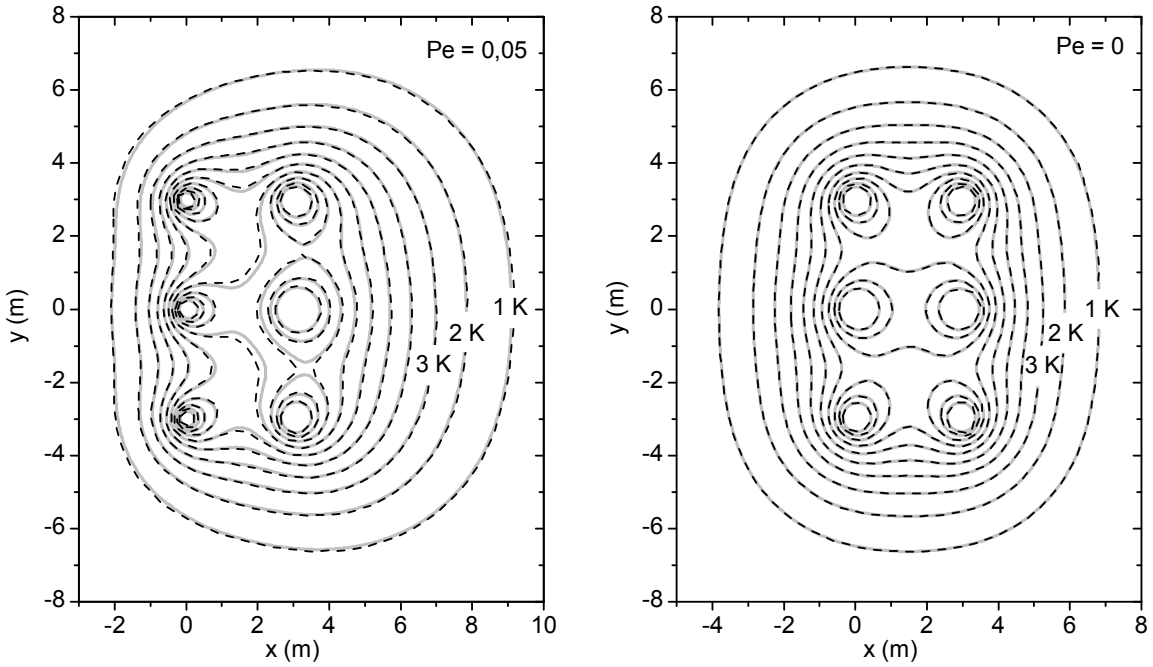


Figure 9: Horizontal temperature of the underground around a field of six BHE for Pe = 0.05 and Pe = 0 at Fo = 1000; FEFLOW model: dashed black lines; analytical model: solid gray lines; isotherms with 1 K up to 10 K above initial underground temperature are depicted

Model validation 2: The BTES was charged from December 17th 1997 till March 4th 1998 with an inlet temperature between 65 °C and 80 °C and a flow rate of about 12 $m^3 h^{-1}$. Underground temperatures up to 53 °C were reached in the middle of the BTES at the end of the charging period [14]. Afterwards a discharging period of three weeks followed with a flow rate of about 3 $m^3 h^{-1}$ and an inlet temperature between 40 °C and 50 °C.

The measured flow rate and inlet temperature were set as time-varying boundary conditions to the FEFLOW model. Then, the computed BTES outlet temperature and the computed underground temperature at a depth of 20 m at position M2 (see Figure 2) were compared to the measured values. Figure 10 shows the comparison of computed and measured temperatures.

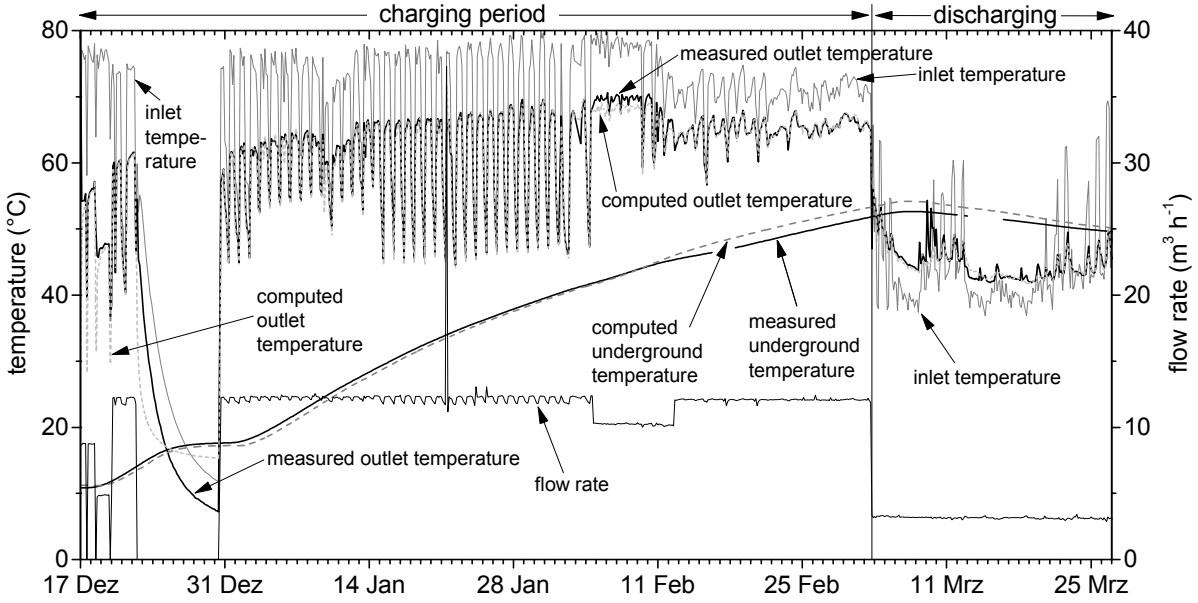


Figure 10: Comparison of computed and measured temperatures of the Neckarsulm experimental BTES

During the first week of the charging period small differences between measured and computed values occur. This might be explained by small deviations between the real initial temperature distribution of the underground and the one set to the model. From 31st of December until the end of the charging period measured and computed values match very well with some exceptions. On February 4th the flow rate was reduced to about 10 $m^3 h^{-1}$. It was raised back to about 12 $m^3 h^{-1}$ on February 12th. A difference of 1–2 K between measured and computed BTES outlet temperature can be noticed. However, this difference disappears after the increase of the flow rate. During the discharging period computed and measured values match very well. Only on March 9th and 10th small differences occur. The computed underground temperature at a depth of 20 m fits very well to the measured one until February 11th. Afterwards the computed temperature exceeds the measured temperature by about 1 K. During the following discharging period computed and measured underground temperatures converge.

The computation results of the FEFLOW model can be considered as very good, except for the few differences described. In addition, the computation results match very well the computations made by other scientists [9], [13] with the simulation model TRNSBM [17] and a fully discretized numerical ANSYS model [18]. One reason for the described differences in the BTES outlet temperatures is the deviation between the real initial temperature distribution of the underground and the one set to the FEFLOW model. One more reason is the quality of the measured data: Some data points were missing and had to be interpolated. The strong increase of the flow rate to 37 $m^3 h^{-1}$ on January 21st is attributed to a malfunction of the data acquisition system. The decrease of the flow rate during February 4th and 12th and the simultaneous difference between measured and computed outlet temperatures is attributed to a blockage of a row of six BHE. The mismatch of measured and computed underground temperature after February 11th is considered as a consequence of this blockage.

Model validation 3: Figures 11 and 12 depict the comparison between measured and computed underground temperatures at measuring lances M1 (middle of the BTES) and M31 (margin of the BTES), see Figure 4. Figures 13 and 14 depict the comparison between measured and computed groundwater temperatures at wells GWM2a–4a (20 m depth) and GWM2–4 (80 m depth). The gaps in the curves representing the measured data in Figures 13 and 14 are due to failures of the data acquisition system. The bulky appearance of these curves is caused by measurement noise.

Both, the temperatures of the solid ground and the groundwater can be properly computed with the FEFLOW model. Minor differences have to be accepted because of the following reasons: The measured amount of heat transferred to the BTES and set as boundary condition to the model is slightly too high because it includes the unknown thermal losses of the 300 m long pipes to and from the BTES causing too high computed underground temperatures at the end of the second year. Furthermore, it is not possible to install the BHE and the measuring lances absolutely vertical. Hence, an uncertainty of measurement due to inexact sensor positioning must be considered. The measured groundwater temperatures at GWM2a and GWM3a show an unexpected course in March 2010 and since end of June 2010 respectively. This may be explained by entering surface water into both wells.

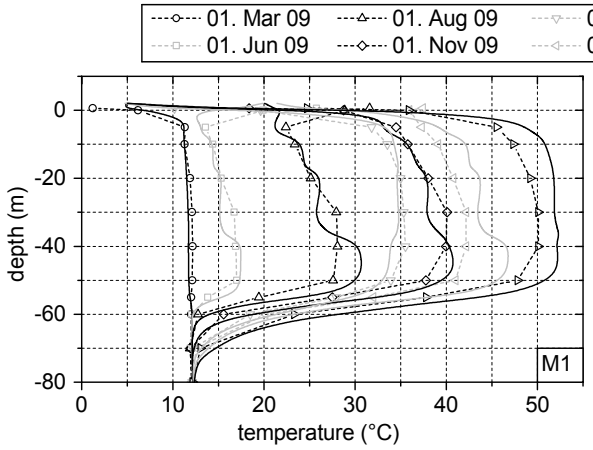


Figure 11: Measured and computed underground temperatures at measuring lance M1 (middle of BTES)

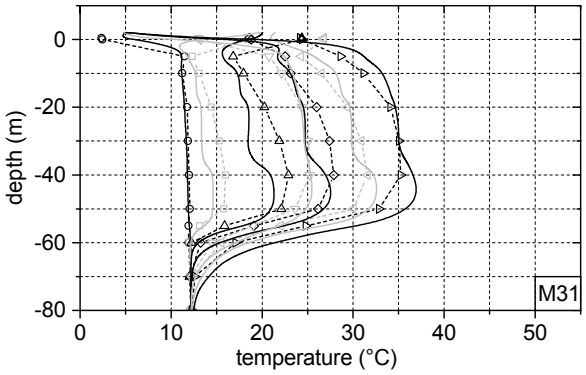


Figure 12: Measured and computed underground temperatures at measuring lance M31 (margin of BTES)

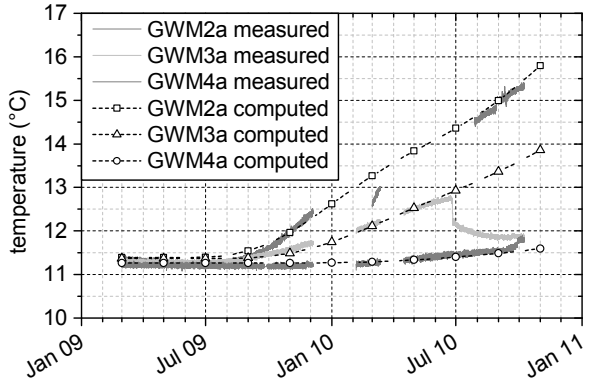


Figure 13: Measured and computed groundwater temperatures at wells GWM2a, GWM3a and GWM4a (all at 20 m depth)

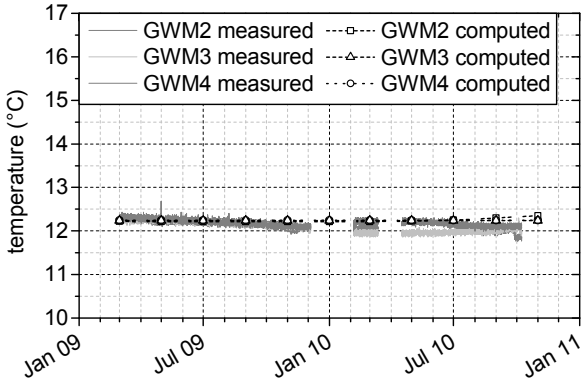


Figure 14: Measured and computed groundwater temperatures at wells GWM2, GWM3 and GWM4 (all at 80 m depth)

4. Conclusions

The high accuracy of the newly developed FEFLOW simulation model for BTES is demonstrated by the validation against one analytical solution and measured data of two BTES with and without groundwater flow. It is shown that the simulation model is accurate enough for most engineering and scientific applications. The comparison to the analytical solution shows very similar results. In addition, the validation against measured data of the Neckarsulm BTES shows the high accuracy of the simulation model. Minor differences occurred when comparing the model with measured data of the BTES in Crailsheim. It is shown that these differences are predominantly caused by the uncertainty of the measured data and not by model deficiencies. In summary it can be concluded that the newly developed FEFLOW model is able to consider and calculate the influence of moving groundwater on the thermal behaviour of BHE and BTES in an appropriate and accurate manner.

5. References

[1] FEFLOW, Finite Element Subsurface Flow & Transport Simulation System, WASY GmbH, Berlin, Germany, 2007
[2] Diersch, H.-J.G.; Bauer, D.; Heidemann, W.; Rühaak, W.; Schätzl, P.: Finite element formulation for borehole heat exchangers in modeling geothermal heating systems by FEFLOW. FEFLOW White Papers Vol. V, DHI-WASY GmbH, Berlin, 2010.
[3] Diersch, H.-J.G.; Bauer, D.; Heidemann, W.; Rühaak, W.; Schätzl, P.: Finite element modeling of borehole heat exchanger systems - Part 1: Fundamentals. Computers & Geosciences 37 (2011) 1122–1135, DOI:10.1016/j.cageo.2010.08.003.
[4] Diersch, H.-J.G.; Bauer, D.; Heidemann, W.; Rühaak, W.; Schätzl, P.: Finite element modeling of borehole heat exchanger systems - Part 2: Numerical Simulation. Computers & Geosciences 37 (2011) 1136–1147, DOI:10.1016/j.cageo.2010.08.002.
[5] Bauer, D.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.; Diersch, H.-J.G.: Thermal resistance and capacity models for borehole heat exchangers. Int. Journal of Energy Research 84 (2010) 612–623, DOI: 10.1002/er.1689.
[6] Sutton, M.; Nutter, D.; Couvillion, R.: A Ground Resistance for Vertical Bore Heat Exchangers With Groundwater Flow. Journal of Energy Resources Technology 25 (2003) 183–189.
[7] Su, D.; Diao, N.; Fang, Z.: An analytical solution of the temperature response in ground heat exchangers with groundwater advection. 6th International Symposium of Heat Transfer, Beijing, 2004.
[8] Diao, N.; Li, Q.; Fang, Z.: Heat transfer in ground heat exchangers with groundwater advection. International Journal of Thermal Science 43 (2004) 1203–1211.
[9] Seiwald, H.; Hahne, E.: Underground sesonal heat storage for a solar heating system in Neckarsulm/Germany. Terrastock, the 8th International Conference on Thermal Energy Storage, Stuttgart, 2000.
[10] Rieger, M.: Saisonaler Erdsonden-Wärmespeicher in Crailsheim. bbr Fachmagazin für Brunnen- und Leitungsbau 09/2008, 24–32.
[11] Chaudhry, M.A.; Zubair, S.M.: Generalized incomplete gamma functions with applications. Journal of Computational and Applied Mathematics 55 (1994), 99–124.
[12] Chaudrhy, M.A.; Temme, N.M.; Veling, E.J.M.: Asymptotics and closed form of a generalized incomplete gamma function. Journal of Computational and Applied Mathematics 67 (1996), 371–379.
[13] Meyer, J.: Untersuchung des Einflusses der geothermalen Bodenparameter auf den Speichernutzungsgrad eines Erdwärmesondenspeichers mit Hilfe der Finiten Element Methode. Diploma thesis at the technical University of Braunschweig, Institut für Grundbau und Bodenmechanik, 2004.
[14] Seiwald, H.; Hahne, E.: Das solar unterstützte Nahwärmeversorgungssystem mit Erdwärmesonden-Speicher in Neckarsulm. 2. Internationaler Kommunaler Klimaschutzkongreß Friedrichshafen, 1998.
[15] Benner, M.; Mahler, B.; Mangold, D.; Schmidt, T.; Schulz, M.; Seiwald, H.: Solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit und ohne Langzeitwärmespeicher. Abschlussbericht zum BMBF-Forschungsvorhaben 0329606C (Sep. 1994 bis Okt. 1998), Stuttgart, 1999.
[16] Nußbicker-Lux, J.: Simulation und Dimensionierung solar unterstützter Nahwärmesysteme mit Erdsonden-Wärmespeicher. Dissertation Universität Stuttgart, 2010.
[17] Pahud, D.; Fromentin, A.; Hadorn, J.-C.: The Superposition Borehole Model for TRNSYS (TRNSBM). User Manuel, Internal Report, LASEN-EPFL, Lausanne, 1996.
[18] ANSYS: ANSYS® Multiphysics, Release 10.0, Documentation. ANSYS, Inc. Canonsburg, PA, 2005.
[19] Bauer, D.; Heidemann, W.; Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Ochs, F.; Panthalookaran, V.; Raab, S., 2009: Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher (solar assisted district heating and seasonal thermal energy stores) . Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607J (Juni 2005 bis Juli 2008), Stuttgart, Germany.
[20] Bauer, D.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.; Diersch, H.-J.G.; Rühaak, W.; Schätzl, P.; Koller, B.; Sass, I.; Mielke, P.: Untersuchung des Einflusses von Grundwasserströmung auf Erdsonden-Wärmespeicher. Abschlussbericht zum BMU-Vorhaben FKZ 0329289A, Stuttgart, 2010.

6. Nomenklature

a	argument of Γ (-)
a_{eff}	effective thermal diffusivity ($m^2\ s^{-1}$)
c_p	specific heat capacity ($J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
b	argument of Γ (-)
d	diameter (m)
d_i	inner diameter of a U-tube (m)
d_o	outer diameter of a U-tube (m)
E_i	exponential integral function
${}_0F_1$	confluent hypergeometric function
Fo	Fourier number (-)
I_0	modified Bessel function of first kind of order zero
k	thermal conductivity ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
L	length (m)
$\dot{m}$	mass flow rate ($kg\ s^{-1}$)
Pe	Péclet number (-)
$\dot{q}$	specific heat flow rate ($W\ m^{-1}$)
R_b	borehole thermal resistance ($m\ K\ W^{-1}$)
s	U-tube shank spacing (m)
t	time (s)
w	velocity ($m\ s^{-1}$)
w_a	groundwater pore velocity ($m\ s^{-1}$)
w_{DA}	Darcy velocity ($m\ s^{-1}$)
x, y	distance (m)
Γ	generalized incomplete gamma function
ϑ	Celsius temperature (°C)
$\vartheta_{s,0}$	initial underground temperature (°C)
ρ	density ($kg\ m^{-3}$)
Ω	porosity of the underground

Subscripts:

b	borehole (wall)
eff	effective
f	fluid
g	grouting material
p	pipe
s	soil

7. Acknowledgements

The scientific work has been supported by the German Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety. The authors gratefully acknowledge this support and carry the full responsibility for the content of this paper.

Solare Nahwärme im Bestand – Technologie und Perspektiven

Dan Bauer, Roman Marx, Harald Drück
Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel.: 0049-(0)711-685-69445, Fax: 0049-(0)711-685-63503
E-Mail: bauer@itw.uni-stuttgart.de
Internet: www.itw.uni-stuttgart.de

Einleitung

Europaweit entfallen ca. 40 % des Gesamtenergiebedarfs auf den Gebäudesektor (Energieeffizienzplan 2011 der EU). Gebäude die eine hohe Effizienz aufweisen und deren Energiebedarf zu großen Teilen mittels erneuerbarer Energien gedeckt wird, stellen somit eine wichtige Komponente zum Erreichen europäischer aber auch nationaler Klimaziele dar. Die überwiegende Mehrheit der Gebäude in Deutschland wurde vor dem Inkrafttreten der ersten Wärmeschutzverordnung im Jahr 1977 errichtet und bietet somit ein hohes Potential, durch energetische Sanierung einen signifikanten Beitrag zur Einsparung von Primärenergie und zur Reduzierung von Treibhausgasemissionen zu leisten.

Eine Möglichkeit den Verbrauch fossiler Energieträger zur Wärmeversorgung von sanierten Bestandsgebäuden weiter drastisch zu reduzieren, stellt die solare Nahwärme mit saisonaler Wärmespeicherung dar. Solche Systeme wurden bis vor wenigen Jahren ausschließlich bei Neubauvorhaben realisiert, denn die Integration im Gebäudebestand erfordert, sich mit den Gegebenheiten des Bestandes zu arrangieren. Insbesondere Dachausrichtung, Temperaturniveau des Nahwärmenetzes und Platzangebot für den saisonalen Wärmespeicher können im Bestand nur schwer beeinflusst werden.

Schul- und Sportzentrum der Gemeinde Eggenstein-Leopoldshafen

In Deutschland ging in Eggenstein-Leopoldshafen (in der Nähe von Karlsruhe) im Jahr 2008 die erste solare Nahwärmeanlage mit saisonaler Wärmespeicherung im Bestand in Betrieb [1]. Dort wird ein saniertes Schul- und Sportzentrum aus den 1970er Jahren zu ca. 35–40 % (Planwert) mit Solarwärme für Raumheizung und Trinkwarmwasser versorgt [2], [3]. Begonnen wurde zunächst mit der Generalsanierung einer Schule, der zugehörigen Sporthalle und des bereits existierenden Nahwärmenetzes. Eine weitere Sporthalle wurde neu erstellt und auf deren Dach 600 m^2 Flachkollektoren installiert [4]. Zusätzlich sind an das

Nahwärmenetz ein Feuerwehrhaus und ein Hallenbad angeschlossen. In Summe versorgt das Nahwärmenetz Gebäude mit einer Bruttofläche von 12 000 m^2 [5]. Abbildung 1 zeigt das sanierte Schulgebäude mit den darauf installierten Flachkollektoren mit einer Fläche von 1 000 m^2.

Abbildung 1: Saniertes Schulgebäude aus den 1970er Jahren mit darauf installierten Flachkollektoren (1 000 m^2) in Eggenstein-Leopoldshafen

Zur saisonalen Wärmespeicherung der von den insgesamt 1 600 m^2 Flachkollektoren erzeugten Wärme wurde ein Kies/Wasser-Wärmespeicher mit ca. 4 500 m^2 gebaut und in das System integriert. Unter Berücksichtigung der örtlichen geologischen und hydrogeologischen Verhältnisse war diese Form der saisonalen Wärmespeicherung die kostengünstigste der technisch in Frage kommenden Technologien. Zusätzlich erfüllt sie die Notwendigkeiten aufgrund der Lage des Speichers unmittelbar am Rand des Schulhofs für Personen absolut gefahrlos zu sein, mit einer großen Anzahl Personen betreten werden zu können und in gewissem Rahmen in den Schulalltag integriert werden zu können. Dies konnte durch die Gestaltung eines „Freiluft-Klassenzimmers“ an der Speicherböschung sowie eines Spielplatzes mit Klettergerüst umgesetzt werden. Abbildung 2 zeigt den Kies/Wasser-Wärmespeicher während des Baus und in fertig gestelltem Zustand mit angegliedertem „Freiluft-Klassenzimmer“.

Das konventionelle Nachheizsystem besteht aus zwei Gaskesseln mit einer Leistung von je 600 kW sowie einem 30 m^3 großen Warmwasser-Pufferspeicher, der im sanierten Schulgebäude untergebracht ist. Zusätzlich wurde eine Wärmepumpe mit einer elektrischen Leistung von 15 kW installiert, die es ermöglicht, den saisonalen Kies/Wasser-Wärmespeicher bis zu einer Temperatur von ca. 10 °C zu entladen.

Abbildung 2: Kies/Wasser-Wärmespeicher während des Baus und in fertig gestelltem Zustand mit angegliedertem „Freiluft-Klassenzimmer“ (unten)

Durch die Einbindung der Wärmepumpe erhöht sich die nutzbare Wärmekapazität des saisonalen Speichers um 75 % im Vergleich zur Entladung bis zur Rücklauftemperatur des Nahwärmenetzes von ca. 40 °C. Abbildung 3 zeigt das vereinfachte Anlagenschema der solaren Nahwärmeanlage mit saisonaler Wärmespeicherung in Eggenstein-Leopoldshafen.

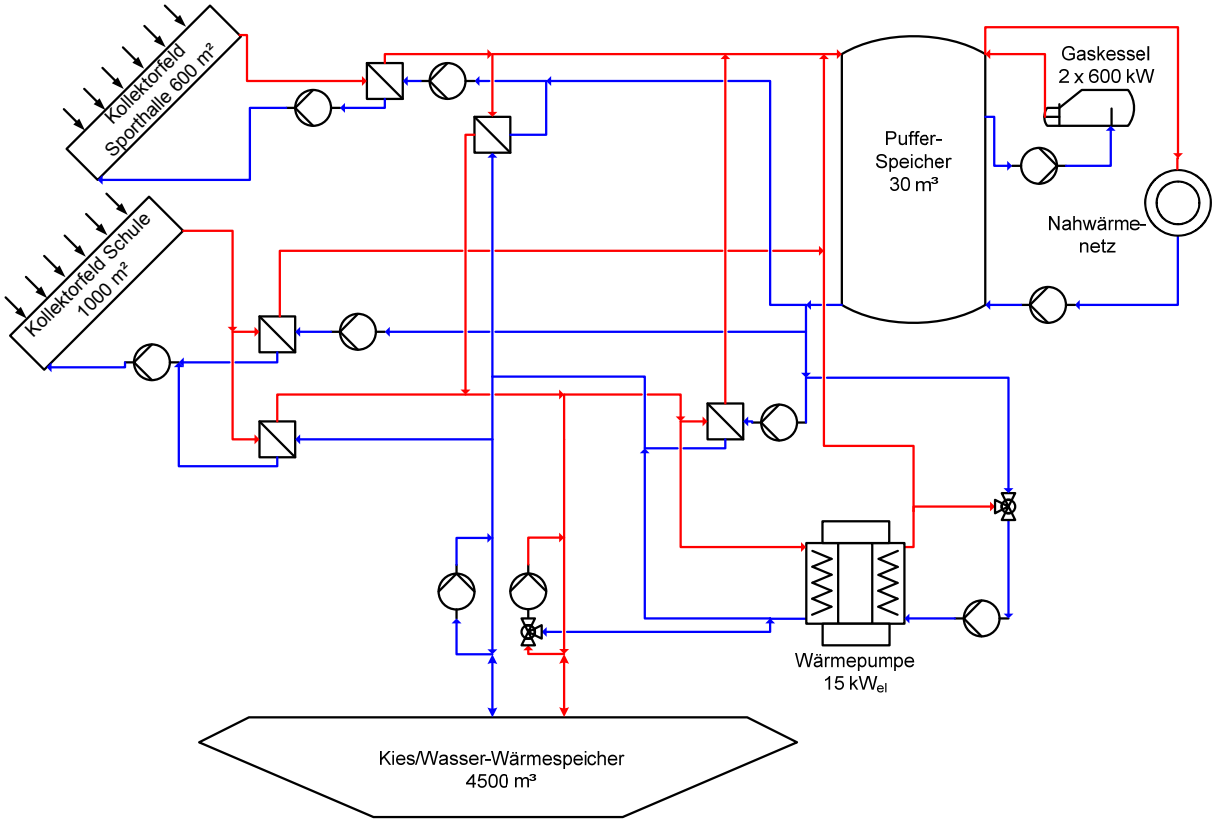


Abbildung 3: Vereinfachtes Anlagenschema der solaren Nahwärmeanlage mit saisonaler Wärmespeicherung in Eggenstein-Leopoldshafen

Das ITW führt im Auftrag des BMU die wissenschaftlich-technische Begleitung des Baus der Anlage durch und analysiert das Betriebsverhalten mittels eines detaillierten Monitorings. Dabei konnte bisher die grundsätzliche Funktionalität des Systems und der meisten seiner Komponenten nachgewiesen werden. Jedoch kam es in Einzelfällen zu technischen Unzulänglichkeiten. Dies betrifft insbesondere die Rohrleitungsführung in und aus dem Kies/Wasser-Wärmespeicher, die nach oben aus dem Speicher geführt wurde. Die höchsten Stellen der Rohrleitungen liegen somit oberhalb des drucklosen Speichers. Damit sich dort keine Luft sammeln kann, wurden an diesen Stellen Vakuumsysteme installiert, die jedoch nicht zuverlässig funktionieren. Bei einer Weiterentwicklung des Speichers könnte auf im Speicher installierte Tauchpumpen zurückgegriffen werden oder die Rohrführung unterhalb des Wasserspiegels durch die Speicherwand erfolgen, um die geschilderten Hydraulikprobleme zu vermeiden.

Solare Nahwärme Crailsheim

Auch bei der aktuell größten solaren Nahwärmeanlage Deutschlands in Crailsheim wurden große Bestandsgebäude in das System integriert. Hierbei handelt es sich um fünf ehemalige Kasernengebäude, die vollständig entkernt und saniert wurden. Im Zuge der Sanierung konnte die Gebäudeheiztechnik so gestaltet werden, dass niedrige Rücklauftemperaturen unter 40 °C den Anschluss an das Nahwärmenetz möglich machten. Niedrige Rücklauftemperaturen des Nahwärmenetzes sind für den effizienten Anlagenbetrieb einer solaren Nahwärmeanlage mit saisonaler Wärmespeicherung eine wichtige Voraussetzung.

Alle fünf ehemaligen Kasernengebäude wurden vollständig mit Solarkollektoren eingedeckt. In Summe ergibt sich eine Kollektorfläche von ca. 1 750 m^2 auf diesen fünf Gebäuden. Die oberste Etage von drei Gebäuden wurde durch den Abriss des alten und das Aufsetzen eines neuen, stärker geneigten Daches vollkommen neu geschaffen. Durch die erhöhte Wohnraumqualität profitieren die Bewohner. Auch liefern die Kollektoren aufgrund der stärkeren Dachneigung höhere Jahresenergieerträge. Die Kollektoren wurden dachintegriert ausgeführt und übernehmen damit die Funktion der äußeren Gebäudehülle. Es wurden große Kollektoreinheiten vorgefertigt, die auf der Baustelle dann wie Fertigdachelemente verlegt wurden. Abbildung 4 zeigt die Kasernengebäude vor der Sanierung.

Abbildung 4: Kasernengebäude vor der Sanierung

Abbildung 5 zeigt die fünf Gebäude im Juli 2008. Im Hintergrund sind die beiden bereits seit 2005 sanierten Gebäude zu sehen, die drei Gebäude im Vordergrund wurden im Jahr 2008 nach und nach saniert. Am zweiten Gebäude von vorne ist das Aufsetzen des neuen, stärker geneigten und für die Montage der Solarkollektoren vorbereiteten Dachs zu erkennen.

Abbildung 5: Kasernengebäude während der Sanierung

Abbildung 6 zeigt die ehemaligen Kasernengebäude in vollständig fertig saniertem Zustand. Durch das Anbringen von Anbauten (in Rot), Balkonen und Dachterrassen konnten die Optik und Wohnqualität der Gebäude deutlich gesteigert werden. In Kombination mit dem Wissen, ein Dach vollständig aus Solarkollektoren zu haben und in einem Gebäude zu wohnen, das überwiegend regenerativ mittels Solarthermie beheizt wird und dem damit verbundenen „guten Gefühl“, waren insbesondere die Wohnungen im Dachgeschoss sofort vergriffen.

Das ITW führt im Auftrag des BMU ebenfalls die wissenschaftlich-technische Begleitung des Baus und Betriebs der Anlage in Crailsheim durch und analysiert das Betriebsverhalten mittels eines detaillierten Monitorings. Dabei konnte die Funktionalität des Systems erfolgreich nachgewiesen werden. Zu vereinzelten technischen Problemen kam es lediglich bei weiteren Kollektorfeldern, die auf einem Lärmschutzwall installiert wurden und bei zwei Warmwasser-Pufferspeichern aus Beton, bei denen eine völlig neuartige Bauweise angewandt wurde. Durch entsprechende Nachbesserungen konnten bisher alle technischen Probleme behoben werden.

Abbildung 6: Ehemalige Kasernengebäude in vollständig fertig gestelltem Zustand

EU-Projekt EINSTEIN

Technisch einen Schritt weiter geht das am 01. Januar 2012 im siebten Forschungs-Rahmenprogramm der EU gestartete Forschungsprojekt EINSTEIN (Effective INtegration of Seasonal Thermal Energy storage systems IN existing buildings). In diesem Projekt werden unter anderem Lösungen erarbeitet, solare Nahwärme in Kombination mit saisonaler Wärmespeicherung auch in zu sanierende innerstädtische Bereiche mit beschränktem Platzangebot zu integrieren. Durch die Kombination aus einem solar beheizten Nahwärmenetz mit saisonal schwankender Vorlauftemperatur als Wärmequelle für die in jedem Gebäude zu installierenden individuellen Wärmepumpen sollen sowohl die Wärmeverluste des Nahwärmenetzes als auch das notwendige Speichervolumen verringert und damit die Gesamtanlageneffizienz deutlich gesteigert werden, siehe Abbildung 7. Auch notwendigerweise unterschiedliche Vorlauftemperaturen für die Heizung individuell sanierter Gebäude können so realisiert werden. Dies ist insbesondere dann notwendig, wenn nicht alle Gebäude, die an das Nahwärmenetz angeschlossen sind zeitgleich saniert werden oder z. B. aufgrund von Denkmalschutzauflagen hinsichtlich ihrer Heiztechnik unterschiedlich saniert werden und somit unterschiedlich hohe Vorlauftemperaturen benötigen.

Im Rahmen des Projektes EINSTEIN werden deshalb spezielle Wärmeübergabe-stationen mit integrierter Wärmepumpe entwickelt. Diese ermöglichen die direkte Nutzung der Wärme aus dem Nahwärmenetz, solange von diesem ausreichend hohe Vorlauftemperaturen bereit gestellt werden. Sinkt im Herbst und Frühwinter das Temperaturniveau im Nahwärmenetz ab, werden die Wärmepumpen eingeschaltet. Diese arbeiten verdampferseitig auf das Nahwärmenetz, solange dieses höhere Temperaturen als die Temperatur der Umgebungsluft liefert. Sinkt die Temperatur des Nahwärmenetzes unter die Temperatur der Umgebungsluft, arbeiten die

Wärmepumpen verdampferseitig auf Luft/Wasser-Wärmeübertrager. Dadurch wird immer eine möglichst hohe Leistungszahl der Wärmepumpen erzielt.
Zudem werden signifikant niedrigere Wärmeverluste des Nahwärmenetzes als bei herkömmlichen Nahwärmenetzen erwartet. Diese betragen bei den in Deutschland realisierten solaren Nahwärmeanlagen typischerweise zwischen 8 % und 30 % des Gesamtwärmebedarfs der Gebäude. Werden bei der Bestandssanierung bereits vorhandene, ältere, schlecht wärmegedämmte Nahwärmenetze weiterverwendet, vergrößert sich der aus dem dezentralen Einsatz der Wärmepumpen resultierende Vorteil geringerer Wärmeverluste zusätzlich.

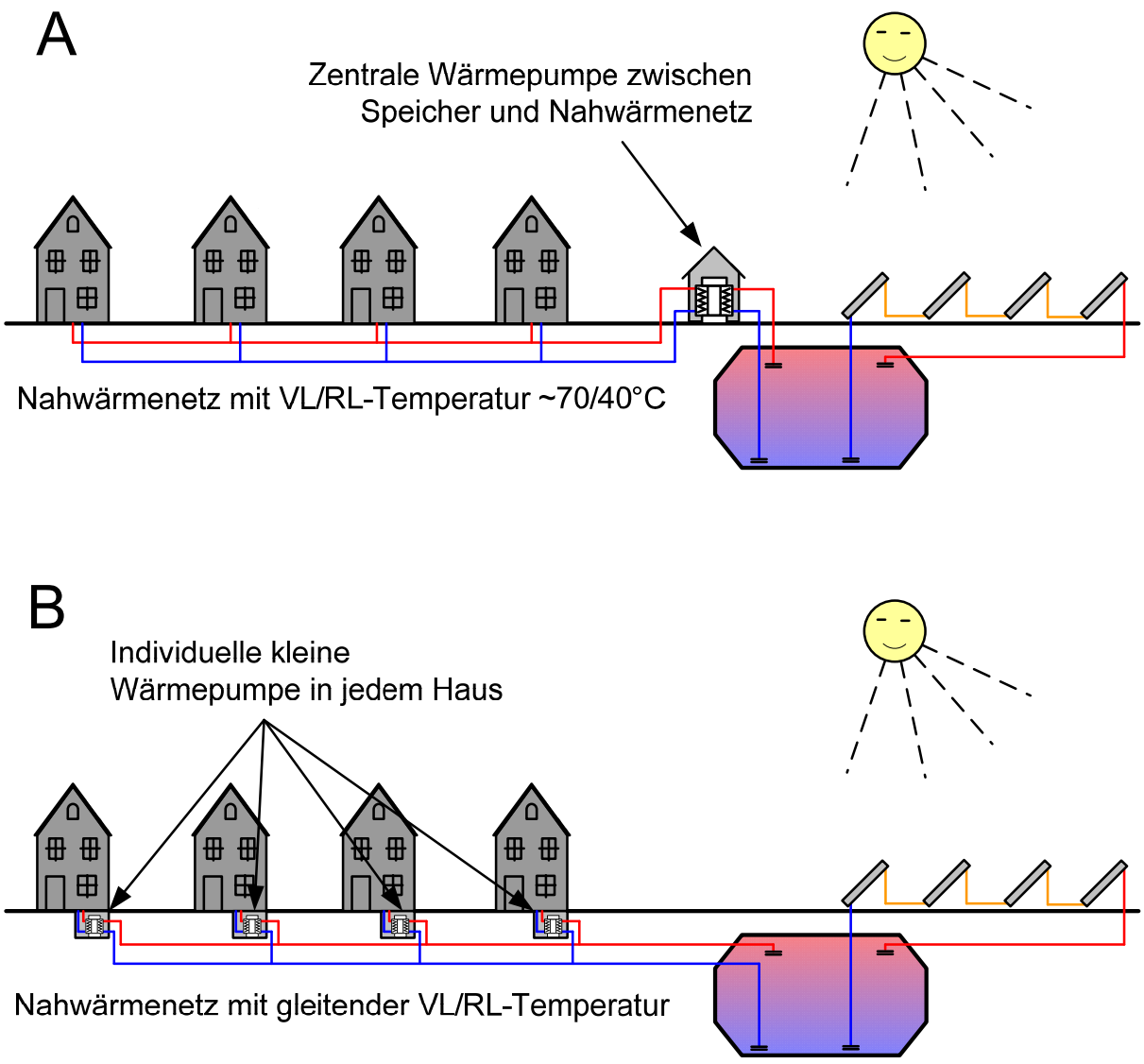


Abbildung 7: A (oben): Herkömmliches Prinzip einer solaren Nahwärmeanlage mit saisonalem Wärmespeicher und großer, zentraler Wärmepumpe;
B (unten): Im Projekt EINSTEIN geplantes Prinzip einer solaren Nahwärmeanlage mit saisonalem Wärmespeicher und individuellen kleinen, in jedem Gebäude installierten Wärmepumpen

Die Integration von großen Solarkollektorfeldern mit mehreren Hundert oder gar mehreren Tausend Quadratmetern und von großen saisonalen Wärmespeichern in innerstädtische, gewachsene Strukturen bringt große Herausforderungen mit sich. Häufig ist eine dichte Bebauung mit großen Wohnblöcken mit Flachdächern vorhanden. Die Flächen zwischen den Gebäuden werden fast vollständig für Verkehrswege benötigt. Solarkollektoren können hier nur auf den Dächern aufgeständert werden und zusätzlich an den Südfassaden vertikal angebracht werden.

Saisonale Wärmespeicher müssen unter diesen Bedingungen so ausgeführt werden, dass die darüber liegenden Flächen genutzt werden können. Als Technologie bieten sich deshalb vor allem Erdsonden-Wärmespeicher an. Diese lassen sich ohne zusätzlichen Aufwand vollständig unterirdisch installieren und ermöglichen so, die Oberfläche als Parkplatz o.ä. zu nutzen. Warmwasserspeicher und Kies/Wasser-Wärmespeicher werden typischerweise nicht vollständig unterirdisch installiert, um Aushubkosten zu reduzieren. Die dadurch entstehenden unebenen Flächen oberhalb der Speicher können im innerstädtischen Bereich nur selten sinnvoll genutzt werden.

Eine weitere denkbare Möglichkeit der Ausführung saisonaler Wärmespeicher in innerstädtischen Bereichen ist die vollständig oberirdische Aufstellung von Warmwasser-Behälterspeichern. Diese bieten die Möglichkeit, deutlich größere Höhe-zu-Durchmesser-Verhältnisse zu realisieren, als dies bei erdvergrabenen Warmwasserspeichern wirtschaftlich sinnvoll ist. Dadurch ist der Platzbedarf an Grundfläche signifikant geringer.

Weitere sich ergebende Vorteile werden im besseren thermischen Schichtungsverhalten, der besseren Revisionsmöglichkeit und der leichteren Sicherstellung der Funktionalität der Wärmedämmung gesehen. Eine weitere Entwicklung solcher oberirdischer saisonaler Warmwasser-Behälterspeicher ist deshalb erforderlich. Die Technik großer oberirdischer Kaltwasserspeicher könnte hierzu adaptiert werden. Abbildung 9 zeigt einen solchen Kaltwasserspeicher mit 3500 m^3 in Chemnitz, der in Modulbauweise aus verschraubten Stahlblechen erstellt wurde. Die Nutzung des Speichers als Kletterturm für Sportkletterer (siehe Abbildung 8) sowie die Pflege der Außenhülle durch den Deutschen Alpenverein (DAV) ist denkbar.

Abbildung 8: Kletterturm

Abbildung 9: Oberirdischer Kaltwasserspeicher in Chemnitz während des Baus und nach Fertigstellung (Quelle: TU Chemnitz)

Bei der Realisierung von solaren Nahwärmeanlagen im Bestand, muss die Verlegung der Leitungen für das Solar- und Nahwärmenetz mit möglichst wenig störendem Einfluss auf Verkehr und bestehende Infrastruktur erfolgen. Grabenloser Leitungsbau (Mikrotunneling) wird deshalb im Projekt EINSTEIN als eine mögliche Lösung untersucht.

Basierend auf den bisher überwiegend in Skandinavien und Deutschland gewonnenen Erfahrungen, wird zudem die Technik der solaren Nahwärme an die Anforderungen südeuropäischer Länder wie Spanien angepasst. Auch dort werden zum Teil sehr große Energiemengen zur Gebäudebeheizung im Winter benötigt. Gegenüber dem Standort Deutschland ergeben sich jedoch zahlreiche Vorteile, welche die Technologie der solaren Nahwärme für diese Länder hochinteressant macht:

- Die solare Einstrahlung und damit der Solarertrag ist in den Wintermonaten typischerweise höher als in Deutschland. Dadurch kann der saisonale Wärmespeicher kleiner, platzsparender und kostengünstiger gebaut werden und das Temperaturniveau im Speicher während der Monate Januar und Februar höher gehalten werden.
- Durch die höhere jährliche Strahlungssumme werden weniger Kollektoren zum Erzielen desselben Solarertrags benötigt. Investitionskosten und Flächenbedarf sind somit geringer.

- Die höheren Umgebungstemperaturen im Winter lassen den Einsatz der Wärmepumpen verdampferseitig auf die Außenluft auch im Januar und Februar mit hohen Leistungszahlen zu.

Zusammenfassung

Die Technologie der solaren Nahwärme mit saisonaler Wärmespeicherung entwickelt sich bereits seit Jahrzehnten zwar langsam dafür aber kontinuierlich weiter. Mittlerweile ist in Deutschland ein technologischer Stand erreicht, der es den Anlagen der neusten Generation erlaubt, sehr hohe solare Deckungsanteile über 50 % mit Wärmegestehungskosten nahe der Wirtschaftlichkeit zu kombinieren. Insbesondere die saisonalen Wärmespeicher bieten jedoch noch Potential zur Kostenreduktion und Effizienzsteigerung.
Eine große Hürde zur raschen Weiterentwicklung der Technologie stellen die hohen Investitionssummen dar. Solare Nahwärmeanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung werden dadurch nur selten realisiert. Die Lernkurven für Kosten und Technik verlaufen entsprechend flach. Die Ausweitung des Marktes auf die Bestandssanierung und durch Technologietransfer auf andere europäische Länder wird die notwendige Weiterentwicklung beschleunigen.

Literatur

[1] Marx, R.; Ochs, F.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Innovative Example for Central Solar Heating Plant with Seasonal Thermal Energy Storage in Germany. ISES Solar World Congress, 11. bis 14. Oktober 2009, Sandton Convention Centre, Johannesburg, South Africa, 2009.

[2] Schenke, A.; Mangold, D.; Müller-Steinhagen, H.: Simulationsstudie einer solar unterstützten Nahwärmeversorgung mit Langzeit-Wärmespeicher im Gebäudebestand in Eggenstein-Leopoldshafen. 14. Symposium Thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 2004.

[3] Riegger, M.; Mangold, D.: Planungsoptimierung und Bau des solaren Nahwärmesystems mit saisonalem Kies-Wasser-Wärmespeicher in Eggenstein-Leopoldshafen. 18. Symposium Thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 2008.

[4] Pfeil, M.: Realisierung eines solaren Nahwärmesystems mit Langzeitwärmespeicher in einem Schul- und Sportzentrum der 1960er Jahre. 17. Symposium Thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 2007.

[5] Ochs, F.; Nußbicker-Lux, J.; Marx, R.; Koch, H.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Solar assisted district heating system with seasonal thermal energy storage in Eggenstein-Leopoldshafen. EuroSun 2008, Lissabon, 08.–10.10.2008.

Danksagung

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde zum Teil mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) (FKZ: 0329607J, 0329607P) sowie zum Teil mit Mitteln der EU (FP7-2011-NMP-ENV-ENERGY-ICT-EeB) gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Potentiale von konzentrierenden Kollektoren in Kombination mit thermochemischen Energiespeichern

Florian Bertsch, Henner Kerskes, Harald Drück

Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel.: +49-(0)711-685-63279, Fax: +49-(0)711-685-63503
Email: bertsch@itw.uni-stuttgart.de

1 Einleitung

Thermochemische Energiespeicher rücken zunehmend in den Fokus der Wissenschaft. Aufgrund der theoretisch erzielbaren hohen Speicherdichte in Verbindung mit geringen Wärmeverlusten weist diese Technologie ein hohes Potential für die Langzeit-Wärmespeicherung auf. Typische Materialien zur thermochemischen Energiespeicherung sind beispielsweise Zeolithe oder mit einem Salz imprägnierte Trägermaterialien (Composite) [1]. Für eine saisonale Wärmespeicherung werden diese Materialien in den Sommermonaten desorbiert bzw. dehydratisiert um anschließend in der Heizperiode erneut mit Wasserdampf in Verbindung gebracht zu werden, wodurch Wärme freigesetzt wird. Die Zu- und Abfuhr von Wasser und Wärme kann wie bei einem der am ITW entwickelten Konzepte über einen Luftstrom, der direkt durch das Speichermaterial geführt wird, erfolgen [8]. Um dieses zu desorbieren bzw. zu dehydratisieren wird in den Sommermonaten Außenluft auf hohe Temperaturen, idealerweise oberhalb von 160 bis $180\ ^{\circ}\mathrm{C}$, erhitzt und durch das Material geleitet. Für beispielsweise zeolithische Materialien gilt hierbei, je höher die Desorptionstemperatur ist, umso höher sind die erzielbaren Speicherdichten.

In den letzten Jahren wurden eine Reihe neue Kollektoren für den sogenannten Mitteltemperaturbereich, das heißt für Arbeitstemperaturen bis $250\ ^{\circ}\mathrm{C}$, entwickelt Es handelt sich hierbei entweder um Kollektoren mit mehreren transparenten Abdeckungen oder um schwach konzentrierende Kollektoren, die teilweise auch nachgeführt werden. Letztgenannte erreichen Wirkungsgrade, die bei einer Temperaturdifferenz von $200\ \mathrm{K}$ zur Umgebung, $40\ \%$ und mehr betragen. Entwickelt wurden diese Kollektoren in erster Linie zur Bereitstellung von industrieller Prozesswärme.

In diesem Beitrag werden die beiden innovativen Entwicklungen, thermochemische Energiespeicherung und Mitteltemperaturkollektoren, zusammengeführt. Hierzu werden die Ergebnisse von TRNSYS Simulationen vorgestellt, die die Potentiale für den Einsatz eines konzentrierenden

Kollektors in einem solaren Heizungssystem in Verbindung mit einem thermochemischen Energiespeicher aufzeigen. Zur besseren Interpretation der Ergebnisse wird das hier untersuchte System mit den Ergebnissen konventioneller solarthermischer Anlagen verglichen.

2 Integration eines konzentrierenden Kollektors in das CWS-Systems

Im Folgenden wird eine solare Kombianlage, die um einen thermochemischen Energiespeicher erweitert wurde, präsentiert. Es wird weiterhin ein konzentrierender Parabolrinnenkollektor vorgestellt, mit dem die für die Regeneration des Speichermaterials geforderten hohen Temperaturen mit hohen Wirkungsgrad erreicht werden können. Bei vorangegangenen Untersuchungen hat sich gezeigt, dass für viele Speichermaterialien Regenerationstemperaturen von $180\ °\mathrm{C}$ und mehr benötigt werden[1].

2.1 Solare Kombianlage erweitert um einen thermochemischen Energiespeicher: das CWS-System

Die Ausgangssituation für das CWS-System bildet eine Standard-Kombianlage. Diese wird um thermochemischen Energiepsiecher erweitert, wie in Abbildung 1 dargestellt. Der thermochemische Energiespeicher besteht aus einem Reaktor und einen Vorratsbehälter für hydratisiertes (Hydrat) und regeneriertes (Anhydrat) Speichermaterial. Als Wärmequelle dient ein Kollektorfeld, das wahlweise den Kombispeicher aufheizt oder die für die Regeneration des Speichermaterials im Reaktor benötigte Wärme liefert. Der Kombispeicher wird vor allem aus verfahrenstechnischen Gründen benötigt. Der chemische Reaktor kann so für eine konstante Wärmelast ausgelegt und Lastspitzen über den Kombispeicher abgepuffert werden.
Soll bei nicht ausreichender solarer Strahlung Wärme in den Kombispeicher eingebracht werden, wird dem Reaktor regeneriertes Speichermaterial aus dem Vorratsbehälter und Wasserdampf mittels feuchter Luft aus der Umgebung oder durch eine interne Feuchtequelle als Zuluft zugeführt. Die im Reaktor entstehende Reaktionswärme wird in den Kombispeicher abgeführt und das entstandene hydratisierte Speichermaterial getrennt vom regenerierten in einem weiteren Vorratsbehälter aufbewahrt. Die Regeneration des Speichermaterials (Rückreaktion) erfolgt vor allem in den Sommermonaten. Dazu werden je nach Speichermaterial Temperaturen von ca. $180\ °\mathrm{C}$ benötigt. Ist die maximale Temperatur von $90\ °\mathrm{C}$ im Kombispeicher erreicht, kann die verfügbare Solarstrahlung genutzt werden um die Rückreaktion im Reaktor durchzuführen, und so den chemischen Wärmespeicher zu beladen. Das durch die Rückreaktion entstehende regenerierte Speichermaterial wird in den Vorratsbehälter geführt. Das abgespaltene Wasser wird in Form von Dampf über den Abluftstrom abgeführt.
Im Vergleich zur Speicherung fühlbarer Wärme mittels Warmwasserspeichern bietet die ther-

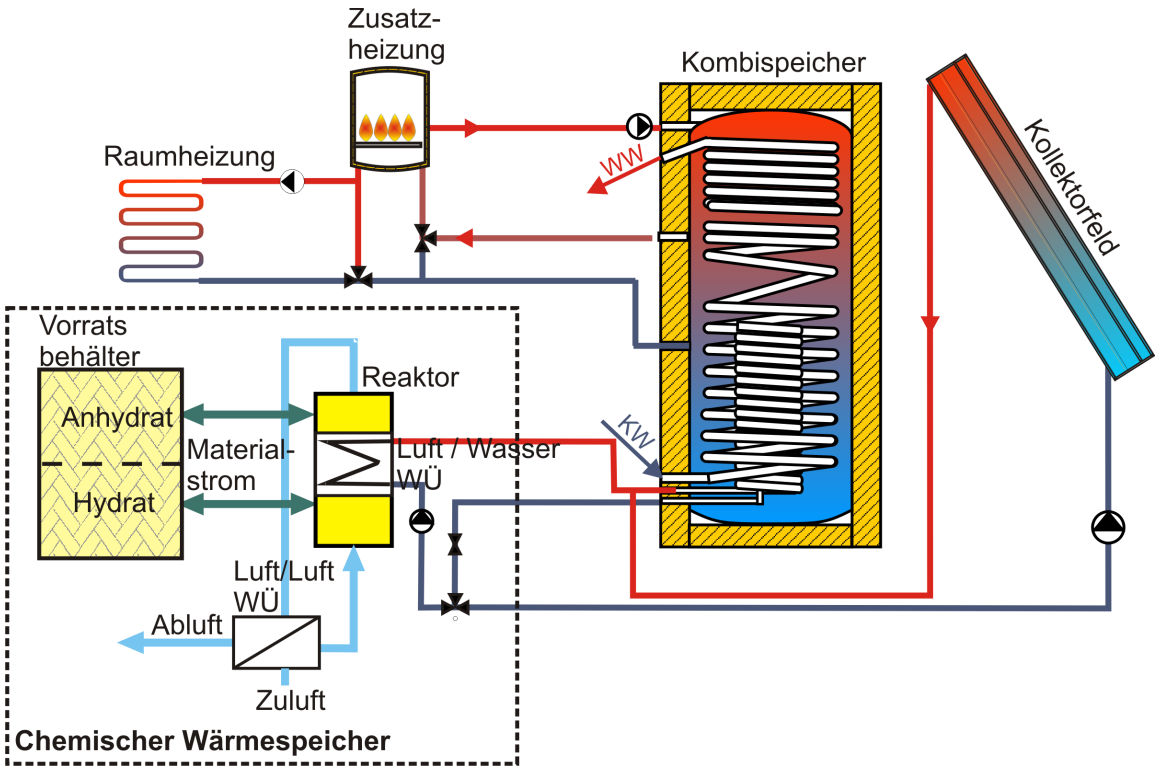


Abbildung 1: Anlagenschema einer solaren Kombianlage mit chemischem Wärmespeicher

mochemische Energiepeicherung für die saisonale Wärmespeicherung zwei wesentliche Vorteile. Die physikalische Speicherdichte ist mit dem Faktor 3 bis 4 ([1], [7]) deutlich höher als die von Wasser und die Speicherung ist quasi verlustfrei. Wärmeverluste treten nur bei der Beladung, nicht aber bei der eigentlichen Speicherung auf.

2.2 Konzentrierender Parabolrinnenkollektor mit Vakuumröhrenabsorber

In dem zuvor beschrieben Anlagenschema (vergleiche Abbildung 1) sollen für die in Kapitel 3 dargelegten Simulationen Parabolrinnenkollektoren verwendet werden. Die Kollektorkennwerte stammen von einem nachgeführten Parabolrinnenkollektor mit Vakuumröhrenabsorber der Firma *Dr. Vetter*[1], der am ITW geprüft wurde. In Abbildung 2 ist ein Foto, sowie schematisch der Aufbau dieses Parabolrinnenkollektors, dargestellt. Der Kollektor besteht aus einem mittig angebrachten Vakuumabsorber und einem in Ost-West-Richtung nachgeführten Parabolspiegel. Der Spiegel und der Absorber werden durch eine transparente Abdeckung vor Umwelteinflüssen geschützt. Der Konzentrationsfaktor des Kollektors beträgt 5.
In Abbildung 3 ist die Wirkungsgradkurve des Parabolrinnenkollektors im Vergleich zu einem CPC-Vakuumröhrenkollektor abgebildet. Aufgetragen ist der Wirkungsgrad über der Temperaturdifferenz von Wärmeträgermedium zur Umgebung. Die Einstrahlung in Kollektorebene

[1]Dr. Vetter, Gesellschaft für Med. Datentechnik, Bio- und Umwelttechnik mbH, http://www.itcollect.de/

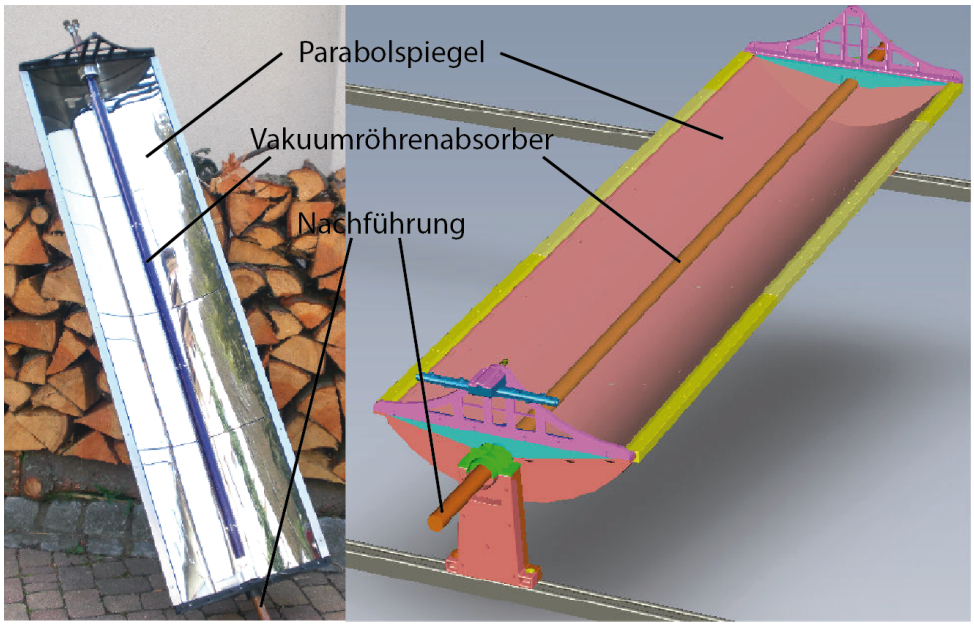


Abbildung 2: Foto, sowie schematische Darstellung des nachgeführten Parabolrinnenkollektors der Firma *Dr. Vetter*

für die Wirkungsgradberechnung beträgt $800\ \mathrm{W/m^2}$. Als Bezugsfläche wurde die Aperturfläche der Kollektoren gewählt. Der Direktstrahlungsanteil wird für diese Betrachtung auf $100\ \%$ gesetzt. Die Wirkungsgradkurve des Parabolrinnenkollektors zeichnet sich durch einen sehr flachen Abfall bei steigenden Temperaturdifferenzen aus. Ab einer Temperaturdifferenz von $100\ \mathrm{K}$ übersteigt der Wirkungsgrad des Parabolrinnenkollektors die des CPC-Vakuumröhrenkollektors. Dies verdeutlicht den Nutzen eines Parabolrinnenkollektors um die geforderten hohen Regenerationstemperaturen von $180\ ^\circ\mathrm{C}$ [1] erreichen zu können.

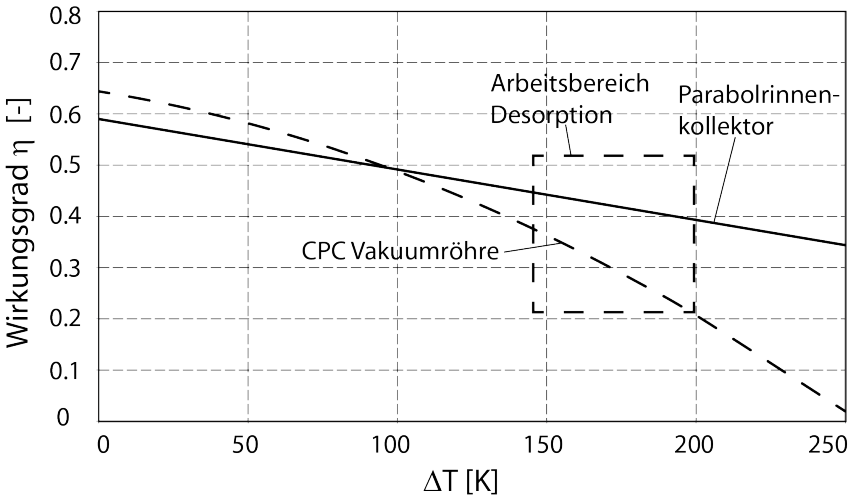


Abbildung 3: Wirkungsgradkurve des Parabolrinnenkollektors und des CPC-Vakuumröhrenkollektors bei einer Einstrahlung in Kollektorebene von $800\ \mathrm{W/m^2}$. Aufgetragen ist der Wirkungsgrad über der Temperaturdifferenz von Wärmeträgermedium zu Umgebung

3 Simulationsstudie zur Bewertung der thermischen Leistungsfähigkeit des vorgestellten CWS-Systems

Zur Untersuchung der thermischen Leistungsfähigkeit des vorgestellten CWS-Systems wird eine TRNSYS-Simulationsstudie durchgeführt. Ziel ist es, die Eignung des Parabolrinnenkollektors und die sich eventuell daraus ergebende Effizienzsteigerung für das vorgestellte CWS-System zu untersuchen. Es werden 3 verschiedene Kollektorfelder, bestehen aus entweder CPC-Vakuumröhrenkollektoren, den vorgestellten Parabolrinnenkollektoren, oder einer Mischung aus beiden, betrachtet. Zunächst werden die Randbedingungen der Simulationsstudie erläutert, sowie wichtige Bewertungsgrößen solarthermischer Anlagen definiert. Anschließend werden die Ergebnisse der Simulationsstudie vorgestellt.

3.1 Randbedingungen der Simulationsstudie sowie wichtige Bewertungsgrößen solarthermischer Anlagen

Für die Gesamtsystemsimulationen mit dem Simulationsprogramm *TRNSYS* werden folgende Annahmen getroffen:

- bei dem zugrunde liegenden Gebäude handelt es sich um ein Einfamilienhaus das von 4 Personen bewohnt wird. Der jährliche Heizwärmebedarf beträgt $35\ \mathrm{kWh/m^2a}$ bei einer beheizten Wohnfläche von $128\ \mathrm{m^2}$ (in Anlehnung an EnEV 2009). Dies entspricht einem Gesamtwärmebedarf von $4545\ \mathrm{kWh/a}$
- als Wetter wird der Testreferenzwetterdatensatz am Standort Würzburg, dem mittlerer Klimastandort Deutschlands, gewählt
- der Warmwasserbedarf beträgt $200\ \mathrm{l}$ pro Tag bei $45\ ^\circ\mathrm{C}$. Dies entspricht einer Wärmemenge von $2945\ \mathrm{kWh/a}$
- die Wärmeverteilung erfolgt über Radiatoren. Die maximale Vorlauftemperatur beträgt $50\ ^\circ\mathrm{C}$, die Rücklauftemperatur $30\ ^\circ\mathrm{C}$
- die Wärmeverluste einer konventionellen, nicht solaren, Heizungsanlage werden mit $644\ \mathrm{kWh/a}$ angenommen [3]
- die Trinkwassererwärmung erfolgt über einen eingetauchten Wärmeübertrager im oberen Bereich des Kombispeichers. Die Anbindung des Heizkreises an den Kombispeicher erfolgt im mittleren Bereich (vergleiche Abbildung 1). Der Heizkreis arbeitet mit einer Rücklaufanhebung

- der Kombispeicher hat ein Volumen von $900\,\mathrm{l}$
- die Wärmeverlustrate des Kombispeichers werden in Anlehnung an die Wärmeverlusterate eines Wasserspeicher nach EN 12977-3 [2] berechnet zu $0.1 \cdot \sqrt{V_{sto}}$ (W/K) (statt $0.16 \cdot \sqrt{V_{sto}}$) mit dem Speichervolumen V_{sto} in Litern
- der thermochemische Speicher hat ein Materialvolumen von $10\,\mathrm{m}^3$
- der chemische Reaktor wird in TRNSYS durch einen selbst entwickeltes Rechenmodell (TRNSYS-Type) abgebildet
- als thermochemisches Speichermaterial wird, sofern nicht anders beschrieben, ein selbst dargestelltes Kompositmaterial bestehend aus einem mit Salz imprägnierten Zeolith verwendet. Dieses hat eine physikalische Speicherdichte von ca. $185\,\mathrm{kWh/m^3}$ [1]
- die Effizienz des Luft/Luft- und des Luft/Wasser-Wärmeübertragers im chemischen Speichersystem betragen jeweils $eff_{HX} = 90\,\%$
- die Regenerations-Starttemperatur beträgt $T_{des} = 180\,^{\circ}\mathrm{C}$; bei niedrigeren Temperaturen findet keine Regeneration statt
- Um die Wärmeverluste der Materialbevorratung wiederzugeben wird eine Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wand und Keller von $U = 0.1\,\mathrm{W/(m^2K)}$ gewählt; es findet keine Wärmeleitung zwischen der Bevorratung für adsorbiertes und regeneriertes Material statt
- die Wärmeverlustrate des Reaktors wird zu $UA_{CWS} = 2.8\,\mathrm{W/K}$ gewählt
- während der Adsorption ist eine gleichzeitige solare Beladung erlaubt (wie in Abbildung 1 dargestellt, wird der Kombispeicher sowohl vom chemischen Reaktor als auch vom Kollektorfeld über den Solarkreiswärmeübertrager im unteren Bereich des Kombispeichers beladen)
- die Größe des Kollektorfeldes wird so gewählt, dass das Speichermaterial in den Sommermonaten gerade vollständig regeneriert werden kann

Wichtige Bewertungsgrößen solarthermischer Anlagen

Zur Bewertung der thermischen Leistungsfähigkeit con Solaranlagen dienen hier die anteilige jährliche Energieeinsparung f_{sav} und der Speichernutzungsgrad η_{sto}. Die anteilige jährliche Energieeinsparung f_{sav} beschreibt den prozentualen Anteil der Energie der pro Jahr im Vergleich zu einer konventionellen, das heißt nicht solaren Heizungsanlage eingespart werden kann

und berechnet sich nach Gleichung 1:

$$f_{sav} = \frac{Q_{conv} - Q_{aux,net}}{Q_{conv}} \tag{1}$$

Dabei ist Q_{conv} $(\mathrm{kWh/a})$ der Gesamt-Wärmebedarf einer konventionellen (nicht solaren) Heizungsanlage zur Deckung der Heiz- und Trinkwasserlast und $Q_{aux,net}$ $(\mathrm{kWh/a})$ die Wärmemenge, die zur vollständigen Deckung der Heiz- und Trinkwasserlast noch von der Zusatzheizung der solaren Kombianlage geliefert werden muss. f_{sav} liegt bei typischen Kombianlagen in Abhängigkeit des Wärmebedarfs bei etwa $25...35\ \%$.

Die Effizienz der Wärmespeicherung wird über den Speichernutzungsgrad η_{sto} bewertet. Der Speichernutzungsgrad ist das Verhältnis aus der dem Speicher (oder den Speichern) entnommenen solaren Wärme und der zugeführten solaren Nutzwärme. Er berechnet sich nach Gleichung 2:

$$\eta_{sto} = \frac{Q_d - Q_{aux,net}}{Q_{col} - Q_{lp}} \tag{2}$$

Dabei ist Q_d $(\mathrm{kWh/a})$ der Gesamtwärmebedarf zur Deckung der Heiz- und Trinkwasserlast des Gebäudes, Q_{col} $(\mathrm{kWh/a})$ die vom Kollektorfeld bereitgestellte Wärmemege und Q_{lp} $(\mathrm{kWh/a})$ die Wärmeverluste in den Rohrleitungen des Kollektorkreises. Typische Speichernutzungsgrade von Kombianlagen mit einem $1000\ \mathrm{l}$ Wasserspeicher liegen bei ca. $50...70\ \%$.

Wärmeträgerfluid im Kollektorkreis

Im Kollektorfeld, das ausschließlich aus CPC-Vakuumröhrenkollektoren aufgebaut ist, wird Wasser als Wärmeträgerfluid verwendet. Um Temperaturen von $180\ ^\circ\mathrm{C}$ mit flüssigem Wasser erreichen zu können, sind relativ hohe Drücke von ca. $15\ \mathrm{bar}$ erforderlich. Der Frostschutz wird durch eine spezielle Regelung sichergestellt. Eine konservative Abschätzung des für den Frostschutzalgorithmus benötigten Wärmebedarfs ergibt einen Wert von ca. $40\ \mathrm{kWh/a}$.

Das Kollektorfeld bestehend aus beiden Kollektortypen (CPC-Vakuumröhrenkollektoren und konzentrierenden Parabolrinnenkollektoren) bzw. ausschließlich konzentrierenden Parabolrinnenkollektoren, wird mit Silikonöl im Kollektorkreislauf betrieben. Dies hat den Vorteil, dass das CWS-System nun nicht mehr auf einem Druck von $15\ \mathrm{bar}$ betrieben werden muss um, wie zuvor im Wasser basierten System, Sieden bei $180\ ^\circ\mathrm{C}$ zu vermeiden. Durch die Nutzung eines Silikonöls kann der Kollektorkreis auf einem für solare Kombianlagen typischen Betriebsdruck von $2\ \mathrm{bar}$ betrieben werden. Hierdurch werden die im Kollektorkreis verwendeten Materialien geschont, da zu der Temperaturbelastung nicht zusätzlich eine Druckbelastung auftritt. Des

weiteren ist es möglich konventionelle Heizungstechnik im Kollektorkreis zu verwenden. Beide Maßnahmen führen zu einer Reduzierung der Anlagenkosten.
Der Gefrierpunkt von Silikonölen liegt, je nach Typ des Öls, deutlich unter $0\ ^{\circ}\mathrm{C}$. Wird beispielsweise das Silikonöl *AK10*[2] verwendet kann auf eine Frostschutzschaltung in der Anlage, oder andere Frostschutzmaßnahmen verzichtet werden, da der Gefrierpunkt unterhalb von $-80\ ^{\circ}\mathrm{C}$ liegt. Silikonöl weist eine hohe Resistenz gegen Scherkräfte, Materialalterung, Oxidation und Hydrolyse auf und ist chemisch weitgehend inert. Silikonöle sind unter Luftausschluss bis ca. $300\ ^{\circ}\mathrm{C}$ stabil [5].

3.2 TRNSYS-Simulationsstudie des CWS-Systems

Zunächst werden *TRNSYS*-Simulationen des CWS-Systems mit einem Kollektorfeld aus CPC-Vakuumröhrenkollektoren durchgeführt und mit den Simulationsergebnissen von großen Kombianlagen mit Kollektorfeldern aus Flachkollektoren (FK) bzw. aus CPC-Vakuumröhrenkollektoren (VRK) verglichen. Die Randbedingungen der Simulationen entsprechen denen des CWS-Systems (siehe Kapitel 3.1). In Abbildung 4 sind die Ergebnisse dieser Simulationen dargestellt. Aufgetragen ist die anteilige Energieeinsaprung f_{sav} (vergl. Gleichung 1) über der Kollektorfläche des jeweiligen Systems. Zusätzlich zu dem CWS-System mit Kompositmaterial mit einer Speicherdichte von $185\ \mathrm{kWh/m^3}$ als Speichermaterial sind die Ergebnisse der Simulationen mit zwei weiteren Speichermaterialien, mit den Speicherdichten von $130\ \mathrm{kWh/m^3}$ (z.B. Zeolith 4A) bzw. $250\ \mathrm{kWh/m^3}$, dargestellt (vergleiche hierzu auch [1], [6], [7]).
Der Kurvenverlauf der anteiligen Energieeinsparung der Kombianlagen, bei denen ausschließlich Wasser als Wärmespeichermedium eingesetzt wird, über der Kollektorfläche ist näherungsweise *logarithmisch*. Im Gegensatz dazu zeichnen sich alle CWS-Systeme dadurch aus, dass ihr anteilige Energieeinsparung mit zunehmender Kollektorfeldgröße, respektive Speichervolumen, *linear* ansteigen. Der Grund hierfür liegt an der quasi-verlustfreien Wärmespeicherung von thermochemischen Energiespeichern. Die auftretenden Wärmeverluste wachen linear mit der Systemgröße. Im Gegensatz dazu steigen mit einer Vergrößerung der Kollektorfläche und / oder des Speichervolumens eines Systems mit ausschließlich Wasser als Wärmespeichermedium ebenso die Verlustleistungen überproportional an.

[2] erhältlich von der Wacker-Chemie GmbH. Weitere Informationen zu den Silikonölen der Firma Wacker, siehe: http://www.drawin.de/dasat/images/2/100212-siliconoleak.pdf

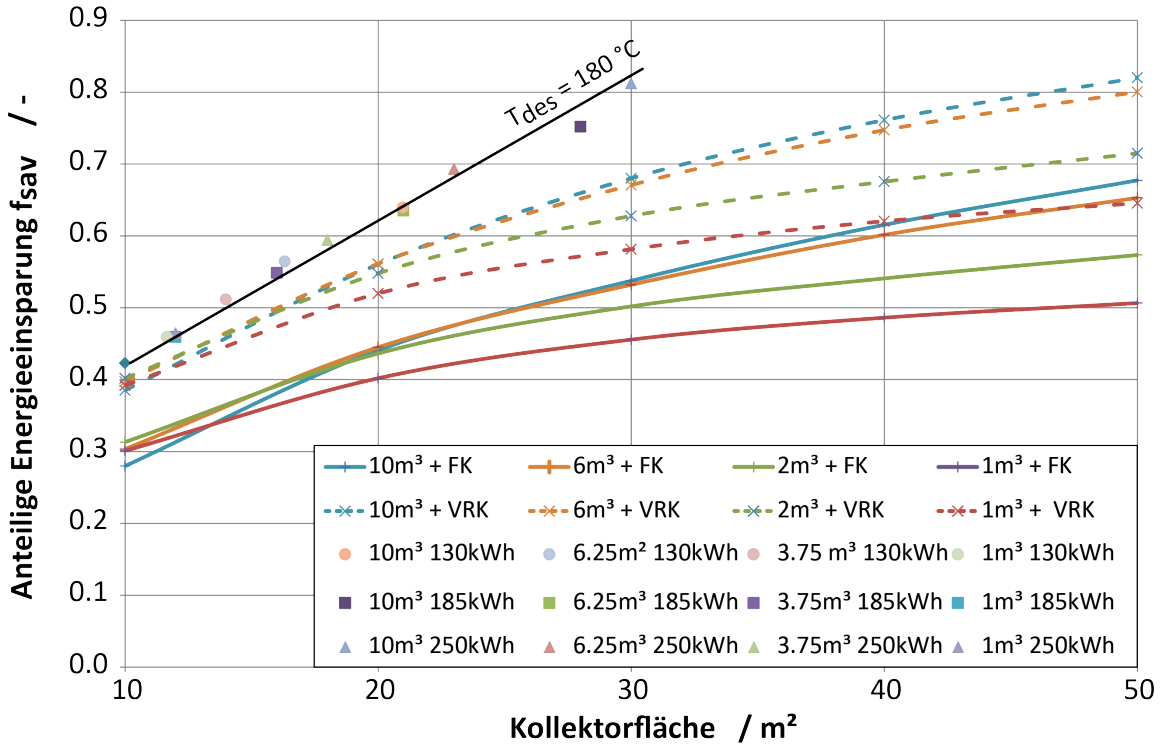


Abbildung 4: Vergleich von Kombianlagen mit Warmwasserspeicher und thermochemischem Energiespeicher. FK: Flachkollektor, VRK: CPC-Vakuumröhrenkollektor, 130 kWh: Material mit einer Speicherdichte von $130\ \mathrm{kWh/m^3}$, 185 kWh: Material mit einer Speicherdichte von $185\ \mathrm{kWh/m^3}$, 250 kWh: Material mit einer Speicherdichte von $250\ \mathrm{kWh/m^3}$.

TRNSYS-Simulationen mit konzentrierendem Parabolrinnenkollektor

In einem zweiten Schritt werden für die *TRNSYS*-Simulation des CWS-Systems ausschließlich die konzentrierenden Parabolrinnenkollektoren verwendet. Die Ergebnisse werden mit den vorangegangenen Simulationen verglichen. Es zeigt sich, dass um $10\ \mathrm{m^3}$ Kompositmaterial vollständig zu regenerieren $20\ \mathrm{m^2}$ konzentrierende Parabolrinnenkollektoren benötigt werden. Dies entspricht einer Einsparung von $8\ \mathrm{m^2}$ Kollektorfläche im Vergleich zu den $28\ \mathrm{m^2}$ CPC-Vakuumröhrenkollektoren. Die anteilige Energieeinsparung f_{sav} beträgt $56\ \%$ und damit $9\ \%$-Punkte weniger, als bei dem CWS-System mit $28\ \mathrm{m^2}$ CPC-Vakuumröhrenkollektoren. Hierfür gibt es zwei Gründe: zum Einen ist die Ausnutzung der diffusen Strahlung der konzentrierenden Parabolrinnenkollektoren im Vergleich zu den CPC-Vakuumröhrenkollektoren geringer. Zum Anderen fällt der Beitrag zur direkten Gebäudebeheizung bei $8\ \mathrm{m^2}$ weniger Kollektorfläche kleiner aus. Beide Effekte kommen primär in den Wintermonaten zum Tragen.
Eine Ergebnis-Übersicht ist in Tabelle 1 aufgeführt. Zur besseren Interpretation der Ergebnisse sind neben den CWS-Systemen auch die Ergebnisse der Simulationen von verschiedenen Kombianlagen mit aufgeführt. Die Randbedingungen der Simulationen entsprechen denen des zuvor vorgestellten CWS-Systems (siehe Kapitel 3.1). Bei den dargestellten Stagnationszeiten der Anlagen mit thermochemischen Energiespeichern (CWS-Speicher) ist zu beachten, dass

hier auch Zeiten erfasst werden, in denen der Kombispeicher bereits vollständig beladen ist, die solare Einstrahlung jedoch nicht ausreicht, um das Speichermaterial zu regenerieren.

Aufbauend auf den Simulationsergebnissen der CWS-Systeme mit jeweils unterschiedlichen Kollektorfeldern wird eine Kombination der beiden Kollektortypen untersucht. Die Kombination wird so gewählt, dass die jährlichen anteiligen Energieeinsparung f_{sav} maximal wird, die Stagnationszeiten jedoch kürzeszmöglich bleiben. Die Gesamtkollektorfläche wird so gewählt, dass innerhalb der Sommermonate das komplette Speichermaterial gerade vollständig regeneriert wird.

Tabelle 1: Kennzahlen verschiedener solarer Kombianlagen und CWS-Systeme

Systemtyp	Wärme-bedarf [kWh/a]	Kollektor-Art	Kollektor-Fläche $[m^2]$	f_{sav} [%]	Speicher-volumen $[m^3]$	η_{sto} [%]	Stagnations-zeit [h/a]
Kombi klein	8130	FK	10	30.1	1	66	2
Kombi klein	8130	VRK	10	39.2	1	69	482
Kombi klein	8130	Dr. V	10	35.6	1	64	633
Kombi groß	8130	FK	30	53.0	10	58	198
Kombi groß	8130	VRK	30	68.0	10	56	807
CWS	8130	VRK	28	75.5	10	64	354
CWS	8130	Dr. V	20	66.3	10	60	152
CWS	8130	VRK 18 Dr. V 2		70.5	10	58	14
CWS	8130	VRK 27 Dr. V 3		86.7	16	56	76

FK: Flachkollektor, VRK: CPC-Vakuumröhrenkollektor, Dr. V: konzentrierender Parabolrinnenkollektor, CWS: Chemischer Wärmespeicher, hier mit einem Kompositmaterial mit einer Speicherdichte von $185\ \mathrm{kWh/m^3}$

Zunächst wird bei den Simulationen das Speichervolumen konstant auf $10\ \mathrm{m^3}$ gehalten, wie auch bei den großen Kombianlagen mit Wasser als Wärmespeichermedium. Unter Beachtung der gewählten Annahmen und Randbedingungen (vergl.Kapitel 3.1) hat sich eine Kombination von $18\ \mathrm{m^2}$ CPC-Vakuumröhrenkollektoren, die vor weitere $2\ \mathrm{m^2}$ konzentrierende Parabolrinnenkollektoren in Serie geschaltet werden, als beste Kombination herausgestellt.
Die jährliche anteilige Energieeinsparung beträgt $f_{sav} = 70.5\ \%$ und somit $5\ \%$-Punkte weniger als im CWS-System mit $28\ \mathrm{m^2}$ CPC-Vakuumröhrenkollektor. Der Speichernutzungsgrad ist um $6\ \%$ -Punkte gefallen und beträgt nun $\eta_{sto} = 58\ \%$. Der Verringerung des Speichernutzungsgrades η_{sto} liegt daran, dass die Regenerationsdauer bei der Kombination der beiden

Kollektortypen fast um den Faktor 2 länger ausfällt. Dies liegt daran, dass nun die Regeneration auch an Tagen gestartet werden kann, in denen zuvor die solare Einstrahlung gerade nicht mehr für die Regeneration des Speichermaterials ausgereicht hat. An solchen Tagen ist die solare Einstrahlung meist nur für einen kurzen Zeitraum, meist nicht mehr als eine Stunde, für die Regeneration ausreichend. Durch die Wärmekapazitäten des Kollektorkreises, der zunächst aufgeheizt werden muss, steigen die Wärmeverluste bei der Regeneration des Speichermaterials. Dies führt nach Gleichung 2 zu dem dargestellten Absinken des Speichernutzungsgrades. Durch die Kombination der beiden Kollektortypen ist es möglich mit insgesamt $8\ \mathrm{m}^2$ weniger Kollektorfläche die gleiche Menge an Speichermaterial in den Sommermonaten vollständig zu regenerieren.

In einem zweiten Schritt wird die Kollektorfeldgröße konstant auf $30\ \mathrm{m}^2$ gehalten. Hier hat sich eine Kombination von $27\ \mathrm{m}^2$ CPC-Vakuumröhrenkollektoren, die vor weitere $3\ \mathrm{m}^2$ konzentrierende Parabolrinnenkollektoren in Serie geschaltet werden, als beste Kombination herausgestellt. In den Sommermonaten wird ein Speichervolumen von $16\ \mathrm{m}^3$ vollständig regeneriert. Die jährliche anteilige Energieeinsparung beträgt nun $f_{sav} = 86.7\ \%$ und somit $11.2\ \%$-Punkte mehr als im CWS-System mit $28\ \mathrm{m}^2$ CPC-Vakuumröhrenkollektor bzw. $18.7\ \%$-Punkte mehr als in der Kombianlage mit Wasser als Wärmespeichermedium mit $30\ \mathrm{m}^2$ CPC-Vakuumröhrenkollektor.

4 Zusammenfassung

Ein konzentrierender Parabolrinnenkollektor und seine Integration in eine solare Kombianlage mit thermochemischem Wärmespeicher (CWS-System) wurde vorgestellt. Hierdurch ergeben sich sich folgende Vorteile:

- thermische Leistung bei hohen Temperaturen von $180\ ^\circ\mathrm{C}$ und mehr werden durch konzentrierende Parabolrinnenkollektoren mit vergleichsweise sehr hohem Wirkungsgrad bereitgestellt
- bei Verwendung eines Silikonöls reduziert sich dabei der benötigte Druck auf einen für eine Kombianlage typischen Betriebsdruck von ca. $2\ \mathrm{bar}$. Hierdurch kann konventionelle Heizungstechnik (Fittinge, Armaturen, Pumpen, etc.) im Kollektorkreis verwendet werden
- durch die Verwendung von Silikonöl (beispielsweise vom Typ *AK10*) kann auf zusätzliche Frostschutzmaßnahmen verzichtet werden. Es entsteht kein zusätzlicher Energiebedarf durch eine Frostschutzschaltung

Es wurden *TRNSYS*-Simulationen für verschiedene CWS-Systeme durchgeführt und mit konventionellen (kleinen und großen) Kombianlagen verglichen. Dabei hat sich herausgestellt, dass

im Gegensatz zum näherungsweise *logarithmischen* Kurvenverlauf der anteiligen Energieeinsparung f_{sav} über der Kollektorfläche von Kombianlagen mit Wasser als Wärmespeichermedium, die erzielbaren anteiligen Energieeinsparungen von CWS-Systemen *linear* ansteigen (vergleiche Abbildung 4).
Die vorgestellten großen Kombianlagen und die CWS-Systeme führen bei gleichem Speichervolumen zu vergleichbaren anteiligen Energieeinsparungen f_{sav}. Dabei fallen die der CWS-Systeme etwas größer aus, obwohl sie bei gleichem Speichervolumen ein um $2\ \mathrm{m}^2$ bzw. $10\ \mathrm{m}^2$ kleineres Kollektorfeld benötigen. Dies entspricht einer Einsparung der Kollektorfläche von bis zu $30\ \%$. Wird hingegen die Kollektorfeldgröße konstant auf $30\ \mathrm{m}^2$ gehalten, steigt, bei entsprechender Anpassung des Speichervolumens des thermochemischen Wärmespeichers, die anteilige Energieeinsparung um bis zu $18.7\ \%$ auf $f_{sav} = 86.7\ \%$ an.
Derzeit erfolgen einige Weiterentwicklungen von Speichermaterialien, so dass davon ausgegangen werden kann, dass in Zukunft deutlich verbesserte Speichermaterialien mit Speicherdichtem um $250\ \mathrm{kWh/m^3}$ zu Verfügung stehen werden [9], [6], [4]. Hierdurch kann bei gleicher anteiliger Energieeinsparung im Vergleich zu einem System mit Wasser als Wärmespeichermedium von einer weiteren Reduktion des Speichervolumens und der Kollektorfeldgröße ausgegangen werden.

Die thermochemische Energiespeicherung bietet eine attraktive Möglichkeit für die saisonalen Wärmespeicherung. Sehr hohe solare Deckungsanteile bis hin zur solaren Volldeckung können bei moderaten Anlagengrößen erreicht werden. Durch den Einsatz verstärkter Forschungs- und Entwicklungsarbeiten kann das enorme, bislang aber noch nicht am Markt verfügbare, Potential der thermochemischen Energiespeicherung nutzbar gemacht werden.

Danksagung

Das Vorhaben CWS wurde vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) unter den Förderkennzeichen 0327468 gefördert und vom Projektträger Jülich (PtJ) verwaltet. Die Autoren danken für die Unterstützung.

Literatur

[1] Bertsch, Florian ; Kerskes, Henner ; Drück, Harald: Materialuntersuchungen für chemische Langzeitwärmespeicher. In: *OTTI - 20. Symposium Thermische Solarenergie*, 2010. – Otti-Technologie-Kolleg, Regensburg. – ISBN 978–3–941785–29–8

[2] EN 12977: *DIN CEN/TS 12977-3: 2010 Thermal solar systems and components - Custom built systems - Part 3: Performance test methods for solar water heater stores*. August 2008. – Beuth Verlag GmbH

[3] EN 12977: *DIN CEN/TS 12977-2: 2010 Thermal solar systems and components - Custom built systems - Part 2: Test methods for solar water heaters and combisystems*. June 2010. – Beuth Verlag GmbH

[4] Helden, Wim van ; Bakker, Marco ; Hauer, A.: Materials for Thermal Energy Storage: A new IEA Joint SHC/ECES Task. In: *Effstock 2009 - 11th International Conference on Thermal Energy Storage*, 2009. – ISBN 978–91–976271–3–9

[5] Jähnig, Dagmar ; Pollerberg, Clemens: Solarthermische Kälteerzeugung mit Parabolrinnenkollektorsystem und Dampfstrahlkältemaschine / AEE - Institut für Nachhaltige Technologien, sowie Fraunhofer Institut UMSICHT. Im Auftrag des österreichischen Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie in Kooperation mit dem deutschen Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) und dem Projektträger im DLR (Umwelt, Kultur, Nachhaltigkeit). 2010. – Forschungsbericht

[6] Kerskes, Henner ; Bertsch, Florian ; Mette, Barbara ; Wörner, Antje ; Schaube, Franziska: Thermochemische Energiespeicher. In: *CIT - Chemie Ingenieur Technik* 83 (2011), Nr. 11, S. 1–14

[7] Kerskes, Henner ; Drück, Harald: Saisonale solarthermische Wärmespeicherung im Ein- und Mehrfamilienhaus - eine energetische und ökonomische Bewertung -. In: *OTTI - 21. Symposium Thermische Solarenergie*, 2011. – ISBN 978–3–941785–57–1

[8] Kerskes, Henner ; Mette, Barbara ; Bertsch, Florian ; Asenbeck, Sebastian ; Drück, Harald: Development of a Thermo-Chemical Energy Storage for Solar Thermal Applications. In: *ISES Solar World Congress*, 2011

[9] Mette, Barbara ; Kerskes, Henner ; Drück, Harald: PROCESS AND REACTOR DESIGN FOR THERMO-CHEMICAL ENERGY STORES. In: *ISES Solar World Congress*, 2011

SOLAR-AKTIV-HAUS UND PASSIVHAUS PLUS ALS GEBÄUDEKONZEPTE DER ZUKUNFT

Fabian Ochs[1)], Dominik Bestenlehner[2)] , Harald Drück[2),3)], Wolfgang Feist[1),4)],
[1)] Universität Innsbruck, Arbeitsbereich für Energieeffizientes Bauen
Technikerstr. 13, 6020 Innsbruck, E-Mail: fabian.ochs@uibk.ac.at
[2)] Solar- und Wärmetechnik Stuttgart (SWT)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, E-Mail: bestenlehner@swt-stuttgart.de
[3)] Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
[4)] Passivhaus Institut (PHI), Darmstadt

1. Einleitung

Auf den Gebäudebereich entfallen in der europäischen Union etwa 40 % des Energieverbrauchs. Vor diesem Hintergrund erließ das Europäische Parlament und der Rat im Jahr 2010 eine Neufassung der Richtlinie über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden (Energy Performance of Buildings Directive – EPBD; Richtlinie 2010/31/EU). Wesentliche Aspekte dieser europäischen Richtlinie, die bis zum 09.07.2012 in nationales Recht überführt werden musste, sind u.a.:

- Mitgliedsstaaten müssen ab 2021 sicherstellen, dass alle Neubauten als Niedrigstenergiehäuser (nearly zero-energy building) errichtet werden.
- Bereits ab 2019 müssen diesem Standard alle neuen Gebäude, die von öffentlichen Einrichtungen genutzt werden, entsprechen.

Die exakte Definition eines Standards für Niedrigstenergiegebäude ist Aufgabe der Mitgliedsstaaten und wird derzeit diskutiert. Unabhängig zu welchem Ergebnis die nationalen Diskussionen letztendlich führen, ist klar, dass Gebäude gefordert werden, die einen sehr geringen Energiebedarf aufweisen. Dieser muss zu einem großen Anteil durch erneuerbare Energien, welche vor Ort oder in der unmittelbaren Nähe verfügbar sind, gedeckt werden. Gefordert sind kostenoptimale Maßnahmen.
Um den Energiebedarf im Gebäudesektor deutlich zu verringern und somit die Anforderungen der EPBD umzusetzen, können unterschiedliche Ansätze zur Anwendung kommen. Zwei äußerst vielversprechende Konzepte sind zum einen das Passivhaus bzw. Passivhaus Plus, zum anderen das SolarAktivHauses. Beide Gebäudetypen werden bereits in der Praxis realisiert und können zu einem deutlich verringerten Energiebedarf im Gebäudesektor beitragen. Im Folgenden werden diese beiden Konzepte detailliert untersucht und gegenübergestellt.

2. Vorgehensweise und Inhalte

In diesem Beitrag werden die Konzepte des SolarAktivHauses (SAH) und des Passivhauses (PH bzw. PH Plus) dargelegt. Eine belastbare Ausführung einer energetischen Bilanzrechnung wird vorgestellt und diskutiert. Für einen wissenschaftlichen Konzeptvergleich wurden detaillierte Simulationsrechnungen durchgeführt. Hierzu wurde das Referenzgebäudemodell der IEA SHC Task 44 für unterschiedliche Randbedingungen gerechnet. Der zur Beheizung und Trinkwarmwasserbereitung benötigte Energieaufwand einschließlich der Hilfsenergien wurde für die jeweils benötigte Systemtechnik durch Simulationen ermittelt und hinsichtlich Endenergie- und Primärenergiebedarf für die unterschiedlichen Varianten verglichen.
Abgerundet wird die Untersuchung durch einen Wirtschaftlichkeitsvergleich der beiden Konzepte mittels der Kapitalwertmethode.

3. Primärenergiebedarf verschiedener Gebäudekonzepte

Der Endenergiebedarf sowie der Primärenergiebedarf verschiedener Gebäudekonzepte sind in Abbildung 1 dargestellt. Die der Berechnung zugrunde liegenden Primärenergiefaktoren sind Tabelle 1 und weitere Annahmen Tabelle 2 zu entnehmen.

Tabelle 1: Primärenergiefaktoren verschiedener Energieträger nach DIN V 18599:2007 und PHPP (Passivhausprojektierungspakt 2007)

	nicht erneuerbar	gesamt
fossile Energieträger	1.1	1.1
Biomasse	0.2	1.2
elektrische Energie	2.6	3.0

Bezogen auf den Primärenergiebedarf für die zur Heizung und Trinkwassererwärmung benötigte Wärme liegt das SolarAktivHaus (SAH) mit dem spezifischen (auf die Nutzfläche A_N bezogenen) Grenzwert von 15 kWh/(m² a) leicht unterhalb dem des Passivhauses (PH) von 18.5 kWh/(m² a), wenn dies mit einer Wärmepumpe (WP) mit einer Jahresarbeitszahl von 2.4 versorgt wird. Der Primärenergiegrenzwert nach den Kriterien des Passivhausinstituts liegt bei 120 kWh/(m_{EB}² a) für Heizung, Trinkwarmwasser, Technik- und Haushaltsstrombedarf (inkl. Lüftung und Hilfsstrom).

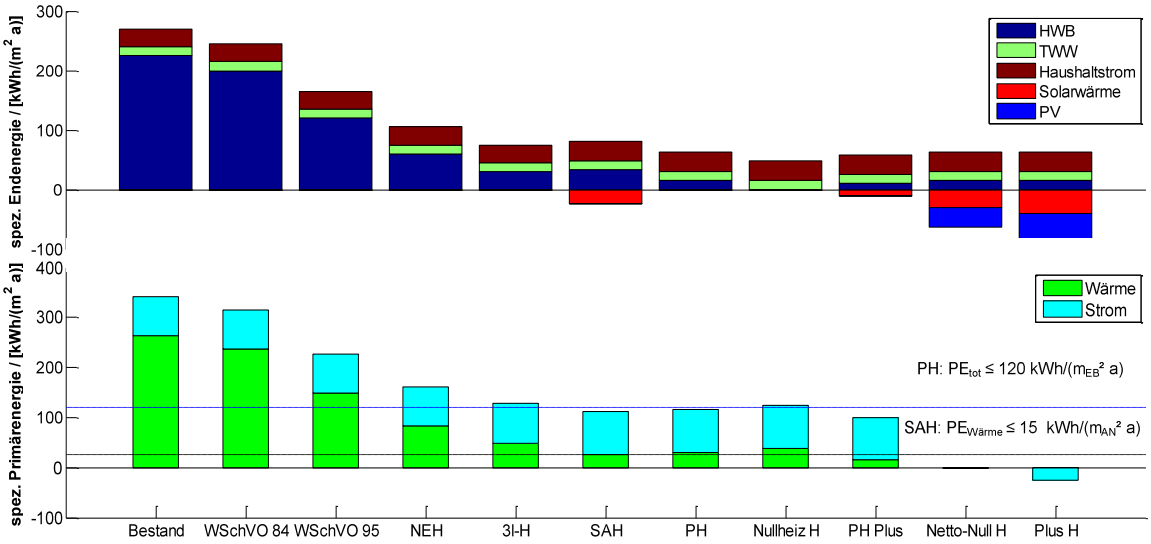


Abbildung 1: Endenergiebedarf (oben) und Primärenergiebedarf (unten) verschiedener Gebäudekonzepte, Referenzfläche ist Energiebezugsfläche = 140 m² (A_N nach Energieeinsparverordnung (EnEV) = 246 m², die hohe Differenz zwischen den beiden Werten ist auf die Berechnungsmethode der EnEV zurückzuführen), Trinkwarmwasser (TWW) 25 l/d/P bei 60 °C und 4 Personen, keine Wärmeverluste durch Verteilung und Speicherung; Haushalts-Strombedarf: 3500 kWh/a, HWB: Heizwärmebedarf, PV: Photovoltaik

Tabelle 2: Randbedingungen und Annahmen

Gebäudekonzept	**HWB [kWh/(m² a)]**	**Randbedingungen, Annahmen**
Konventionell (Bestand … 3l-Haus)	200 …30	Erdgas, f_{PE} = 1.1; $f_{PE,el}$ = 2.6
SolarAktivHaus*	33	50 % solare Deckung, des Wärmebedarfs Erdgas f_{PE} = 1.1
Passivhaus*	15	WP, JAZ =2.4, $f_{PE,el}$ = 2.6
Nullheizhaus*#	0	$f_{PE,el}$ = 2.6
Passivhaus Plus*	10	WP, JAZ=2.6, $f_{PE,el}$ = 2.6, Solare Deckung (TWW) = 67 %
Netto Null Haus*	15	Solare Deckung 100 % (PV + WP und optional solarthermisch)
Plus Energiehaus*	15	Solare Deckung > 100 % (PV + WP und optional solarthermisch)

*) keine Kühlung, Strombedarf beinhaltet Hilfsenergie (für Lüftung, Umwälzpumpen, Regelung, ect): 30 + 3 kWh/(m² a); Anmerkung: Das Nullheizhaus stellt einen wenig realistischen Grenzfall dar. SAH, PH und PH Plus, siehe Definition oben, # Anmerkung: in der Praxis nicht umsetzbar

4. SolarAktivHaus

Das Konzept des SolarAktivHauses setzt eine aktive Nutzung der thermischen Solarenergie voraus. Aktive Nutzung heißt in diesem Fall, dass mindestens 50 % des Wärmebedarfs für Heizung und Trinkwarmwasserbereitung von der thermischen Solaranlage gedeckt werden muss. Dieser Anteil kann jedoch durchaus auch deutlich höher ausfallen. Der Extremfall einer 100 % Versorgung mit Solarthermie wurde bereits in wenigen Fällen realisiert, vgl. z.B. [Jenni12], [Lehner12]. Somit wandelt sich die Aufgabe der thermischen Solaranlage in einem SolarAktivHaus von der Unterstützung der konventionellen Heizung hin zum Hauptbestandteil der Heizungsanlage. Die thermische Solaranlage wird in einem SolarAktivHaus oft von einer Biomasseheizungsanlage unterstützt, wobei aber eine Einbindung anderer konventioneller Heizsysteme technisch genauso möglich ist.
Das Konzept des SolarAktivHauses wird vom Sonnenhausinstitut seit 2004 unter dem Namen Sonnenhaus vertreten. Architekten und Bauherren sollen neutral über das zugrunde liegende technologische und architektonische Konzept informiert werden. Seit 2009 wird das Konzept primär vom ITW und Fraunhofer ISE unter dem Namen Solarhaus 50+ kommuniziert.
Die Anforderungen und Kriterien für ein SolarAktivHaus werden vom Sonnenhausinstitut wie folgt definiert:

- Hochwertige Gebäudehülle (Transmissionswärmeverluste: $H_T' = 0.28$ W/(m² K) für Neubau und $H_T' = 0.40$ W/(m² K) für Gebäudebestand, entspricht etwa Standard nach KfW 55 bzw. KfW 75)
- Der spezifische Primärenergiebedarf für die Gebäudebeheizung liegt unter 15 kWh/(m² a) bezogen auf die Nutzfläche A_N nach EnEV 2009
- Der Wärmebedarf für Heizung und Trinkwarmwasserbereitung muss zu mindestens 50 % solarthermisch gedeckt werden.
- Die Luftdichtheit beträgt mindestens $n_{50} = 0.6$ 1/h

Diese Anforderungen werden durch eine innovative Anlagentechnik und eine hochwertige Gebäudehülle (wärmebrückenarme Konstruktion) erfüllt. Das Konzept des SolarAktivHauses beinhaltet neben einer Südausrichtung des Gebäudes vergleichsweise große Fensterflächen zur effektiven Nutzung von passiven solaren Gewinnen. Weiterer zentraler Bestandteil des Konzepts ist auch ein großes Sonnenkollektorfeld und ein ebenfalls groß dimensionierter Wärmespeicher (Warmwasserspeicher mit ca. 2 m³ bis 10 m³ Volumen bzw. 200 kW/h bis 1100 kWh Speicherkapazität). Mit diesen Komponenten kann das Konzept der teilsaisonalen Wärmespeicherung (nicht genutzte Sonnenenergie aus den Sommermonaten wird in die Wintermonate transferieren) realisiert werden. Für eine detaillierte Darstellung der Haustechnik sei auf andere Veröffentlichungen verwiesen ([Best11], [Oliva12]).

5. Passivhaus

Den entscheidenden Anteil am Energiebedarf von Gebäuden hat derzeit die Heizung, gefolgt von Kühlung in den südlichen Regionen. Dieser Energiebedarf dient physikalisch allein zur Aufrechterhaltung eines thermischen Nichtgleichgewichtszustandes zwischen der Komfortzone mit behaglicher Temperatur und der Umgebung, welche häufig deutlich kälter oder heißer ist. Diese Heiz- und Kühlenergiebedarf lässt sich daher durch bauliche Maßnahmen (Wärmeschutz) und technische Maßnahmen (Wärmerückgewinnung) auf sehr geringe Werte senken. Die mit dem Passivhaus-Konzept messtechnisch seit 1991 (Feist, Werner (1994)) durch viele realisierte Projekte nachgewiesen sehr geringen Energieverbrauchswerte befinden sich im Bereich der von der EU-Kommission für 2020 in der EPBD-Richtlinie allgemein geforderten „Nahe-Nullenergie-Gebäude“ (Nearly Zero Energy Building).
Die präzise Definition eines Passivhauses lautet: „Ein Passivhaus ist ein Gebäude, in welchem die thermische Behaglichkeit (ISO 7730) allein durch Nachheizen oder Nachkühlen des Frischluftvolumenstroms, der für ausreichende Luftqualität (DIN 1946) erforderlich ist, gewährleistet werden kann – ohne dazu zusätzlich Umluft zu verwenden.“ Für mitteleuropäisches Klima lassen sich folgende Kriterien für Passivhäuser ableiten, (vgl. [Passipedia]):

- Der Heizwärmebedarf liegt im Passivhaus unter 15 kWh/(m² a) (bezogen auf die beheizte Wohnfläche) bzw. die Heizlast liegt unter 10 W/m^2;

- Der Primärenergiebedarf (für Heizung, Trinkwarmwasser und Haushaltsstrom) überschreitet 120 kWh/(m²a) nicht;
- Die Luftdichtheit erreicht mindestens n_{50} = 0.6/h
- die Übertemperaturhäufigkeit im Sommer sollte unter 10 % liegen.

Erreicht wird dies durch

- Wärmedämmung (Richtwerte: opake Bauteile U ≤ 0.15 W/(m² K))
- Wärmebrückenfreie (oder zumindest arme) Konstruktion
- Luftdichtheit (n_{50} < 0.6 1/h)
- Lüftung mit Wärmerückgewinnung (WRG > 0.75 %, P_{el} < 0.45 Wh/m³)
- Sehr gute Fenster (sog. „Energiegewinnfenster“ U_w ≤ 0.75 W/(m² K)
- Innovative Versorgungstechnik

Für die Wärmeversorgung von Passivhäusern werden häufig Wärmepumpen insbesondere in Form von Wärmepumpenkompaktgeräten (Heizung, Warmwasser und Wärmerückgewinnung in einem Gerät) eingesetzt. Kompaktgeräte sind mittlerweile auch in größeren Leistungsklassen (bis 22 KW) für sehr große Einfamilien-Passivhäuser, Niedrigenergiehäuser bzw. sanierte Gebäude, welche den Passivhausstandard nicht erreichen, erhältlich Meyer (2010). Diese Anlagen nutzen dann häufig nicht die Fortluft als Wärmequelle sondern Außenluft oder Sole und binden zusätzlich oder alternativ zur klassischen Luftheizung Niedertemperaturheizkreise (Fußbodenheizung) mit ein. Ebenfalls ist eine solare Trinkwarmwassererwärmung ist möglich.
Aufgrund der Limitierung des Fortluftvolumenstroms auf den hygienischen Mindestbedarf ist die Jahresarbeitszahl (JAZ) von verfügbaren Kompaktgeräten derzeit nur mäßig (JAZ teilweise deutlich kleiner 3). Eine Verbesserung ist durch geregelte Kompressoren (Invertertechnologie) zu erwarten.
Unter Passivhaus Plus wird in diesem Beitrag ein Passivhaus verstanden, dessen nicht erneuerbarer Energiebedarf für Heizwärme und Trinkwarmwasser weiter reduziert wird. Dies wird durch zusätzlich verbesserte Effizienz (z.B. bei den Fenstern, der Wärmerückgewinnung und der Wärmedämmung) und/oder durch Verwendung thermischer Solarenergie erreicht.

6. Referenzgebäude

Für die detaillierten numerischen Untersuchungen wird ein vereinfachtes Einfamilienhaus, welches im Rahmen der IEA SHC Task 44bzw. HP Annex 38 definiert wurde, in den Simulationsprogrammen TRNSYS bzw. Matlab/Simulink abgebildet. Eine genaue Definition des Gebäudes, des verwendeten Trinkwarmwasserzapfprofils und der Randbedingungen sind in [IEA] zu finden. Es wurde mit dem Testreferenzjahr (TRY) für den Standort Würzburg gerechnet. Eine Übersicht über das Referenzgebäude gibt Abbildung 2.

- Energiebezugsfläche (PHPP) A_{EB} = 140 m²
- Nutzfläche (EnEV) A_N = 246 m²)
- Luftvolumen = 364 m³ (389.45 m³)
- Innere Wände und Decken werden zu einer thermischen Masse zusammengefasst
- Wärmedämmung 20 cm Dach und Wand, 22 cm Boden
- keine Berücksichtigung von Wärmebrücken
- Lüftung n = 0.4 1/h, WRG = 0.6
- Fenster U_w = 1.0 W/(m² K)
- Interne Wärmegewinne q_i = 2.8 W/m²

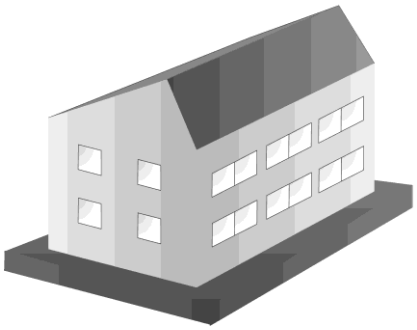


Abbildung 2: Ansicht des Referenzgebäudes mit Süd- und Westfassade und Kenndaten; PHPP: Passivhaus Projektierungspaket; WRG: Wärmerückgewinnung

Entsprechend den Randbedingungen am Standort Würzburg ergibt sich für das als SFH15 definierte Gebäude (sfh: single familiy house mit 15 kWh/(m² a)) ein Heizwärmebedarf von 27.5 kWh/(m² a) bezogen auf die Energiebezugsfläche A_{EB}.
Der Trinkwarmwasserbedarf basiert auf Profilen entsprechend des „European Tapping Cycle“. Es resultiert ein Bedarf an Trinkwarmwasser von rund 2000 kWh/a, der somit etwas geringer ausfällt als der Heizwärmebedarf mit rund 3850 kWh/a. Wärmeverluste für die Warm-

wasser-Verteilung sind darin enthalten, Wärmeverluste des Speichers werden über die Aufwandszahl berücksichtigt bzw. im Falle der Solaranlage durch die Simulation ermittelt.

Varianten

Für die Simulationsmodelle werden die Innenmaße der Gebäude verwendet. Wärmebrücken werden vereinfachend zunächst nicht berücksichtigt. Dies stellt dann keinen Fehler dar, wenn der U-Wert der Wandaufbauten als effektiver U-Wert betrachtet wird, der vorhandene Wärmebrücken beinhaltet. Wird jedoch die Dämmstärke modifiziert, so muss der Einfluss der Wärmebrücken berücksichtigt werden. Die exakte Berechnung von Wärmebrücken ist aufwändig und hier insbesondere deshalb nur überschlägig möglich, da Detaillösungen für das Referenzgebäude nicht ausgearbeitet sind. Die sich durch diese Vereinfachung ergebenden max. Fehler liegen in der Größenordnung 1 kWh/(m² a)).

Tabelle 3: Jahresarbeitszahlen (JAZ) und Kesselnutzungsgrade

	JAZ	Kesselnutzungsgrad
Luft-Luft Wärmepumpe	2.4	-
Luft-Wasser Wärmepumpe	2.6	-
Sole-Wasser Wärmepumpe	3.4	-
Gas-Brennwertkessel	-	85 %
Biomasse-Feuerung (Pellet)	-	80 %

Der derzeitige Dämmstandard eines SolarAktivHauses entspricht im allgemeinem den Anforderungen an ein KfW55 bzw. KfW75 Gebäude und liegt damit deutlich unter dem des Referenzgebäudes. Um die Vergleichbarkeit der beiden hier untersuchten Gebäudekonzepte zu wahren, wurde der Dämmstandard des Referenzgebäudes auch im SolarAktivHaus angesetzt. Varianten mit geringerem Dämmstandard werden entsprechend zusätzlich untersucht.
Einige der Annahmen der technischen Daten von Komponenten des Referenzgebäudes nach IEA SHC T44 entsprechen nicht dem Stand der Technik. So ist insbesondere die Rückwärmezahl der Wärmerückgewinnung mit 60 % deutlich zu gering im Vergleich zu heute verfügbaren Geräten (nach PHI zertifizierte Geräte mit bis zu 95 % sind erhältlich). Die internen Gewinne sind andererseits mit 2.8 W/m² eher zu hoch angesetzt. Nach PHPP sind für Einfamilienhäuser 2.1 W/m² anzusetzen.
Es wird entsprechend zusätzlich zur Referenzvariante „ref“ eine Variante „opt“ gerechnet. Hier wird der Luftwechsel auf empfehlenswerte 100 m³/h bis 120 m³/h reduziert (entspricht 0.3 1/h statt 0.4 1/h) und die Wärmerückgewinnung mit einer heute durchaus üblichen Rückwärmezahl von 0.9 angesetzt. Die Fenster in dieser Variante haben mit U_w = 0.75 W/(m² K) Passivhausqualität. Durch diese Maßnahmen reduziert sich der Heizwärmebedarf von 27.5 kWh/(m² a) auf 17.0 kWh/(m² a) (bzw. unter Berücksichtigung der Wärmebrücken von 30.0 kWh/(m² a) auf 19.0 kWh/(m² a)). Um Passivhausstandard zu erreichen ist für den Fall „ref“ eine Erhöhung der Dämmstärke um 20 cm notwendig. Passivhaus Plus Standard mit einem spezifischen Heizwärmebedarf von 10 kWh/(m² a)) wird erreicht, wenn die Dämmstärke um 30 cm erhöht wird und somit um weitere 10 cm bezogen auf die Variante „opt“. Für die Gebäudevariante SolarAktivHaus „opt“ wird ebenfalls die Dämmung der Wände um 20 cm, des Dachs um 30 cm und des Bodens um 8 cm erhöht; für die Variante SAH55 (SolarAktivHaus mit Anforderungen an den Dämmstandard nach KfW55) wird sie, bezogen auf das Referenzgebäude, um 7 cm verringert.
Insgesamt werden folgende Fälle werden untersucht. Die Ergebnisse bilden die Basis für die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung.

0) Referenz mit 27,5 kWh/(m² a) Heizwärmebedarf
   Modifikation der Gebäudehülle durch Fenster, Wärmerückgewinnung und Wärmedämmung zu
   NEH, mit 45 kWh/(m² a), PH, mit 15 kWh/(m² a), PH Plus, mit 10 kWh/(m² a)
1) Varianten der Versorgungstechnik für PH und PH Plus:
   Kompaktgerät (Fortluft-WP), Sole-Wärmepumpe, Biomasseheizkessel, Erdgasheizkessel, solarthermische Trinkwarmwassererwärmung + Luft-Wärmepumpe, Kombianlage + direktelektrischer Nachheizung, Kombianlage + Luft-Wärmepumpe
2) Varianten der Versorgungstechnik für SolarAktivHaus:
   Kombianlage + Zusatzheizung mit Gas, Kombianlage + Zusatzheizung mit Biomasse

Die Ermittlung des Heizwärmebedarfs, des solaren Deckungsanteils der Trinkwarmwasseranlage sowie der Kombianlage unter Verwendung des Gebäudemodels erfolgt ebenso mit detaillierten dynamischen Systemsimulationen, wobei die Zusatzheizung jeweils ideal (Nutzungsgrad 100 %) gerechnet wird. Die Ermittlung des Primärenergieaufwands der Zusatzheizung sowie der alternativen Versorgungsvarianten erfolgt mittels Aufwandszahlen bzw. Primärenergiefaktoren, vgl. Abschnitt 3.

Aufwandszahlen und Hilfsenergie

Die für die Berechnung verwendeten Jahresarbeitszahlen und Kesselnutzungsgrade sind in Tabelle 3 angegeben. Als Jahresarbeitszahl der Wärmepumpen für das Passivhaus wird, anders als in [MAP 09] mit 3.0 (Luft-Wasser-Wärmepumpe) bzw. 3.7 (Sole-Wasser-Wärmepumpe) ermittelt, von etwas geringeren Jahresarbeitszahlen ausgegangen. Damit wird der Tatsache Rechnung getragen, dass das Trinkwarmwasser mit deutlich höheren erforderlichen Temperaturen von typischerweise 55 °C statt 35 °C für die Raumheizung beim Passivhaus einen vergleichsweise hohen Anteil an der insgesamt bereitzustellenden Wärme hat (ungefähr 50 %).

Die Hilfsenergie für die Heizungspumpe und den Heizungsregler wird nicht berücksichtigt, da bei allen Konzepten eine Fußbodenheizung mit derselben Verteil- und Regeltechnik betrachtet wird. Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe enthält alle sonstigen Hilfsenergien. Die Leistungsaufnahme von Solaranlagenregler und -pumpe sind in **Fehler! Verweisquelle onnte nicht gefunden werden.** angegeben. Die Laufzeit der Pumpe wurde durch die Systemsimulationen ermittelt.

Tabelle 4: Hilfsenergie und el. Leistungsaufnahme

	Regler	Solarpumpe	Pauschal
Wärmepumpe*)	-	-	0
Solar TWW	5 W	3 W/m²$_{Kollektor}$	-
Solar-Kombi	5 W	2 W/m²$_{Kollektor}$	-
Biomasse	-	-	300 kWh/a
Erdgas	-	-	25 kWh/a

*)in JAZ berücksichtigt

7. Wirtschaftlichkeit

Die Berechnung der Wirtschaftlichkeit wurde nach VDI 2067 Blatt 1 durchgeführt. Der Betrachtungszeitraum T beträgt 20 Jahre, der Zinssatz p = 3 %. Alle Angaben sind als inflationsbereinigt zu verstehen. Preisangaben sind inkl. USt.

Für die jährliche Energiepreisentwicklung wurden drei Szenarien angenommen: Für das erste Szenario wurde die Preisentwicklung der letzten fünf Jahre gemittelt und auf die nächsten 20 Jahre extrapoliert. Die beiden weiteren Szenarien unterscheiden sich ausschließlich im Zeitraum, über den die Preisentwicklungen gemittelt wurden (Preisentwicklung aus dem Mittelwert der letzten zehn Jahre bzw. der letzten 20 Jahre). Für Gas ergeben sich damit Preissteigerungen von 10.8 % (Szenario 1), 9.9 % (Szenario 2) und 6.0 % (Szenario 3). Die mittleren Preise belaufen sich damit auf 0.182 €/kWh für Szenario 1, 0.133 €/kWh für Szenario 2 und 0.108 €/kWh für Szenario 3. Die entsprechenden Preisentwicklungen für Strom sind in Abbildung 3 dargestellt. Für die Wirtschaftlichkeitsrechnung wird daraus ein für den Betrachtungszeitraum mittlerer Energiepreis ermittelt. Es existieren jedoch auch weitere Szenarien, die z.B. Substitutionsprozesse für einzelne Energieträger berücksichtigen (vgl. [Kah09], wodurch der Energiepreis begrenzt wird. Die mittleren Energiekosten fielen unter der Annahme eines max. Energiepreises entsprechend deutlich geringer aus.

Nicht berücksichtigt und daher im Folgenden nicht aufgeführt sind die Kosten für das Lüftungssystem da vorausgesetzt wird, dass sowohl Neubauten, als auch Sanierungen heute generell mit Wohnungs-Komfortlüftung ausgeführt werden müssen, um den Schutz der Bausubstanz zu gewährleisten und der Innenraumluftqualität Rechnung zu tragen, vgl. [Münz02]. Die Wärmerückgewinnung dient dann zusätzlich zur Energieeinsparung, welche zur Wirtschaftlichkeit der Komfort-Lüftung beiträgt.

Bei beiden Konzepten wird von einer Flächenheizung ausgegangen, wobei beim PH gegenüber einem NEH entweder geringere Vorlauftemperaturen (bessere Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe bzw. Solarkombianlage) oder geringere Flächen (geringere Kosten) anfallen würden. Entsprechend wird beim PH im Referenzfall nicht wie üblich von einem Kompaktge-

rät ausgegangen, sondern von einer Luft-Wasser-Wärmepumpe. Einen Überblick über die Investitionskosten und Nutzungsdauern gibt Tabelle 5:

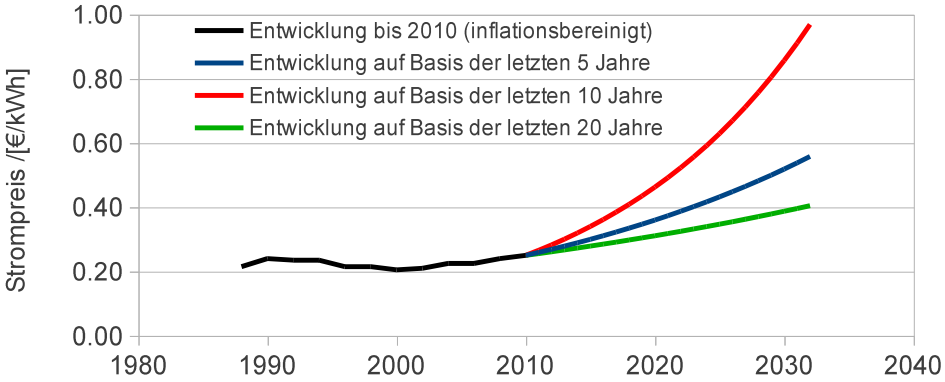


Abbildung 3: Strompreisentwicklung inflationsbereinigt mit drei verschiedenen Szenarien: Preisentwicklung wie in den letzten 5 Jahre Preissteigerung 6.4 %, mittlerer Preis 0.547 €/kWh (rot); wie in den letzten 10 Jahre: Preissteigerung 3.7 %, mittlerer Preis 0.39 €/kWh (blau); wie in den letzten 20 Jahre: Preissteigerung 2.2 %, mittlerer Preis 0.324 €/kWh (grün), jeweils auf die Folgejahre übertragen.

Tabelle 5: Kosten incl. Installation, Montage, Anschlusskosten (vgl. [Kah09], [MAP09], Annahmen)

	Kosten	Nutzungsdauer N [a]
Wärmedämmung (WDVS)	125 €/m³	50
Fenster (von Uw = 1.0 W/(m² K) auf 0.75 W/(m² K))	77 €/m²	50
WRG von 60 % auf 90 % LW von 0.4 1/h auf 0.3 1/h	1 000 €	20
Fußbodenheizung	45 €/m²	50
Heizregister	1 500 €	20
Wärmepumpe Sole-Wasser (3-5 kW)	20 000 €	20
… davon Erdwärmesonde	6 000 €	50
Wärmepumpe Luft-Wasser (3-5 kW)	11 500 €	20
Wärmepumpenkompaktgerät (1-2 kW)	14 000 €	20
… davon mech. Lüftung	4 000 €	20
„kleine“ TWW-Solaranlage (6 m²), Systemkosten	800 €/m²	25
„kleine“ Kombi-Solaranlage (20 m²), Systemkosten	700 €/m²	25
„große“ Kombi-Solaranlage (40 m²), Systemkosten	550 €/m²	25
… Speicher (* Investkosten in Systemkosten enthalten)	-*	50
Biomasseheizkessel	14 000 €	20
Erdgasheizkessel	5 000 €	20
Direktelektrische Nachheizung	1 000 €	20
Kamin	1 000 €	50

Für Solaranlagen wird eine sogenannte Speichergutschrift von 800 € angesetzt, da ein Trinkwasserspeicher auch bei einer konventionellen, d.h. nicht solaren Anlage benötigt wird. Eine evtl. gewährte Förderung wird generell nicht berücksichtigt. Der Bedarf an Nutz- bzw. Grundstücksfläche für die Wärmedämmung sowie für technische Geräte, wie z.B. den Solarspeicher wird ebenso in der Wirtschaftlichkeitsrechnung nicht betrachtet. Für Biomasse- und Erdgasheizkessel werden jährliche Wartungskosten von 1 % der Investitionssumme angesetzt.
Für die oben genannten Annahmen (Zins, Betrachtungszeitraum, Nutzungsdauer) ergibt sich für z.B. Wärmedämmung, Fenster und gebäudeintegriertem Warmwasserspeicher ein Restwert von r = 42 %. Für Wärmedämmmaßnahmen ergibt sich damit ein wirtschaftliches Optimum bei etwa 20 cm Dämmstärke, vgl. auch [IWU11]. Die zum Erreichen des Passivhausstandards erforderlichen Dämmstärken liegen damit im Bereich des wirtschaftlichen Optimums.

8. Ergebnisse

Eine Übersicht über die untersuchten Maßnahmen an der Gebäudehülle und an der Anlagentechnik und der jeweils daraus resultierende Wärmepreis ist in Tabelle 6 dargestellt. Alle Maßnahmen zur Verbesserung der Gebäudehülle sind wirtschaftlich. Interessanterweise stellt die Variante PH Plus mit einem spezifischen Heizwärmebedarf von10 kWh/(m² a) eine gegenüber der Variante PH mit 15 kWh/(m² a) vergleichbare Wirtschaftlichkeit, d.h. einen tendenziell gleichen Wärmepreis, dar. Dies lässt sich dadurch erklären, dass eine Verbesserung der Wärmedämmung kostengünstiger ist als der Einsatz höherwertiger Fenster.
Wird eine thermische Solaranlage mit 30 m² Kollektorfläche und einem Speichervolumen von 1.2 m³ installiert und der dafür notwendige Warmwasserspeicher wie beim SolarAktivHaus in die Gebäudehülle integriert, verringert sich der spezifische Heizwärmebedarf des Referenzgebäudes auf 19.0 kWh/(m² a). Damit lässt sich schon mit solch einer thermischen Solaranlage ein solarer Deckungsanteil von 50 % und mehr erreichen. Dennoch liegt der Wärmepreis für diese Variante deutlich über den der PH-Varianten. Wird zusätzlich die Gebäudehülle weniger gut gedämmt, ergibt sich trotz Integration des Warmwasserspeichers eine geringfügige Erhöhung des Heizwärmebedarfs, der Wärmepreis der gesamten Maßnahme sinkt jedoch erwartungsgemäß. Eine Solaranlage zur Trinkwarmwassererwärmung (Varianten PH+Solar) benötigt eine Kollektorfläche von etwa 6 m² um einen solaren Deckungsanteil von 67 % bezogen auf den zur Trinkwassererwärmung benötigten Wärmebedarf zu erreichen.

Tabelle 6: Maßnahmen an der Gebäudehülle und an der Anlagentechnik und daraus resultierender Wärmepreis

Variante	**Maßnahme**	**Heizwärme-bedarf /[kWh/(m² a)]**	**Wärmepreis /[€/kWh]**
Referenz	-	27.5	-
PH	PH Fenster, verbesserte WRG, Erhöhung Dicke Wärmedämmung um durchschnittlich 2 cm	15.1	0.060 bis 0.087
PH „Plus“	PH Fenster, verbesserte WRG, Erhöhung Dicke Wärmedämmung um durchschnittlich 9 cm	9.5	0.075
SAH	Solaranlage mit 30 m² Kollektorfläche und einem in das Gebäude integrieten Speicher mit 1.2 m³	27.5 (19.0)	0.207
SAH KfW55	Solaranlage mit 30 m² Kollektorfläche und einem in das Gebäude integrieten Speicher mit 1.2 m³, Verringerung Wärmedämmung um durchschn. 7 cm	45 (32.6)	0.170

Primärenergetische Bewertung

Mit allen Varianten ist gegenüber der Referenzvariante mit fossiler Beheizung eine deutliche Primärenergieeinsparung zu erzielen. Die Gebäudevariante SolarAktivHaus mit einer Biomassezusatzheizung (SAH, solar Kombi, Pellet, Abbildung 4) weist mit 5.9 kWh/(m² a) den geringsten spezifischen Primärenergiebedarf auf. Auch das SolarAktivHaus KfW55 mit entsprechend erhöhtem Wärmebedarf und einer Biomassezusatzheizung sowie das Passivhaus mit Biomasseheizung liegen primärenergetisch nur geringfügig darüber.
Biomasse steht jedoch nur in begrenztem Ausmaß für die Gebäudeheizung zur Verfügung. Nach [AkkP 46] kann etwa ein Wärmebedarf oder Heizwärmebedarf von 10 kWh/(m²a) in Deutschland durch nachhaltig verfügbaren Biomasse-Brennstoff gedeckt werden Solange die betreffenden Gebäude nicht Endenergiebedarfswerte im Bereich dieser Grenze aufweisen, ist somit Biomasse als Brennstoff nur begrenzt einsetzbar und die Biomasse-Kosten für allgemeine Analysen nicht bzw. nur sehr bedingt belastbar.
Die Passivhausvarianten liegen im Hinblick auf die Deckung des Wärmebedarfs primärenergetisch gesehen mit etwa 15 kWh/(m² a) im Bereich des SolarAktivHauses mit Gastherme. Ein Passivhaus mit einer großen Kombianlage mit direktelektrischer Nachheizung liegt primärenergetisch mit rund 20 kWh/(m² a) auf dem Niveau eines Kompaktgerätes. Wird ein Kompaktgerät durch eine kleine Solaranlage zur Trinkwassererwärmung ergänzt, werden Primärenergiekennwerte erreicht in der Größenordnung einer Sole-Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärmesonde. Diese liegen dann auf dem Niveau eines SolarAktivHauses mit Gastherme.

Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Zur Wirtschaftlichkeitsbetrachtung werden die jährlichen kapitalisierten Kosten, bestehend aus den betriebsgebundenen Kosten und den annuisierten Investitionskosten, herangezogen. Wie Abbildung 4 zu entnehmen ist, liegen diese bei angenommen Preisentwicklungen für Energie auf Basis der letzten 20 Jahre (vgl. Abschnitt 7) für das Passivhaus in Verbindung mit einem Kompaktgerät am günstigsten. Die kapitalisierten Kosten der kostengünstigsten Variante beim SolarAktivHaus liegen in diesem Vergleich über denen des Referenzgebäudes. Teuerste Kombination ist das SolarAktivHaus in Verbindung mit solarthermischer Kombianlage und Pelletheizung. Nur unwesentlich günstiger ist das SolarAktivHaus mit verringerter Dämmung.

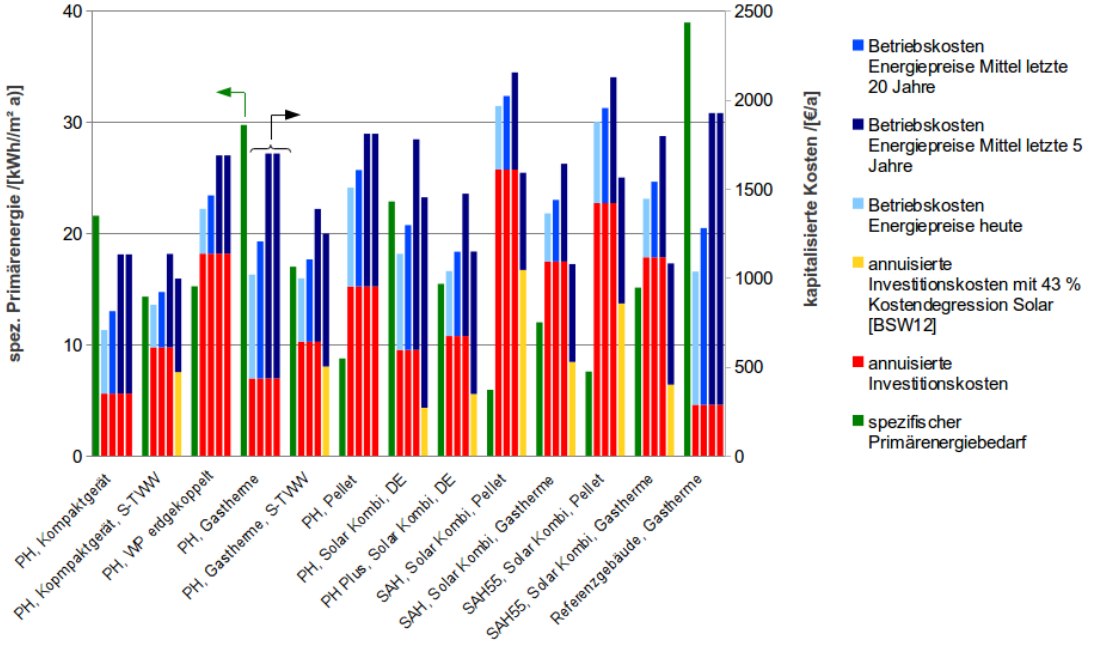


Abbildung 4: Spezifischer Primärenergiebedarf für die untersuchten Varianten (linke Y-Achse). Auf der rechten Y-Achse sind die kapitalisierten Kosten dargestellt, aufgeteilt in Betriebs- und annuisierte Investitionskosten. Für alle untersuchten Gebäude- und Anlagenvarianten sind die Daten für drei Szenarien für die Energiepreisentwicklung und zwei Annahmen für die Höhe der (annuisierten) Investitionskosten angegeben

Werden die kapitalisierten Kosten mit Energiepreissteigerungen auf Basis der letzten fünf Jahre angesetzt, verändern sich die Betriebskosten der einzelnen Gebäude- und Anlagenvarianten, die annuisierten Investitionskosten bleiben jedoch konstant. Durch die Erhöhung der Betriebskosten durch eine Änderung des Energiepreisszenarios ergeben sich erwartungsgemäß für die Gebäudevarianten in Verbindung mit Solarthermie (Passivhaus mit Kompaktgerät und Solarthermie, SolarAktivHaus mit Pelletheizung und SolarAktivHaus mit Gastherme) deutlich günstigere Werte. Die Kombination Passivhaus mit erdgekoppelter Wärmepumpe zeigt ebenfalls günstige Betriebskosten auf. Die SolarAktivHäuser mit Pelletheizung können selbst bei dem Szenario mit den höchsten Energiepreissteigerungen (der mittlere Strompreis liegt hier bei 0.55 €/kWh) trotz der verhältnismäßig günstigen Betriebskosten nicht mit den anderen Varianten bzgl. der kapitalisierten Kosten konkurrieren. Die Kombinationen Passivhaus mit Kompaktgerät und Passivhaus mit Kompaktgerät und Solarthermie schneiden hier am günstigsten ab. Alle anderen Varianten liegen hier jedoch in einem relativ breiten Mittelfeld.

Erst wenn die vom BSW bis 2030 angestrebte Kostenreduktion von 43 % (vgl. [BSW12]) im Bereich der Solarthermie für die annuisierten Investitionskosten von 43 % zugrunde gelegt wird, werden SolarAktivHäuser mit Gastherme konkurrenzfähig zu den Passivhausvarianten mit Kompaktgerät oder mit Kompaktgerät und Solarthermie. Für die kapitalisierten Kosten der Gebäudevarianten SolarAktivHaus mit Pelletheizung ergeben sich in diesem Fall Werte die im mittleren Bereich der kapitalisierten Kosten liegen. Die Variante Passivhaus mit Pelletheizung wird zur teuersten Variante nach dem Referenzgebäude (vgl. Abbildung 4).

9. Schlussfolgerungen

Der Passivhausstandard ist heute für alle Neubauten und alle wichtigen Gebäudenutzungen technisch verfügbar und hat sich in der Praxis bewährt. Zugehörige Komponenten sind marktgängig und gehen bereits (so z.B. für die Dreischeiben-Wärmeschutzverglasung) in die allgemein eingesetzten baupraktischen Standards ein.

Die erhöhten Anforderungen des Passivhauskonzepts an die Gebäudehülle und die daraus resultierenden Mehrinvestitionen im Vergleich zum Referenzgebäude werden durch die erzielten Energieeinsparungen über den betrachteten Zeitraum mehr als ausgeglichen (Kosten für die eingesparte kWh bezogen auf das Referenzgebäude liegen bei rd. 0.08 €/kWh).

Auch beim SolarAktivHaus kommt eine hochwertige Gebäudehülle zum Einsatz, durch die sich in Verbindung mit einer großen Solaranlage zur Wärmebereitstellung zusätzliche Energieeinsparungen und niedrigere Betriebskosten ergeben (Kosten für die eingesparte kWh bezogen auf das Referenzgebäude liegen bei rd. 0.17 €/kWh).

Wird ein deutlich höherer solarer Deckungsanteil (>75 %) angestrebt, steigen die kapitalisierten Kosten für die Anlagentechnik überproportional an. Somit kann zwar ein energetisches Optimum erreicht werden, das im Wärmebereich durchaus bei einer solarthermischen Deckung von bis zu 100 % liegen kann, die Wirtschaftlichkeit einer solchen Anlage ist aber unter den hier angenommenen Randbedingungen bisher nicht darstellbar.

Sowohl für die Wärmedämmung (und für die Fenster) als auch für die solarthermische Anlage gilt, dass eine weitere energetische Optimierung in Richtung Null- oder Plusenergie-Haus derzeit nicht zum wirtschaftlichen Optimum führt. Andererseits ist eine Verbesserung z.B. zum hin zum PH Plus mit vertretbaren Mehrkosten verbunden und nicht unwirtschaftlich.

Zusätzlich zu den Kosten und der benötigten Primärenergie ist die im Winter noch zu deckende Restenergie eine wichtige Bewertungsgröße. Entsprechend ist es wichtig Konzepte zu entwickeln, welche auf einem sehr niedrigen Energieniveau eine möglichst kontinuierlich ausgeglichene Energiebilanz aufweisen.

Literatur

[AkkP 46]: Feist et al. AK 46: Nachhaltige Energieversorgung mit Passivhäuser, Darmstadt, 2011.

[Best11]: Bestenlehner D., Kobelt S., Drück H., Oliva A., Stryi-Hipp G., Bühl J, Rubeck P: Solar Active Houses: Buildings with a solar thermal fraction of at least 50 % as the building standard of the future, ISES Solar World Congress, 28.8 - 2.9.2011, Kassel, Germany

[BSW12]: Fahrplan Solarwärme
http://www.solarwirtschaft.de/fileadmin/media/pdf/120854_bsw_studie_st.pdf, 07/2012

[Feist12]: Feist W., Internet-Publikation unter www.passipedia.org, 07/2012

[IWU11], Wärmedämmung von Außenwänden mit dem Wärmedämmverbundsystem. Wissenswertes über die Außenwanddämmung bei Alt- und Neubauten. Energiesparinformationen 02, Hessisches Ministerium für Umwelt, Energie, Landwirtschaft und Verbraucherschutz, 2011

[Jenni12]: 100 % solar beheiztes Mehrfamilienhaus http://www.jenni.ch/pdf/Prospekt_MFH.pdf, 08/2012

[Kah08]: Kah O., Feist W., Pfluger R.,Schnieders J., Kaufmann B., Schulz T., Bastian Z., Bewertung energetischer Anforderungen im Lichte steigender Energiepreise für die EnEV und die KfW-Förderung, BBR-Online-Publikation Nr. 18/2008

[Münz02]: Münzenberg, U.: Messtechnische Evaluierung und Verifizierung der energetischen Einsparpotentiale und Raumluftqualität an Passivhäusern in Nürnberg, Schulze Darup, B. (Hrsg.), Verlag An-BUS e.V., Fürth, 2002.

[Lehner12]: Massives Ziegelhaus 100 % mit Sonnenenergie beheizt
http://www.sonnenhaus-institut.de/solar-haeuser/pdf/sonnenhaus-lehner-93055.pdf, 07/2012

[MAP09]: Evaluierung von Einzelmaßnahmen zur Nutzung erneuerbarer Energien im Wärmemarkt (Marktanreizprogramm) für den Zeitraum 2009 bis 2011, Evaluierung des Förderjahres 2009, Zwischenbericht 2009

[Oliva12]: Oliva A., Stryi-Hipp G., Kobelt S., Bestenlehner D., Drück H., Bühl J, Rubeck P: SolarAktiv-Haus: Untersuchte Gebäude und Monitoringkonzept; 22 OTTI Symposium Thermische Solarenergie, 09. – 11.05.2012 Bad Staffelstein

[Passipedia]: www.passipedia.de

SolarAktivHaus und Passivhaus Plus als Gebäudekonzepte der Zukunft

- Zusammenfassung -

Dominik Bestenlehner[1)], Fabian Ochs[2)], Harald Drück[1),3)], Wolfgang Feist[2),4)],
[1)] Solar- und Wärmetechnik Stuttgart (SWT)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Tel.: 0711/685-60155, Fax: 0711/685-50155
E-Mail: bestenlehner@swt-stuttgart.de

[2)] Universität Innsbruck, Arbeitsbereich für Energieeffizientes Bauen
Technikerstr. 13, 6020 Innsbruck, E-Mail: fabian.ochs@uibk.ac.at

[3)] Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)

[4)] Passivhaus Institut (PHI), Darmstadt

Auf den Gebäudebereich entfallen in der europäischen Union etwa 40 % des Energieverbrauchs. Vor diesem Hintergrund erließ das europäische Parlament und der Rat im Jahr 2010 eine Neufassung der Richtlinie über die Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden (Energy Performance of Buildings Directive – EPBD; Richtlinie 2010/31/EU). Wesentliche Aspekte dieser europäischen Richtlinie, die bis zum 9.07.2012 in nationales Recht überführt werden muss, sind u.a.:

- Mitgliedsstaaten sollen ab 2021 sicherstellen, dass alle Neubauten als Niedrigstenergiehäuser (nearly zero-energy building) errichtet werden.
- Bereits ab 2019 müssen diesem Standard alle neuen Gebäude, die von öffentlichen Einrichtungen genutzt werden, entsprechen.

Die exakte Definition eines Standards für Niedrigstenergiegebäude ist Aufgabe der Mitgliedsstaaten und wird derzeit diskutiert. Unabhängig zu welchem Ergebnis die nationalen Diskussionen letztendlich führen, ist klar, dass Gebäude gefordert werden, die einen sehr geringen Energiebedarf aufweisen. Dieser muss zu einem großen Anteil durch erneuerbare Energien, welche vor Ort oder in der unmittelbaren Nähe verfügbar sind, gedeckt werden. Gefordert sind kostenoptimale Maßnahmen.
Um den Energiebedarf im Gebäudesektor deutlich zu verringern und somit die Anforderungen der EPBD umzusetzen, können unterschiedliche Ansätze zur Anwendung kommen. Zwei äußerst vielversprechende Konzepte sind zum einen das des Passivhauses, zum anderen das des SolarAktivHauses. Beide Gebäudetypen werden bereits in der Praxis realisiert und können zu einem deutlich verringerten Energiebedarf im Gebäudesektor beitragen.

Notizen

Für einen wissenschaftlichen Konzeptvergleich wurden detaillierte Simulationsrechnungen durchgeführt. Hierzu wurde ein Gebäudemodell, das in der IEA SHC Task 44 erarbeitet wurde, als Referenz herangezogen und mit Matlab/Simulink bzw. mit TRNSYS für unterschiedliche Randbedingungen gerechnet. Der zur Beheizung und Trinkwarmwasserbereitung benötigte Energieaufwand einschließlich der Hilfsenergien wurde für die jeweils benötigte Systemtechnik durch Simulationen ermittelt und hinsichtlich Endenergie- und Primärenergiebedarf verglichen.
Hier zeigte sich, dass beide Konzepte spezifische Vorteile bieten. Für eine Zertifizierung nach Passivhaus Institut (PHI) wird beim Passivhaus der Primärenergiebedarf für Heizung, Warmwasser und Strom (inkl. Hilfsenergie für z.B. Lüftung und Haushaltsstrom) auf 120 kWh/(m² a) bezogen auf die Energiebezugsfläche begrenzt. Bezogen auf den Primärenergiebedarf für Wärme liegen beide Konzepte somit in derselben Größenordnung, wobei die Anforderungen beim SolarAktivHaus geringfügig strenger sind (Kriterium: 15 kWh/(m² a) bezogen auf die Nutzfläche). Das Passivhauskonzept setzt durch die Limitierung der spezifischen Heizlast auf ca. 10 W/m² die strengeren Anforderungen beim Endenergiebedarf für die Wärmeversorgung.
Es wird vorausgesetzt, dass sowohl Neubauten, als auch Sanierungen heute generell mit Wohnungs-Lüftung mit Wärmerückgewinnung ausgeführt werden müssen, um den Schutz der Bausubstanz zu gewährleisten und der Innenraumluftqualität Rechnung zu tragen.
Die erhöhten Anforderungen des Passivhauskonzepts an die Gebäudehülle und die daraus resultierenden Mehrinvestitionen im Vergleich zum Referenzgebäude werden durch die erzielten Energieeinsparungen über den betrachteten Zeitraum mehr als ausgeglichen (Kosten für die eingesparte kWh bezogen auf das Referenzgebäude liegen bei rd. 0.08 €/kWh). Auch beim SolarAktivHaus kommt eine hochwertige Gebäudehülle zum Einsatz, durch die sich in Verbindung mit einer großen Solaranlage zur Wärmebereitstellung zusätzliche Energieeinsparungen und niedrigere Betriebskosten ergeben (Kosten für die eingesparte kWh bezogen auf das Referenzgebäude liegen bei rd. 0.17 €/kWh).
In der zusätzlich verfügbaren Langversion des Beitrags (die sich auf der USB-Karte befindet) werden die Konzepte des SolarAktivHauses und des Passivhauses vorgestellt. Die für die Berechnungen festgelegten Annahmen sowie das als Vergleichsmaßstab definierte Referenzgebäude werden erläutert und die Ergebnisse präsentiert und diskutiert. Bilanzgrößen sind die Energiemengen für Heizung und Warmwasserbereitung, Lüftung sowie Haushaltsstrom. Zusätzlich wurde eine primärenergetische Betrachtung durchgeführt.

Notizen

Implementation of the Requirements for Solar Domestic Hot Water Systems Resulting from the EU Energy Labelling Directive in Test Procedures according to EN 12976-2

Sebastian Bonk[1*], Enric Mateu Serrats[2*], Harald Drück[1], Alberto Garcia de Jalón Aramayo[2]

[1] University of Stuttgart, Institute of Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS), Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany

[2] Solar Thermal Energy Department, National Renewable Energy Centre (CENER), Ciudad de la Innovación 7, 31621, Sarriguren (Navarra), Spain

[*] Corresponding Authors: bonk@itw.uni-stuttgart.de, emateu@cener.com

Abstract

The directive 2010/30/EU [1] of the European Parliament on the indication of the energy consumption by labelling and standard product information extends the scope of the previous directive 92/75/EEC [2] from household appliances to energy-related products in general. Since hot water preparation has a great impact on the energy demand in the domestic sector, the implementation of the directive 2010/30/EU has a high priority concerning the achievement of the European 2020 climate protection targets. In the context of the implementation of the directive, product specific standards defining appropriate procedures for the characterization of energy efficiency have to be defined or adapted. To ensure comparable results among different technologies the procedures must be based on energy labelling specific boundary conditions, namely reference tapping profiles and meteorological data. For solar domestic hot water (SDHW) systems work has been carried out within the European project "QAiST" (Quality Assurance in Solar Thermal Heating and Cooling Technologies, Project IEE/08/593/SI2.529236) to adopt the existing and well established test methods defined in EN 12976-2 [3] to the energy labelling specific boundary conditions. The investigations carried out show a possible application of the method based on ISO 9459-5 [4] (adapted DST method) for solar plus supplementary systems[1]. For solar only systems neither the adapted DST method nor a method based on ISO 9459-2 [6] (extension of the CSTG method) can be applied in combination with the reference tapping profiles.

1. Introduction

The directive 2010/30/EU [1] defines a framework for the implementation of the indication of energy consumption by labelling and standard product information for all energy-related products. The directive is implemented together with product specific standards. There is a great product variety of dedicated water heaters (devices for heating of water for domestic use only) that have to be tested according to different standards. In order to provide standard product information for all dedicated water heaters, harmonized boundary conditions have been defined for the thermal performance determination of this product group, consisting of reference tapping profiles and specific meteorological data. To avoid unnecessary costs for retesting of products and to promote a quick acceptance of the new labelling scheme these energy labelling specific boundary conditions should be included into existing thermal performance test methods as soon as possible.

[1] solar heating system which utilizes both solar and auxiliary energy sources in an integrated way and is able to provide a specified heating service independent of solar energy availability is able to provide a specified heating service independent of solar energy availability [5]

Solar domestic hot water (SDHW) systems form a subset of dedicated water heaters. In Europe the thermal performance of SDHW systems is predominately determined according to the standard EN 12976-2. There are two methods for thermal performance testing of SDHW systems referenced in the standard: the DST method (dynamic system test, acc. to ISO 9459-5 [4]) and the CSTG method (originally developed by the so-called Collector and System Testing Group, acc. to ISO 9459-2 [6]). As part of the "QAiST" project the possibility of integrating the energy labelling specific boundary conditions into each of these test methods has been investigated and the subsequent modifications have been performed.

2. EU energy labelling reference tapping profiles

The reference tapping profiles elaborated during the implementation of the directive 2010/30/EU are fully listed in [7]. Each profile is characterised by a daily energy demand Q_{ref} and a specific distribution of draw-offs over the day. Each draw-off is defined by an energy demand Q_{tab}, the flow rate f, the minimal temperature T_m (temperature which must be reached before the hot water of the draw-off is contributing to the energy demand) and the peak temperature T_p (temperature which must be achieved during the draw-off). Tab. 1 lists the characteristics of the profiles XXS to XXL which are relevant for solar thermal systems with regard to the activities described in this paper.

Tab. 1: List of the relevant energy labelling specific tapping profiles

Profile	Q_{ref} [kWh]	Q_{tab} [kWh]	f [l/min]	T_m [°C]	T_p [°C]	Draw-off start times
XXS	2.100	0.105	2	25	-	7:00, 7:30, 8:30, 9:30, 11:30, 11:45, 12:00, 12:30, 12:45, 18:00, 18:15, 18:30, 19:00, 19:30, 20:00, 20:45, 21:00, 21:15, 21:30, 21:45
XS	2.100	0.525	3	35	-	7:30, 12:45
		1.050	3	35	-	20:30
S	2.100	0.105	3	25	-	7:00, 7:30, 8:30, 9:30, 11:30, 11:45, 18:00, 18:15
		0.315	4	10	55	12:45
		0.420	4	10	55	20:30
		0.525	5	45	-	21:30
M	5.845	0.105	3	25	-	7:00, 7:30, 8:00, 8:15, 8:30, 8:45, 9:00, 9:30, 10:30, 11:30, 11:45, 14:30, 15:30, 16:30, 18:00, 18:15, 18:30, 19:00, 21:15
		0.315	4	10	55	12:45
		0.735	4	10	55	20:30
		1.400	6	40	-	7:05, 21:30
L	11.655	0.105	3	25	-	7:00, 7:30, 7:45, 8:25, 8:30, 8:45, 9:00, 9:30, 10:30, 11:30, 11:45, 14:30, 15:30, 16:30, 18:00, 18:15, 18:30, 19:00, 21:30
		0.315	4	10	55	12:45
		0.735	4	10	55	20:30
		1.400	6	40	-	7:05
		3.605	10	10	55	8:05, 21:00
XL	19.070	0.105	3	25	-	7:00, 7:30, 8:00, 8:15, 8:30, 8:45, 9:00, 9:30, 10:00, 10:30, 11:00, 11:30, 11:45, 14:30, 15:00, 15:30, 16:00, 16:30, 17:00, 18:00, 18:15, 18:30, 19:00, 21:15
		0.735	4	10	55	12:45, 20:30
		1.820	6	40	-	07:15
		4.420	10	10	40	7:45, 20:45, 21:30
XXL	24.530	0.105	3	25	-	7:00, 7:30, 8:00, 8:15, 8:30, 8:45, 9:00, 9:30, 10:00, 10:30, 11:00, 11:30, 11:45, 14:30, 15:00, 15:30, 16:00, 16:30, 17:00, 18:00, 18:15, 18:30, 19:00, 21:15
		0.735	4	10	55	12:45, 20:30
		1.820	6	40	-	07:15
		6.240	16	10	40	7:45, 20:45, 21:30

3. DST (Dynamic System Test) Method

The DST method, defined in ISO 9459-5, utilizes specific model parameters derived from physical testing under dynamic operation conditions to describe the thermal behaviour of a SDHW system. Based on the measurement data gained during this test the model parameters are determined by means of parameter identification. In a next step they are used to calculate the thermal performance of the system using the boundary conditions defined in EN 12976-2. In order to determine the figures required for energy labelling no additional testing of the system is necessary. However the calculation

of the yearly energy gain on the basis of the determined model parameters and modified boundary conditions taking into account the labelling specific tapping profiles provides all information needed for the energy labelling of the product. With regard to system testing according to ISO 9459-5 the implementation of the energy labelling specific boundary conditions in the simulation program ISS (InSitu Software) [8] is descrbed in section 5.1. To validate the method the results have been compared with TRNSYS simulations. Furthermore the limitations of the procedure will be described and discussed.

4. CSTG (Collector and System Testing Group) Method

This thermal performance testing procedure for SDHW was developed during the 1980s by the Collector and System Testing Group (CSTG) coordinated by the Ispra Joint Research Centre [9]. In principle also a kind of black box approach is used for the characterisation of the SDHW system as it is the case for the DST method. The basis of the CSTG test procedure is the daily thermal performance input-output model for solar-only SDHW systems that can be represented by eq. 1.

$$Q = a_1 H + a_2 \left(t_{a(day)} - t_{cw}\right) + a_3 \qquad \text{(eq. 1)}$$

with: Q: daily useful energy extracted from the system [MJ], a_1, a_2, a_3: system specific thermal performance coefficients [m²], [MJ/K],[MJ], H: daily solar irradiation in the collector aperture area [MJ/m²], $t_{a(day)}$: mean ambient air temperature during the period 6 h before and 6 h after solar noon [°C], t_{cw}: cold water supply temperature [°C].

The SDHW thermal performance test procedure consists of a number of one-day test sequences which are independent of each other. The test sequence of each day starts with an initial conditioning followed by an outdoor operation and a single draw-off at the end of the day. The input (i.e. the irradiation on the solar collector) and the output (the energy contained in the hot water draw-off) are measured for each test day and plotted in a so-called input-output diagram. The thermal performance test is complemented with a test to determine the degree of mixing in the store during draw-off and an overnight heat loss test to determine the heat loss coefficient of the store (U_s [W/K]). The coefficients a_1, a_2 and a_3 for the system are determined from the data points plotted in the input-output diagram using a least-squares fitting method.

5. Long Term Performance (LTP) calculation adapted to EU reference tapping profiles

An important element of the thermal performance determination of a SDHW system according to EN 12976-2 [3] is the calculation of the LTP for well specified boundary conditions. Standard locations and tapping profiles are given for which the calculation has to be performed. The standard locations given in EN 12976-2 are: Athens, Davos, Stockholm and Würzburg. The standard tapping profile mandatory according to EN 12976-2 allows in the present version only one draw-off with the whole daily load volume at 6 hours after solar noon. The approach resulting from the definition of the EU reference tapping profiles is different to the tapping profile defined in the EN 12976. There are several aspects that have to be considered when applying a LTP calculation procedure. These are listed in Tab. 2.

Tab. 2: Differences between the EN 12976 and the EU reference tapping profiles

	EN 12976	**EU reference tapping profiles**
tapping profile definition	one draw-off per day	distributed draw-offs over the day, distribution differs between profiles
	daily load volume	daily withdrawn energy (Q_{ref} = sum(Q_{tap}))

	EN 12976	**EU reference tapping profiles**
hot water temperature	constant demand temperature (T_d = 45 °C)	Combination of min. hot water temp. (T_m) and peak temp. (T_p) for each draw-off
cold water temperature	function of season and location	constant (T_{cw} = 10 °C)
volume flow rate	constant (10 l/min)	minimal flow rate given for each draw-off

5.1 DST method adapted to EU reference tapping profiles for LTP calculation

For the DST method the LTP calculation is in general performed with the InSitu Scientific Software (ISS), which is able to handle user-specific designed tapping profiles specified by so-called load sequencer files. However there are some issues that cannot be resolved when implementing the EU reference tapping profiles. The limitations are:

- Only one value for the required hot water temperature T_d [°C] of all draw-offs can be defined
- Daily draw-off volume V_L (and not the amount of extracted energy) must be specified
- Set point temperature $T_{azx,set}$ [°C] and power P_{aux} [kW] for the auxiliary heating must be provided for solar-plus-supplementary systems
- Each draw-off is defined as f(t_{start}, d, f_v) with t_{start}: start time in hour of the day (e.g. 7.25 for 07:15), d: duration of the draw-off in hours, f_v: volume fraction of the daily draw-off volume
- The minimum possible value for the volume fraction f_v is 0.01. Smaller draw-off volumes are considered as zero by the program ISS.

Due to these limitations the following procedure was developed within the QAiST project to apply the EU reference tapping profiles for SDHW systems in combination with the DST method or the ISS software respectively.

1. Cold water temperature is defined to be always constant: T_{cw} = 10 °C
2. T_d is to be set to peak temperature T_p or the minimum temperature T_m of the profile, whichever of these two values is higher
3. V_L (daily load volume [l]) shall be calculated with the total daily energy demand Q_{ref} [kWh] given in each profile definition and the two temperatures T_{cw} and T_d (with constant factor for heat capacity times density: $c_p \rho$ = 4190 kJ/(m³ K) according to [8])

$$V_L = \frac{Q_{ref}}{c_p \rho \cdot (T_d - T_{cw})} \qquad \text{(eq. 2)}$$

4. t_{start} (start time of a tapping) is calculated as fraction of the day in [hours]
5. f_v [-] (fractional volume function) is set to the fractional energy demand of each tapping

$$f_v = \frac{Q_{tab}}{Q_{ref}} \qquad \text{(eq. 3)}$$

6. d [h] (duration of the tapping) is calculated with the minimal flow rate f [l/h] and the fractional volume $f_v * V_L$

$$d = \frac{f_v \cdot V_L}{f} \qquad \text{(eq. 4)}$$

7. The operating conditions of the auxiliary heating are set to $T_{aux,set} = T_d$ + 2.5 K and the power of the auxiliary heater to P_{aux} = 15 kW or in case of systems packaged with a auxiliary heater to the maximum power of the provided heater.

With the aspects described in the steps 1-7 load sequencer files for the EU reference tapping profiles have been created. They are listed in the deliverable of D3.4 ("Energy Labelling of factory made systems", available from autumn 2012 at www.qaist.org) of the QAiST project and will also be available in the final project report.

Additionally to the aspects described before, one change in the applied tapping profiles became necessary: The profiles XL and XXL contain draw-offs, which were supposed to extract a draw-off volume fraction smaller than 0.01 of the daily load volume. As already mentioned before, this is causing the ISS program to ignore these draw-offs. This error has been avoided by merging two adjacent draw-offs, which were supposed to extract a draw-off volume fraction smaller than 0.01, into one draw-off.

Due to the characteristics of the LTP calculation routines the ISS program in combination with the generated load sequencer files is only able to be applied to solar plus supplementary systems without any limitations. With regard to solar only[2] and solar preheat systems[3] an application is not possible since the ISS LTP simulation stops with an error, if a certain number[4] of draw-offs fails to cover the load. But since these two categories of systems do by nature not cover the load completely, it is not possible to use the proposed method to perform LTP calculations with the EU reference tapping profiles for this two system categories. In order to overcome this problem, only a slight modification of the ISS software is required.

5.2 CSTG method adapted to EU reference tapping profiles for LTP calculation

The LTP calculation of the CSTG procedure is described in the ISO 9459-2 [5]. The thermal performance of the SDHW system is calculated for each day of the year based on daily climatic data and daily volume of hot water consumption, taking into account the energy in the store remaining from the previous day and the heat lost overnight. The SDHW system output for any given period is the sum of the daily energy outputs calculated by:

$$Q_L = Q_{c(1)} + Q_{c(2)} + ... + Q_{c(n)} \quad \text{(eq. 5)}$$

with: Q_L: accumulated extracted energy [MJ], $Q_{c(n)}$: daily extracted energy [MJ] and n: number of the day

This LTP calculation based on a day by day procedure has been adapted to be comparable with the EU reference tapping profiles for calculating the daily and annual energy gains. The new algorithm implemented in R language [10], in the following named CSTG-R, is basically the same as in the original LTP procedure of the CSTG method but dividing the day in as many fractions as the number of draw-offs of a certain EU reference tapping profile, instead of having a single draw-off of 100% of the load volume at 6 h after solar noon.

For every tapping (j) of a day (i) the following values are computed:

- Temperature of the mixed store T_s(i,j+1)
- Available energy Q(i,j) and extracted energy Q_c(i,j)
- The sums of Q(i,j) and Q_c(i,j) for all fractions (j) from 1 to the number of draw-offs of a certain EU reference tapping profile are computed
- The solar irradiation (H) is divided to be applied between draw-offs
- Energy remaining in the store Q_R(i,j) = Q(i,j) - Q_c(i,j)

[2] solar heating system without any auxiliary heat source [5]
[3] solar heating system to preheat water or air prior to its entry into any other type of water or air heater [5]
[4] The exact number of draw-offs failing to cover the load before the simulation stops with an error is not specified within [7].

6. Validation of LTP calculation based on DST method adapted to EU reference tapping profiles

The validation has been conducted with a forced circulation SDHW system tested at accredited Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS) at the Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), University of Stuttgart. The system consists of a heat store with a nominal volume of 300 l and a flat plate collector with an aperture area of 4.75 m².

For the validation of the method suggested in section 5.1 simulation results based on standard tapping profiles according to EN 12976-2 have been compared with results from simulations performed with the newly implemented EU reference tapping profiles. Only simulations performed for the reference location of Würzburg (Germany) are discussed in this paper. The boundary conditions of the standard tapping profile according to EN 12976-2 have been applied with the following modifications: the demand temperature has been set to T_d = 45 °C, the cold water temperature to T_{cw} = 10 °C, the draw-off flow rate to f = 10 l/min and the set temperature of the auxiliary heated part of the store to $T_{aux,set}$ = 55 °C in order to make the two approaches comparable. Furthermore the daily draw-off volumes of the tapping profiles according to EN 12976-2 have been adapted to meet the extracted energy amount of the EU reference tapping profiles. Tab. 3 shows the corresponding draw-off volumes of each profile. This series is named REF_ISS. Due to significantly lower demand temperatures the profiles XXS and XS are not suitable for the validation with the used SDHW system.

Tab. 3: Daily draw-off volume of the tapping profiles according to EN 12976-2 to match the extracted energy demand of each EU reference tapping profile (REF_ISS)

Profile	**S**	**M**	**L**	**XL**	**XXL**
Q_{ref} [kWh]	2.100	5.845	11.655	19.070	24.530
V_d [l]	51	143	287	469	603

In the first step investigations have been made to prove that the created load sequencer files are appropriate and applied correctly by the ISS program. If all draw-offs listed in the sequencer file are treated correctly, the extracted energy should meet the specified energy demand. Since the LTP prediction bases on annual values, these are used for the following comparisons. Fig. 1 shows the annual energy demand for each applied profile and the extracted energy by each load sequencer file.

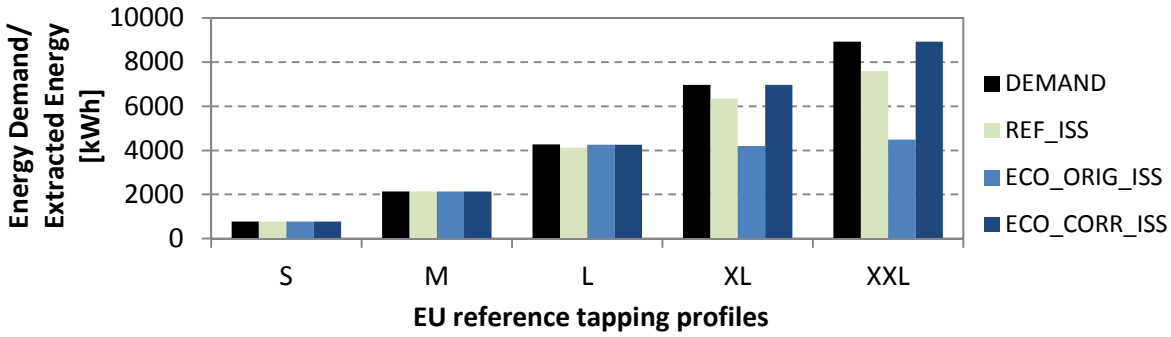


Fig. 1: Annual energy demand of the applied tapping profiles

The series ECO_ORIG_ISS and ECO_CORR_ISS are both using the EU reference tapping profiles. However, the ECO_ORIG_ISS series represents the exact application of each draw-off as shown in Tab. 1. In the ECO_CORR_ISS series adjacent draw-offs with volume fractions smaller than 0.01 have been merged. This is only the case for the profiles XL and XXL. With the introduced corrections the energy demand is met for all profiles of the series ECO_CORR_ISS. The deviations of the extracted energy of REF_ISS for the tapping profiles XL and XXL are caused by the fact that the load vol-

ume extracted for the store during one draw-off is larger than the store volume. Hence for the given configuration the load cannot be covered during such a draw-off.

In a second step the system thermal performance characterised by the solar fraction f_{sol} calculated with the REF_ISS and ECO_CORR_ISS profile is compared with results of TRNSYS simulation performed with the original profile and EU reference tapping profiles (ECO_TRNSYS). The solar fraction is calculated as follows:

$$f_{sol} = \frac{(Q_d - Q_{aux})}{Q_d} \qquad \text{(eq. 6)}$$

with: Q_d: annual energy demand [MJ], Q_{aux}: annually used auxiliary energy [MJ]

Fig. 2 shows the results of comparison of the solar fraction calculated with the simulation programs ISS (ECO_CORR_ISS) and TRNSYS (ECO_TRNSYS).

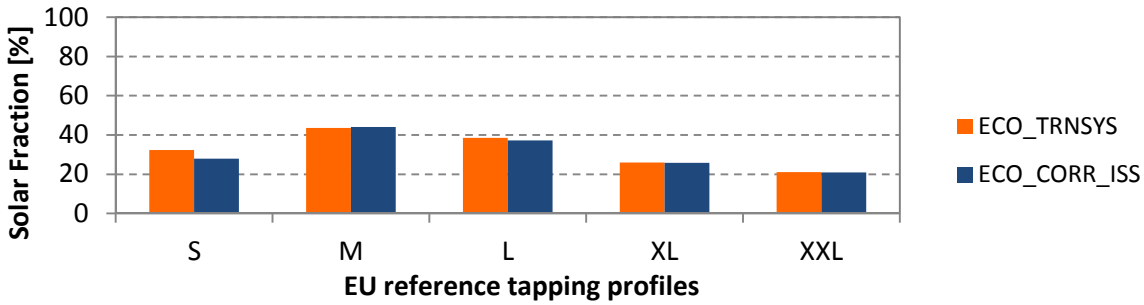


Fig. 2: Comparison of the solar fraction calculated with the simulation programs ISS (ECO_CORR_ISS) and TRNSYS (ECO_TRNSYS).

Fig. 2 shows that there is a very good agreement between the results achieved with ISS and TRNSYS. As described in section 4.1 the program ISS allows the definition of only one demand temperature in the load sequencer file for each profile. The ECO_TRNSYS profile series is including a changing demand temperature $T_d = \max(T_m, T_p)$ with each draw-off set to minimal or peak temperature, whichever is higher, according to the definition of the EU reference tapping profile. Slightly lower solar fractions for the profiles S and L of the ECO_CORR_ISS profile series compared to the ECO_TRNSYS profile series occur, because the ISS software always applies the demand temperature of 55 °C although lower temperatures according to Tab. 1 are sufficient for most draw-offs of these profiles.

7. Validation of LTP-calculation based on CSTG method adapted to EU reference tapping profiles

To validate the CSTG-R algorithm adapted for the EU reference tapping profiles, simulations of a thermosiphon SDHW system consisting of a flat plate collector with an aperture area of 1.94 m^2 and a store with a volume 180 l have been performed.

The first validation approach is the comparison of the results, in terms of the solar fraction, determined by the CSTG-R algorithm with the results determined by TRNSYS simulation. Fig. 3 shows the solar fraction determined for different EU reference tapping profiles and locations with the CSTG-R algorithm and with TRNSYS simulation.

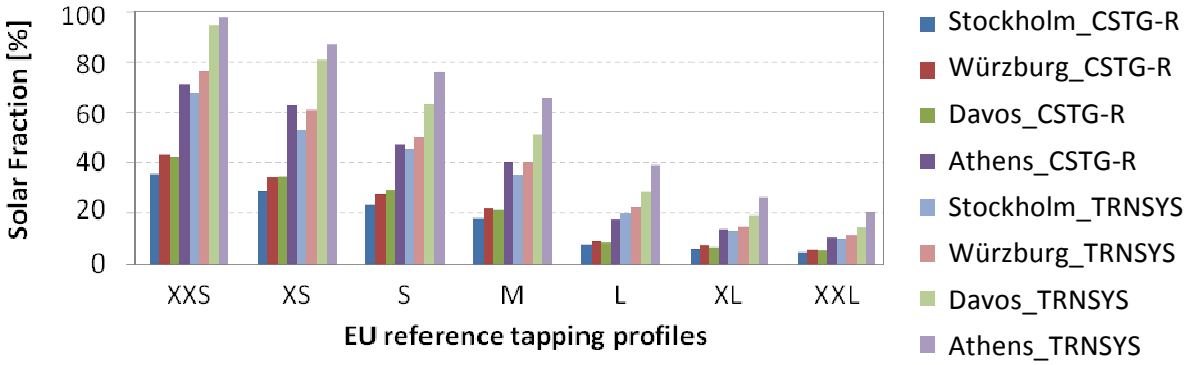


Fig. 3: CSTG-R and TRNSYS results for EU reference tapping profiles and locations according to EN 12976-2

It can be noticed that with CSTG-R the annual solar fraction (f_{sol}) is significantly underestimated compared to TRNSYS simulation. This underestimation of f_{sol} shows that the CSTG thermal performance equation (1) is only valid if it is used with the daily solar radiation as a whole. Thus the first step of validation raises doubts related to the applicability of the CSTG-R algorithm.

The second approach of the validation is the comparison of results determined with the CSTG-R algorithm with results obtained with the DST method by applying the EU reference tapping profiles as described in 5.1 for the same thermosiphon SDHW system. The load sequencer files of the series ECO_CORR_ISS as presented in section 6. have been used for comparison. The results presented in Fig. 4 for the climate data Würzburg show that the CSTG-R algorithm also underestimates f_{sol} compared to the ISS simulation for each of the investigated tapping profile. Since the solar preheat system used for the validation is not able to cover the load for the profiles M to XXL (see specific characteristics of ISS described in section 5.1), only the results of the profiles XXS to S are compared.

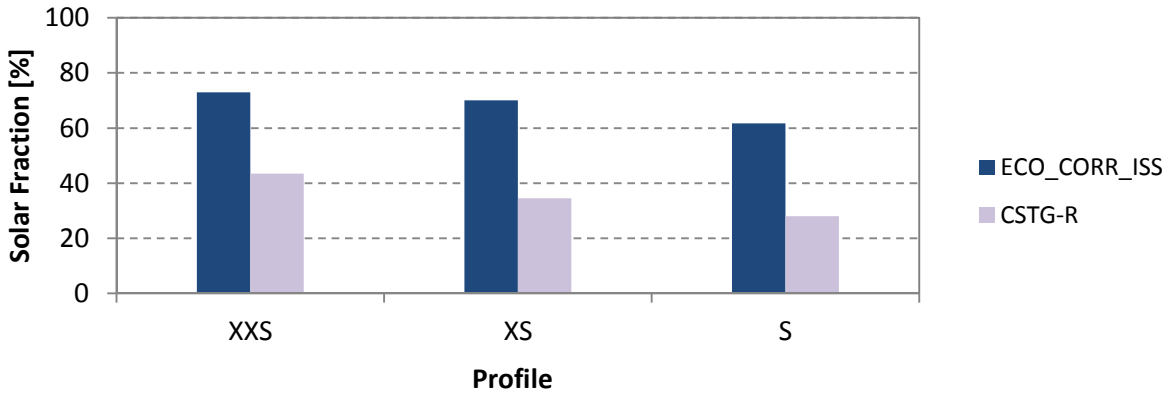


Fig. 4: CTSG-R and ISS results for EU reference tapping profiles and Würzburg climate data

Both validation approaches (TRNSYS and ISS) show that the CSTG method, even in combination with the newly developed CSTG-R algorithm, is not suitable for the determination of the system's thermal performance in combination with the EU reference tapping profiles required for energy labelling purposes.

8. Conclusions

The EU reference tapping profiles which are the main part of the implementation of the directive 2010/30/EU have been successfully implemented within the DST method. Appropriate load sequencer files for the ISS software have been created and applied. The resulting modified procedure was validated for the thermal performance prediction of a forced circulation solar plus supplementary SDHW

system. Unfortunately it is not possible to apply the modified procedure to solar only and solar preheat systems due to specific characteristics of the ISS program.

The approach to adapt the day by day calculation of the CSTG calculation procedure to shorter time periods to be compatible with the EU reference tapping profiles for calculating the daily and annual energy sums was unsuccessful. It can be concluded that the newly developed CSTG-R algorithm is not suitable because it is based on the general CSTG system equation (1) which is designed for the operation with daily values. Hence, the CSTG-R algorithm cannot be used for the determination of the system thermal performance required for energy labelling in the frame of the EU energy labelling directive.

However, since transitional calculation methods are introduced in [7], the described limitations do not constitute an urgent problem for energy labeling of solar thermal products. These transitional calculation methods are using existing test results to estimate the main indicators given on the product label. This approach, however, leads to a higher uncertainty compared to the approach proposed in this paper. To overcome the described limitations and to ensure sustainable testing and certification of solar thermal products the development of new calculation software is necessary. This software must be capable of adapting the used numerical model to the requirements of the current standards.

References

[1] Directive 2010/30/EU of the European Parliament and of the Council of 19 May 2010 on the indication by labelling and standard product information of the consumption of energy and other resources by energy-related products. Official Journal of the European Union, L153/1, 18.06.2010

[2] Council Directive 92/75/EEC of 22 September 1992 on the indication by labelling and standard product information of the consumption of energy and other resources by household appliances. Official Journal of the European Communities, No L 297 / 16, 13.10.1992

[3] EN 12976-2: Thermal solar systems and components – Factory made systems – Part 2: Test methods, 04.2006

[4] ISO 9459-5 Solar heating - Domestic water heating systems - Part 5: System performance characterization by means of whole-system tests and computer simulation

[5] DIN EN ISO 9488:2001-03 Solar energy – Vocabulary

[6] ISO 9459-2 Solar heating - Domestic water heating systems - Part 2: Outdoor test methods for system performance characterization and yearly performance prediction of solar-only systems

[7] Working Document on a Draft COMMISSION DELEGATED REGULATION (EU) No […]/[..] of [...] supplementing Directive 2010/30/EU of the European Parliament and of the Council with regard to energy labelling of water heaters, hot water storage tanks and packages of water heater and solar-only system. Given date: February 2nd 2012

[8] InSitu Scientific Software. Dynamic System Testing Program (Version 2.6). ISS, Kriegerstr. 23 d, D-82110 Germering, FRG, 1996

[9] Recommendations for Performance and Durability Tests of Solar Collectors and Water Heating Systems (Part A), Aranovitch E., Gilliaer D., Gillett W. B. and Bates J. E. (Eds.), 1989

[10]R: free software environment for statistical computing and graphics. http://www.r-project.org/

Thermische Energiespeicher – Technologien und Perspektiven

1. Einleitung

Thermische Energiespeicher erfüllen im Wesentlichen drei Aufgaben. Sie gleichen die zeitlichen Unterschiede von Angebot und Bedarf aus, sie tragen dazu bei Leistungsspitzen abzudecken und sie dienen zur hydraulischen Entkopplung. Daher sind thermische Energiespeicher ein integraler Bestandteil vieler Energiesysteme. Durch thermische Energiespeicher lassen sich z. B. die Deckungsanteile von Solaranlagen oder die Zahl der Betriebsstunden von BHKWs anheben. Wärmeangebot und Nachfrage schwanken vor allem im Bereich der Gebäudebeheizung saisonal erheblich. Durch den Einsatz von thermischen Energiespeichern lässt sich in Zeiten von Wärmeüberschuss dieser speichern und für Zeiten erhöhten Wärmebedarfs nutzbar machen. So kann ein BHKW stromgeführt betrieben werden, ohne Wärme an die Umgebung durch Rückkühlung abgeben und damit verschwenden zu müssen. Eine thermische Solaranlage kann in Verbindung mit einem thermischen Energiespeicher so dimensioniert werden, dass im Sommer der Speicher beladen und damit der Wärmebedarf des Gebäudes im Winter zu großen Teilen solar gedeckt werden kann. Hierfür notwendige saisonale Speicher sind heute noch relativ groß und mit nicht unerheblichen Investitionsosten verbunden. Deshalb ist es u.a. das Ziel aktueller Forschungsaktivitäten Speichertechnologien, wie zum Beispiel die thermochemische Energiespeicherung, weiter zu entwickeln, um thermische Energiespeicher günstiger, kompakter, effizienter und damit insgesamt attraktiver zu machen.
Im Folgenden wird ein Überblick über bestehende Speichertechnologien für Kurzzeit- und Langzeitwärmespeicher bis hin zu saisonalen Speichern gegeben, sowie die aktuellen Forschungsaktivitäten auf diesem Gebiet beleuchtet. Dabei wird unterschieden zwischen Speichern für Ein- bzw. Mehrfamilienhäuser mit einer Größe bis zu mehreren Kubikmetern und in saisonale Speicher für Nahwärmenetze mit bis zu mehreren tausend Kubikmeter Volumen.

2. Erläuterung der Funktionsprinzipien von Warmwasserspeichern, Latentwärmespeichern und thermochemischen Energiespeichern

Derzeit sind Warmwasserspeicher im Temperaturbereich von 20 - 100 °C mit mehr als ca. 95% aller Speicher sicherlich die dominierende Speichertechnologie. Generell stehen für die Speicherung thermischer Energie jedoch eine ganze Reihe physikalischer Verfahren zur Verfügung. Nachfolgend werden die Wichtigsten erläutert.

2.1 Warmwasserspeicher bzw. Speicher für fühlbare Wärme

In Bezug auf die Wärmespeicherung für die Gebäudebeheizung und die Warmwasserversorgung von Gebäuden sind Speicher für fühlbare Wärme gegenwärtig das Maß der Dinge. In der Regel wird als Speichermedium Wasser verwendet, da dieses unter anderem

- eine hohe Wärmekapazität hat,
- einfach zu speichern ist,
- nicht korrosiv oder giftig ist,
- günstig ist,
- umweltfreundlich ist,
- eine geringe Wärmeleitfähigkeit hat, wodurch unterschiedliche Temperaturschichtungen in einem Speicher realisiert werden können,
- sowohl Speicher- als auch Wärmeträgermedium ist, so dass Wärme ohne zusätzlichen Wärmeübertrager vom Speicher direkt in das Heizungs- bzw. Warmwassernetz des Gebäudes eingespeist werden kann.

Die Speicherung fühlbarer Wärme basiert auf der Erhöhung der Temperatur des Speichermediums durch Energiezufuhr. Energie in Form von Wärme kann z. B. regenerativ durch einen Sonnenkollektor oder konventionell durch einen Heizkessel erzeugt und dem Speicher zugeführt werden.

Speicher für fühlbare Wärme werden in der Regel als Kurzzeit- bzw. Pufferspeicher verwendet. Zum saisonalen Ausgleich von Wärmeangebot und Wärmenachfrage eignen sich Speicher für fühlbare Wärme nur bei sehr großen Speichervolumina (siehe Kapitel 3 und 4). Mit größerem Speichervolumen sinkt das Verhältnis von Speicheroberfläche zu Speichervolumen, wodurch sich die Wärmeverluste an die Umgebung im Verhältnis zur gespeicherten Wärmemenge verringern. Außerdem bedingt die relativ geringe Energiedichte bei der Speicherung fühlbarer Wärme große Speichervolumina.

Insbesondere beim Einsatz von Warmwasserspeichern in Verbindung mit Sonnenkollektoren, Wärmepumpen und Brennwertkesseln als Wärmequelle ist es sehr wichtig, im Speicher eine sogenannte thermische Schichtung zu realisieren. Diese bedeutet, dass sich heißes bzw. warmes Wasser im oberen Bereich des Speichers und kaltes im unteren Bereich befindet. Wird den o.g. Wärmequellen kaltes Wasser aus dem unteren Bereich des Speichers zugeführt, so kann dadurch ein Betrieb auf relativ niedrigem Temperaturniveau realisiert werden, was sich positiv auf deren Wirkungs- bzw. Nutzungsgrad auswirkt.

Des Weiteren reduziert eine thermische Schichtung des Speichermediums die Wärmeverluste des Speichers, da sich nur ein kleiner Teil anstatt des gesamten Speichers auf Bereitschaftstemperatur befinden muss, um die gewünschte Versorgungssicherheit zu gewährleisten.

2.2 Latentwärmespeicher

Phasenwechselmaterialien (Phase Change Materials, PCM) zur Speicherung von latenter Wärme sind seit vielen Jahren Gegenstand intensiver Forschungen. Einige Materialien haben Marktreife erlangt und werden für unterschiedliche Einsatzzwecke kommerziell angeboten.

In einem Latentwärmespeicher wird zusätzlich zur ,,fühlbaren" Wärme die Schmelzenthalpie beim Phasenwechsel genutzt. Beim Erstarren des Speichermaterials wird die Enthalpie des Phasenwechsels in Form von Wärme frei. Die Schmelzenthalpie ist für die hier betrachteten Anwendungen im Allgemeinen deutlich größer als die fühlbare Wärme im verwendeten Temperaturbereich. Durch Wärmezufuhr kann der Prozess rückgängig gemacht, das heißt, das Phasenwechselmaterial wieder geschmolzen werden. Neben der größeren Energiedichte, die die latente Wärmespeicherung bietet, ist das Temperaturniveau, bei dem sich der Phasenwechsel vollzieht, für technische Anwendungen interessant. Nachteilig gegenüber dem Speichermedium Wasser sind höhere Investitionskosten und die Schwierigkeit des Wärmetransports, hervorgerufen durch die geringe Wärmeleitfähigkeit der Phasenwechselmaterialien. Kommerziell stehen heute Paraffine mit Phasenwechseltemperaturen von etwa 30 °C bis ca. 80 °C zur Verfügung und decken damit in Bezug auf den Einsatz in Wärmespeichern für die Trinkwassererwärmung und Gebäudeheizung den technisch interessanten Bereich ab.

Ein interessanter Ansatz, insbesondere auch hinsichtlich der saisonalen Wärmespeicherung ist es, PCM zu unterkühlen. Dabei wird das flüssige PCM unter den Erstarrungspunkt abgekühlt, ohne dass der Phasenwechsel eintritt. Dadurch lässt sich die Schmelzenthalpie verlustfrei beliebig lange speichern und zu einem späteren Zeitpunkt abrufen. Hierzu muss der Phasenwechsel, d.h. der Erstarrungsvorgang durch entsprechende Maßnahmen, wie z.B. eine Stoßwelle oder sogenannte Impfkristalle initiiert werden [1].

Wasser als Phasenwechselmaterial (PCM) kommt in Eisspeichern bei der Gebäudeklimatisierung zum Einsatz. Wasser hat neben einer großen Wärmekapazität auch eine hohe Schmelzenthalpie. Vor allem relativ zum kleinen Temperaturhub betrachtet ist die Energiespeicherdichte eines Eisspeichers sehr hoch. Der Eisspeicher kann z. B. von einer auf dem Arbeitspaar Ammoniak/Wasser basierten Absorptionskältemaschine beladen, d.h. abgekühlt, werden. Die Antriebsenergie einer Absorptionskältemaschine ist Wärme, die z. B. durch Sonnenkollektoren bereitgestellt werden kann. So ist es möglich solare Überschusswärme, die im Sommer anfällt, sinnvoll zur Klimatisierung zu nutzen.
Ebenfalls Anwendung finden Eisspeicher in Verbindung mit Wärmepumpen und Solaranlagen zur Gebäudebeheizung. Dabei wird der Eisspeicher während des Heizbetriebs als Wärmequelle für die Wärmepumpe genutzt, bis das flüssige Wasser vollständig gefroren ist. An strahlungsreichen Tagen wird der Eisspeicher durch die Solaranlage wieder regeneriert, also aufgetaut.

2.3 Thermochemische Energiespeicherung

Unter dem Begriff „thermochemische Energiespeicherung“ werden Verfahren zusammengefasst, die auf Basis von Adsorptionsprozessen oder durch reversible chemische Reaktionen eine spezielle Form der Energiespeicherung darstellen. Unter chemischer Energiespeicherung wird der Mechanismus verstanden, durch reversible endotherme Reaktionen einem System Energie zu zuführen und genau diese Energie bei einer exothermen Rückreaktion wieder freizusetzen.

Die Wärmespeicherung durch Adsorptionsprozesse wird im allgemeinem dieser Kategorie zu geordnet. Es handelt es sich hier jedoch um physikalische Effekte, die den Wärmeumsatz verursachen, und nicht um chemische (d.h. stoffumwandelnde) Reaktionen. Beide Technologien zeichnen sich dadurch aus, dass die pro Volumen speicherbare Energie deutlich höher ist als bei der Speicherung von fühlbarer Wärme und dass während der Speicherphase keine thermischen Verluste auftreten.

Bei der Adsorption lagert sich ein Stoff an der äußeren Oberfläche, auch an der inneren Oberfläche, eines anderen Stoffes an. Ein typisches Beispiel ist die Adsorption von Wasserdampf an Zeolithen oder Silikagelen. Zeolithe und Silikagele sind wie andere technische Adsorbentien hoch poröse Feststoffe, die z.B. als Kugeln mit einem Durchmesser von ein bis fünf Millimeter kommerziell angeboten werden. Bei diesen Mechanismen der Anlagerung, auch als Physisorption bezeichnet, treten relativ schwache Bindungen durch Van-der-Waals-Kräfte auf. Die Geschwindigkeit der Adsorption ist abhängig vom Partialdruck des Adsorbats (Waserdampf) und den freien Oberflächenplätzen des Adsorbens. Bei der Bindung der Wasser-Moleküle an der Oberfläche des Adsorbens wird die sogenannte Adsorptionsenthalpie in Form von Wärme frei. Diese kann z. B. zu Heizzwecken genutzt werden. Der Adsorptionsprozess kann durch Wärmezufuhr, jetzt allerdings auf einem sehr viel höheren Temperaturniveau rückgängig gemacht werden. Die angelagerten Moleküle lösen sich dabei wieder von der Oberfläche des Adsorbens. Dieser Prozessschritt wird als Desorption bezeichnet. Energie lässt sich durch diese Mechanismen quasi verlustfrei speichern, wenn nach der Desorption die beiden Komponenten z.B. Zeolithe und Wasserdampf räumlich getrennt voneinander bevorratet werden.
Bei offenen Adsorptions-Systemen muss das Adsorbat in der Umgebung verfügbar sein, so wie dies z.B. mit Wasser, das als Feuchtigkeit in der Luft vorhanden ist, der Fall ist. So wird bei einem thermochemischen Speicher auf Basis von Zeolith/H_2O bei Wärmebedarf das Zeolith von feuchter Luft durchströmt. Dabei wird Wasser vom trockenen Zeolith adsorbiert so dass Wärme frei wird und sich die Luft hierbei erwärmt. Diese warme Luft kann dann zum Heizen von Räumen genutzt werden. Der das Adsorbens enthaltende Speicher muss zur Umgebung hin hermetisch verschließbar sein, um eine ungewollte Beladung mit Feuchtigkeit zu vermeiden. Wird dies erreicht, kann Energie in Form von trockenem Zeolith unbegrenzt lange ohne Verluste gespeichert werden.

Geschlossene Systeme (vgl. Abb. 1) bevorraten beide Stoffe innerhalb der System-

grenzen. Man benötigt also zwei Vorratsbehälter, um die beiden Stoffe räumlich getrennt voneinander aufzubewahren. Beim erwähnten Beispiel ist ein Verdampfer für Wasser notwendig, welches nach der Verdampfung dem Zeolithspeicher zugeführt wird. Die Infrastruktur der geschlossenen Systeme ist zwar komplexer aufgrund des weiteren Vorratsbehälters, nötiger Wärmeübertrager u.a., allerdings ist die abrufbare Leistung nicht von den Umgebungsparametern wie z.B. der Luftfeuchtigkeit abhängig.

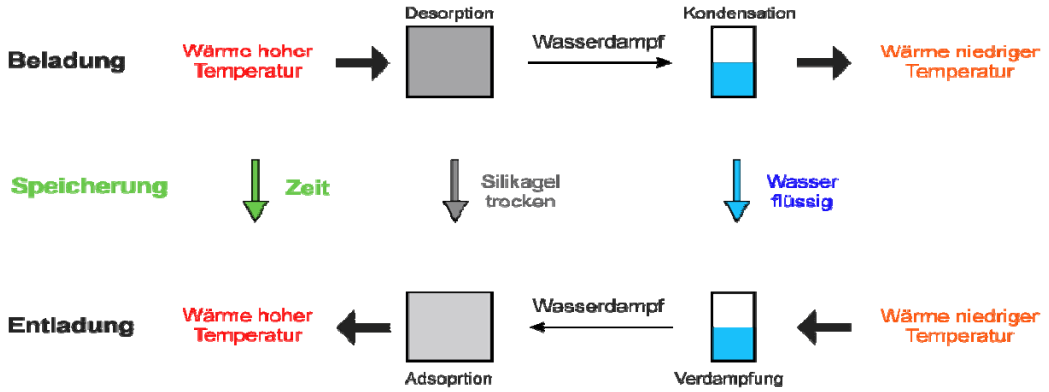


Abbildung 1: Schematische Darstellung der geschlossenen Sorption

2.4 Vergleich der Speichertechnologien

Um einen besseren Vergleich über die möglichen Formen von Energiespeichern zu bieten, wird hier die Energiespeicherdichte als Kriterium herangezogen. Abbildung 2 zeigt die Spektren der Energiedichte der unterschiedlichen Speichertechnologien. Hierbei hat die Technologie der chemischen Reaktionen eine vielfach höhere Energiedichte als alle anderen Technologien, allerdings werden auch relativ hohe Temperaturen zum Regenerieren des Materials, d.h. für die Beladung des Speichers, benötigt. Die oben erwähnte Speicherung durch Sorption hat den Vorteil einer relativ hohen Energiedichte in Verbindung mit Regenerationstemperaturen, die mit Sonnenkollektoren noch mit akzeptablen Wirkungsgraden zu erreichen sind. Die Energiedichte eines Warmwasserspeichers hängt linear von der Temperaturdifferenz von maximaler Speichertemperatur und gerade noch nutzbarer minimaler Speichertemperatur ab. Außerdem ist zu sehen, dass Latentwärmespeicher hinsichtlich der Energiespeicherung für Heizzwecke den Warmwasserspeichern nicht unbedingt überlegen sind.

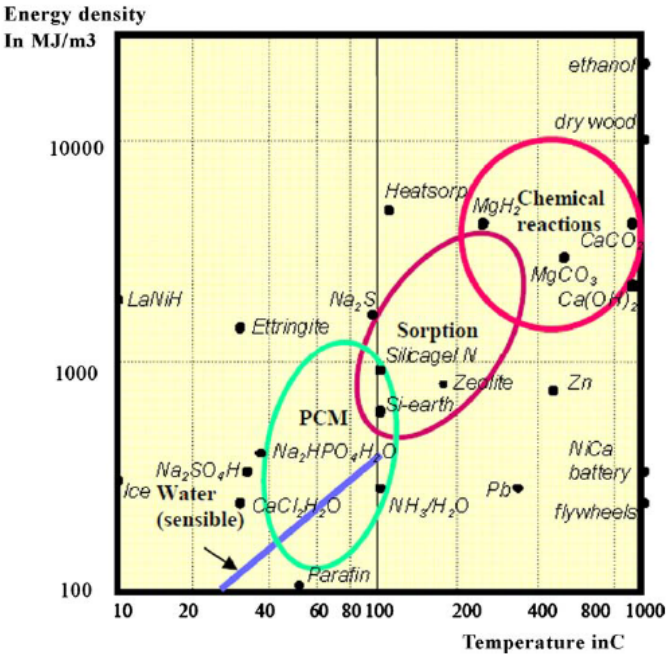


Abbildung 2: Vergleich der verschiedenen Technologien zur Energiespeicherung mit deren Energiedichte und der nötigen Regenerationstemperatur [2]

3. Vorstellung von Technologien zur Langzeitwärmespeicherung in Ein- bzw. Mehrfamilienhäusern mittels Behälterspeichern

Den Stand der Technik stellen derzeit noch große Warmwasserspeicher aus Stahl dar, in denen sowohl die zur Trinkwassererwärmung als auch die zur Raumheizung benötigte Wärme gespeichert wird. In den zum Teil mehrere Meter hohen Stahltanks werden unterschiedliche Konzepte zur Trinkwassererwärmung eingesetzt. Sie werden als Tank-im-Tank-Speicher angeboten, mit eingetauchtem Wärmeübertrager oder externen Frischwasserstationen. Während im Neubau die Installation eines derart großen Speichers während der Bauphase relativ problemlos möglich ist, ist die Einbringung im Gebäudebestand aufwändiger. Die naturgemäß relativ schweren Stahlspeicher müssen dort meist vor Ort von Spezialisten zusammengeschweißt werden. Da es sich im Allgemeinen um Druckspeicher handelt, ist die Formgestaltung durch die Geometrie des Druckbehälters weitestgehend vorgegeben. Der Vorteil dieser Technik ist, dass derartige Stahlspeicher bereits gut erprobt und langjährige Erfahrungen vorhanden sind.
Neben Stahlspeichern werden zunehmend leichte Kunststoffspeicher angeboten. Die im Allgemeinen drucklos betriebenen Speicher zeichnen sich durch ein geringes Gewicht und eine kompakte Bauweise in zylindrischer oder kubischer Form aus. Das geringe Gewicht erleichtert die Einbringung ins Gebäude. Teilweise ist die Wärmedämmung direkt in die Behälterwandung integriert. Speicher bis 1,5 m³ werden zum Beispiel von den Firmen Rotex, IVT, Cemowerk oder energie.depot angeboten.

Um der Herausforderung der Realisierung von großen Speichervolumina im Gebäudebestand gerecht zu werden, werden zunehmend leichte Kunststoffspeicher entwickelt, die vor Ort zusammen gebaut werden können. So wird z. B. von der Firma Haase ein glasfaserverstärkter Kunststoffspeicher angeboten, der vor Ort aus Boden, Deckel und Mantelfläche laminiert wird. Auf diese Weise können drucklose, runde Wärmespeicher mit Volumina von bis zu 40 m³ realisiert werden. Die Wärmeübertrager bestehen aus Edelstahlwellrohren, die im Speicher integriert sind.
Ein anderes Konzept wird von der Firma FSAVE aus Kassel angeboten. Zur effizienten Raumausnutzung wird ein kubischer Speicher aus einem Stahlgerüst in Verbindung mit Polyurethan-Hartschaumplatten als Wärmedämmung aufgebaut. Das Konzept ist in der geometrischen Gestaltung sehr flexibel und kann den räumlichen Gegebenheiten individuell angepasst werden. Die Wasserdichtheit wird durch Vorort verschweißte Kunststoffplatten aus Polypropylen-Homopolymer (PP-H) erreicht. Speichervolumina zwischen 1,5 und 100 m³ können auf diese Weise realisiert werden. Eine weitere Neuerung entwickelte FSAVE in Zusammenarbeit mit der Fa. Contitech Elastomer Coatings. Dieser Speicher, mit einem fixen Volumen von 2,2 m³ besteht ebenfalls aus einem Stahlrahmen und Polyurethanplatten zur Wärmedämmung. Im Inneren des Speichers kommt ein flexibler, „aufblasbarer“ Kunststofftank von Contitech zum Einsatz, in dem alle Wärmeübertrager bereits wasserdicht integriert sind.
Neben vor Ort errichteten Speichern werden auch große Kombi- bzw. Pufferspeicher „am Stück“ angeboten, die nicht im Haus eingesetzt werden, sondern außerhalb erdvergraben installiert werden.
Der Mall-Pufferspeicher Solitherm z. B. besteht in der drucklosen Ausführung aus einem äußeren Stahlbeton-Behälter, in dem ein kleiner Edelstahlbehälter eingesetzt wird. Der wassergefüllte Edelstahlbehälter dient als Pufferspeicher und ist mit Wärmeübertragern ausgerüstet. Der verbleibende Freiraum zwischen äußerem Beton-Behälter und Edelstahltank wird zur Reduzierung der Wärmeverluste mit Dämmmaterial aus Blähglasgranulat ausgefüllt. Der gesamte Speicher wird werkseitig vormontiert und komplett im Erdreich verbaut.
Die Firma EBITSCHenergietechnik bietet ebenfalls einen erdvergrabenen Speicher mit einem Volumen von 30 m³ an. Es handelt sich um einen glasfaserverstärkten Kunststoffspeicher mit PU-Schaum-Dämmung, der in mehrere Kammern unterteilt ist. So wird in einem großen Behälter ein 20 m³ großer Langzeitspeicher, ein 9 m^3 großer Kurzzeitspeicher und ein 1 m³ großer Trinkwasserspeicher integriert.
Eine weitere Möglichkeit große Speichervolumen zu realisieren besteht darin, einzelne kleinere Behälter zu kombinieren. Wichtig hierbei ist, dass, anders als bei herkömmlichen Speicherkaskaden, die einzelnen Module zu einem großen Speicher zusammengefasst und gemeinsam wärmegedämmt werden, um die Wärmeverluste zu reduzieren und gleichzeitig eine gute Raumausnutzung zu erreichen. Ein solches Konzept wurde von der Firma Consolar in Zusammenarbeit mit dem Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart entwickelt. Dabei liegt der Fokus vor allem

auf der Modularität des Speicherkonzepts, das sowohl für den Einsatz in Ein- und Mehrfamilienhäusern zur Realisierung von Solaranlagen mit hohen solaren Deckungsanteilen als auch für öffentliche Gebäude geeignet ist. Dies wird durch die einfache Verschaltbarkeit von Einzelspeichern mit einem Volumen von ca. 1,2 m³ zu einem Gesamtspeichervolumen von bis zu 10 m^3 ermöglicht. Durch die Druckstabilität des Speichers wird eine direkte, und damit thermisch günstige Einbindung in das Heizungssystem erreicht.

4. Vorstellung von Technologien zur saisonalen Wärmespeicherung in Nahwärmenetzen

4.1 Tank- oder Behälter-Wärmespeicher

Tank- oder Behälterspeicher werden größtenteils als erdvergrabene Stahlbetonbehälter ausgeführt. Wobei der Betonbehälter vor Ort aus sogenanntem Ortbeton hergestellt wird. In neueren Forschungsvorhaben wurden u.a. Beton-Fertigteilkonstruktionen verwendet (z.B. Crailsheim oder München Ackermannbogen), die teilweise so konzipiert sind, dass die Speicher mit einem gewissen Druck beaufschlagt werden können. Als Speichermedium wird Wasser verwendet. Auf der Innenseite ist der Betonbehälter mit Edelstahl- oder Schwarzstahlblech ausgekleidet, um so eine wasserdampfundurchlässige Abdichtung zu realisieren. Durch den Einsatz von diffusionsdichtem Hochleistungsbeton kann auf die Innenauskleidung verzichtet werden. Als Ersatz für die Edelstahlauskleidung und die Betonkonstruktionen kommen auch neuartige GFK-Konstruktionen in Frage. Behälter-Wärmespeicher werden an den Wänden, am Deckel und falls technologisch möglich auch am Boden wärmegedämmt, um Wärmeverluste zu vermeiden. Als Dämmstoffe werden je nach Belastungsfall z.B. Blähglasgranulat in einer Membranschalung oder Schaumglasschotter verwendet.

4.2 Erdsondenwärmespeicher

Ein Erdsondenwärmespeicher nutzt die Wärmekapazität des Erdreichs bzw. von Felsgestein um Wärme saisonal zu speichern. Beim Bau eines Erdsondenwärmespeichers werden vertikale Bohrungen hergestellt, in die Rohrleitungen meist in U-Form senkrecht eingebracht werden. Der Abstand der Rohre beträgt je nach Wärmeleitfähigkeit des Bodens zwischen 1,5 m und 4 m. Die Wärmeleitfähigkeit ist von der Beschaffenheit des Bodens (Erdreich oder Fels) abhängig. Zudem ist die Dichte des Bodens und bei Erdreich außerdem der Anteil vom Wasser im Boden wichtig. Typische Bohrtiefen sind 20 – 100 m.
Für die Beladung des Speichers werden die Rohrleitungen mit z. B. von Sonnenkollektoren erwärmtem Wasser durchströmt, wodurch sich der Boden erwärmt. Bei Wärmebedarf werden die Rohre von kaltem Wasser durchströmt, welches sich

dadurch erwärmt und z. B. für Heizzwecke genutzt werden kann. Der prinzipielle Aufbau und Betrieb eines Erdsondenwärmespeichers ist in Abbildung 3 dargestellt.

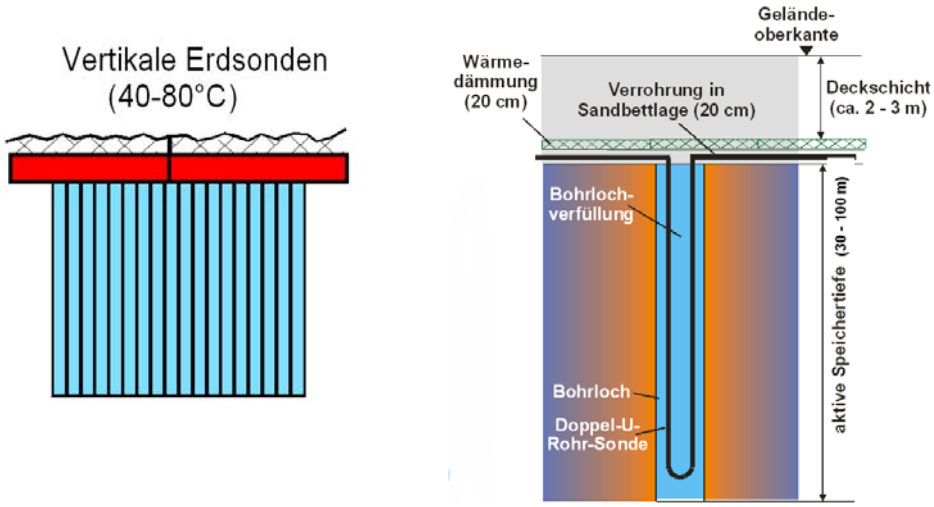


Abbildung 3: Schema eines Erdsondenwärmespeichers

4.3 Kies-Wasser-Wärme-Speicher

Kies-Wasser-Wärme-Speicher sind großvolumige saisonale Speicher. Sie haben aufgrund des Kiesanteils eine geringere spezifische Wärmekapazität als reine Wasserspeicher. Entsprechend müssen Kies-Wasser-Speicher ein bis zu doppelt so großes Volumen aufweisen, um bei gleicher Temperaturdifferenz eine gleich große Wärmekapazität wie ein mit Wasser gefüllter Behälterwärmespeicher zu haben. Jedoch haben Kies-Wasser-Wärme-Speicher den Vorteil, dass nur geringe Ansprüche an die Konstruktion des Speichers gestellt sind, das das Speichermaterial quasi selbsttragend ist. Eine tragende Deckenkonstruktion kann daher entfallen.
Beim Kies-Wasser-Speicher wird in direkte und indirekte Beladung unterschieden. Bei der direkten Beladung wird kaltes mit warmem Wasser ausgetauscht, wodurch sich der Speicher erwärmt. Bei der indirekten Beladung sind Rohrschlangen im Speicher verlegt, mittels derer durch ein heißes Medium Wärme in den Speicher eingebracht wird.

4.4 Aquiferspeicher

Bei Aquiferspeichern wird Wärme durch Bohrungen in tief gelegene (über 100 m) Grundwasserschichten eingebracht und wieder entnommen. In der Regel besteht ein Aquiferspeicher aus zwei Bohrungsgruppen, die, um thermische Beeinflussung zu

verhindern, bis zu einigen hundert Metern voneinander entfernt sind. Beim Beladen des Speichers wird kaltes Wasser aus der einen Bohrung entnommen, überirdisch erwärmt, und in die andere Bohrung gepumpt. Beim Entladen wird die Strömungsrichtung umgekehrt.
Ein Beispiel für die Nutzung eines Aquiferspeichers ist der Reichstag, siehe Abbildung 4. Dort wird im stromgeführten BHKW vor allem im Sommer Überschusswärme erzeugt. Wasser aus dem etwa 285 m – 315 m tief gelegenen Aquifer wird abgepumpt, erwärmt, und wieder in das Aquifer geleitet. Der Aquifer wird dabei partiell auf etwa 70 °C erwärmt und später bei einer Temperatur von 65 °C bis hin zu 30 °C wieder entladen.
Außerdem kann ein Aquiferspeicher auch als Kältespeicher genutzt werden. Hierzu wird der Aquifer im Winter durch Umgebungskälte abgekühlt und im Sommer zum Kühlen von Raumluft verwendet.

Bevor ein Aquiferspeicher errichtet werden kann, müssen einige Spezifikationen des Bodens untersucht werden. So ist z.B. die Kenntnis über die Schichtenabfolge des Untergrunds oder dessen hydraulische Durchlässigkeit erforderlich. Auch muss geklärt werden, bis zu welchen Temperaturen das Aquifer mechanisch und chemisch stabil bleibt.

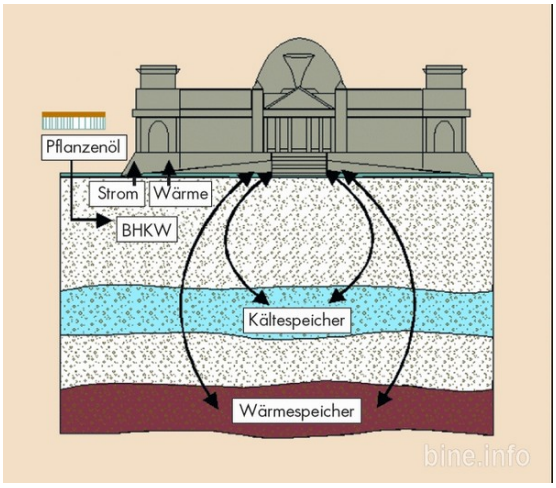


Abbildung 4: Schema der Nutzung eines Aquifers [6]

In Verbindung mit Solaranlagen werden saisonale Wärmespeiche eingesetzt, um die während der Sommermonate erzeugte solare Wärme zu speichern und für die Deckung Wärmebedarfs für Trinkwarmwasser und Raumheizung in Wintermonaten zu nutzen. Darüber hinaus gibt es noch eine Reihe von anderen Anwendungsmöglichkeiten für saisonale Wärmespeicher wie z.B. die Betriebsoptimierung von Anlagen zur Kraft-Wärme-Kopplung und die Speicherung industrieller Abwärme.

5. Zukünftige Entwicklungspotentiale

Obwohl der technische Entwicklungsstand der Warmwasserspeicher bereits relativ hoch ist, bietet diese Technik für die solare Heizungsunterstützung mit hohen Deckungsanteilen immer noch ein großes Entwicklungspotenzial. Hierbei stehen die Kostensenkung durch Verwendung günstiger Materialien, die modulare Bauweise zur Realisierung großer Speichervolumina insbesondere im Gebäudebestand, die Verbesserung der Einrichtungen zur thermisch geschichteten Be- und Entladung, die Entwicklung innovativer Dämmmaterialien sowie eine verbesserte regelungstechnische Einbindung in das Heizungssystem im Vordergrund. [4]

Die Technologie der thermochemischen Wärmespeicherung weist gegenwärtig das größte Potential auf. Vor allem aufgrund der hohen Energiespeicherdichte und der quasi verlustfreien Speicherung ist diese Technologie sehr vielversprechend. Durch die Entwicklung von Speichern mit deutlich höheren Energiedichten und wesentlich geringeren Wärmeverlusten als typische Warmwasserspeicher werden Solaranlagen mit hohen solaren Deckungsanteilen bzw. zur vollständigen Deckung des Wärme- und Kältebedarfs nochmals deutlich an Attraktivität gewinnen.

Insbesondere auf Grund des noch sehr frühen Entwicklungsstadiums sind bei thermochemischen Wärmespeichern noch eine Reihe technologischer Innovationen zu erwarten. Um die Technik zeitnah zur Marktreife zu führen, sind deutlich verstärkte Forschungs- und Entwicklungsarbeiten notwendig. Die bisher erarbeiteten Konzepte zur thermochemischen Energiespeicherung müssen experimentell weiter untersucht und in Demonstrationsanlagen umgesetzt werden.

Abbildung 5 zeigt exemplarisch die Ergebnisse einer Simulationsstudie für ein solar beheiztes Einfamilienhaus, das entsprechend dem Energieeffizienzhaus-Standard KfW40 wärmegedämmt ist und einem Gesamtwärmebedarf von 7490 kWh/a aufweist. Die Kollektorflächen wurden so gewählt, dass während eines Jahreszyklus die bevorrateten Salzhydratmengen des thermochemischen Speichers vollständig regeneriert werden können. Aufgetragen sind die jährlichen prozentualen Energieeinsparungen über dem Speichervolumen und der Kollektorfläche für einen thermochemischen Speicher mit einer angenommenen Speicherdichte von 250 kWh/m³ und als Vergleich dazu für einen typischen Wasserspeicher.

Im Vergleich zu Solaranlagen mit Warmwasserspeichern wird deutlich, dass eine verlustarme thermo-chemische Langzeitwärmespeicherung nicht nur den Vorteil eines deutlich reduzierten Speichervolumens bietet, sondern auch gleichzeitig den Vorteil einer reduzierten Kollektorfläche.

Nicht nur die thermischen Eigenschaften sind sehr interessant, auch unter ökonomischen Aspekten zeigt diese Technologie ein hohes Kostensenkungspotenzial für Solaranlagen mit hohen solaren Deckungsanteilen auf.

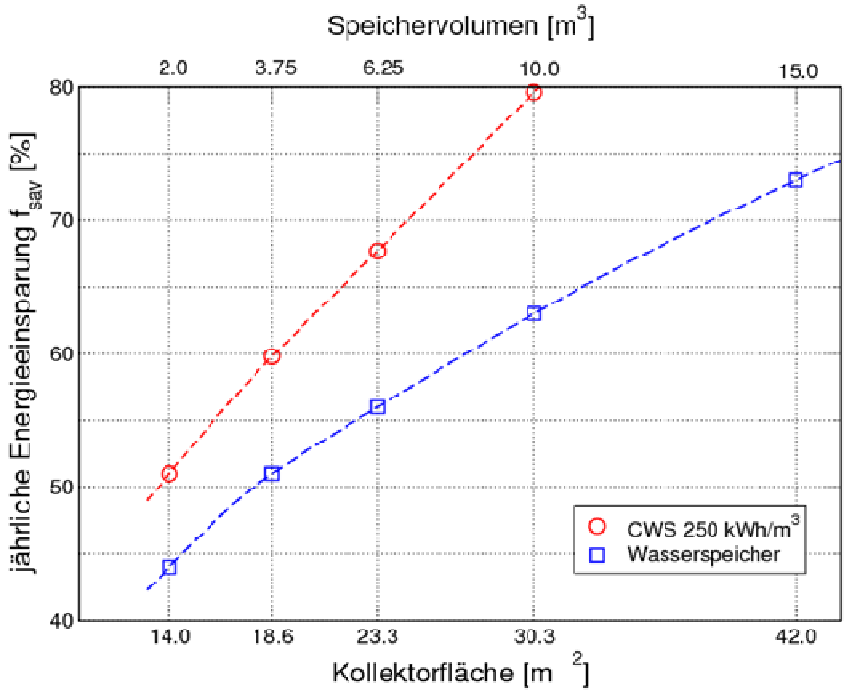


Abbildung 5: Vergleich der jährlichen Energieeinsparung für identische Solaranlagen mit thermochemischem Wärmespeicher (CWS) und Warmwasserspeicher

Bei einer konsequenten Weiterentwicklung der Verfahrenskonzepte und der Speichermaterialien sind für weitgehend solar beheizte Gebäude Wärmepreise erzielbar, die in absehbarer Zeit mit der fossilen Wärmebereitstellung konkurrieren können. Um dieses Ziel zu erreichen sind u.a. verstärkte Anstrengungen im Bereich der bereits begonnenen nationalen und internationalen Forschungsaktivitäten notwendig [5].

Aktuelle Forschungsvorhaben konzentrieren sich daher auf die folgenden Schwerpunkte:

- Erweiterung des Grundlagenwissens, das für die Realisierung von saisonalen Wärmespeichern sowohl für die Anwendung in Einzelgebäuden als auch in Nahwärmenetzen notwendig ist.
- Weiterentwicklung der Technologie von weitgehend mit Solarenergie beheizten Gebäuden.
- Realisierung von weiteren Pilotprojekten zur solar unterstützten Nahwärme-versorgung in Neubau und Bestand mit hohen solaren Deckungsanteilen und damit die weitere Verbreitung dieser Technologie.

- Optimierung der Anlagen auf der Basis der Erfahrungen mit den Pilotprojekten mit dem Ziel, ein verbessertes Kosten/Nutzen-Verhältnis unter Berücksichtigung von energetischen und ökologischen Gesichtspunkten zu erreichen.
- Bei höherer Effizienz der Systeme und geringeren Kosten zur Verwirklichung der Anlagen sollen die Kosten solar genutzter Wärme aus saisonalen Wärmespeichern deutlich reduziert werden. Ziel der strategischen Entwicklung der Technologien zur thermochemischen Wärmespeicherung ist es, die Markteinführung der ersten Technologien bis spätestens zum Jahr 2020 zu erreichen.

Die in den letzten Jahren bereits erzielten Erfolge bei der Energieerzeugung aus erneuerbaren Energiequellen sind beachtlich. Mit dem zunehmendem Ausbau dieser Technologien wird jedoch immer deutlicher, dass die gegenwärtigen technologischen Herausforderungen nicht bei der Energieerzeugung, sondern bei der Energiespeicherung liegen. Die Energiespeicherung im Allgemeinen und die Speicherung thermischer Energie im Besonderen stellen daher Schlüsseltechnologien für den Umbau unseres Energieversorgungssystems hin zu einem weitgehend auf der Nutzung erneuerbarer Energien basierenden Versorgungssystem dar.

Literatur

[1] W. Streicher, J. M. Schultz C. Solé L. F. Cabeza J. Bony S. Citherlet A. Heinz: Final report of Subtask C “Phase Change Materials”.
INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. 2008.

[2] P. Pinel, C. A. Cruickshank, I. Beausoleil-Morrison, A. Wills: A review of available methods for seasonal storage of solar thermal energy in residential applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2011.

[3] M. Reuß: Saisonale Wärmespeicherung im Untergrund – eine Lösung für die effiziente Wärmenutzung auch bei Biogas?. ZAE Bayern.

[4] H. Drück, W. Heidemann, H. Müller-Steinhagen: Potenziale innovativer Speichertechnologien für solare Kombianlagen, Tagungsband zum 14. Symposium Thermische Solarenergie, Seiten 104 – 109, Otti, Regensburg, 2004, ISBN 3-934681-33-6

[5] H. Kerskes, H. Drück: Saisonale solarthermische Wärmespeicherung im Ein- und Mehrfamilienhaus - eine energetische und ökonomische Bewertung. Tagungsband zum 21. Symposium Thermische Solaranlagen Seiten 566 – 571, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 11.05.11 – 13.05.11, ISBN 978-3-941785-57-1

[6] http://www.bine.info/hauptnavigation/publikationen/publikation/aquiferspeicher-fuer-das-reichstagsgebaeude/
Stand 10/2012

Solare Kühlung
Grundlagen und realisierte Anlagen

Björn Ehrismann, Patrick Frey, Harald Drück
Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Kommissarischer Leiter: apl. Prof. Dr.-Ing. Klaus Spindler
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel.: 0711/685-63896, Fax: 0711/685-63242, email: ehrismann@itw.uni-stuttgart.de

Kurzfassung

Durch den weltweit steigenden Kälte- und Klimabedarf wächst das Interesse an Alternativen der Kälteerzeugung, mit welchen sich im Vergleich zur konventionellen Kälteerzeugung Primärenergieeinsparungen realisieren lassen. Eine viel versprechende Alternative sind thermische Verfahren. Bei diesen Verfahren wird Wärmeenergie verwendet um Kälte zu erzeugen. Die Wärmeenergie kann dabei aus unterschiedlichen Quellen stammen. Neben der Nutzung von Abwärme bietet sich besonders die Verwendung von Solarenergie an.

Der vorliegende Beitrag gibt einen Einblick in die Grundlagen der solaren Kühlung und einen Überblick über die bereits am Markt verfügbaren Produkte (geschlossene Systeme) im kleinen Leistungsbereich bis 20 $kW_{Kälte}$.

1 Einleitung

Eine Studie des DKV (Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein) [1] hat im Referenzjahr 1999 für Deutschland einen Gesamtenergiebedarf für die technische Erzeugung von Kälte in der Höhe von ca. 77.000 GWh/a (66.000 GWh/a elektrischer, 11.000 GWh/a nichtelektrischer Bedarf) ermittelt. Dies entspricht einem Primärenergiebedarf von ca. 165.000 GWh/a. Daraus resultiert für die technische Kälteerzeugung ein Anteil am Energiehaushalt bezogen auf den elektrischen Endenergiebedarf von 14 % und auf den Primärenergieverbrauch von 5,8 %. Allein aus der Klimatisierung von Büro- und Verwaltungsgebäuden resultiert ein jährlicher Energiebedarf von 40.000 GWh_{el} [2].

Betrachtet man die prognostizierte Entwicklung des jährlichen Stromverbrauchs für Raumklimatisierung in Europa im Kälteleistungsbereich bis 12 kW wird deutlich, dass dieser in den nächsten Jahren weiter stark zunehmen wird (vgl. Abbildung 1). Nach einer Studie im Auftrag der Europäischen Kommission [3] ist der jährliche Energiebedarf für die Gebäudeklimatisierung von 1990 bis 1996 von etwa 1.900 GWh_{el} auf über 12.000 GWh_{el} (Wachstumsfaktor: 6,3) gestiegen. Mit konservativen Annahmen bezüglich des Marktwachstums wird in der Studie für das Jahr 2010 ein Energieverbrauch von knapp 30.000 GWh_{el} prognostiziert. Die mit diesem Energieverbrauch verbundenen CO_2-Emissionen steigen damit im Geltungszeitraum des Kyoto-Protokolls von 1990 bis 2010 um den Faktor 15 auf ca. 12 Millionen Tonnen jährlich [3].

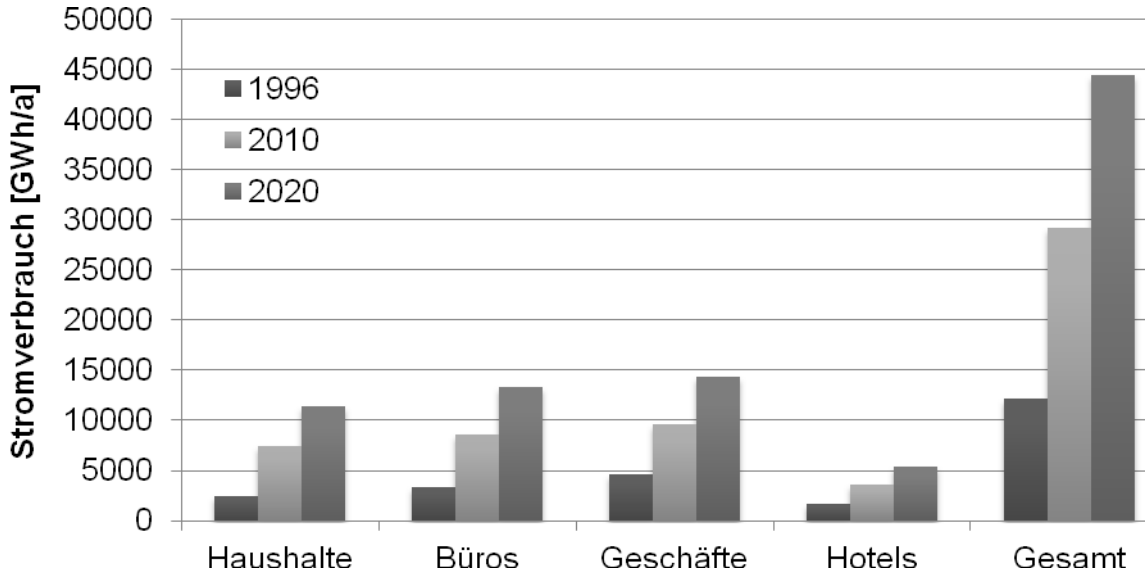


Abbildung 1: Prognostizierte Entwicklung des jährlichen Stromverbrauchs für Raumklimatisierung nach Gebäudetypen in Europa (Kälteleistung < 12 kW) [3]

Auch weltweit steigt der Kältebedarf für Kühlung und Klimatisierung und somit der Primärenergieverbrauch in diesem Bereich stetig an. Vor allem durch die fortschreitende Industrialisierung und den damit verbundenen Anstieg des Lebensstandards in den warmen (und feuchten) Regionen der Erde, wird der Energiebedarf für Klimatisierung in Zukunft überproportional ansteigen. Bereits heute wird der Bereich Kühlung und Klimatisierung von Experten als eines der am schnellsten wachsenden Felder der neuen Energiebedarfs bewertet.

In Abbildung 2 ist die kumulative Zunahme an installiertem Leistungsbedarf für die Klimatisierung weltweit dargestellt.

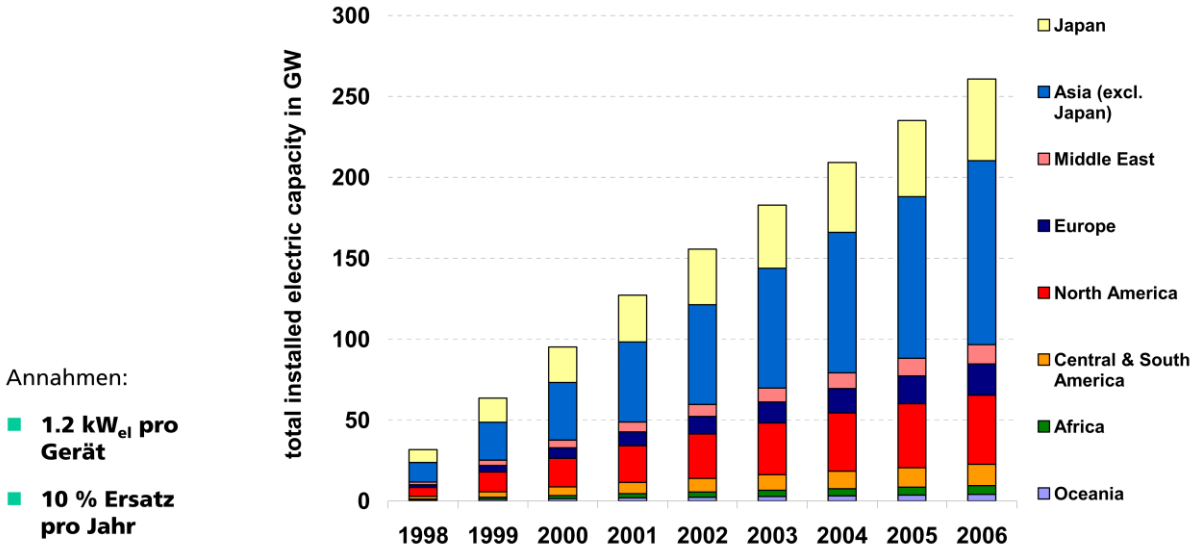


Abbildung 2: Kumulative Zunahme an installiertem Leistungsbedarf weltweit [4]

Bei der technischen Kälteerzeugung und in der aktiven Gebäudeklimatisierung dominieren bis heute elektrische Kompressionskälteanlagen. Diese Tatsache führt bei einem weltweit wachsenden Markt für klimatechnische Anlagen zu einem bereits er-

wähnten stark ansteigenden Stromverbrauch und damit verbunden zu erheblichen CO_2-Emissionen. Insbesondere müssen in den Sommermonaten, aufgrund der resultierenden Lastspitzen, hohe Versorgungsleistungen bereitgestellt werden. In Ballungsräumen (der südlichen Länder) wurde in der Vergangenheit bereits die Kapazitätsgrenze der Stromversorgung erreicht bzw. überschritten, was zum Zusammenbruch der Stromnetze führte.

Durch die begrenzten Ressourcen an fossilen Energieträgern und aus Rücksicht auf das ökologische Gleichgewicht ist ein verantwortungsvoller, rationeller Umgang mit Energie unumgänglich. Aus diesen Gründen rücken Alternativen zur Kälteerzeugung mit einem geringen Primärenergiebedarf verstärkt in das öffentliche Interesse.

Ökologisch und energetisch sinnvoll ist die Verwendung von thermisch angetriebenen Kälteanlagen in Verbindung mit Abwärme (z.B. Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung) oder Solarthermie als Antriebsenergie. Ein Vorteil von solar angetriebenen Kälteanlagen ist die gute Deckungsgleichheit (mit geringen zeitlichen Phasenverschiebungen) von Solareinstrahlung und Kühlbedarf bei der Klimatisierung von Gebäuden.

Von den Möglichkeiten der solaren Kälteerzeugung wird die Klimatisierung als die am ehesten Erfolg versprechende Anwendung betrachtet. Eine Kühlung von Gütern, meist Lebensmittel, erfordert eine 100%ige Verfügbarkeit der Kälteleistung. Diese Anforderung würde die ohnehin schon hohen Aufwendungen bei einer solaren Kälteerzeugung weiter stark erhöhen. Aus diesem Grund konzentriert sich sowohl Forschung als auch Anwendung auf die Kühlung und Klimatisierung von Gebäuden. Bei größeren Anlagen in sonnenreichen Ländern (strahlungsreiche Regionen mit hohem Direktstrahlungsanteil) besteht eine reelle Chance, die Problematik bei der Güterkühlung mit Einbindung von großen Latentwärmespeichern auf der warmen oder auf der kalten Seite (z.B. Eisspeichern) in den Griff zu bekommen.

Bei der Raumklimatisierung mit Solarenergie werden die Systeme prinzipiell in solar unterstützte und solarautarke Systeme eingeteilt. Bei den ersteren deckt entweder der Solarkollektor nur einen gewissen Teil der benötigten Antriebswärme (Rest wird vom wärmeseitigen Backup-System bereitgestellt) oder die thermisch betriebene Kältemaschine wird durch ein kälteseitiges Backup-System (z.B. elektrische Kompressionskältemaschine) unterstützt. Bei den autarken Systemen wird der Kälte-bedarf komplett vom solarbetriebenen Kälteerzeugersystem gedeckt. Im Gegensatz zu den solar unterstützen Systemen sind bei den autarken Systemen die erreichbaren Raumluftzustände abhängig von der verfügbaren Solareinstrahlung.

Zusammenfassend sind die wichtigsten Motivationsgründe und Vorteile der solaren Kühlung / Klimatisierung angeführt:

- Gute Übereinstimmung zwischen Solarangebot und Kühllast
- Neues Anwendungsgebiet für solare Niedertemperaturanwendung
- Weltweites, hohes Zuwachspotential
- Möglichkeit der Einkopplung von thermisch angetriebenen Kältemaschinen in bestehende Solar-Anlagen (z.B. SolarkombiPlus-Anlagen)
- Bessere Ausnutzung der Solarenergie und Verlängerung der effektiven Nutzungsdauer (Vermeidung von Stagnation) von thermischen Solarkollektoren
- Möglichkeit zur ganzjährigen Nutzung des Gesamtsystems (Kühlen, Heizen und Brauchwasserbereitstellung)

- Reduzierung der Stromlastspitzen und Kosteneinsparung beim Strombedarf für die Klimatisierung
- Möglichkeit zur Primärenergieeinsparung und CO_2-Reduktion
- Einsatz unbedenklicher / umweltfreundlicher Kältemittel ohne hohe Treibhauspotentiale

2 Verfahrensüberblick der solarthermischen Kühlung und Klimatisierung

Aus thermodynamischer Sicht existieren verschiedene thermische Verfahren die zur Umwandlung von Solarstrahlung in Kälteenergie geeignet sind. Prinzipiell wird zwischen thermochemischen und thermomechanischen Verfahren unterschieden. Bei den thermochemischen Verfahren handelt es sich um Wärmetransformationsverfahren, die auch als Sorptionsverfahren bezeichnet werden. Diese sorptionstechnischen Verfahren stellen die am weitesten entwickelten und am häufigsten eingesetzten Verfahren dar. Sie können weiter in offene und geschlossene Verfahren unterteilt werden. Abbildung 3 gibt einen Überblick über die verschieden Verfahren. Dabei sind die marktverfügbaren Techniken dunkelgrau und Verfahren, welche sich noch in der Entwicklungs- (Labor-Status) bzw. in der Erprobungsphase (Feldtest-Phase) befinden, hellgrau gekennzeichnet.

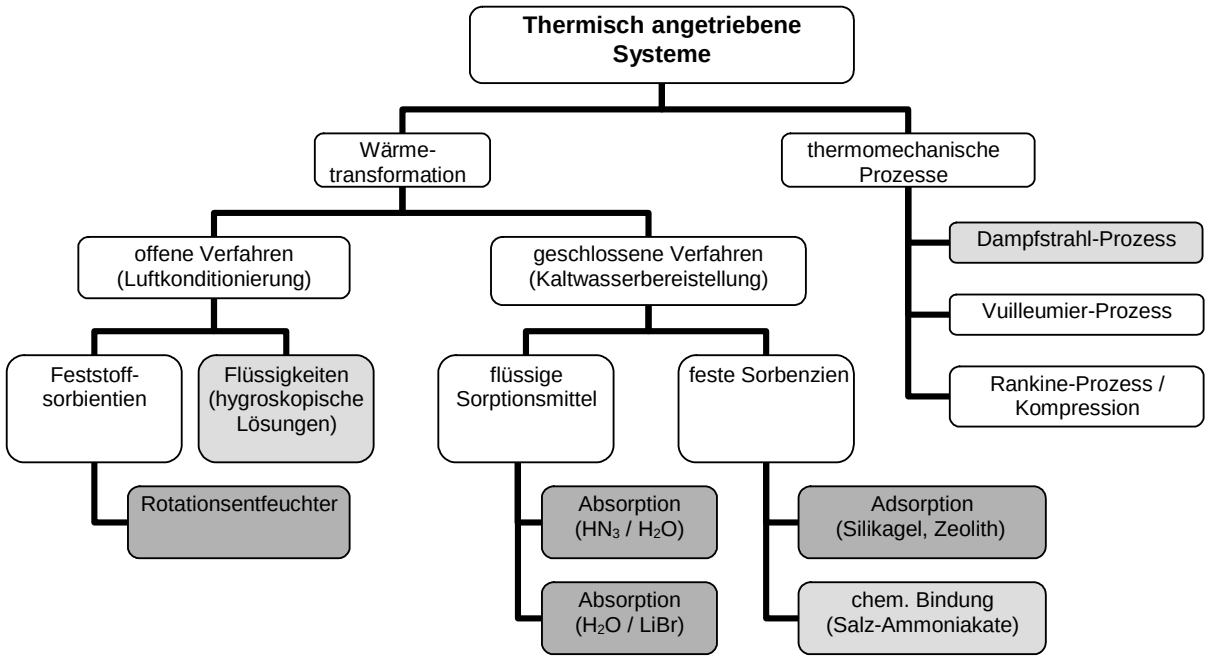


Abbildung 3: Überblick über thermischer Kühlverfahren der solaren Kühlung bzw. Klimatisierung

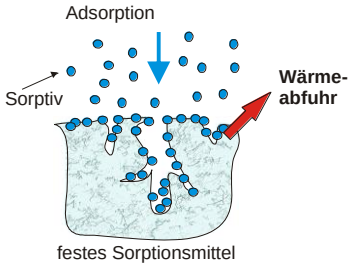
3 Thermochemische Verfahren (Wärmetransformation)

Die Hauptmechanismen der thermochemischen Verfahren basieren auf Sorptionsmechanismen. Unter dem Überbegriff Sorption versteht man die Aufnahme von Gasen und Dämpfen durch feste oder flüssige Stoffe, den so genannten Sorptionsmit-

teln oder Sorbenzien (Einzahl: Sorbens). Der aufzunehmende Stoff, also der noch nicht sorbierte Stoff, wird in der Regel als Sorptiv bezeichnet. Da es sich bei der Sorption um einen Überbegriff handelt, lassen sich folgende Vorgänge weiter unterscheiden.

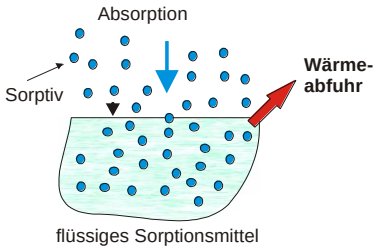
Adsorption:

Anlagerung von Ionen oder Molekülen an der (inneren) Oberfläche eines Stoffes infolge chemischer, physikalischer oder elektrostatischer Wechselwirkung.



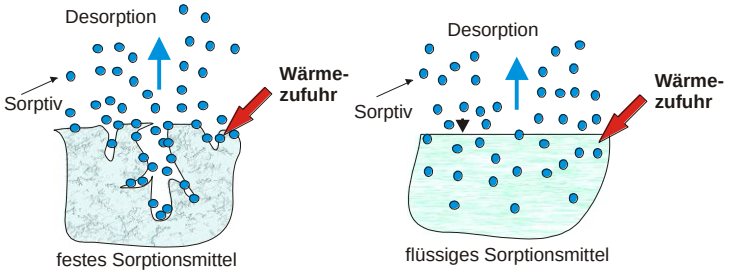
Absorption:

Aufnahme, Bindung oder Einlagerung von Gasen in festen oder flüssigen Sorptionsmitteln. Die Gase lösen sich dabei im Sorptionsmittel, es bildet sich eine homogene Mischphase.



Desorption:

Regeneration des Sorbenzien. Ablösung bzw. Austreibung des gebundenen Sorptivs, bei dem die umgekehrten Prozesse wie bei der Sorption ablaufen.



Wie bereits erwähnt, können die thermochemischen Verfahren (Sorptionsverfahren) in geschlossene und offene Verfahren untergliedert werden.

3.1 Geschlossene Verfahren (Kaltwasserbereitstellung)

Thermisch angetriebene Kältemaschinen, bei denen ein geschlossener Kreisprozess abläuft, werden als geschlossene Systeme definiert. Mit diesen Prozessen kann Kaltwasser bereitgestellt werden, weshalb man im Allgemeinen auch von Kaltwassersystemen spricht. Das Kaltwasser kann in unterschiedlicher Weise für die Raumklimatisierung eingesetzt werden. Entweder wird es direkt über ein Kaltwassernetz zu dezentralen Kälteaggregaten (Flächenkühlsysteme wie z.B. Kühldecken, Ventilationskonvektoren) in die einzelnen Räume geleitet, oder es wird zur Zuluftkühlung und -entfeuchtung in einer Klimaanlage verwendet. Die benötigte Kaltwassertemperatur ist davon abhängig, ob die versorgten Geräte nur für die Abfuhr sensibler Wärmelasten dienen oder außerdem zusätzlich für die Luftentfeuchtung verwendet werden. Im Falle einer zusätzlichen Luftentfeuchtung sind Kaltwassertemperaturen von 6 bis

9 °C erforderlich. Für die ausschließliche Abfuhr sensibler Lasten reichen Temperaturen im Bereich von 15 bis 20 °C aus.

Zu der Kategorie der geschlossenen Verfahren zählen A**b**sorptions- und A**d**sorptionskälteprozesse. Bei beiden Verfahren handelt es sich um Zweistoffsysteme, in denen neben dem flüssigen Kältemittel feste oder flüssige Sorptionsmittel zum Einsatz kommen. Beide Prozesse werden bereits in der Praxis zur solaren Kühlung / Klimatisierung eingesetzt.

3.1.1 Absorptionskältemaschine

Bei dem weit verbreiteten Absorptionskälteprozess handelt es sich um einen thermisch betriebenen Kaltdampfprozess zur Erzeugung von Kälteenergie. Grundlage des Absorptionsprozesses ist die Tatsache, dass der Siedepunkt einer Mischung höher ist als der entsprechende Siedepunkt der reinen Flüssigkeit. Bei dem Absorptionsprozess wird der mechanische Verdichter (der elektrischen Kompressionskältemaschinen) durch einen thermischen Verdichter (bestehend aus Absorber, Austreiber, Drosselventil, Lösungsmittelpumpe und Lösungsmittelwärmeübertrager) ersetzt. Der Verdichtungsprozess erfolgt durch Absorption des dampfförmigen Kältemittels in dem Lösungsmittel und anschließender Desorption („Auskochen“) im Austreiber bei einem höheren Druckniveau.

In Abbildung 4 ist das Verfahrensprinzip einer einstufigen Absorptionskältemaschine (AbKM) schematisch dargestellt. Der aus dem Verdampfer kommende Kältemitteldampf tritt in den Absorber ein. Dort wird das dampfförmige Kältemittel von dem Absorptionsmittel (arme Lösung) absorbiert, es bildet sich die so genannte reiche Lösung (hohe Kältemittelkonzentration im Absorptionsmittel). Die dabei freiwerdende Absorptionsenthalpie muss abgeführt werden. Verdampfer und Absorber arbeiten auf der Niederdruckseite. Durch die Lösungsmittelpumpe wird die reiche Lösung über den Lösungsmittelwärmeübertrager dem Austreiber zugeführt. Im Lösungsmittelwärmeübertrager (innerer Wärmeübertrager) wird sie durch die vom Austreiber kommende arme Lösung erwärmt. Am Austreiber (Desorber) wird dem Prozess Wärme zugeführt (z.B. mit Hilfe von thermischen Solarkollektoren). Die Temperatur steigt über die Siedetemperatur der reichen Lösung. Dadurch verdampft das Kältemittel, die reiche wird wieder zur armen Lösung. Da der Siedepunkt der Mischung höher liegt als der Siedepunkt des reinen Kältemittels wurde das Kältemittel thermisch verdichtet. Die an Kältemittel arme Lösung durchströmt den Lösungsmittelwärmeübertrager, wobei sie Energie abgibt, und wird anschließend in der Drossel auf Niederdruck entspannt. Der aus dem Austreiber austretende Kältemitteldampf wird im Kondensator unter Wärmeabfuhr verflüssigt. In der nachgeschalteten Drossel wird das flüssige Kältemittel auf Verdampferdruck (Tiefdruck, Niederdruckseite) entspannt. Im Verdampfer verdampft das flüssige Kältemittel durch Wärmeentzug aus der Umgebung (Erzeugung der Nutzkälte).

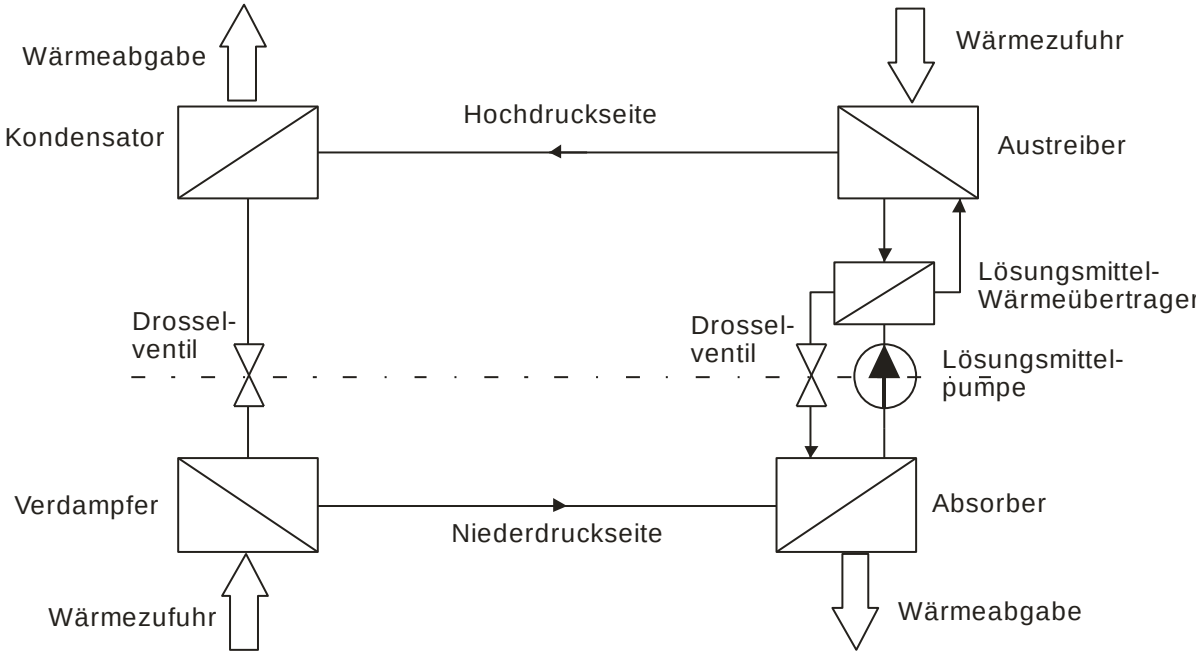


Abbildung 4: Verfahrensprinzip einer einstufigen Absorptionskältemaschine

Für Absorptionskältemaschinen haben sich als Arbeitsstoffpaare (Kälte-/Sorptionsmittelpaarung) Ammoniak/Wasser (NH_3/H_20) und Wasser/Lithiumbromidlösung (H_2O/LiBr) etabliert. Dabei ist Ammoniak bzw. Wasser das Kältemittel, und Wasser bzw. die wässrige Lithiumbromidlösung das Lösungsmittel. Das Stoffpaar Ammoniak-Wasser ermöglicht Verdampfertemperaturen bis -30 °C, sodass neben der Klimatisierung prinzipiell auch Kälteerzeugung für technische Prozesse realisierbar ist. Durch die Möglichkeit der Eisbildung ist somit eine Speicherung der Kälteleistung durch Einbindung von Eisspeichern (kostengünstige Latentwärmespeicher) möglich. Bei der Verwendung des Arbeitsstoffpaars H_2O/LiBr sind dagegen nur Verdampfertemperaturen von minimal 5 bis 6 °C möglich. Somit ist der Einsatz auf die reine Klimatisierung beschränkt. [2]

Die Antriebstemperaturen (benötigte Temperatur für die Desorption) liegen je nach Technologie im Bereich von 80 bis 180 °C. Bei einstufigen AbKM liegt der COP (Coefficient of Performance) zwischen 0,5 und 0,7. Bei zweistufigen Maschinen (mit zwei Austreiberstufen) liegt der COP bei 1,1 - 1,4. Allerdings sind hierbei auch Antriebstemperaturen von über 130 °C notwendig. [2]

3.1.2 Adsorptionskältemaschine

Auch bei dem geschlossenen Adsorptionsprozess handelt es sich um einen thermisch betriebenen Kaltdampfprozess. Beim Adsorptionsprozess lagert sich das Kältemittel an der Oberfläche eines festen Sorptionsmittels an. Mit zunehmender Adsorption stellt sich eine Sättigung des Sorptionsmittels ein, der Adsorptionsprozess kommt zum erliegen. Das Sorptionsmittel muss regeneriert werden. Durch die Verwendung von zwei parallel betriebenen Sorptionskammern, welche alternierend zur Ad- und zur Desorption genutzt werden, ist die Aufrechterhaltung eines quasi-kontinuierlichen Betriebs möglich.

Prinzipiell besteht eine Adsorptionskältemaschine (AdKM) im Wesentlichen aus dem Verdampfer, Adsorber, Kondensator, Desorber, welche in vier Kammern innerhalb

eines Vakuumgehäuses angeordnet sind. Die evakuierten Kammern sind mit Ventilen (selbsttätig arbeitenden Dampfventilen) verbunden.

Der (quasi-kontinuierliche) Adsorptionskältemaschinenprozess läuft prinzipiell in zwei Phasen ab (vgl. Abbildung 5).

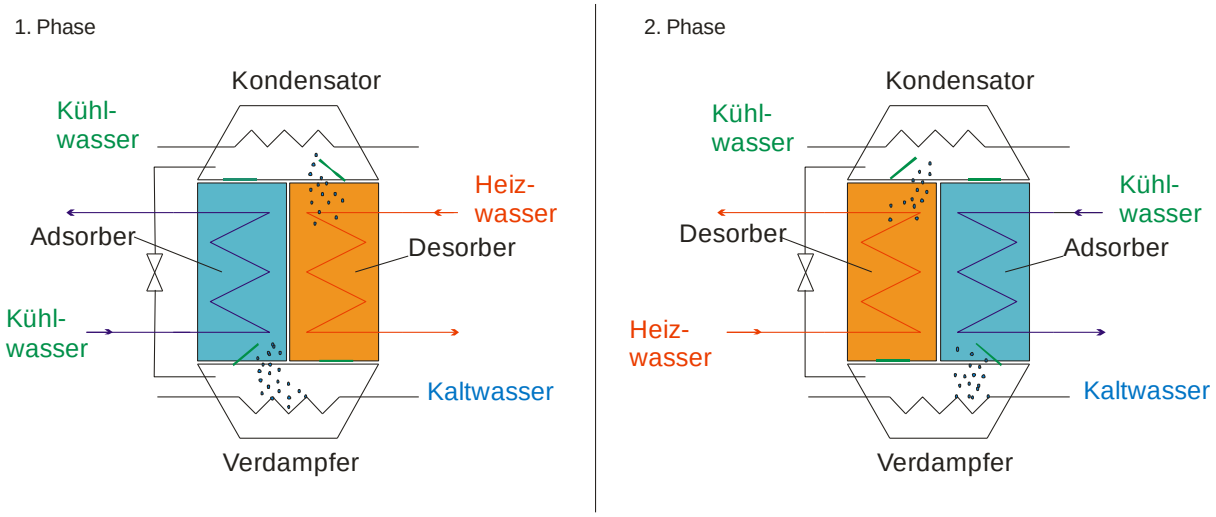


Abbildung 5: Betriebszyklus einer Adsorptionskältemaschine

In Phase 1 wird der Wärmeübertrager des Verdampfers mit Kaltwasser durchströmt. Im Verdampfer wird der Wärmeübertrager von außen mit dem Kältemittel Wasser beaufschlagt. Durch das Vakuum (ca. 10 mbar) verdampft das eingesprühte Kältemittel Wasser bereits bei 4 – 7 °C und entzieht dabei dem Kaltwasserkreislauf Wärme (Erzeugung von Nutzkälte). Es lassen sich Kaltwassertemperaturen von minimal 5 bis 6 °C erzeugen [2]. Der Kältemitteldampf strömt über die Ventilklappe in die linke Sorptionskammer und wird dort von dem Sorptionsmittel adsorbiert. Die dabei freiwerdende Adsorptionsenthalpie wird über einen Wärmeübertrager (Kühlwasserkreislauf) abgeführt. Zeitgleich wird in der rechten Sorptionskammer das Kältemittel durch Wärmezufuhr über einen Heißwasserkreislauf (z.B. erhitzt durch thermische Solaranlage) desorbiert und somit das Sorptionsmittel regeneriert. Der ausgetriebene Kältemitteldampf strömt über die Ventilklappe in den Kondensator. Unter Abgabe der Kondensationsenthalpie (an den Kühlwasserkreis) kondensiert der Dampf an den Wärmeübertragerrohren. Über eine Rohrleitung gelangt das flüssige Kältemittel zurück in den Verdampfer. Phase 1 endet sobald das Adsorptionsmittel gesättigt ist. Phase 2 läuft prinzipiell ab wie Phase 1, mit dem Unterschied, dass hier die Ad- bzw. die Desorptionskammer vertauscht sind.

Es besteht auch die Möglichkeit zwischen den zwei Phasen eine Wärmerückgewinnungsphase zwischenzuschalten. Dazu werden Adsorber und Desorber bei geschlossenen Ventilklappen über einen Bypass (20 - 30 Sekunden) im Kreislauf durchströmt. Ziel ist die Adsorptionskammer aus Phase 1 (entspricht Desorptionskammer aus Phase 2) zu erwärmen und die Desorptionskammer aus Phase 1 (entspricht Adsorptionskammer aus Phase 2) zu kühlen.

Bei der Adsorptionskältetechnik haben sich in der Praxis die Stoffpaare Wasser/Silikagel und Wasser/Zeolith durchgesetzt. Die Desorptionstemperaturen liegen bei 55 – 100 °C [2], sodass diese Technik besonders für die solare Anwendung bzw. den Einsatz von Flachkollektoren oder Vakuumröhrenkollektoren geeignet ist.

3.2 Offene Systeme

Offene Systeme (offene Prozessführung) zählen im Gegensatz zu den geschlossenen Systemen zur Kategorie der Lüftungsanlagen. Prinzipiell haben Lüftungsanlagen die Aufgabe ein Gebäude mit gefilterter und konditionierter Frischluft (Kontrolle der Temperatur und Feuchte) zu versorgen und die verbrauchte Luft mit den Feuchtelasten abzuführen. Die Funktion von Lüftungsanlagen (Luftkonditionierung) geht über die Kältebereitstellung hinaus, was einen direkten Vergleich mit Kaltwasserbereitern (geschlossene Verfahren) erschwert.

Das Grundprinzip der offenen Verfahren (direkte Luftkonditionierung) basiert auf einer Kombination von adiabater Kühlung (Verdunstungskühlung) und sorptiver Luftentfeuchtung. Aufgrund der begrenzten Aufnahmekapazität des Sorptionsmittels muss für die Aufrechterhaltung eines kontinuierlichen Prozess das zur Luftentfeuchtung benutzte Sorptionsmittel thermisch regeneriert (Desorption des aus der Luft adsorbierten Wassers) werden. Die für den Desorptionsprozess benötigten Temperaturen liegen im Bereich von 55 bis 100 °C [2]. Aufgrund der geringen Temperaturanforderung bietet sich bei offenen Systemen besonders der Einsatz von thermischer Solarenergie an. Die benötigte thermische Energie kann direkt über Luftkollektoren oder indirekt über flüssig gekühlte Kollektoren in Verbindung mit einem Luft/Wasser-Wärmeübertrager zugeführt werden.

Generell lassen sich die offenen Verfahren in zwei Gruppen unterteilen. Unterscheidungskriterium ist der Aggregatzustand der Sorptionsmittel.

3.2.1 Festes Sorptionsmittel

Offene Adsorptionsanlagen, sogenannte DEC- (Desiccant and Evaporative Cooling) oder im deutschen SGK- (sorptionsgestützte Kühlung) Verfahren, sind ausgereifte und weit verbreitete Technologien zur Gebäudeklimatisierung. Als Adsorptionsmittel werden in der Regel Silikagel (amorphes Silikat) oder Lithiumchlorid (LiCl) verwendet. Beide Substanzen weisen ein stark hygroskopisches Verhalten auf.

Das heute üblichste SGK-Verfahren basiert auf sogenannten Sorptionsrotoren, in denen das Sorptionsmittel in einer Matrix eingebracht ist. Neben dem Sorptionsrotoren (6 – 12 U/h) besteht eine SGK-Anlage im Wesentlichen aus einem Wärmerückgewinnungsrotor und zwei Verdunstungsbefeuchtern und gegebenenfalls aus einem Luft/Wasser-Wärmeübertrager (vgl. Abbildung 7).

Während des Betriebs durchströmt die gefilterte Außenluft den Sorptionsrotor. Ein Teil der in der Luft enthaltenen Feuchte (bzw. das Wasser) wird von dem Sorptionsmittel adsorbiert (1→2). Bei dem Adsorptionsprozess steigt die Temperatur der nunmehr entfeuchteten Frischluft an. Im Wärmerückgewinnungsrotor wird die Frischluft wieder abgekühlt (2→3). Dabei wird die Energie auf den für die thermische Regeneration (Desorption des Wassers vom Sorptionsmittel) zu beheizenden Abluftstrom übertragen (7→8). Durch die nachfolgende Befeuchtung (adiabate Kühlung) sinkt die Temperatur der Zuluft bis auf den gewünschten Sollwert (3→4) und wird dem zu klimatisierenden Gebäude zugeführt (5).

Die Raumabluft wird zuerst durch Verdunstungskühlung bis zum Erreichen der maximalen Luftfeuchtigkeit abgekühlt (6→7). Wie bereits erwähnt nimmt der Abluftstrom beim Durchströmen des Wärmerückgewinnungsrotors die Energie des Frischluft-Stroms auf (7→8). Der vorgewärmte Abluftstrom wird entweder direkt über Luftkollek-

toren oder indirekt über Wasserkollektoren in Verbindung mit einem Luft/Wasser-Wärmeübertrager bis zum Erreichen der geforderten Temperatur erwärmt (8→9). Beim anschließenden Durchströmen des Sorptionsrotors wird das Sorptionsmittel thermisch regeneriert. Bei der Regeneration des Sorptionsmittels nimmt der Abluftstrom Wasser auf und verringert seine Temperatur (9→10) (vgl. Abbildung 6).

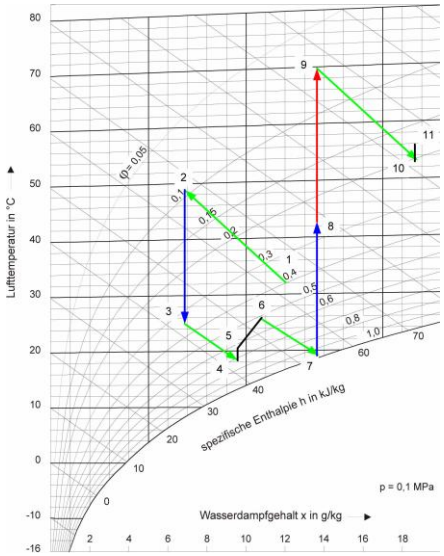


Abbildung 6: Zustandsverlauf einer sorptionsgestützten Klimatisierung im T,x-Diagramm [5]

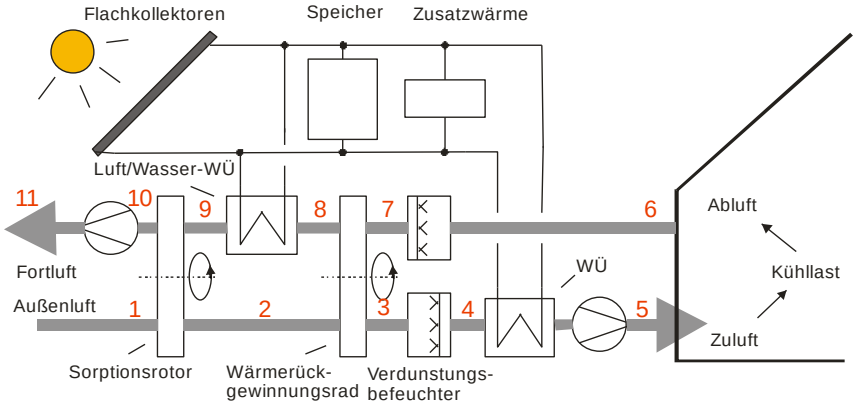


Abbildung 7: Prinzipskizze des Standardverfahrens der sorptionsgestützten Klimatisierung mit Sorptionsrotor (SGK-Verfahren)

Außerhalb der Kühlperiode können DEC-Anlagen als hocheffiziente Wärmerückgewinnungsanlagen eingesetzt werden. Die Solarkollektoren werden dann zur Heizungsunterstützung eingesetzt.

3.2.2 Flüssiges Sorptionsmittel

Flüssige Sorbenzien wie wässrige Lithiumchlorid- (LiCl-H_2O) oder Calciumchloridlösungen (CaCl-H_2O) besitzen ein hohes Entfeuchtungspotential und werden zunehmend zur Luftentfeuchtung in offenen Sorptionskälteanlagen eingesetzt. Verfahren mit flüssigen Sorbenzien basieren wie SGK-Anlagen ebenfalls auf einer Kombination von adiabater Kühlung (Verdunstungskühlung) und sorptiver Luftentfeuchtung.

Bei diesen Verfahren wird das Sorbens (hochkonzentrierte Salzlösung) auf einen gekühlten Kontaktkörper (mit einer möglichst großen Oberfläche) verrieselt. Die Salzlösung absorbiert auf Grund des hohen Partialdampfdruckgefälles Wasser aus dem darüber strömenden Frischluftstrom. Dadurch verringert sich die Konzentration der Salzlösung und somit das Absorptionspotential. Die bei der Absorption freiwerdende Wärme wird abgeführt (z.B. indirekte Verdunstungskühlung), so dass die entfeuchtete Luft den Absorber leicht gekühlt verlässt. Durch einen weiteren indirekten Verdunstungskühler wird die Zuluft weiter abgekühlt und anschließend dem Gebäude zugeführt. Um einen kontinuierlichen Entfeuchtungsprozess aufrecht zu erhalten muss das Sorptionsmittel durch eine thermische Regeneration wieder aufkonzentriert werden. Dazu wird im Regenerator (z.B. Rieselregeneratoren, Rohrwendelregeneratoren) die verdünnte Salzlösung auf einer Austauschfläche verrieselt und (solarthermisch) aufgeheizt. Im Regenerator erfolgt die Desorption des gebundenen Wassers. Über den Luftstrom, der den Regenerator durchströmt, wird das Wasser an die Umgebung abgeführt.

Abbildung 8 zeigt das Prinzip einer Anlage mit Flüssigsorption und solarer Regenerierung nach einem vom ZAE-Bayern entwickelten System.

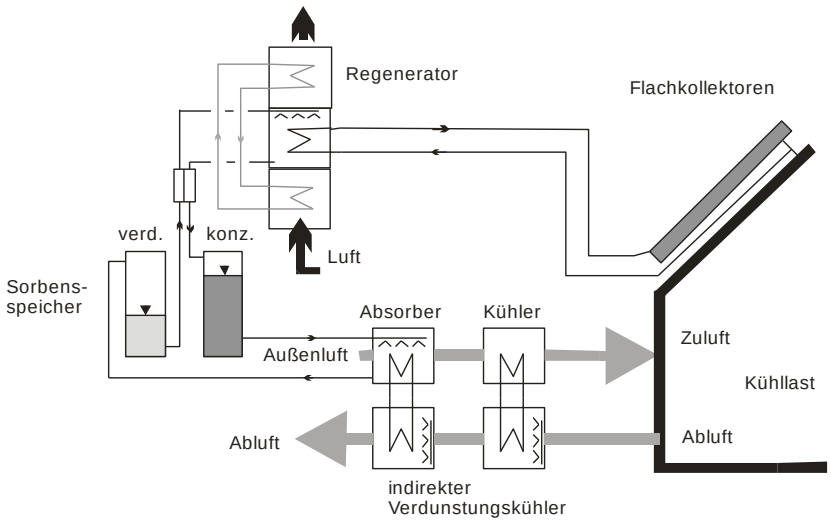


Abbildung 8: Prinzipskizze einer Anlage mit Flüssigsorption und solarer Regeneration (ZAE-Bayern System) [6]

Die wesentlichen Vorteile flüssiger Sorbenzien liegen neben dem hohen Sorptionspotential in ihrer Pumpfähigkeit. Durch die Pumpfähigkeit ist eine verlustfreie Speicherung der konzentrierten Salzlösungen möglich. Die Speicherung ist Voraussetzung für eine Entkoppelung der solaren Regenerierung und der Luftkonditionierung. Somit hat die Regeneration keinen direkten Einfluss auf die Zustandsänderungen des Zuluftstroms. Regeneration und Luftkonditionierung sind räumlich getrennt und müssen nicht zeitgleich stattfinden. Die Regeneration ist im Vergleich zu der Regeneration fester Sorbenzien (Sorptionsrotoren) unabhängiger von der momentanen Sonneneinstrahlung.

Als weitere prinzipielle Vorteile sind der potenziell höhere Gesamtwirkungsgrad, das bessere Wärme- und Kälterückgewinnungspotenzial und die mögliche niedrigere Regenerationstemperatur bei gleichem Entfeuchtungspotential zu nennen [6].

4 Thermomechanische Verfahren

Zu den thermomechanischen Verfahren der Kälteerzeugung zählen drei Verfahren. Der Dampfstrahl-Prozess ist hierbei das vielversprechendste thermomechanische Verfahren. Bei diesem Verfahren sind seit einigen Jahren erhöhte Forschungsaktivitäten auch in Verbindung mit thermischen Solaranlagen zu verzeichnen. Die zwei anderen Verfahren, der Vuilleumier-Prozess und der Rankine- Prozess werden bis dato nicht eingesetzt. Aus Gründen der Vollständigkeit werden sie im Folgenden ebenfalls kurz erläutert.

4.1 Dampfstrahl-Prozess

Das Hauptanwendungsgebiet der Dampfstrahlkältemaschine (DSKM) liegt bislang vorwiegend in der Verfahrenstechnik, beispielsweise bei der industriellen Prozesskühlung (kontinuierlicher Kältebedarf ohne Lastschwankungen). Seit Ende der 90er Jahre des vergangenen Jahrhunderts wird auch eine Anwendung in der Klimatechnik erprobt [6]. In Gera wurde bereits 1996 in einem Pilotprojekt eine DSKM für die Belieferung eines Fernkältenetzes installiert [7].

Bei der Dampfstrahlkältemaschine handelt es sich im Prinzip um eine thermisch angetriebene Kompressionsmaschine (vgl. Abbildung 9). Dabei ersetzt ein Dampfstrahlverdichter, bestehend aus Treibdüse, Mischkammer und Diffusor, den mechanischen Verdichter. In der Treibdüse des Strahlverdichters erfolgt eine Umwandlung der Druckenergie des Treibdampfes (H_2O) in Strömungsenergie (kinetische Energie). Durch Impulsaustausch wird Kältemitteldampf (H_2O) aus dem Verdampfer angesaugt und in der Mischkammer mit dem Treibdampf gemischt. Der Mischdampf (bestehend aus Saug- und Treibdampf) wird aufgrund des Strömungsvorgangs im Strahlapparat verdichtet. Anschließend durchläuft das Kältemittel den bekannten Kaltdampfprozess (Prozess der Kompressionskältemaschine).

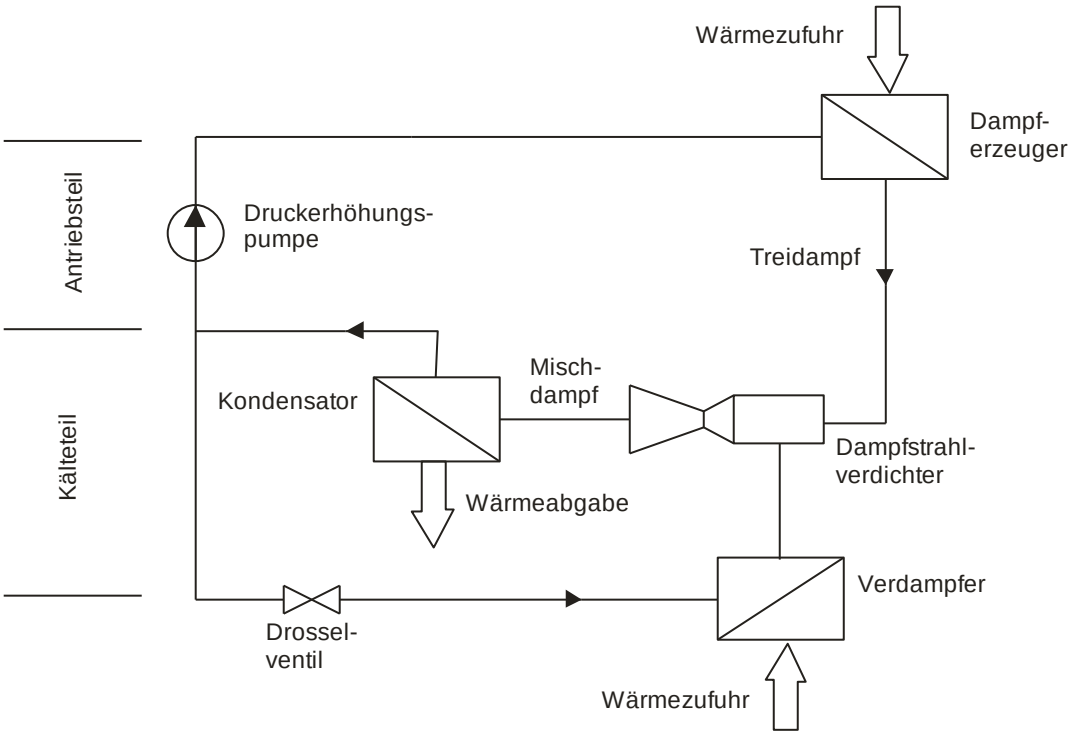


Abbildung 9: Grundprinzip einer Dampfstrahlkältemaschine

4.2 Vuilleumier-Prozess

Der Vuilleumier-Prozess wurde 1918 von einem amerikanischen Ingenieur entwickelt. Er basiert auf einer Kombination von Stirling-Arbeitsgasverdichter mit der Stirling-Kälteerzeugung. In den 50er und 60er Jahren des vergangenen Jahrhunderts wurden erste Kältemaschinen nach diesem Prinzip gebaut. Bei diesen Apparaturen sind die Stirling-Elemente gasseitig verbunden, nicht zu verwechseln mit den Stirling-Kältemaschinen, welche mechanisch durch einen Stirling-Motor angetrieben werden. Bei Apparaturen die nach dem Vuilleumier-Prozess arbeiten ist der Antrieb rein thermisch. Prinzipiell sind die Apparaturen sehr zuverlässig, da die Druckverhältnisse klein sind und somit die Belastungen für Lager, Dichtungen usw. gering bleiben. [8]

4.3 Rankine-Prozess

Bei diesem Prozess wird thermisch erzeugter Dampf in mechanische Energie umgewandelt um damit einen Motor anzutreiben. Mit dem Motor wird wiederum der Kompressor einer Kompressionskältemaschine angetrieben. Der Nachteil dieses Systems liegt in der zweistufigen Umwandlung der thermischen Antriebsleistung in mechanische und anschließend in Kompressionsleistung. Vorteil des Systems ist die Flexibilität der energetischen Versorgung. Ist das System an ein elektrisches Netz angeschlossen so kann solange kein Kühlbedarf besteht die erzeugte elektrische Energie in das Netz eingespeist werden. Umgekehrt kann bei mangelnder thermischen Versorgung (z.B. mangelnde Sonneneinstrahlung) das System mit elektrischer Energie aus dem Netz betrieben werden. [8]

4.3.1 Zusammenfassung der marktverfügbaren Verfahren

Es stehen verschiedene thermisch angetriebene Kälteerzeugungstechnologien für die solarthermische Kühlung / Klimatisierung zu Verfügung. Im großen und mittleren Leistungsbereich sind die wichtigsten Technologien gut verfügbar. Im kleinen Leistungsbereich sind bisher nur vereinzelt Anlagen am Markt erhältlich. Auch gibt es bisher wenig kommerziell erhältliche Komplettsystemen für Solare Kühlung. Viele Konzepte und Entwicklungen sind aus dem Entwicklungsstadium heraus, so dass in den nächsten Jahren vermehrt Projekte auch im kleinen Leistungsbereich zu erwarten sind. In der folgenden Tabelle sind abschließend die wichtigsten Merkmale der marktverfügbaren Techniken zusammengestellt.

Tabelle 1: Merkmale der marktverfügbaren Techniken zur solarthermischen Kühlung

Verfahren	Geschlossene Verfahren		Offene Verfahren	
Kältekreislauf	Geschlossener Kühlmittelkreislauf		Kühlmittel (Wasser) in Kontakt mit der Atmosphäre	
Verfahrensprinzip	Kaltwassererzeugung		Luftentfeuchtung und Verdunstungskühlung (direkte Luftkonditionierung)	
Zustand Sorbens	fest	flüssig	fest	flüssig
Typische Stoffsysteme (Kältemittel / Sorbens)	H_2O / Silikagel, H_2O / Zeolithe HN_3 / Salz [1], CH_4O / Silikagel[1]	H_2O / LiBr, HN_3 / H_2O	H_2O / Silikagel, H_2O / LiCl-Zellulose	H_2O / CaCl; H_2O / LiCl

Marktverfügbare Technik	Adsorptionskältemaschine	Absorptionskältemaschine	Sorptionsgestützte Klimatisierung (SGK)	Pilotanlagen (kurz vor Markteinführung)
Marktverfügbare Kälteleistung [kW]	5,5 – 430	6 – 5.000	20 – 350	-
COP ($\dot{Q}_{warm}/\dot{Q}_{kalt}$)	0,5 – 0,7	0,6 – 0,75 (1-stufig) < 1,4 (2-stufig)	0,5 – 1	> 1
Typische Antriebstemperaturen	55 – 100 °C	80 – 110 °C (1-stufig) 130 – 180 °C (2-stufig)	55 – 100 °C	55 – 70 °C
Kältetemperaturbereich	5 – 20 °C auch < 0°C mit HN_3 / Salz [1], CH_4O / Silikagel[1]	5 - 20 °C (H_2O/LiBr) -30 - +20 °C (HN_3 / H_2O)	16 – 20 °C	16 – 20 °C
Solartechnik	Flachkollektor, Vakuumröhrenkollektor	Vakuumröhrenkollektor, konz. Systeme	Flachkollektor, Solarluftkollektor	Flachkollektor, Solarluftkollektor
Vorteile	keine interne bewegten Teile, keine Begrenzung der Rückkühltemperatur, niedrige Antriebstemperaturen	Bewährte Technik, lange Standzeiten, Kältetemperatur bis -30 °C bei HN_3 / H_2O	ausgereifte Technologie, niedrige Antriebstemperaturen möglich. Einsatz preiswerter Kollektoren möglich (Luftkollektoren), hohe Verfügbarkeit (etliche Gerätehersteller), relativ geringe Mehrkosten	Speicherung in konzentrierter Sole möglich, Kühlung des Prozesses mit entsprechend hoher Effizienz, niedrige Antriebstemperaturen möglich
Nachteile	wenige Anbieter im Bereich kleiner Leistung (< 20 kW)	wenige Anbieter im Bereich kleiner Leistung (< 20 kW), mögliche Kristallisation des Sorptionsmittels schränkt Rückkühltemperatur ein (H_2O/LiBr)	größer als vergleichbare konventionelle Lüftungsanlagen, Kühlung nur über Luftwechsel realisierbar, Strombedarf für Ventilatoren, keine konsequente Trennung von Zu- und Abluft	bislang keine marktgängigen Systeme

[1] noch im Entwicklungsstadium

5 Solarthermische Kühlanlagen kleiner Leistung

Im mittleren und großen Leistungsbereich (über 20 $kW_{Kälte}$) sind bereits seit vielen Jahren technisch ausgereifte Systeme zur thermischen Kälteerzeugung am Markt verfügbar. Für Wohngebäude und kleiner Geschäfts- und Bürogebäude ist der Leistungsbereich bis 20 $kW_{Kälte}$ interessant. Hier finden sich bisher nur einige wenige Anbieter von solarthermischen Kältemaschinen zur solarthermischen Klimatisierung. Dabei handelt es sich ausschließlich um geschlossene Systeme. Die folgenden Kapitel beschränken sich auf Anlagen im kleinen Leistungsbereich bis zu einer Kühlleistung von 20 $kW_{Kälte}$.

Neben der Kältemaschine werden für eine komplette solarthermische Kühlanlage weitere Komponenten benötigt. Solare Kühlanlage bestehen prinzipiell aus der thermisch angetriebenen Kältemaschine, thermischen Sonnenkollektoren zur Bereitstellung der Antriebsenergie, einer Rückkühlung zur Abfuhr der Abwärme und einer Vorrichtung zur Verteilung der Nutzkälte. Abbildung 10 zeigt eine schematische Darstellung einer solchen Anlage. Zur Steigerung des Systemnutzungsgrades und Überbrückung von Zeiten mit nicht ausreichender Antriebsenergie werden Speicher eingesetzt. Dies kann wärmeseitig als auch kälteseitig erfolgen. Ein zusätzliches Back-up System zur Wärmeerzeugung gewährleistet auch in Zeiten nicht ausreichender solarthermischer Antriebsenergie einen Betrieb der Kältemaschine.

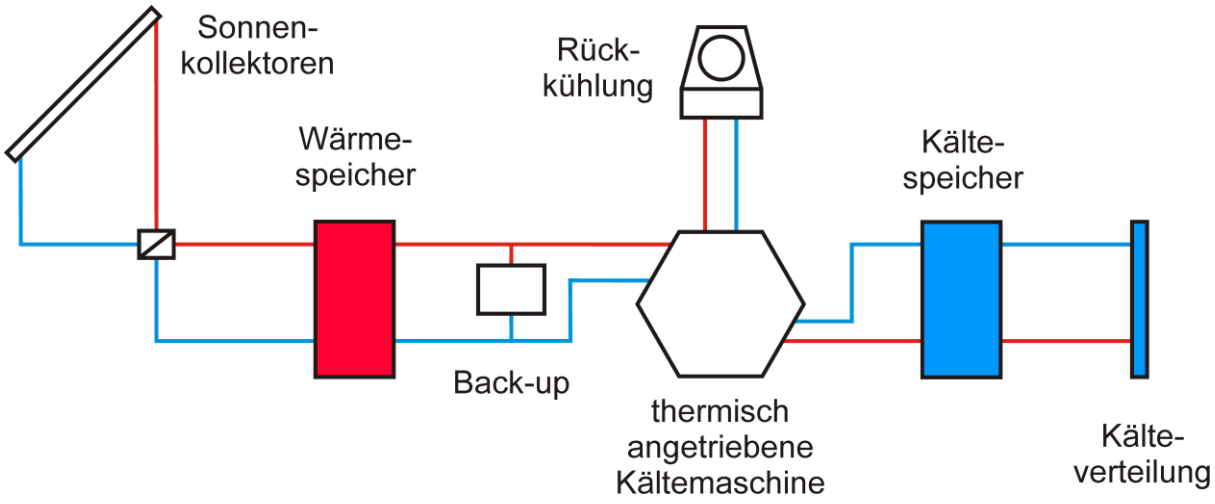


Abbildung 10: Beispielhafte vereinfachte hydraulische Verschaltung

5.1 Marktverfügbare Kältemaschinen

Die momentan am Markt erhältlichen Kältemaschinen lassen sich in Absorptions- und Adsorptionsmaschinen einteilen. Tabelle 2 gibt einen Überblick über die verfügbaren Sorptionskältemaschinen bis 20 $kW_{Kälte}$.

5.1.1 Absorptionsmaschinen

Die schwedische Firma *ClimateWell* bietet Absorptionskältemaschinen mit Kühlleistungen von 20 $kW_{Kälte}$ an. Eine Maschine mit 10 $kW_{Kälte}$ wurde 2009 aus dem Vertriebsprogramm genommen. Die Besonderheit dieser Anlagen liegt in der Auskristallisierung der Lithiumchloridlösung. Alle anderen Hersteller von Absorptionskältema-

schinen vermeiden die Kristallbildung, da sie die Maschine dauerhaft außer Funktion setzen kann. *ClimateWell* hingegen nutzt die Kristallisation zur internen Energiespeicherung.

EAW Westenfeld bietet Maschinen mit bis zu 200 $kW_{Kälte}$ an. Auf dem Markt für Maschinen kleinerer Leistung ist die Firma mit der *WEGRACAL SE 15* mit 15 $kW_{Kälte}$ vertreten. Hier ist das Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid. Vertrieben wird die Anlage unter anderem von *Schüco*.

Eine weitere Absorptionskältemaschine auf Basis von Wasser/Lithiumbromid wurde unter dem Namen *suninvers* von der Firma *SK SonnenKlima* hergestellt. Vertrieben wurde diese Maschine mit einer Leistung von 10 $kW_{Kälte}$ von der *Phönix Sonnen-Wärme AG*. Derzeit bietet diese Firma keine Kälteanlage an.

Eine mit dem Stoffpaar Ammoniak/Wasser arbeitende Absorptionskältemaschine mit 12 $kW_{Kälte}$ wird von der Firma *Pink* aus Österreich hergestellt und von der Firma *SolarNext* vertrieben.

Die spanische Firma *Rotartica* bietet eine der kleinsten Maschinen mit einer Leistung von 4,5 $kW_{Kälte}$ an. Sie ist in zwei Ausführungen für die Innenaufstellung oder die Außenaufstellung erhältlich. Die Besonderheit dieser Maschine ist ein rotierender Absorber, der die Verwendung einer trockenen Rückkühlung ermöglicht. (Seit Mai 2010 ist der Internetauftritt von *Rotartica* nicht mehr erreichbar. Die Maschine ist derzeit nicht erhältlich.)

Seit vielen Jahren erhältlich sind die Maschinen der japanischen Firma *Yazaki*. Im kleinen Leistungsbereich ist *Yazaki* mit der *WFC-SC5*, einer Absorptionskältemaschine mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid, vertreten. Diese Maschine besitzt eine Kälteleistung von 17,5 $kW_{Kälte}$ und wird direkt von *Yazaki* oder von *SolarNext* vertrieben.

5.1.2 Adsorptionsmaschinen

Den Markt für Adsorptionskältemaschinen kleiner Leistung teilen sich die beiden Hersteller *SorTech* und *InvenSor*.

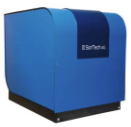
SorTech bietet die Maschinen *ACS 08* und *ACS 15* mit 8 und 15 $kW_{Kälte}$ an. Das Arbeitsstoffpaar ist Silikagel/Wasser. Diese Maschinen sollen laut Hersteller bereits ab 55 °C Antriebstemperatur Kälte bereitstellen können und somit auch in Gebieten mit moderater Solarstrahlung für den Einsatz mit Flachkollektoren geeignet sein. *SorTech* Maschinen können direkt beim Hersteller, über *Gasokol*, *SolarNext* oder *SOLution* bezogen werden.

Relativ neu auf dem Markt sind die Maschinen von *InvenSor* aus Berlin. Hierbei handelt es sich um die *LTC 10* (früher *LTC 09*) für niedrige Antriebstemperaturen und die *HTC 18* (früher *HTC 10*) für höhere Antriebstemperaturen und höhere Rückkühltemperaturen mit einer nominellen Kälteleistung 10 bzw. 18 $kW_{Kälte}$. Beide Maschinen sind auch in einer Variante mit bereits integrierten Pumpen und Mischventilen für die angeschlossenen Kreisläufe erhältlich. Die Arbeitsstoffe dieser Maschinen sind Zeolith/Wasser. Erhältlich sind sie im Direktvertrieb oder bei *SolarNext*.

An der der Shanghai Jiao Tong University (SJTU) in China wurde eine Adsorptionskältemaschine mit einer Kälteleistung von 10 $kW_{Kälte}$ basierend auf dem Arbeitsstoffpaar Silikagel/Wasser entwickelt [9]. Sie wird von der chinesischen Firma *Jiangsu*

Shuangliang Air Conditioner Equipments unter dem Namen *SWAC-10* in Kleinserie hergestellt (2006: 8 Stück) [10] und wurde seit 2008 in mehreren Projekten getestet.

Tabelle 2: Übersicht über marktverfügbare Technologien zur solaren Klimatisierung (ohne Anspruch auf Vollständigkeit)

Firma	Bezeichnung	Art	Kälteleistung	Abbildung
ClimateWell www.ClimateWell.com	CW 20	Absorption H_2O / LiCl	20 kW	
EAW Energieanlagenbau GmbH Westenfeld www.eaw-energieanlagenbau.de	WEGRACAL SE 15	Absorption H_2O / LiBr	15 kW	
InvenSor GmbH www.invensor.com	LTC 10 HTC 18	Adsorption H_2O / Zeolith	10 kW 18 kW	
Jiangsu Shuangliang Air Conditioner Equipments	SWAC-10	Adsorption H_2O / Silikagel	10 kW	
SK SonnenKlima GmbH www.SonnenKlima.de	suninverse*	Absorption H_2O / LiBr	10 kW	
Pink GmbH www.pink.co.at	PSC12	Absorption NH_3 / H_2O	12 kW	
Rotartica	Solar 045* Solar 045v*	Absorption H_2O / LiBr	4,5 kW	
SorTech AG www.SorTech.de	ACS 08 ACS 15	Adsorption H_2O / Silikagel	8 kW 15 kW	
Yazaki www.yazaki-europe.com	WFC-SC5	Absorption H_2O / LiBr	17,5 kW	

**derzeit nicht erhältlich*

5.2 Sonnenkollektoren

Für einstufige Absorptionskältemaschinen werden Antriebstemperaturen von 80 bis 110 °C benötigt. In diesem Temperaturbereich kann die Solarstrahlung durch Verwendung von konzentrierenden Kollektoren oder Vakuumröhrenkollektoren effektiv genutzt werden. Adsorptionsmaschinen hingegen arbeiten schon bei niedrigeren Temperaturen von 55 bis 100 °C effizient. Hier können sowohl Vakuumröhren als auch günstigere Flachkollektoren zum Einsatz kommen.

Die Größe des Kollektorfeldes hängt von der zu erzielenden Kälteleistung ab. Richtwerte für die spezifische Größe des Kollektorfeldes liegen bei 3 - 3,5 $m^2/kW_{Kälte}$ [2], wobei mit Flachkollektoren eine größere Fläche benötigt wird, als mit Vakuumröhrenkollektoren [11]. Diese Werte sollen nur einen groben Eindruck vermitteln und können eine detaillierte Anlagenauslegung nicht ersetzen.

5.3 Speicher

In den meisten Fällen decken sich solarer Energieeintrag und benötigte Kühlleistung sehr gut. Ein Betrieb ohne Speicher ist daher grundsätzlich möglich. Die dadurch eingesparten Anlagenkosten stehen jedoch Komforteinbußen in Form von zeitweilig unzureichender Kühlung gegenüber. Um ein zeitweilig unzureichendes Solarenergieangebot zu kompensieren, ist es nötig die thermische Energie zu speichern und in der zu überbrückenden Zeit bereitzustellen. Dies kann wärmeseitig mit einem Wärmespeicher oder kälteseitig mit einem Kältespeicher erfolgen. Bei Anlagen, die neben der Klimatisierung auch zur Heizung und/oder Brauchwassererwärmung verwendet werden, ist in jedem Fall ein Wärmespeicher verbaut, meist mit Nachheizung in Form eines Heizkessels. Zusätzlich dazu kann ein Kältespeicher eingesetzt werden. Anlagen, die ausschließlich zur Klimatisierung verwendet werden, können auch eine rein kälteseitige Speicherung nutzen. Kältemaschinen mit innerer Speicherkapazität, wie die Maschinen von *ClimateWell* ermöglichen es auch ohne zusätzlichen Speicher Zeiten mit zu geringer Antriebsenergie zu überbrücken.

Wärmespeicher und Kältespeicher sind in der Regel als Wasserspeicher ausgeführt. Größere Speicherdichten können durch Phasenwechselspeicher, z.B. Eisspeicher erzielt werden [12]. Hierbei wird der Phasenübergang des Speichermediums zur Energiespeicherung genutzt. Für die Nutzung von Eisspeichern ist eine Kältemaschine mit Ausgangstemperaturen unter 0 °C nötig. Bei den am Markt erhältlichen Maschinen beschränkt sich dies auf die Kältemaschinen mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser.

5.4 Kälteverteilung

Die markverfügbaren Kältemaschinen haben die größte Effizienz in Verbindung mit Kälteverteilungssystem, die hohe Kaltwassertemperaturen im Bereich von ca. 18 °C ermöglichen. Dazu zählen Kühldecken, Fußbodenheizungen/-kühlungen oder die Baukernaktivierung. Herkömmliche Klimatechnik wie Deckenkühler können ebenfalls verwendet werden. Zum Erreichen der dafür nötigen niedrigeren Kaltwassertemperatur von ca. 6 bis 9 °C muss die Rückkühltemperatur entsprechend gesenkt werden. Zentrale Lüftungsanlagen erlauben höhere Temperaturen von 15 bis 18 °C. [14]

5.5 Rückkühlung

Ein grobes Auslegungskriterium für den bei der Rückkühlung abzuführenden Wärmestrom ist die Summe der Antriebsleistung und der Kälteleistung der Kältemaschine. Desweiteren wird die Art der Rückkühlung durch die erforderliche Kühlwassertemperatur der Kältemaschine beeinflusst. Abbildung 11 verdeutlicht am Beispiel einer *Wegracal SE 15* wie steigende Kühlwassertemperaturen zu einer verringerten Kälteleistung der Maschine führen.

Rückkühlaggregate gibt es als trockene Rückkühler, Nasskühltürme und Hybridkühler, die sowohl nasse als auch trockene Rückkühlung ermöglichen. Durch trockene Rückkühlung kann eine Temperatur erreicht werden, die einige Kelvin oberhalb der Umgebungstemperatur liegt. Nasskühltürme ermöglichen niedrigere Temperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur, da in diesen Systemen der Verdunstungseffekt genutzt wird. Nasse Rückkühlung ist die am häufigsten eingesetzte Art der Rückkühlung [14]. Nachteile von Nasskühltürmen sind der zusätzliche Wasserverbrauch und die nötige regelmäßige Wartung.

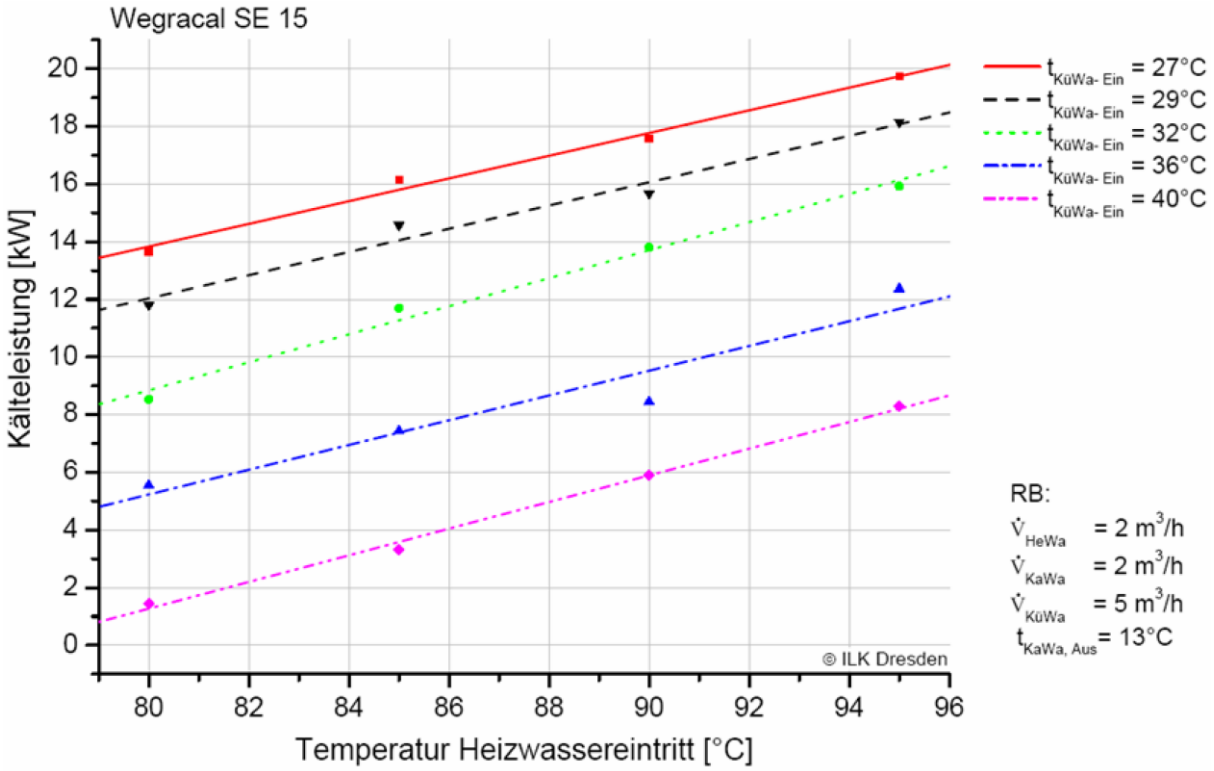


Abbildung 11: Einfluss der Antriebstemperatur auf die Kälteleistung bei unterschiedlichen Kühlwassertemperaturen [13]

Der Rückkühler ist maßgeblich am elektrischen Energieverbrauch solarthermischer Kühlanlagen beteiligt. Daher spielt die Verwendung eines gut ausgelegten Rückkühlers eine entscheidende Rolle beim elektrischen Energieverbrauch der Gesamtanlage. Anbieter von Komplettsystemen führen meist Anlagenpakete, die in der Minimalkonfiguration aus Kältemaschine, darauf abgestimmtem Rückkühler und Regler bestehen. Energetisch vorteilhafter ist die Nutzung der Abwärme der Kältemaschine für andere Zwecke. Klassisches Beispiel für einen Wärmebedarf auf niedrigem Temperaturniveau bildet ein Schwimmbecken. Die Abwärme der Kältemaschine kann hier zur Erwärmung des Wassers eingesetzt werden [14].

6 Markverfügbare Komplettsysteme

Von einigen wenigen Firmen werden bereits Komplettsysteme für solare bzw. thermische Kühlung im kleinen Leistungsbereich angeboten. Die zu einem Komplettsystem zugehörigen Komponenten unterscheiden sich je nach Anbieter. Meist umfassen die Pakete folgende aufeinander abgestimmte Komponenten: Kältemaschine, Rückkühler, Regelung, Pumpen, Mischventil und Kollektoren. Tabelle 3 gibt einen Überblick über die Anbieter von Komplettpaketen.

Tabelle 3: Übersicht der Anbieter für Komplettsysteme zur solarthermischen Kühlung (ohne Anspruch auf Vollständigkeit)

Firma	Produktname
GASOKOL go ahead sunshine	coolySun (7.5 und 15 kW)
SOLARNEXT	chillii® Cooling Kit (7, 7.5, 10, 12, 15, 17.6 kW)
SOLution Solartechnik GmbH	Alaska-Set, Pinguin-Set (7.5 und 15 KW)

7 Realisierte Anlagen

Im Rahmen mehrerer EU-Projekte (IEA SHC Task 38 [15], QAIST) wurde eine Liste weltweit installierter solarthermischer Heizungs- und Klimatisierungsanlagen erstellt und kontinuierlich erweitert. Dabei wurden 327 Anlagen identifiziert - 163 davon im Leistungsbereich bis 20 $kW_{Kälte}$. Im Folgenden wird auf die erfassten Anlagen im kleinen Leistungsbereich näher eingegangen. Abbildung 12 gibt einen Überblick

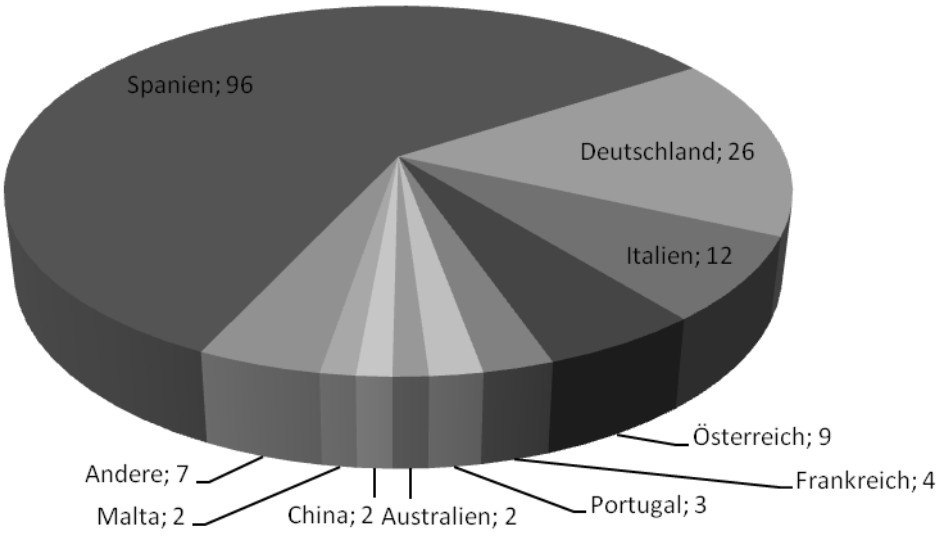


Abbildung 12: Anlagen im kleinen Leistungsbereich nach Standorten aufgeschlüsselt

über die geographische Verteilung der erfassten Anlagen. 59 % dieser Anlagen haben einen Standort in Spanien. Dabei handelt es sich hauptsächlich um Maschinen von *Rotartica*. Weitere 16 % der erfassten Anlagen befinden sich in Deutschland.

Abbildung 13 zeigt die Anteile der Adsorptions- und Absorptionsanlagen in verschiedenen Ländern. Der weitaus größte Teil der installierten Anlagen nutzt Absorption zur Kälteerzeugung. Lediglich 12 % der Anlagen erzeugen Kälte nach dem Adsorptionsprinzip. Vor allem in Ländern mit hoher Solarstrahlung und damit hohen Antriebstemperaturen, wie Spanien und Portugal, weist die Absorption noch deutlich höhere Marktanteile auf als der Durchschnitt. In Ländern mit strahlungsbedingt niedrigeren Antriebstemperaturen wie Deutschland, Österreich und Frankreich dagegen nimmt der Marktanteil der Adsorptionstechnik zu.

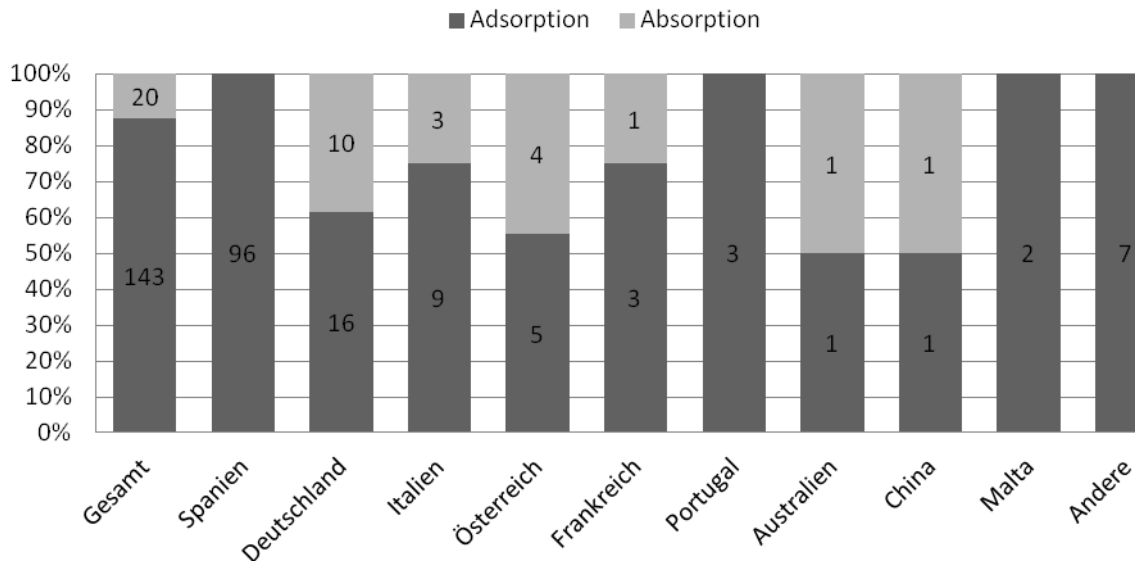


Abbildung 13: Verhältnis zwischen Adsorptions- und Absorptionsanlagen nach Standorten aufgeschlüsselt

Genau wie die Hersteller der Adsorptionsmaschinen *SorTech* und *InvenSor* verfolgen auch *ClimateWell* und *Rotartica* das Konzept eines modularen Anlagenaufbaus. D.h. die Leistungsanpassung wird nicht (nur) durch Skalierung der Kältemaschine, sondern durch den kombinierten Einsatz mehrerer baugleicher Kältemaschinen erzielt. So gibt es beispielsweise Anlagen mit Kältemaschinen von *Rotartica*, die 4.5, 9, 13.5 und 18 $kW_{Kälte}$ Kälteleistung erzielen, also jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Leistung einer *Rotartica* Maschine.

Abbildung 14 zeigt die sich aus der Liste ergebenden Marktanteile der Kältemaschinenhersteller. Fast die Hälfte der erfassten Anlagen wird mit Kältemaschinen von *Rotartica* betrieben. In der Liste ist lediglich eine Maschine von *ClimateWell* aufgeführt. *ClimateWell* hat nach eigenen Angaben bis April 2008 bereits 158 Maschinen verkauft, 102 davon in Spanien [16]. Somit gehört *ClimateWell* mit zu den größten Anbietern thermisch angetriebener Kältemaschinen im kleinen Leistungsbereich. Anhand der Leistungsdaten, des Sorptionsverfahrens und der Herstellerangaben über Verkaufszahlen kann davon ausgegangen werden, dass ein großer Teil der Anlagen mit Kältemaschinen unbekannter Herkunft *ClimateWell* zugeordnet werden können. Somit können die Marktanteile von *ClimateWell* auf ca. 20 % abgeschätzt werden.

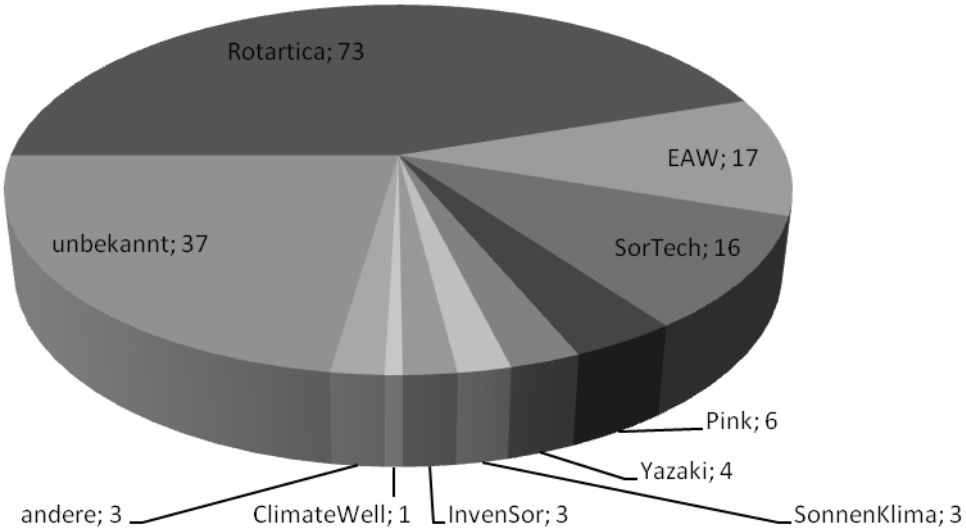


Abbildung 14: Realisierte Anlagen mit am Markt verfügbaren Kältemaschinen und Pilotanlagen aufgeschlüsselt nach Hersteller der Kältemaschine

In rund 2/3 der Kältemaschinen kommt das Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid zum Einsatz. Die Hälfte der oben aufgeführten kommerziellen Anbieter verwenden diese Stoffe zur Kälteerzeugung im kleinen Leistungsbereich. Die Verbreitung der übrigen Stoffpaare hängt stark mit den Marktanteilen der Kältemaschinenhersteller zusammen. So wird Wasser/Lithiumchlorid derzeit nur von ClimateWell, Ammoniak/Wasser von *Pink*, Wasser/Silikagel von *SorTech* und Wasser/Zeolith von *InvenSor* eingesetzt. Abbildung 15 zeigt die Verteilung der verwendeten Arbeitsstoffpaare der erfassten Anlagen. Auch hier kann davon ausgegangen werden, dass die als unbekannt deklarierten Arbeitsstoffpaare ClimateWell (Wasser/Lithiumchlorid) zugeordnet werden können.

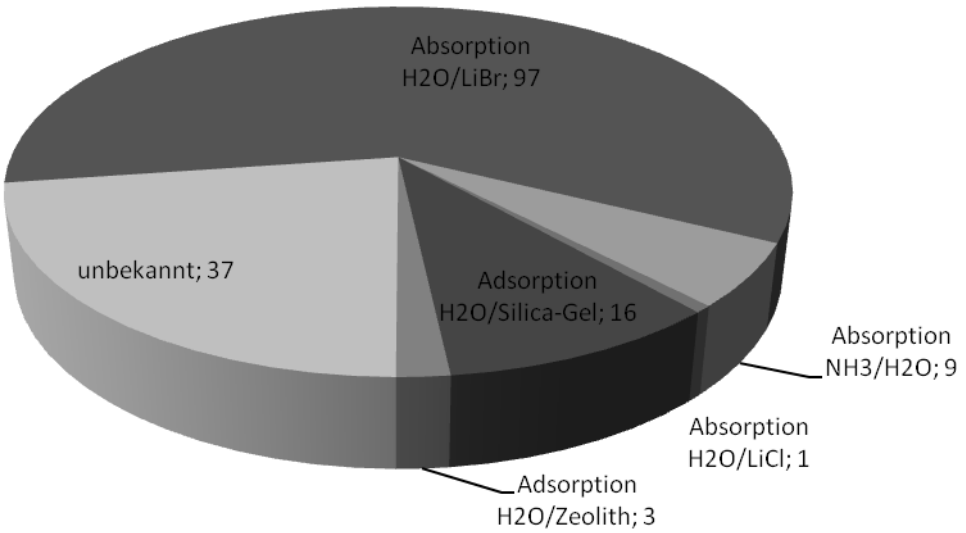


Abbildung 15: Anteile der verwendete Arbeitsstoffpaare in solarthermischen Kühlsystemen

Das Hauptanwendungsgebiet solarer Kühlung ist die Gebäudekühlung und -klimatisierung. Bei der Güterkühlung wie etwa die Kühlung von Lebensmitteln

kommt solare Kühlung derzeit praktisch nicht zur Anwendung. Etwa 1/4 der Anlagen kommt bei der Klimatisierung von Bürogebäuden zum Einsatz. Fast genauso viele werden in Wohngebäuden eingesetzt. Abbildung 16 gibt einen Überblick über die Einsatzzwecke der erfassten Anlagen.

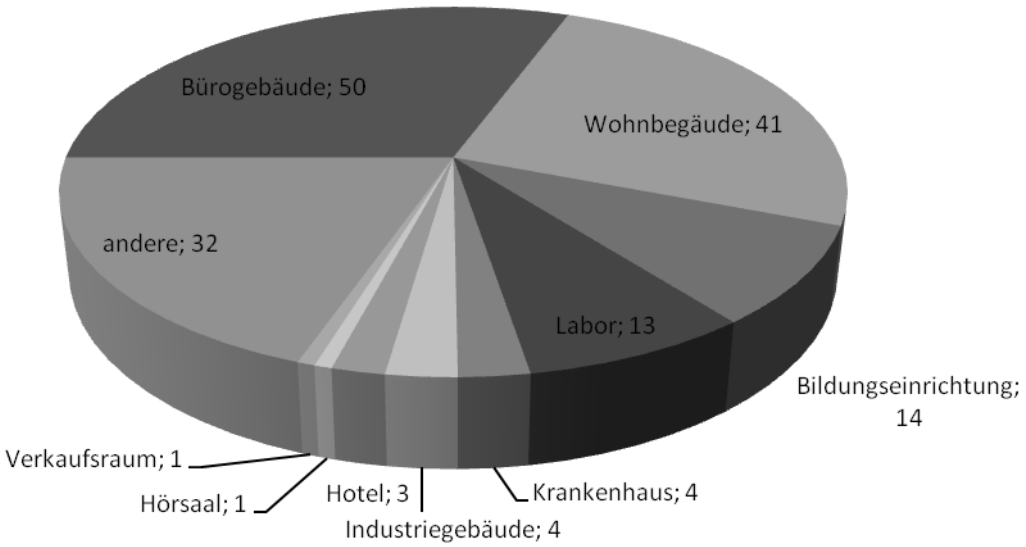


Abbildung 16: Statistische Verteilung der Einsatzzwecke solarthermischer Kühlsysteme

8 Entwicklungsprojekte

Auf dem Gebiet der solaren Kühlung findet umfangreiche Entwicklungsarbeit in Richtung höherer Effizienz, kleinerer Leistungsbereiche und kompakterer Bauweise statt.

Die Firma *SolarFrost* arbeitet an einer sehr kompakten Kältemaschine im kleinen Leistungsbereich von ca. 2 $kW_{Kälte}$. Diese Absorptionsmaschine arbeitet mit Ammoniak/Wasser und ist aus unterschiedlichen strukturierten Schichten ähnlich der Stapelbauweise von Brennstoffzellen aufgebaut. Nach Herstellerangaben ist durch dieses Konzept die Leistungsdichte deutlich größer als bei anderen erhältlichen Maschinen [17].

Die portugiesische Firma *AO Sol* arbeitet an einer Ammoniak/Wasser Absorptionskältemaschine im kleinen Leistungsbereich bei 6 $kW_{Kälte}$ für den südeuropäischen Markt [18].

Am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Uni Stuttgart (ITW) wurde eine Absorptionskältemaschine mit einer Kälteleistung von 10 $kW_{Kälte}$ entwickelt. Auch diese Maschine arbeitet mit dem Stoffpaar Ammoniak/Wasser. Besonderheit der Anlage ist die Kältespeicherung mittels Eisspeicher [19].

Das zafh.net der HfT Stuttgart entwickelte eine Diffusions-Absorptionskältemaschine im Leistungsbereich von 2.5 $kW_{Kälte}$. Die Anlage arbeitet mit Ammoniak/Wasser und verwendet zum Transport des Lösungsmittels keine mechanische Pumpe, sondern eine Blasenpumpe [20].

Das Fraunhofer Institut UMSICHT entwickelte zusammen mit dem DLR eine Dampfstrahlkältemaschine mit einer Kälteleistung von 5 $kW_{Kälte}$. Diese wurde in einer Pilotanlage mit Parabolrinnenkollektoren betrieben [21].

9 Wirtschaftlichkeit solarer Klimatisierungsanlagen und Kältegestehungskosten

Aussagen über die Wirtschaftlichkeit solarer Klimatisierung sind vom konkreten Einzelfall abhängig. Derzeit ist jedoch noch davon auszugehen, dass die Jahreskosten, bestehend aus Kapitalkosten, Betriebs- und Instandhaltungskosten, im Vergleich zu konventionellen Klimatisierungssystemen höher sind. Zwar sind die Betriebskosten bei den solarthermischen Klimatisierungssystemen im Vergleich zu den konventionellen Systemen geringer, jedoch sind bis heute die Investitionskosten vor allem für geschlossene solare Klimatisierungsanlagen deutlich höher. Dabei ist anzumerken, dass die Kosten der Solaranlagen einen großen Anteil an den Investitionskosten haben.

Mittlerweile gibt es einige wenige Anbieter von kompletten solarthermischen Kühlanlagen, z.B. die Firmen SolarNext, Schüco und Gasokol. Tabelle 4 listet die spezifischen Anlagenkosten (ohne MwSt.) für Kühlleistungen bis 20 kW ohne Installation und Kälteverteilung von Solar Cooling Kits der Firma SolarNext im Jahr 2011 auf.

Tabelle 4: spezifische Anlagenkosten von Solar Cooling Kits der Firma SolarNext für Kühlleistungen bis 20 kW (ohne Installation und Kälteverteilung, ohne MwSt.) [22]

Komponenten	**Spezifische Kosten [€/kW$_{Kälte}$]**
Solaranlage	1.500 – 2.000
Thermische Kälteanlage	1.800 – 2.700
Gesamte solarthermische Kühlanlage	3.300 – 4.700

Zur Solaranlage gehören die Sonnenkollektoren, Wärmespeicher und Pumpen. Die Thermische Kühlanlage besteht aus der Kältemaschine, Rückkühleinheit und benötigten Pumpen. Eine Kompressionskältemaschine hat dagegen Investitionskosten von 500 – 1.000 €/kW$_{Kälte}$. Geringere Betriebskosten und eine längere Lebensdauer solarthermischer Kühlanlagen gegenüber konventionellen Kühlanlagen führen zu finanziellen Amortisationszeiten von derzeit 10 bis 15 Jahren für große Anlagen und 12 bis 18 Jahre für kleine Anlagen (z.B. Einfamilienhaus, kleine Bürogebäude). [22, 23]

Geschlossene Systeme benötigen zum Erreichen der Wirtschaftlichkeit weitere Kostensenkungen. Wird die solarbetriebene Kälteanlage in eine bereits bestehende Solaranlage zur Warmwasserbereitstellung und Heizungsunterstützung integriert, so lassen sich die Investitionskosten deutlich reduzieren.

In den vergangenen Jahren sind die Anlagenpreise kontinuierlich gefallen. Seit 2007 haben sich die Preise der Solar Cooling Kits von SolarNext um 40 – 50 % verringert [22]. Erhebliches Einsparpotenzial besteht in der Ausweitung der gegenwärtigen Kleinserienfertigung von Komponenten für solare Klimatisierung zu einer kostengünstigeren Massenfertigung. Auch in Zukunft kann durch Fertigung in größeren Stückzahlen, der Zugewinn an Planungserfahrung und der technischen Weiterentwicklung davon ausgegangen werden, dass die Preise weiter fallen. Als Zielpreis werden 1500 – 3000 €/kW Kälteleistung angestrebt [22]. Damit werden die Investitionskosten für solare Kühlanlagen stets über denen konventioneller Kompressionsanlagen liegen. Die Amortisationszeit wird sich jedoch stark reduzieren.

In Zukunft wird die solare Klimatisierung, nicht zuletzt durch stetig steigende Energiekosten, wirtschaftlich sicherlich mit konventionellen Systemen konkurrieren können. Gesamtwirtschaftlich betrachtet können die solarthermischen Klimatisierungs-

verfahren durch ihre Primärenergieeinsparpotentiale und der damit verbundenen Reduktion an CO_2-Emissionen bereits heute einen wichtigen Beitrag zur umweltschonenden Klimatisierung leisten.

10 Ausblick

Die solarunterstützte Kühlung / Klimatisierung wird in Zukunft mehr und mehr an Bedeutung gewinnen. Vor allem bei Komplettsystemen und Anlagen kleiner Leistung wird sich in naher Zukunft das Marktangebot deutlich vergrößern. Des Weiteren wird weltweit sowohl an neuen Verfahren bzw. an deren Weiterentwicklung als auch an für die Praxis sehr wichtigen Auslegungs-Tools intensiv entwickelt.

Damit die solare Kühlung / Klimatisierung mit konventionellen Systemen wirtschaftlich konkurrieren kann ist eine Kostensenkung erforderlich. Dazu können vor allem eine technische Verbesserung der Komponenten der solarbetriebenen Kälteanlagen und eine damit verbundene Effizienzsteigerung beitragen. Wünschenswert ist auch eine Kostensenkung der Solaranlagen, insbesondere bei Großanlagen wie sie in der Regel für die solare Kühlung / Klimatisierung eingesetzt werden.

Für eine erfolgreiche Markteinführung ist auf eine förderpolitische Unterstützung (z.B. Markteinführungsprogramm) zu hoffen.

Literaturverzeichnis

[1] N.N.: Energiebedarf bei der Erzeugung technischer Kälte in der Bundesrepublik Deutschland DKV Statusbericht Nr. 22

[2] Jakob, U.; Eicker, U.: Solare Kühlung in Gebäuden. Published in Proceedings of the 9th Energietag Rheinland-Pfalz, Bingen. FH Bingen – Transferstelle Bingen: 2006 September 21

[3] Adnot, J.: Energy Efficiency of Room Air-Conditioners (EERAC) Final Report of Contract DGXVII4.1031/D/97.026. 1999

[4] Henning, H.-M.: Solare Kühlung und Klimatisierung: Stand der Technik, internationale Zusammenarbeit und F&E-Bedarf. PtJ Workshop „Solare Klimatisierung“ 07. Mai 2007

[5] Luginsland, F.: Design of a solar assisted cooling dermonstration model Solar Air Conditioning Light and Building Abu Dhabi 2003

[6] Henning, H.-M.: Klimatisieren mit Sonne und Wärme. BINE Informationsdienst, Themeninfo I/04, 2004

[7] Feddeck, P.: Neue Anwendungen der Dampfstrahlkältemaschine. BINE Informationsdienst, Projektinfo 10/02, 2002

[8] Jungnickel, H.; Agsten, R.; Kraus, E.: Grundlagen der Kältetechnik 3. stark bearb. Aufl. – Berlin: Verl. Technik, 1990

[9] Zhai, X. Q.; Wang, R. Z.: Experimental investigation and theoretical analysis of the solar adsorption cooling system in a green building, Applied Thermal Engineering 29, 2009, Seite 17-27

[10] Wang, R. Z.; Oliveira, R. G.: Adsorption refrigeration - An efficient way to make good use of waste heat and solar energy, Progress in Energy and Combustion Science 32, 2006, Seite 424–458

[11] Preisler, A.: ROCOCO – Final Report, Arsenal Research 26.06.2008

[12] Koller, T.; Zetzsche, M.; Müller-Steinhagen, H.: Simulation und Betrieb eines Eisspeichers, Tagungsband DKV-Tagung 2008; AA II.1.1

[13] Safarik, M.: Solare Kühlung und Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung, Kälte Luft Klimatechnik, Ausgabe 10/2008

[14] Solair Leitfaden: Anforderungen an Auslegung und Konfiguration kleiner und mittlerer Anlagen zur solaren Klimatisierung, 30.09.2009

[15] Sparber, W.; Napolitano, A.: List of existing solar heating and cooling installations, IEA SHC Task 38, Institute for Renewable Energy, EURAC Research of Bolzano, Italy, 09.12.2009

[16] Olofsson, P.: Feldtests und Betriebserfahrungen mit ClimateWell Kältemaschinen in Spanien, 5. Symposium „Solares Kühlen in der Praxis“, zafh.net Hochschule für Technik Stuttgart, 15.04.2008

[17] Kunze, G.: SolarFrost: The Icebook, SolarFrost Forschung & Entwicklung GmbH, Purkersdorf, Österreich, Juni 2008

[18] Jakob, U.: Neue Entwicklungen im Bereich der solaren Kühlung, Proceedings of the 2nd Energy Forum – Solararchitektur & Solares Bauen, 03.-04.12.2007, Brixen

[19] Zetzsche, M., Koller, T., Müller-Steinhagen, H.: Solare Kühlung mit einer 10kW Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine, DKV Jahrestagung Hannover, 2007, 34. Jahrgang Band II.1

[20] Jakob, U.; Eicker, U.; Schneider, D.; Teußer, A.: “Experimental investigation of bubble pump and system performance for a solar driven 2.5 kW diffusion absorption cooling machine”, Proceedings of the Heat SET 2007, Chambery, France, 18-20 April 2007, Seite 789-796, ISBN 2-9502555-3-1.

[21] Wiemken, E.: Solare Kühlung und Klimatisierung – Stand der Technik und Perspektiven, Thermische Solarenergie zur Klimatisierung von Gebäuden, Hannover, 27.01.2009

[22] Jakob, U.: Wo steht die solare Kühlung heute?, Sonne Wind & Wärme, Ausgabe 6, 2012, Seite 70-73

[23] Jakob, U.: Solare Kühlung, Energy 2.0-Kompendium 2012, Sonnenenergie: Photovoltaik & Solarthermie, 2012, Seite 152-156

Dipl.-Ing. Björn Ehrismann und Dipl.-Ing. Patrick Frey sind wissenschaftlicher Mitarbeiter beim Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart. Dr.-Ing. Harald Drück ist der Leiter des TZS. Apl. Prof. Dr.-Ing. Klaus Spindler ist der kommissarische Leiter des ITW.

COMPARISON OF DIFFERENT COLLECTOR TECHNOLOGIES FOR TEMPERATURES ABOVE 150 °C

Stephan Fischer, Patrick Frey
Institute of Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW)
Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany
Tel.: +49-(0)711 / 685 63231, Fax: +49-(0)711 / 685 63242
E-Mail: fischer@itw.uni-stuttgart.de

1 Introduction

Up to now fluid temperatures above 150 °C at efficiencies of more than 30 % could only be supplied by evacuated tubular collectors and concentrating and tracking collectors. During the last years, however, evacuated flat plate collectors showing similar performance entered the market.
This paper presents the results of a simulation study performed for typical representatives of the following solar collector technologies:

- evacuated tubular collector
- evacuated flat plate collector and
- parabolic trough collector

The yearly performance of the three collectors is compared on the basis of a TRNSYS simulation of a solar assisted cooling application using a double-effect absorption chiller. The comparison is done for three different locations (Phoenix, Sevilla and Rio de Janeiro) on the basis of the needed collector area to reach a solar fraction of 30 % for the cooling application.

2 Collectors under investigation

The following collectors have been used for this study:

1. Kloben SKY PRO (evacuated tubular collector (ETC) using Sydney tubes and CPC reflector, concentration ratio C ≈ 1), see figure 1.
2. TVP Solar MT Power (evacuated flat plate collector (EFPC))
3. Solitem PTC 1800 (parabolic trough collector (PTC), concentration ratio C ≈ 45)

Figure1: Kloben SKY PRO during exposure test

Figure 2: TVP Solar MT Power during exposure test

Figure 3: Solitem PTC 1800

All three collectors have been tested for thermal performance according to EN 12975 (CEN) using the quasi-dynamic test method. The corresponding collector parameters are given in Table 1. The quasi-dynamic test method was used because it distinguishes between beam and diffuse irradiance which is necessary for the correct characterisation of the thermal performance especially for concentrating collectors. The power curves for the three collectors are shown in Figure 4.

Table 1: Collector parameter of the collectors used

Collector parameter	ETC	EFPC	PTC
Conversion factor η_0, -	0.721	0.765	0.682
Heat loss coefficient a_1, W/(m² K)	1.051	0.508	0.176
Temperature dependent heat loss coefficient a_2, W/(m²K²)	0.004	0.007	0.004
Effective thermal capacity c_{eff}, kJ/(m² K)	15.0	7.5	3.0
Incidence angle modifier for diffuse irradiance K_d, -	0.97	0.97	0.04
Incidence angle modifier for beam irradiance $K_b(\theta_t = 0°, \theta_l = 0°)$, -	1.0	1.0	1.0
Incidence angle modifier for beam irradiance $K_b(\theta_t = 20°, \theta_l = 0°)$, -	0.99	0.99	-[1]
Incidence angle modifier for beam irradiance $K_b(\theta_t = 40°, \theta_l = 0°)$, -	1.01	0.98	-[1]
Incidence angle modifier for beam irradiance $K_b(\theta_t = 50°, \theta_l = 0°)$, -	1.09	0.95	-[1]
Incidence angle modifier for beam irradiance $K_b(\theta_t = 60°, \theta_l = 0°)$, -	1.10	0.84	-[1]
Incidence angle modifier for beam irradiance $K_b(\theta_t = 70°, \theta_l = 0°)$, -	1.29	0.70	-[1]
Incidence angle modifier for beam irradiance $K_b(\theta_t = 90°, \theta_l = 0°)$, -	0.0	0.0	-[1]
Incidence angle modifier for beam irradiance $K_b(\theta_t = 0°, \theta_l = 20°)$, -	0.99	0.99[2]	0.92
Incidence angle modifier for beam irradiance $K_b(\theta_t = 0°, \theta_l = 40°)$, -	0.95	0.98[2]	0.83
Incidence angle modifier for beam irradiance $K_b(\theta_t = 0°, \theta_l = 50°)$, -	0.90	0.95[2]	0.71
Incidence angle modifier for beam irradiance $K_b(\theta_t = 0°, \theta_l = 60°)$, -	0.81	0.84[2]	0.59
Incidence angle modifier for beam irradiance $K_b(\theta_t = 0°, \theta_l = 70°)$, -	0.66	0.70[2]	0.39
Incidence angle modifier for beam irradiance $K_b(\theta_t = 0°, \theta_l = 90°)$, -	0.90	0.0[2]	0.0

[1] One axis tracking results in θ_t to 0°

[2] For „isotropic“ collectors the incidence angle modifier in longitudinal direction is considered equal to the one in transversal direction

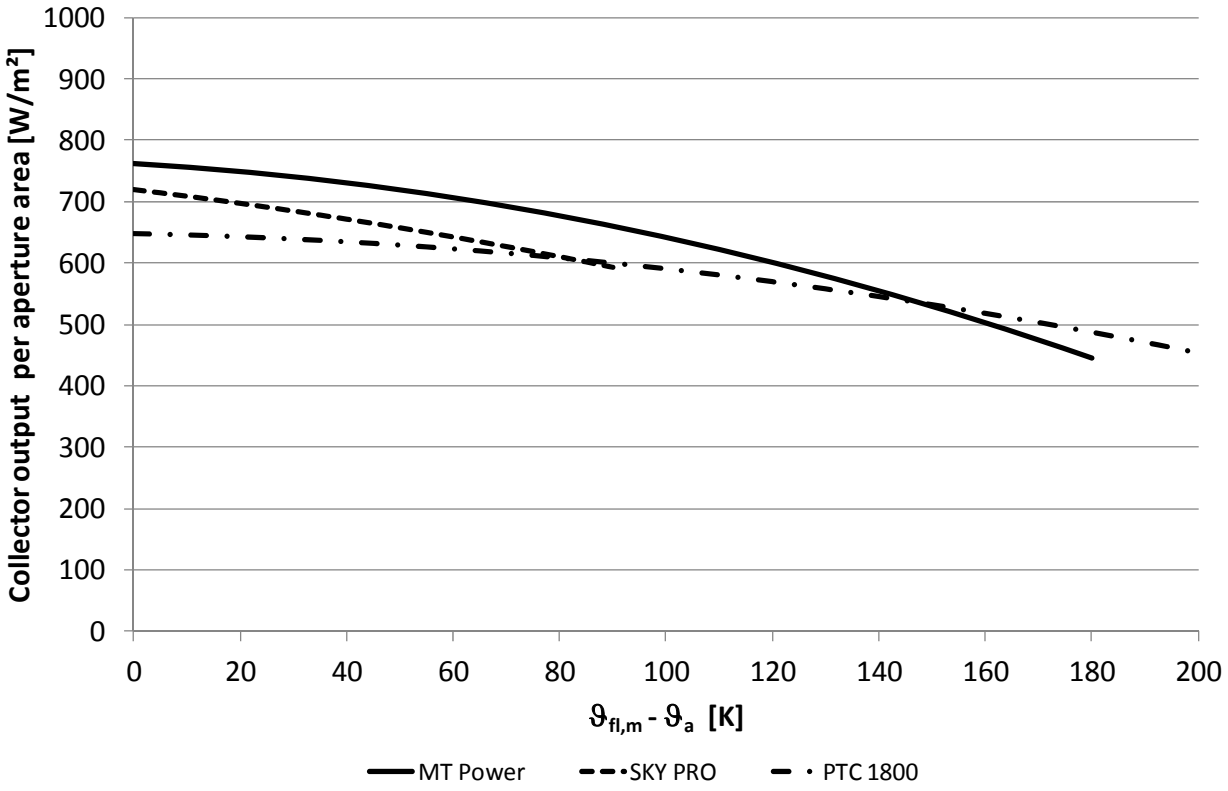


Figure.4: Power curves of the three investigated collectors at 1000 W/m² and a diffuse fraction of 0.15

3 System simulation

To compare the yearly performance of the three collectors a solar assisted cooling application using a double-effect absorption chiller has been defined and implemented in the simulation tool TRNSYS (version 17.1).

The system is designed for the cold water supply for commercial or industrial application. The temperature level of the cold water distribution system is 7 °C / 14 °C. The assumed cooling load is 174 kW (365 days from 7 am to 7 pm) and the annual cooling energy demand is about 762 MWh/yr. Besides the solar thermal system the configuration consists of a double-effect hot-water fired absorption chiller with a nominal cooling capacity of 174 kW and a dry fluid cooler as heat rejection system. In the case the energy delivered from the solar thermal system is not sufficient to reach the chillers design hot water inlet temperature of 175 °C additional heating is provided by a gas boiler (300 kW). On the return flow of the driving circuit, the water flow is diverted by a three-way-valve. If returning water temperature is greater than hot water temperature coming from the hydraulic separation, the returning flow bypasses the hydraulic separation and is send directly back to the gas boiler. In the other case, depending on the temperature coming from the hydraulic separator, part of the returning flow bypasses the hydraulic separator and mixes with hydraulic separator water to reach the set point temperature (175 °C) and to avoid temperatures higher than necessary. Figure 5 shows the schematic system configuration.

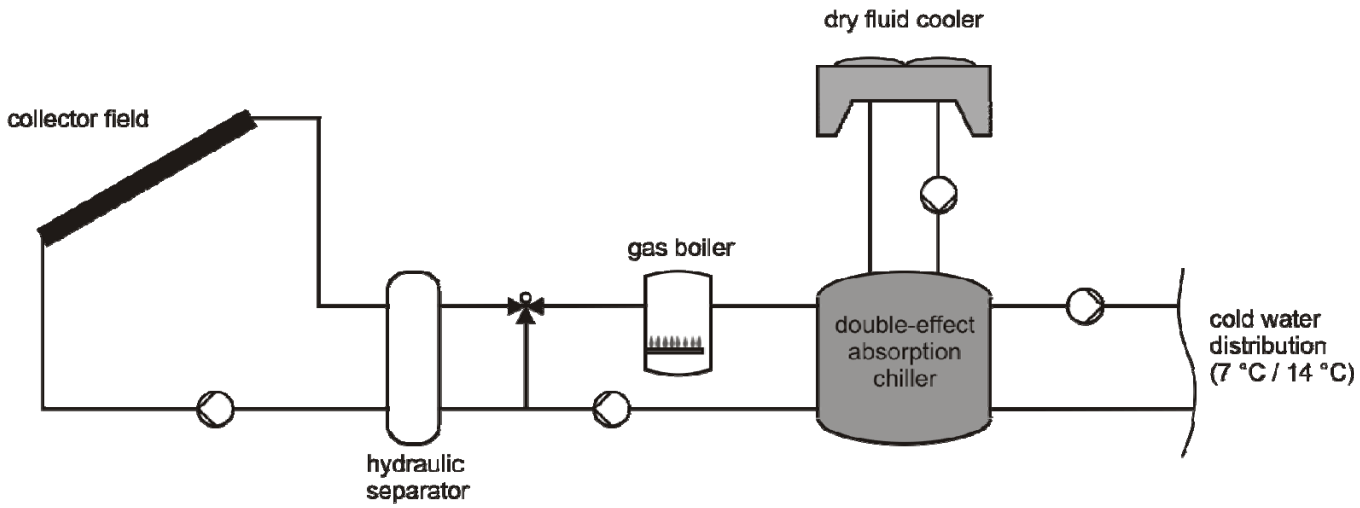


Figure 5: Schematic system configuration

To simulate the performance of the (hot-water fired) double-effect absorption chiller the TRNSYS Type 677 was used. For the simulation of the collector Type 432, for the dry cooling tower Type 511, for the gas boiler Type 700 and for the hydraulic separator Type 4e were used. Table 2 shows the most relevant used system parameters.

Table 2: System parameters of the solar assisted cooling application

System parameters for solar assisted cooling application	**value**
Double-effect absorption chiller:	
Cooling capacity, kW	174
Flow rate driving circuit, kg/h	7600
Flow rate heat rejection circuit, kg/h	36700
Flow rate chilled water circuit, kg/h	21400
Thermal COP (under nominal conditions)	1.21
Set temperature, °C	7
Mixing valve:	
Set temperature mixing valve, °C	175
Gas boiler:	
Heating capacity, kW	300
Set temperature, °C	175
Dry fluid cooler:	
Design inlet fluid temperature, °C	42
Design outlet fluid temperature, °C	36
Design fluid flow rate, kg/h	37000
Design ambient air temperature, °C	32
Design air flow rate, kg/h	163000
Collector:	
Specific mass flow rate, kg/(h·m²)	20
Temperature difference collector start-up, K	20
Temperature difference collector shut-off, K	3

4 Description of the locations evaluated

For the study three locations, all with a significant cooling demand but with different diffuse fractions D = H_{dfu}/H_{glob} have been chosen:

1. Phoenix (USA), representing locations with very low diffuse fraction
2. Sevilla (Spain), representing a typical south European location with moderate diffuse fraction
3. Rio de Janeiro (Brazil), representing locations with a high diffuse fraction.

Table 3 lists the relevant weather data (irradiation H given for the horizontal plane) for the three locations.

Table 3: Weather data for the locations investigated

Location	H_{glob} [kWh/(m²·yr)]	H_{dfu} [kWh/(m²·yr)]	H_{beam} [kWh/(m²·yr)]	D [-]	ϑ_{amb} [°C]
Phoenix	2078	534	1544	0.26	22.6
Seville	1756	649	1107	0.39	18.2
Rio de Janeiro	1692	834	857	0.49	23.7

5 Simulation results

In order to compare the 3 different collectors the collector area within the solar cooling application described in section 3 was adjusted in such a way a solar fraction of 30 % according to eq. 1 is reached.

$$f_{sol} = \frac{Q_{demand} - Q_{boiler}}{Q_{demand}} \quad (1)$$

Table 4 summarises the results for the 3 collectors at the 3 different locations in terms of needed collector area (aperture area) and yearly collector yield per m².

Table 4: Collector area[3] and yearly collector yield for the different locations and collectors at a solar fraction of 0.3

	ETC		EFPC		PTC	
	[m²]	[kWh/(m²·yr)]	[m²]	[kWh/(m²·yr)]	[m²]	[kWh/(m²·yr)]
Phoenix	270	715	216	943	**173**	1167
Seville	345	557	270	715	**250**	772
Rio de Janeiro	600	353	**380**	562	390	534

At the location Phoenix a surplus of collector area compared to the parabolic trough collector of 56 % (ETC) and 23 % (EFPC) respectively is needed to reach the goal of 30 % solar fraction. This surplus is reduced to 38 % (ETC) and 8 % (EFPC) respectively at the location of Seville due to the increase of diffuse fraction. At the location Rio de Janeiro the evacuated flat plate collector performs the best and the surplus of the evacuated tubular collector reaches 58 % and 3 % for the parabolic trough collector respectively.

[3] Lowest value marked in bold characters

6 Durability of thermal performance

The durability of the thermal performance of the collectors is crucial for the applications above 150 °C. In case of the evacuated collectors (tubular, flat plate and concentrating up to a concentration factor of approx. C = 10) the loss of the vacuum would result in a significant loss of thermal performance. On the other hand the biggest threats for concentrating and tracking collectors are dust or sand on the reflectors and loss of tracking accuracy over time due to harsh environment. Although dust and sand reduce the thermal performance of non-concentrating collectors as well, however, the impact increases with the increase of the concentration ratio C.

Regarding the loss of vacuum the evacuated tubular collectors can be considered as very durable since the technology is already well proven over the last years, e.g. by millions of m² installed and quality marks like Solar Keymark (www.solarkeymark.org) and no major losses of vacuum has been reported so far. Although the evacuated flat plate collector was certified with the Solar Keymark the long-lasting experience is missing up to know. Nevertheless the manufacture puts a lot of effort in the assessment of the durability of the thermal performance like e.g. temperature cycling in a climate chamber and field tests in harsh environment (http://www.tvpsolar.com/index.php? context=news-home&liv2=news&id_news=14).

Since the Solar Keymark could not be granted to tracking and concentrating collectors up to 2011 very few of these collectors hold the Solar Keymark so far. However the collector used for this investigation has proven its durability in several realized projects (see http://www.solitem.com.tr/de/node/62).

7 Summary

A simulation study of a solar assisted cooling application using a double-effect absorption chiller with a driving temperature of 175 °C has been carried out for three different collectors, an evacuated tubular collector with CPC reflector, an evacuated flat plate collector and a parabolic through collector. It could be shown that all three collectors are able to provide enough energy to reach the goal of a solar fraction of 30 % if the right collector area is chosen. The simulation results also demonstrate that the evacuated flat plate collector under investigation can reach the same collector yield than the parabolic trough collector at location with high diffuse fraction.

Since solar assisted cooling applications are usually realized in hot, dry and dusty regions further investigations are needed to quantify the impact of sand, dust and other pollutants on the glass cover and the reflectors of the different collector types on the thermal performance. Only when this impact on the thermal performance is understood reliable long term predictions can be performed for different locations worldwide.

8 Literature

CEN (2006), EN 12975-2:2006. Thermal Solar Systems and Components – Solar Collectors – Part 2: Test Methods.

9 Nomenclature

Symbol	Unit	Quantity
a_1	W m^{-2} K^{-1}	Heat loss coefficient
a_2	W m^{-2} K^{-2}	Temperature dependent heat loss coefficient
c_{eff}	kJ m^{-2} K^{-1}	Effective collector heat capacity
C	-	Concentration ratio
D	-	Diffuse fraction

f_{sol}	-	Solar fraction
H_{beam}	-	Yearly beam irradiation on a horizontal plane
H_{dfu}	-	Yearly diffuse irradiation on a horizontal plane
H_{glob}	-	Yearly global irradiation on a horizontal plane
$K_b(\theta_l, \theta_t)$	-	Incidence angle modifier for beam irradiance
K_d	-	Incidence angle modifier for diffuse irradiance
Q_{demand}	J	Energy needed to operate double-effect absorption chiller
Q_{boiler}	J	Energy delivered by the boiler
η_0	-	Conversion factor
ϑ_{amb}	°C	Ambient temperature
θ_l	°	Incident angle of the beam irradiance in longitudinal plane
θ_t	°	Incident angle of the beam irradiance in transversal plane

Leistungsvergleich von Vakuumröhrenkollektoren im Neuzustand und nach einem Jahr Exposition

Michael Herr, Stephan Fischer
Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel.: 0711/685-63250, Fax: 0711/685-63503
E-Mail: herr@itw.uni-stuttgart.de
Internet: http://www.itw.uni-stuttgart.de

1. Einleitung

Die Langlebigkeit von Sonnenkollektoren war und ist Gegenstand von mehreren nationalen Forschungsprojekten wie z.B. QanKoll /1/ und SpeedColl /2/. Auch das von der Europäischen Union im Rahmen von „Intelligent Energy Europe“ (IEE) geförderte Projekt QAiST (Quality Assurance in Solar Thermal Heating and Cooling Technology) befasst sich u. a. mit dieser Thematik.
Anlass der in diesem Beitrag vorgestellten Untersuchungen war die Erfahrung des französischen Prüflabors CSTB (Centre Scientifique et Technique du Bâtiment), welches immer wieder eine signifikante Leistungsabnahme nach einem Jahr „trockener Exposition“, insbesondere bei Vakuumröhrenkollektoren mit Wärmerohren, festgestellt hat. Der Begriff „trockene Exposition“ bezeichnet hierbei die Exposition eines ungekühlten, d.h. nicht von einer Wärmeträgerflüssigkeit durchströmten Kollektors unter natürlichen Witterungsbedingungen.

Um die Feststellungen des CSTB näher zu untersuchen wurden im Rahmen des Projekts QAiST die Projektpartner aufgefordert, Kollektoren im Neuzustand und nach einem Jahr trockener Exposition einer Leistungsprüfung zu unterziehen.
Am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart wurden insgesamt 5 verschiedene Vakuumröhrenkollektoren diesen Prüfungen in Stuttgart unterzogen. Dabei handelte es sich um vier Vakuumröhrenkollektoren mit Wärmerohren und um einen direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektor mit CPC-Reflektor. Um eine Indikation zu erhalten, ob die einjährige trockene Exposition zu einer größeren Leistungseinbuße führt als die von der Europäischen Norm EN 12975-2:2006 /3/ vorgeschriebene 30-tägige trockene Exposition, wurde ein zweiter direkt durchströmter Vakuumröhrenkollektor desselben Typs für 30 Tage trocken exponiert. 30-tägige Exposition bedeutet hierbei, dass 30 Tage die Kriterien für einen gültigen Expositionstag nach EN 12975-2:2006 /3/ erfüllen (u.a. Tagesumme der Globalstrahlung H > 14 MJ/(m² Tag)). Die tatsächliche Dauer der Exposition ist, abhängig von den jeweiligen Wetterverhältnissen, meist deutlich länger als 30 Tage.

2. Kurzbeschreibung der untersuchten Kollektoren

Kollektor C1 (s. Abbildung 1):
Aufbau: Vakuumröhrenkollektor, Sydney Röhre mit 58 mm Außendurchmesser, 10 Röhren mit integriertem Wärmerohr, abschnittsweiser rückseitiger Reflektor.
Aperturfläche: 1.22 m²

Abbildung 1: Kollektor C1

Kollektor C2:
Aufbau: Vakuumröhrenkollektor, Sydney Röhre mit 58 mm Außendurchmesser, 10 Röhren mit integriertem Wärmerohr, kein Reflektor
Aperturfläche: 0.95 m²

Kollektor C3:
Aufbau: Vakuumröhrenkollektor, Sydney Röhre mit 58 mm Außendurchmesser, 10 Röhren mit integriertem Wärmerohr, kein Reflektor
Aperturfläche: 0.94 m²

Kollektor C4 (s. Abbildung 2):
Aufbau: Vakuumröhrenkollektor, einfache Vakuumröhre mit 80 mm Außendurchmesser, 8 Röhren mit integriertem Wärmerohr, kein Reflektor
Aperturfläche: 1.46 m²

Abbildung 2: Kollektor C4

Kollektor C5 und C6 (baugleich):
Aufbau: Sydney Röhre mit 47 mm Außendurchmesser, 6 Röhren, direkt durchströmt, mit CPC-Reflektor
Aperturfläche: 1.00 m²

Bei allen Kollektoren mit Wärmerohren ist die Art des Fluides in den Wärmerohren unbekannt.

3. Vorgehen

Um eine mögliche Verringerung der thermischen Leistungsfähigkeit der Kollektoren nach einem Jahr bzw. 30 Tagen trockener Exposition zu quantifizieren wurden die Kollektoren vor und nach der trockenen Exposition einer Leistungsprüfung nach EN 12975-2:2006 /3/ unterzogen. Die Kollektorleistung berechnet sich dabei nach Gl. 1 wie folgt:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left(\eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right) \quad (1)$$

Die Kollektorparameter η_0, a_1 und a_2 wurden für die Kollektoren C1, C2, C3 und C4 mit dem quasi-dynamischen Prüfverfahren, nach EN 12975-2:2006 /3/, ermittelt. Die Parameter von Kollektor C5 und C6 wurden durch stationäre Prüfungen, nach EN 12975-2:2006 /3/, in einem Sonnensimulator bestimmt. Die beiden Prüfverfahren werden als gleichwertig angesehen. Um jedoch den Einfluss des angewandten

Prüfverfahrens auf das Ergebnis vollständig auszuschließen, wurden die Kennwerte der Kollektoren vor und nach der Exposition jeweils mit demselben Prüfverfahren bestimmt.

4. Ergebnisse

Nachfolgend sind die Ergebnisse als Diagramme dargestellt. Die Kollektorleistung, auf der linken Ordinate, wird über der Temperaturdifferenz zwischen Umgebungstemperatur und der mittleren Fluidtemperatur aufgetragen. Die mittlere Fluidtemperatur ist das arithmetische Mittel aus Kollektoreintritts- und Kollektoraustrittstemperatur. Auf der rechten Ordinate ist die Differenz der Messungen vor und nach der Exposition in Prozent, relativ zur 1. Messung, aufgetragen. Die 1. Messung steht für die Messung vor der Exposition und die 2. Messung für die Messung danach. Die auf Basis der 1. Messung ermittelte Leistungskennlinie wird als 100% angesehen.
Als hemisphärische Bestrahlungsstärke werden 1000 W/m² unter senkrechtem Einfall zur Kollektorebene angenommen. Die Winkelabhängigkeit der Einstrahlung in den Kollektor, der so genannte Einfallswinkelkorrekturfaktor, wurde nicht untersucht und bleibt daher unberücksichtigt.

Abbildung 3 stellt die Ergebnisse von Kollektor C1 dar. Es ist eine deutliche Verringerung der Kollektorleistung zu erkennen. Das gleiche gilt für die Abbildungen 5 und 6 (Kollektor C3 und C4). In den Abbildungen 4, 7 und 8 sind die Ergebnisse von Kollektor C2, C5 und C6 dargestellt. Hier ist keine wesentliche Veränderung der Kollektorleistung zu beobachten. Bei diesen Kollektoren liegt die Veränderung der Kollektorparameter, vor und nach der Exposition, innerhalb der Messunsicherheit der verwendeten Prüfverfahren.

In Tabelle 1 sind alle Kollektorparameter aller Messungen der Kollektoren zusammengefasst.

Die Ergebnisse zeigen bei 3 von 4 Kollektoren mit Wärmerohren (Kollektor C1, C3 und C4) eine deutliche Verringerung der thermischen Leistungsfähigkeit nach einem Jahr trockener Exposition. Kollektor C2 wies nur eine unwesentliche Veränderung der der thermischen Leistungsfähigkeit gegenüber dem Neuzustand auf. Auch bei den hier untersuchten direkt durchströmten Kollektoren (Kollektor C5 und C6) konnte keine wesentliche Änderung der thermischen Leistungsfähigkeit durch die Exposition festgestellt werden, unabhängig davon, ob die Dauer der trocknen Exposition ein Jahr oder nur 30 Tage betrug, siehe Abbildung 7 und 8.

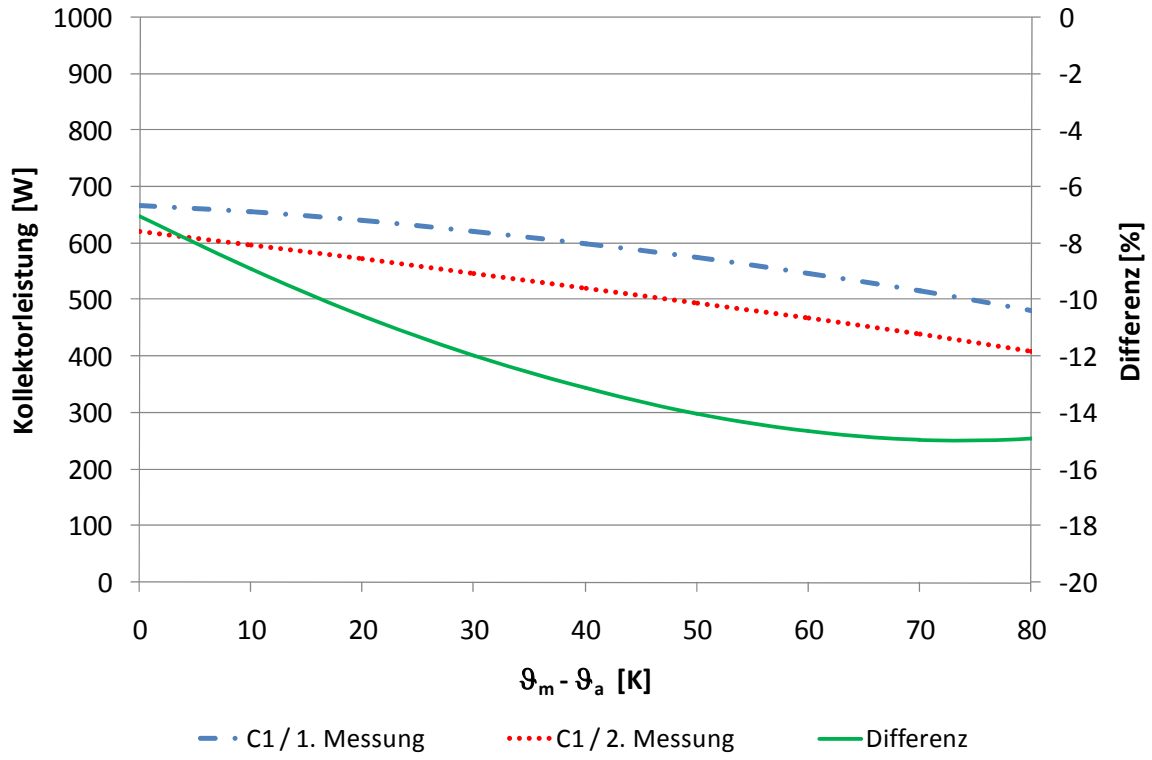


Abbildung 3: Vergleich zwischen der gemessenen Kollektorleistung vor und nach einem Jahr trockener Exposition von Kollektor C1

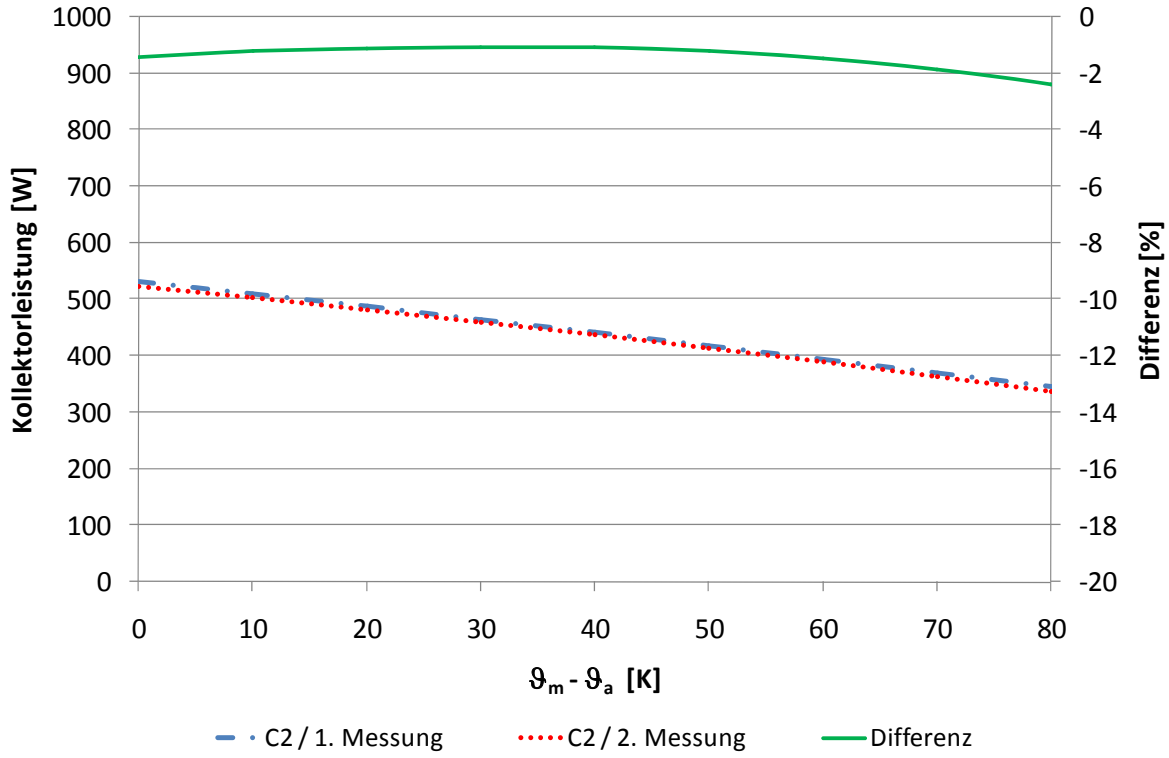


Abbildung 4: Vergleich zwischen der gemessenen Kollektorleistung vor und nach einem Jahr trockener Exposition von Kollektor C2

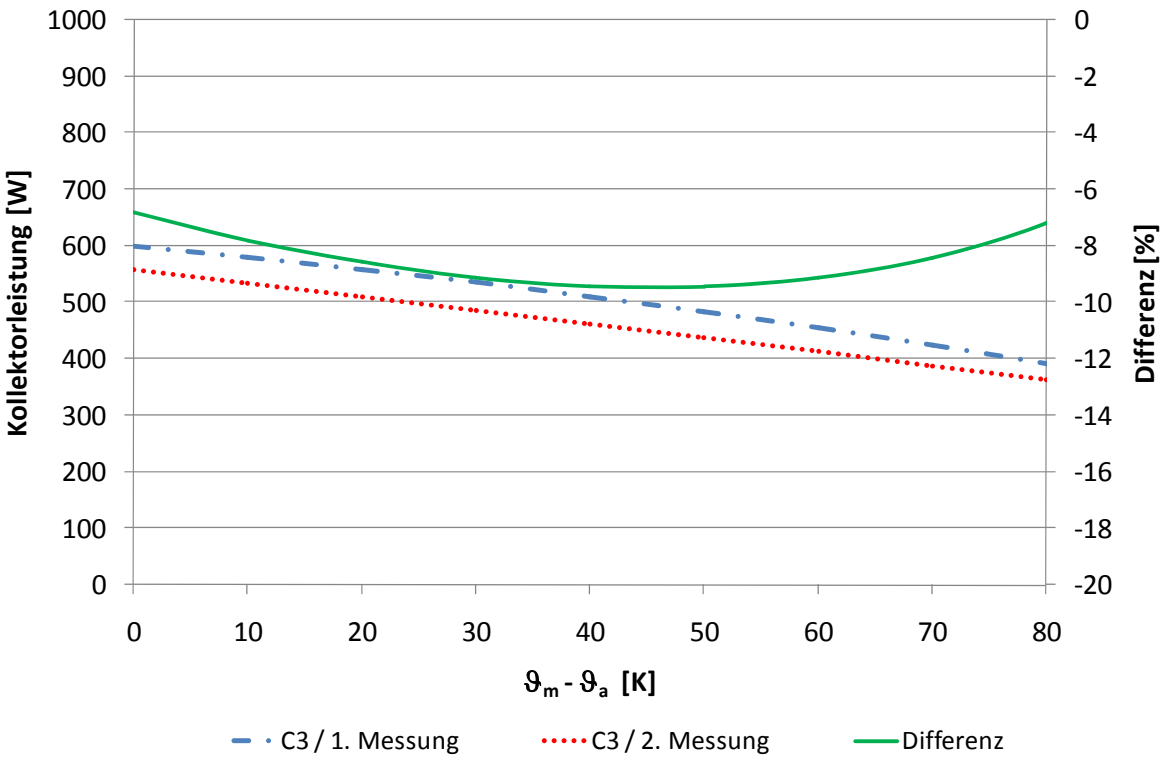


Abbildung 5: Vergleich zwischen der gemessenen Kollektorleistung vor und nach einem Jahr trockener Exposition von Kollektor C3

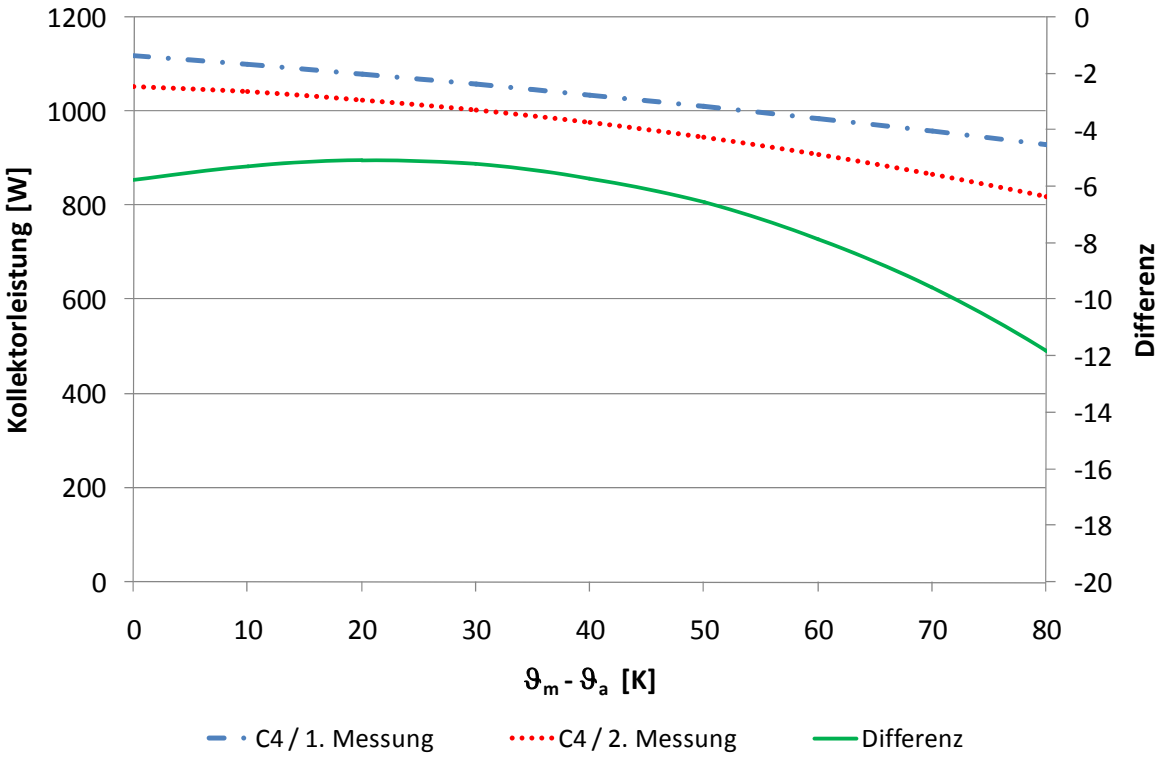


Abbildung 6: Vergleich zwischen der gemessenen Kollektorleistung vor und nach einem Jahr trockener Exposition von Kollektor C4

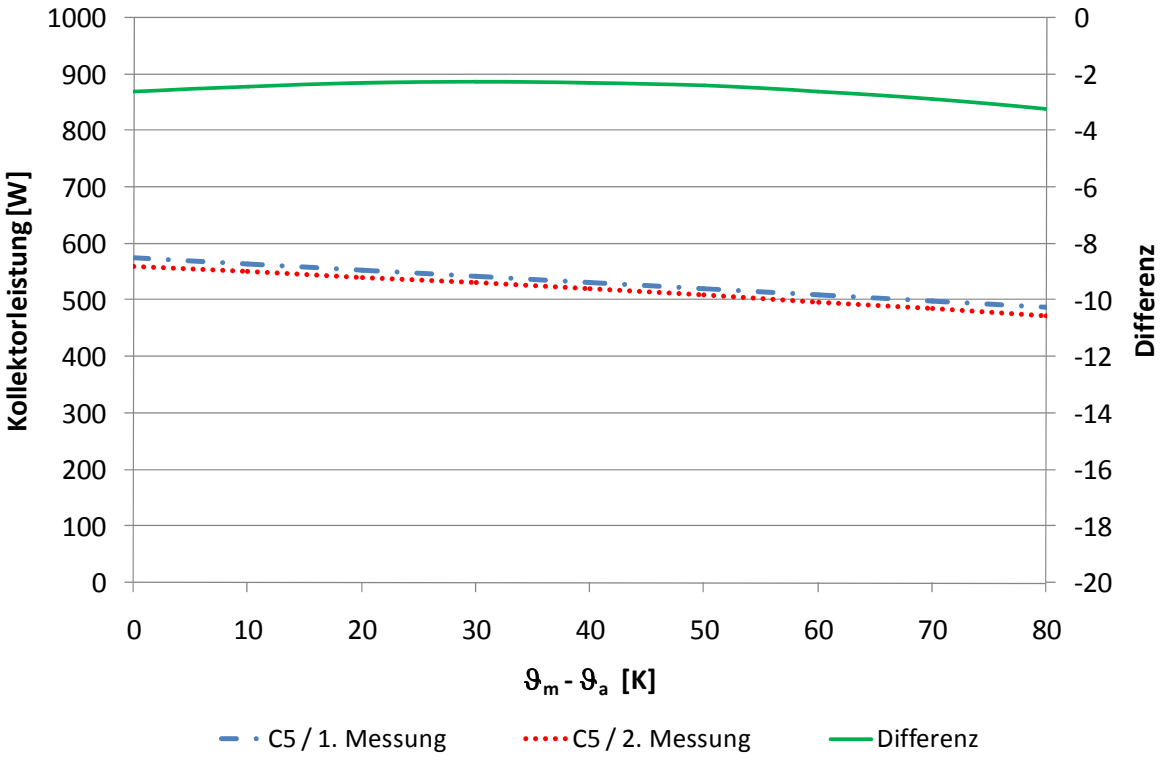


Abbildung 7: Vergleich zwischen der gemessenen Kollektorleistung vor und nach einem Jahr trockener Exposition von Kollektor C5

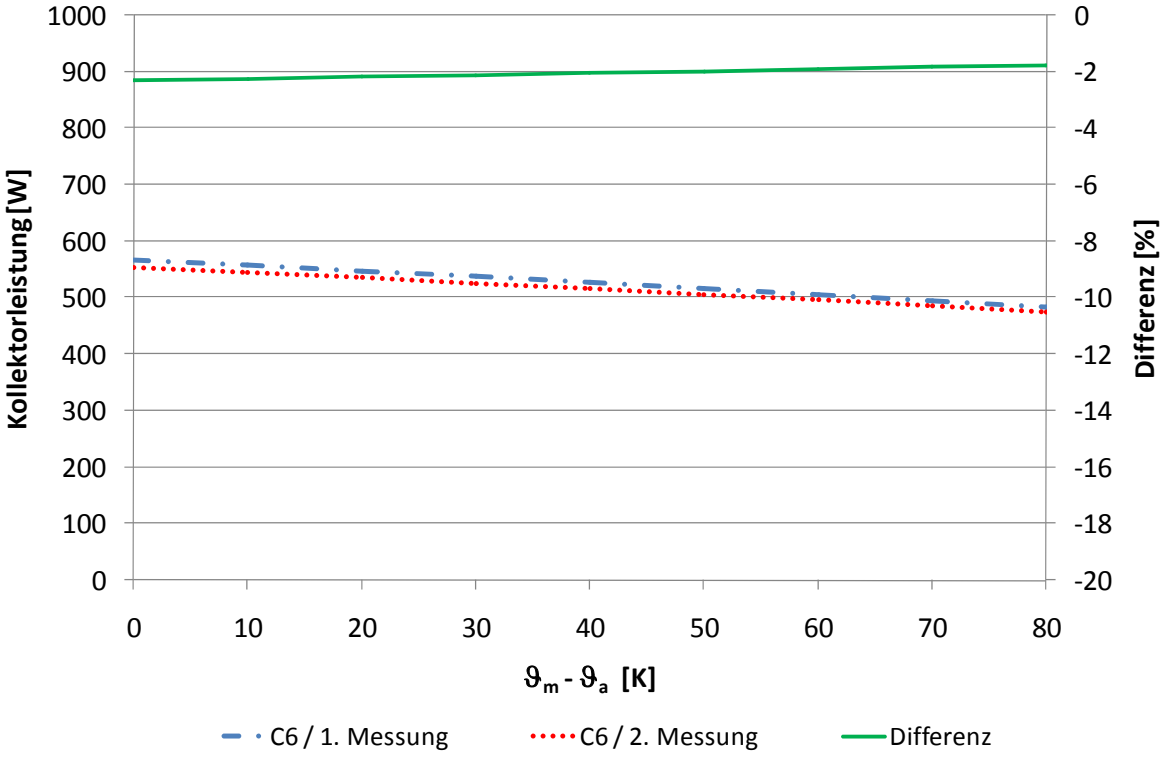


Abbildung 8: Vergleich zwischen der gemessenen Kollektorleistung vor und nach 30 Tagen trockener Exposition von Kollektor C6

Tabelle 1: Kollektorkennwerte vor und nach trockener Exposition

Kollektor C1	**1. Messung**	**2. Messung**
η_0 [-]	0.548	0.509
a_1 [W/(m² K)]	0.869	1.923
a_2 [W/(m² K²)]	0.013	0.003

Kollektor C2	**1. Messung**	**2. Messung**
η_0 [-]	0.559	0.551
a_1 [W/(m² K)]	2.275	2.125
a_2 [W/(m² K²)]	0.002	0.004

Kollektor C3	**1. Messung**	**2. Messung**
η_0 [-]	0.638	0.594
a_1 [W/(m² K)]	1.967	2.519
a_2 [W/(m² K²)]	0.010	0.001

Kollektor C4	**1. Messung**	**2. Messung**
η_0 [-]	0.765	0.721
a_1 [W/(m² K)]	1.211	0.636
a_2 [W/(m² K²)]	0.005	0.017

Kollektor C5	**1. Messung**	**2. Messung**
η_0 [-]	0.576	0.561
a_1 [W/(m² K)]	1.090	0.940
a_2 [W/(m² K²)]	0.000	0.002

Kollektor C6	**1. Messung**	**2. Messung**
η_0 [-]	0.567	0.554
a_1 [W/(m² K)]	0.961	0.905
a_2 [W/(m² K²)]	0.001	0.001

5. Zusammenfassung und Ausblick

Die Untersuchung zeigte nach der einjährigen trockenen Exposition eine deutliche Leistungsabnahme bei drei (C1, C3 und C4) der vier Vakuumröhrenkollektoren mit Wärmerohren. Bei den direkt durchströmten Vakuumröhrenkollektoren zeigte sich nur eine geringe Leistungsabnahme, sowohl nach 30 Tage als auch einem Jahr Exposition. Dies deutet darauf hin, dass das Phänomen der Abnahme der thermischen Leistungsfähigkeit nach längerer trockener Exposition im Wesentlichen Vakuumröhrenkollektoren mit Wärmerohren betrifft. Diese Annahme deckt sich mit den Erfahrungen der anderen QAiST Projektpartner. Die Ursachen für dieses im späteren Betrieb negative Verhalten sind noch nicht geklärt. Eine mögliche Erklärung könnte das allmähliche Austreten von Wärmeträgerfluid aus den Wärmerohren sein. Es ist jedoch notwendig die genauen Ursachen für die Verringerung der thermischen Leistungsfähigkeit durch weitere Untersuchungen detailiert zu analysieren.

Aus dem hier beschriebenen Verhalten der Kollektoren mit Wärmerohren lässt sich als Konsequenz eine Forderung nach einem neuen Vorgehen bei bzw. vor den Leistungsmessungen nach EN 12975-2 /3/ ableiten. Um aus einer Leistungsmessung realistischere Kollektorkennwerte zu erhalten, sollten die zu vermessenden Kollektoren zuvor mindestens 30 Tage trocken exponiert werden.

6. Nomenklatur

η_0	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
a_1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient
a_2	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient
A	[m²]	Aperturfläche
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke
$\dot{Q}$	[W]	Kollektorleistung
ϑ_a	[°C]	Umgebungstemperatur
ϑ_m	[°C]	mittlere Fluidtemperatur
H	[MJ/(m² Tag)]	globale Tageseinstrahlungssumme in der Kollektorebene

7. Literatur

/1/ E. Streicher, H. Drück, H. Müller-Steinhagen; QanKoll - Quantifizierung des Alterungsverhaltens solarthermischer Kollektoren, Abschlussbericht, PtJ Förderkennzeichen 0329277A, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Feb. 2007
Internet: http://www.itw.uni-stuttgart.de/abteilungen/tzs/literatur/qankoll.pdf

/2/ SpeedColl - Entwicklung beschleunigter Alterungstestverfahren für solarthermische Kollektoren und deren Komponenten, Teilprojekt: Prüfverfahren, PtJ Förderkennzeichen 0325969B

/3/ EN 12975-2:2006 Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - Kollektoren - Teil 2: Prüfverfahren

8. Danksagung

Die in diesem Beitrag beschriebenen Arbeiten wurden teilweise von der Europäischen Union innerhalb des Projekts QAiST (Quality Assurance in Solar Thermal Heating and Cooling Technology) im Programm „Intelligent Energy Europe”, unter der Fördermittelnummer IEE/08/593, finanziert. Die Autoren danken für diese Unterstützung und tragen die volle Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung.

INVESTIGATION OF COMBINED SOLAR THERMAL AND HEAT PUMP SYSTEMS – FIELD AND LABORATORY TESTS

Anja Loose *, Sebastian Bonk and Harald Drück

Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS), University of Stuttgart, Germany

* Corresponding Author, E-mail: loose@itw.uni-stuttgart.de

Abstract

The technological combination of solar thermal systems with heat pumps continues to be a highly topical subject in the market of sustainable domestic hot water and space heating concepts. The main background for this development is the expected increase of efficiency for both, the solar thermal system and the heat pump due to synergetic effects resulting from the mutual interaction of these sub-systems. Nonetheless, objective performance test methods are not yet common standard. In this context field tests with different combined solar and heat pump systems installed in single family houses in Germany are being performed by ITW within the project "WPSol". In parallel, the laboratory testing procedure CTSS[1] is being extended for the performance determination of such combined systems, focusing on the dynamic behaviour of the heat pump. TRNSYS simulations are also performed and validated by means of measured field test data. In this paper selected examples of the investigated system concepts are presented, the monitoring procedure is described and first results are discussed. Furthermore, the extension of the CTSS test procedure is introduced and the new heat pump test facility at ITW is shown.

1. Introduction

During the past years, a variety of combined solar thermal and heat pump systems with different conceptual designs have appeared on the European market, claiming that higher seasonal performance factors (SPF) of the overall systems can be achieved than with traditional, separated heating systems. However, uniform and objective criteria for the evaluation of the combined solar and heat pump systems' thermal performances are not available up to now. Because of this corresponding test and assessment procedures are needed in order to be able to determine the energetic performance and the environmental impact of combined solar thermal and heat pump systems in an objective manner.

Therefore, international efforts are currently being made, e.g. within the IEA SH&C Task 44 and HPP Annex 38 "Solar and Heat Pump Systems"[2]. In parallel, the research project "WPSol" (Performance testing and ecological assessment of combined solar thermal and heat pump systems) has been initiated by ITW in order to develop performance test methods for such combined systems [1], [2], [3]. Key activities within this project are the development of a dynamic performance test procedure for heat pumps using the new heat pump test facility established at ITW, the extension of the CTSS test method towards combined solar thermal and heat pump systems, the development of numerical models for specific components and TRNSYS simulations of complete systems, life cycle analyses for the

[1] CTSS: Component Testing – System Simulation; Standardised in EN 12977 series

[2] IEA: International Energy Agency, SH&C: Solar Heating and Cooling Programme, HPP: Heat Pump Programme

determination of ecological aspects and field tests, i.e. monitoring of combined solar thermal and heat pump systems under real operating conditions. Some of the seven systems being monitored within the project WPSol are described in the following chapter.

2. Field tests of combined solar thermal and heat pump systems

A large number of field tests of the separate technologies (i.e. solar thermal systems & heat pumps) have been performed already for heat pumps only [4], [5] and for solar thermal combi systems without heat pumps [6], [7] but not yet for the combination of solar thermal and heat pump systems. Although some of these combined systems have been monitored as single cases, a systematic study for this is still missing. Therefore field tests based on in-situ monitoring are being performed within the project WPSol as well as within Task 44/Annex 38 in order to determine the thermal performance of combined solar thermal and heat pump systems under real operating conditions.

The aim of this monitoring is on the one hand the detection of installation errors, optimisation of the operation of the entire system and controlling functions for different operation modes as well as the dimensioning of the collector field and storage size, etc. On the other hand, measured data are necessary for the validation of numerical simulation models of combined solar thermal and heat pump systems. The combined solar thermal and heat pump systems which are monitored within the project WPSol represent a broad spectrum of different concepts. Seven systems have been installed in Germany, at locations between Osnabrück in the north down to Füssen at the southern border to Austria. Five of these systems have already been equipped with measuring equipment and monitoring is running, while the remaining two systems will be installed in summer 2012. In the following, two examples of the systems under investigation are described in more detail.

2.1. Hybrid system – air/water split heat pump combined with solar thermal collectors and a condensing gas boiler

This system is composed of an air to water heat pump with split refrigerant cycle, solar thermal collectors and a condensing gas boiler providing heat for domestic hot water preparation and space heating. The integrated system controller controls the entire heating system and additionally measures and evaluates different energy flows within the system. The regenerative heating system's modular design enables the combination of the air to water split heat pump with an additional gas boiler as hybrid system. The latter is called by the manufacturer "hybrid heat pump – a multi-heat system for energy efficient modernisation". The hybrid heat pump system was developed especially for retro-fitting old central heating systems without the need for a building renovation at the same time; i.e. it can provide heat at a relative high flow temperature level appropriate for existing radiator systems.

The inside unit of this air to water split heat pump (the "hydraulic module"), apart from the condenser, includes the hydraulics for the integration of the condensing boiler, for storage and DHW (domestic hot water) charging and for the space heating loop. A combistore with an internal solar loop heat exchanger is operated in a stratified way by a division into three zones. The upper zone is for DHW preparation, the middle zone is used for supplying heat to the space heating loop, if solar heat is available and for defrosting of the heat pump (so called "bivalent renewable loop") and the lower zone near the bottom is used for the input of the solar energy. In the heating mode of the heat pump the middle zone is also used as additional buffer volume during periods with low heat consumption.
A simplified hydraulic scheme of the system and the heat pump's inside unit are depicted in Fig. 1.

The air to water split heat pump with inverter scroll compressor can modulate from 30 % - 100 % power. The heat pump is able to deliver heat to the space heating loop directly. For defrosting, thermal energy from the combistore (middle zone) is used. The heat pump keeps the delivered heat power constant via a special injection technology in the coolant circuit down to ambient temperatures of -15 °C, no electric heating element is required. Space heat is taken from the middle zone of the combi-store, if the temperature in this zone is sufficient. The combistore is discharged temperature-controlled. In this way the accumulated solar heat can be used directly for space heating, thereby reducing store heat losses.

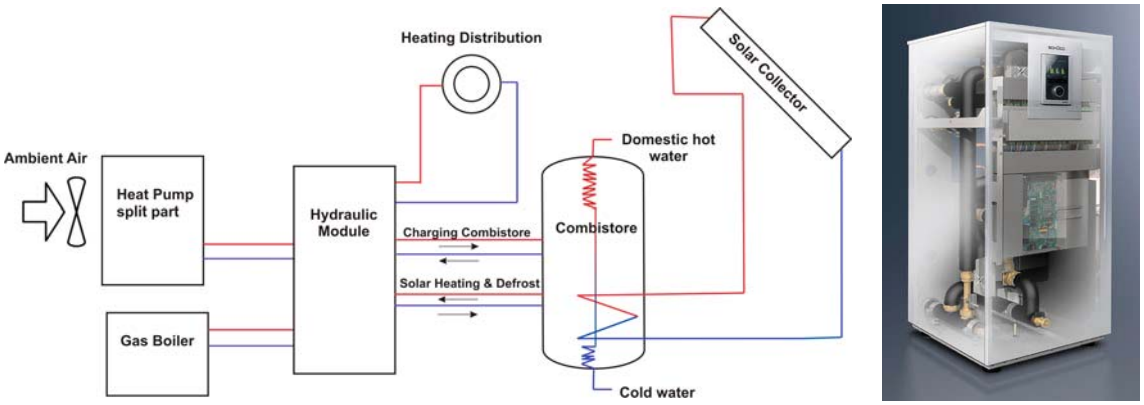


Fig. 1. Simplified hydraulic scheme and inside unit of the air/water split heat pump [Source of picture: Schüco]

2.1.1. Building description and technical data

- Single-family house, 4 persons near Osnabrück, northern Germany
- 190 m^2 heated living area, year of construction 1980, refurbishment in 2010
- Air/water split heat pump with 14 kW output, COP at A2/W35 = 3.37, refrigerant R410A
- Solar thermal system for DHW preparation and space heating;10 m^2 double glazed flat plate collectors and 750 l combistore
- Condensing gas boiler, 25 kW
- Design temperatures flow and return: 41 °C/31 °C (floor heating), 55 °C/42 °C (radiators), DHW tapping temp.: 45 °C
- In addition: Photovoltaic modules; approx. 2.1 kWp (not monitored)

2.1.2. Monitoring Procedure

The system is being monitored since September 2011. Data are collected once per minute with an *Ennovatis Smartbox* as data logger and transferred once per day via a GSM mobile connection to ITW. Pt 1000 temperature sensors are used for measuring ambient temperature, room temperature (boiler room), thermal stratification of combistore, temperature in primary and secondary circuit of heat pump (surface contacting sensors). The solar radiation is measured with a Si cell sensor and the ambient moisture with a hygrometer. Heat meters consisting of an ultrasonic flow meter and 2 x Pt 500 sleeve sensors each, are used for monitoring of the heat flow in each loop, including flow and return temperature and volume flow (solar loop, DHW, circulation, charging of the combistore, space heating loops, bivalent renewable loop and heat delivered by the condensing gas boiler). Electricity meters are used for the determination of the electric energy consumed by the heat pump, the hydraulic module, the solar loop pump, the two space heating loop pumps and the pump of the DHW circulation loop.

2.1.3. Results

In Fig. 2, monthly energy balances for the hybrid system are shown as heat quantities in kilowatt-hours for the months September 2011 until June 2012. The central part of each column depicts the useful energy including heat losses. This includes (from bottom to top) heat delivered to “high-temperature” space heating loop (radiators) and “low-temperature” space heating loop (floor heating system), domestic hot water preparation (DHW), DHW circulation and energy used for the defrosting of the heat pump’s evaporator. At the outer part of each column, the energy sources are shown. These are composed of the solar gains, the heat delivered by the heat pump and the heat delivered by the condensing gas boiler.

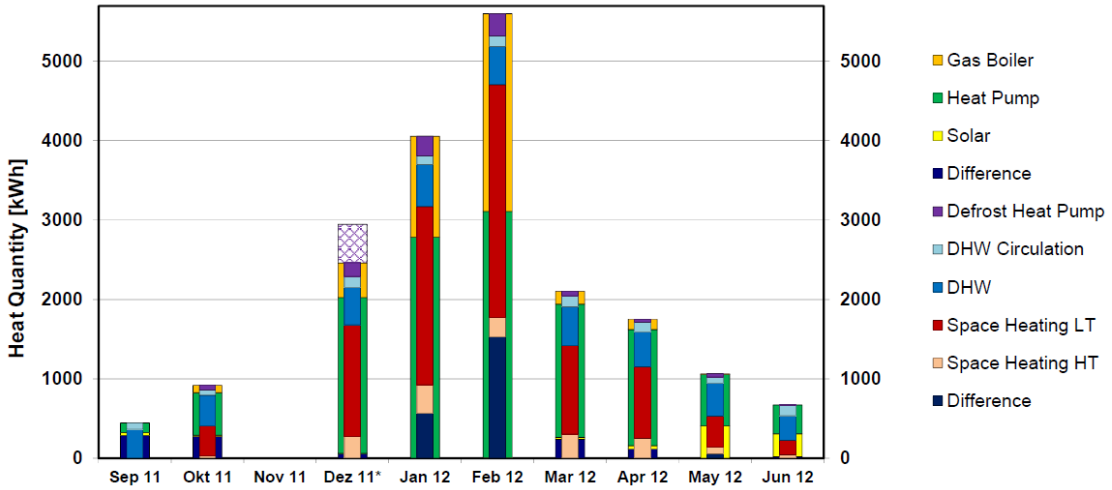


Fig. 2. Monthly energy balances of the monitored hybrid system [*data for December only from 6.12.2011, 10:00 a.m.]

It can be seen that during the winter the heat load could be covered by the combination of heat pump and condensing gas boiler. The fraction of the gas boiler is highest in February, where ambient temperatures as low as -15 °C were measured, which is rather cold for a German location. Nonetheless, the system does not work at its optimum. The solar fraction is below the expected and also the heat pump’s COP (coefficient of performance) is relatively low, with mean values around 2.0, although the maximum COP was measured in February as 5.24. This is probably due to the very complex control strategy necessary for the large variety of possible operating modes and will have to be optimised in the future.

Also, for systems like this with back-up heating other than electricity (i.e. gas), more performance figures will have to be calculated in the future for the characterisation of the system’s performance, for example the renewable energy ratio.

2.2. Solar ice store system – brine/water heat pump with different types of solar thermal collectors

This system consists of an earth buried latent heat store using water/ice as the only heat source for a brine to water heat pump. The ice store is charged with the energy delivered by solar absorbers (uncovered solar collectors) on the roof which also collect heat from the surrounding air during times with no or low solar irradiation. In addition, flat plate solar collectors are used for charging a small domestic hot water store on a higher temperature level than the ice store (c.f. Fig. 3).

This system has been developed for two reasons. On the one hand it is meant as alternative heating system for brine to water heat pumps with borehole heat exchangers at locations where borehole drilling is not possible /not allowed (e.g. due to ground water protection or other authorisations). On the other hand it has proven to be rather difficult to supply brine to water heat pumps with solar energy. Though borehole heat exchanger systems might be regenerated with unglazed solar collectors (c.f. [8]) it is not possible to store solar energy in the ground in terms of a seasonal storage, speaking about single family houses with only one or two boreholes. Especially if an aquifer is crossing a borehole, the solar heat is removed rather quickly and cannot be recovered later on. Furthermore, flat plate collectors might be damaged by condensation from air moisture due to low return temperatures, when providing energy to the ground as additional heat sink. Another option for the integration of solar energy into a heat pump system is the direct coupling of the solar loop to the primary circuit of the heat pump without a buffer store. The problem with this approach is that especially during the space heating periods solar radiation is not always available as heat source for the heat pump.

Fig. 3. Solar thermal flat plate collectors (left side of left photo), absorbers (right side of left photo) and ice store (right picture, Source: Isocal)

The “Solar Ice Store” makes use of the traditional heat sources ground and ambient air and additionally couples solar energy into the system. The difference to other combined solar thermal and heat pump systems is in this case the ice store as a large buffer store at the primary side of the heat pump, which can store solar energy, geothermal energy and energy from the air at a low temperature level in order to act as the only heat source of the heat pump. This ice store is a concrete tank with a volume of 12 m^3 filled with water and buried into the ground. Polyethylene pipes as heat exchanger loops are wound through the store for charging and discharging (c.f. Fig. 3, right). This water or ice store, respectively, is comparable to a usual cistern, yet it is also used as latent heat store. As the brine to water heat pump extracts more and more heat from the water store, it will freeze to ice. The crystallisation enthalpy available during this process is also used for energy storage, because of which it is called an ice store. As heat transfer fluid a water/Tyfocor mixture is used (melting point -15 °C).

The ice store is charged via solar thermal energy provided by unglazed solar collectors (see Fig. 3, left), which can also use the energy of the ambient air, provided the ambient air temperature is high enough, and two flat plate collectors are used for charging a conventional small domestic hot water store. The two types of solar thermal collectors are connected in a parallel way and the system controller decides, which collector type is being operated at a time, depending on the temperatures in the collector loops, in the domestic hot water store and in the ice store.

2.2.1. Building description and technical data

- Single-family house, 1 flat, 2 persons; Year of construction: 2010
- Location: Louisendorf, Hessen, Germany
- Heated living area: 175 m^2, floor heating system
- Viessmann Vitocal 343 G BWT 106 brine to water heat pump, COP 4.6 at B0/W35, refrigerant R410A, capacity 6 kW, scroll compressor
- 2 x 2.5 m^2 Viessmann Vitosol 200 F flat plate collectors and 2 x 4 m^2 IsoCal SLK absorber aperture area (i.e. 20 m^2 absorber surface for gains from air)
- 220 l DHW store, 12 m^3 IsoCal Ice store (latent heat, storage medium: water/ice)

2.2.2. Monitoring procedure

The monitoring procedure is rather the same as described above in chapter 2.1.2. The main difference is the use of turbine-type volume flow meters instead of ultrasonic ones for the three brine loops (two solar loops and primary circuit of the heat pump).

2.2.3. Results

In Fig. 4, monthly energy balances for the solar ice store system are shown as heat quantities in kilowatt-hours for the months January 2012 until June 2012. The central part of each column depicts the useful energy including heat losses. At the outer part of each column, the energy sources are seen. These are composed of solar gains from flat plate collectors to the DHW store, heat transferred from the ice store to the heat pump, electrical energy consumed by the heat pump and by the electrical heating element.

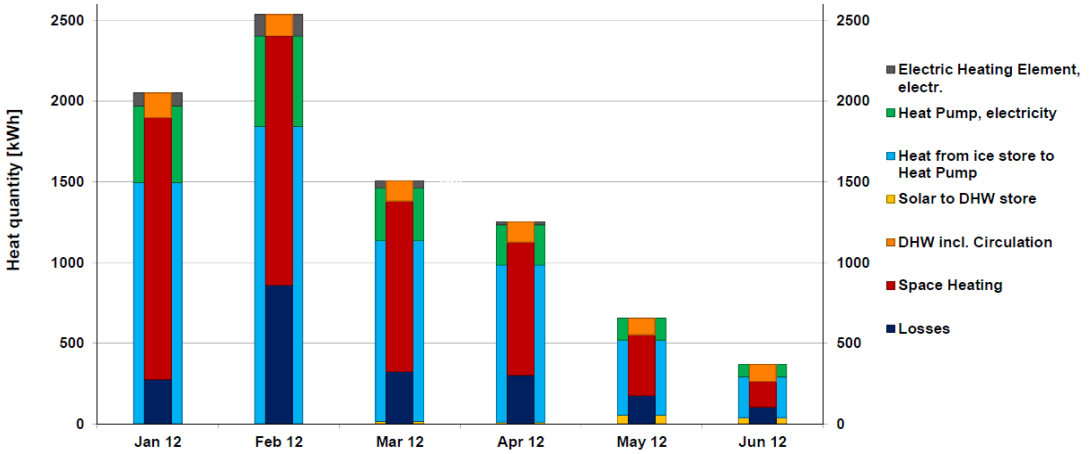


Fig. 4. Monthly energy balances of the monitored solar ice store system[3]

The ice store has been frozen during winter time and lowest temperatures measured from the ice store were -8.1 °C (as flow temperature in the primary loop of the heat pump). The seasonal performance factor (SPF) of the heat pump as component reached a value of 4.38 over the period of six months, considering produced heat including heat losses, and 3.80 including the el. heating element, also. The system reached mean fractional energy savings (f_{sav}) of close to 30 % for the first half year of 2012.

[3] The heat meter for heat from the ice store failed for February, because of which the value for this month has been calculated from the electricity consumption of the heat pump using a mean "COP" of 4.29 - (heat source + electricity)/electricity – as mean value of the neighboring months January and March.

3. Extension of the CTSS test procedure towards combined solar thermal and heat pump systems

Beside the field tests, corresponding performance assessment methods are being developed in order to be able to characterise the energetic performance of combined solar thermal and heat pump systems in an objective way. Such methods are not yet common standard, because of which several performance test procedures have been developed at ITW [3], [9]. For the performance characterisation of combined solar and heat pump systems, the main focus lies on a method which is based on the further development of the CTSS test method (Component Testing – System Simulation, already standardised in the EN 12977 series for domestic hot water and solar combi systems). The CTSS method uses a component oriented approach based on physical tests of the key components. The aim of the component tests is the determination of all relevant component parameters required for the detailed description of the dynamic thermal behaviour of the individual components. Therefore, laboratory test sequences and numerical models are required in order to describe the dynamic behaviour of the specific components. For heat pumps a component based model has been developed at ITW which represents the thermodynamic cycle of the refrigerant. It is based on the stationary model TYPE 265 [10] with dynamic extensions considering capacitive effects during clocked operation modes [11] as well as output-regulated behaviour of the heat pump. To adopt the model for the used refrigerant type R410A, polynomials describing the relevant thermodynamic quantities have been provided based on REFPROP data [12]. This approach of modelling has the advantage of very short computation times and therefore makes the model very adequate for parameter identification applications requiring a large number of simulations. The specific characteristic of each heat pump is described by a set of about 20 parameters. Parameters of the model are determined by means of parameter identification using measured data from several well defined test sequences performed with the heat pump on a heat pump test facility.

Fig. 5. Dynamic test facility for heat pumps at ITW

With an appropriate search algorithm the parameters are diversified until the output of the heat pump model calculated by the simulation fits to the measured output of the tested heat pump with a specific error range. This is an iterative process requiring a large number of simulation runs. The boundary conditions applied during the parameter identification are identical with the boundary conditions measured during the laboratory test. To be able to identify the model parameters with satisfactory accuracy the design of the applied test sequences is crucial. Besides a quasi-stationary sequence on the basis of EN 14511-3:2007, additional test sequences have been defined to provide information about the dynamic behaviour of the heat pump with regard to its performance. The investigation of the suitability of the introduced test sequences is currently in progress. The long term goal is an integration of the extended CTSS method into a future version of the EN 12977 series. The new test facility designed and constructed for dynamic performance tests of heat pumps at ITW is shown in Fig. 5 and has already been described in [3].

4. Conclusion

Seven combined solar thermal and heat pump systems are being monitored in a field test in Germany by ITW within the project WPSol. Two of these systems have been described in this paper, first a hybrid system with an air/water split heat pump and second a so called "solar ice store system" with a brine/water heat pump. Furthermore, the monitoring equipment has been described and first results have been shown. Monitoring is still on going, so final results cannot be presented yet. In parallel to the field test, a laboratory performance test method for combined solar thermal and heat pump systems is being developed. In this context it is intended to extend the so called CTSS test method already standardised in the EN 12977 series towards the combination of solar thermal systems with heat pumps, since this method is suitable to characterise the performance of systems under dynamic operating conditions in an appropriate way. Also this part of the work is on going until summer 2013. Both, field tests and the CTSS performance test method are crucial for a detailed analysis of the many different system concepts on the market, which all are operational, yet still have some optimisation potential.

References

[1] IEA SH&C Task 44/ HPP Annex 38 Newsletter, http://ww.iea-shc.org/Task44/newsletter/

[2] A. Loose, H. Drück, N. Hanke, F. Thole, "Field test for performance monitoring of combined solar thermal and heat pump systems", in Proceedings of the ISES 2011 Solar World Congress, August 28 to September 2, 2011, Kassel, Germany, ISBN: 978-3-9814659-0-7

[3] A. Loose, B. Mette, S. Bonk, H. Drück, "Development of performance test methods for combined solar thermal and heat pump systems", in proceedings of 5th European Solar Thermal Energy Conference ESTEC 2011, S. 217-222, October 20th – 21st , 2011, Marseille, France

[4] M. Miara, D. Günther, K. Kramer, T. Oltersdorf, J. Wapler, 2011, "Wärmepumpeneffizienz – Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb" – Kurzfassung des Abschlussberichtes. Fraunhofer ISE, Freiburg, Germany (in German)

[5] Lokale Agenda-Gruppe 21 Energie in Lahr, Germany, 2006, „Zweijähriger Feldtest Elektro-Wärmepumpen am Oberrhein – Nicht jede Wärmepumpe trägt zum Klimaschutz bei". http://www.agenda-energie-lahr.de/leistungwaermepumpen.html (in German)

[6] Combisol Project, 2010. Standardisation and Promotion of Solar Combi Systems. Final report, http://www.combisol.eu

[7] J. Ullmann, B. Mette, H. Drück, "Evaluation of Solar Combisystems – Recommendations for improving the thermal performance"; Proceedings of ISES 2011 Solar World Congress, August 28th to September 2nd, 2011, Kassel, Germany, ISBN: 978-3-9814659-0-7

[8] E. Bertram, J. Glembin, J. Scheuren and G. Zienterra, 2009, "Soil regeneration by unglazed solar collectors in heat pump systems", ISES Solar World Congress, Johannesburg, South Africa.

[9] B. Mette, H. Drück, S. Bachmann, H. Müller-Steinhagen, 2009, "Performance testing of solar thermal systems combined with heat pumps". ISES Solar World Congress 2009, Johannesburg, South Africa

[10] M. Hornberger, „Solar unterstützte Heizung und Kühlung von Gebäuden". PhD-Thesis, University of Stuttgart, Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering, 1994 (in German)

[11] R. Marx, K. Spindler, „Modellierung von Wärmepumpen anhand eines komponentenbasierten Modells unter Berücksichtigung transienter Betriebsweisen". DKV-Tagung 2011, Aachen, AA IV.07 (in German)

[12] REFPROP: Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures, NIST Standard Reference Database - Version 9.0, M. O. McLinden, S. A. Klein, E. W. Lemmon, and A. P. Peskin, 2010

Acknowledgement

The Project WPSol is funded by the German Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety (Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit BMU) under grant number 0325967A. The authors gratefully thank for the support and carry the full responsibility of the content of this publication. Thank you also to our industrial project partners for their contributions.

Field test of a novel combined solar thermal and heat pump system with an ice store

Anja Loose
Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS), University of Stuttgart, Germany
loose@itw.uni-stuttgart.de

Harald Drück
Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS), University of Stuttgart, Germany

Abstract

The technological combination of solar thermal systems with heat pumps continues to be a highly topical subject in the market of sustainable domestic hot water and space heating concepts. The main background for this development is the expected increase of efficiency for both, the solar thermal system and the heat pump due to synergetic effects resulting from the mutual interaction of these two sub-systems. Solar thermal energy can be used for example to provide the heat pump with higher heat source temperatures, which is beneficial to its performance factor, while the solar collector's degree of efficiency rises simultaneously due to lower return temperatures in the solar loop when using the heat pump or an additional buffer store for this purpose as second heat sink. Nonetheless, objective performance test methods for such combined systems are not yet common standard. In this context field tests with different combined solar and heat pump systems installed in several single family houses in Germany are being performed by ITW within the project "WPSol". In this paper a novel combined solar thermal and heat pump system using an ice store for domestic hot water preparation and space heating in single family houses, in the following named solar ice store system, is presented as one selected example of the investigated system concepts. The solar ice store system consists of different types of solar thermal collectors in combination with a brine to water heat pump which utilises an ice store as only heat source. The system's functionality and the monitoring procedure are described and first results are discussed.

Introduction

During the past years, a variety of combined solar thermal and heat pump systems with different conceptual designs have appeared on the European market, claiming that higher seasonal performance factors (SPF) of the overall systems can be achieved than with traditional, separated heating systems. However, uniform and objective criteria for the evaluation of the combined solar and heat pump systems' thermal performances are not available up to now. Because of this corresponding test and assessment procedures are needed in order to be able to determine the energetic performance and the environmental impact of combined solar thermal and heat pump systems in an objective manner.

Therefore, international efforts are currently being made, e.g. within the IEA SH&C Task 44 and HPP Annex 38 "Solar and Heat Pump Systems"[1] [1]. In parallel, the research project "WPSol" (Performance testing and ecological assessment of combined solar thermal and heat pump systems) has been initiated by ITW in order to develop performance test methods for such combined systems [2], [3]. Key activities within this project are the development of a dynamic performance test procedure for heat pumps using the new heat pump test facility established at ITW, the extension of the CTSS[2] test method towards combined solar thermal and heat pump systems, the development of numerical models for specific components and TRNSYS simulations of complete

1 IEA: International Energy Agency, SH&C: Solar Heating and Cooling Programme, HPP: Heat Pump Programme.
2 CTSS: Component Testing – System Simulation; as standardised in EN 12977 series.

systems, life cycle analyses for the characterisation of ecological aspects and field tests, i.e. in-situ monitoring of combined solar thermal and heat pump systems in real building environments.

Field tests of combined solar thermal and heat pump systems

Broad field tests of separate system technologies (such as solar thermal systems and heat pump systems) have been performed already for heat pump systems only [4], [5] and for solar thermal combi systems without heat pumps [6], [7] but not yet for the combination of solar thermal and heat pump systems. Although some of these combined systems have been monitored as single cases, a systematic study for this system category is still missing. Therefore, such field tests based on in-situ monitoring are being performed within the project WPSol as well as within Task 44/Annex 38 in order to determine the thermal performance of combined solar thermal and heat pump systems under real operating conditions.

The aim of this monitoring is on the one hand the detection of installation errors, optimisation of the operation behaviour of the entire system and controlling functions for different operation modes as well as the dimensioning of the collector field and storage capacity, etc. On the other hand, measured data are necessary for the validation of numerical simulation models of combined solar thermal and heat pump systems. The combined solar thermal and heat pump systems which are monitored within the project WPSol represent a broad spectrum of different concepts. Seven systems have been installed in Germany, at locations between Osnabrück in the north down to Füssen at the southern border to Austria. Five of these systems have already been equipped with measuring equipment and monitoring is running. In the following, one example of the systems under investigation is described in more detail.

Solar ice store system – brine/water heat pump with different types of solar thermal collectors

This system consists of an earth buried latent heat store using water/ice as the only heat source for a brine to water heat pump. The ice store is charged with the heat delivered by solar absorbers (uncovered solar collectors) on the roof which also collect heat from the surrounding air during times with no or low solar irradiation. In addition, two flat plate solar collectors are used for charging a conventional small domestic hot water store on a higher temperature level than the ice store. The two types of solar thermal collectors are connected in a parallel way and the system controller decides, which collector type is being operated at a time, depending on the temperatures in the collector loops, in the domestic hot water store and in the ice store (c.f. **Figure 1a** and **Figure 1b**).

Figure 1a. Solar thermal flat plate collectors (left), absorbers (right). [Source: ITW]

Figure 1b. Ice store. [Source: A. Bühring]

This system has been developed for two main reasons. On the one hand it intended to be an alternative for brine to water heat pumps with borehole heat exchangers at locations where borehole drilling is not possible /not allowed (e.g. due to ground water protection or other authorisations). On the other hand it has proven to be rather difficult to supply brine to water heat pumps with solar energy. With borehole heat exchanger systems regenerated e.g. with unglazed solar collectors (c.f. [8]) it is in general not feasible to store solar energy in the ground in a seasonal way, speaking about single family houses with only one or two boreholes. Especially if an aquifer is crossing a borehole, the solar heat is removed rather quickly and cannot be recovered later on. Furthermore, flat plate collectors might be damaged by condensation from air moisture due to low operation temperatures, when providing energy to the ground as additional heat sink. Another option for the integration

of solar energy into a heat pump system is the direct coupling of the solar loop to the primary circuit of the heat pump without a buffer store. The problem with this approach is that especially during the space heating periods solar radiation is not always available as heat source for the heat pump.

The solar ice store system makes use of the traditional heat sources ground and ambient air and additionally couples solar energy into the system. The major difference of this system to other classical combined solar thermal and heat pump systems is the ice store that is used for storing solar thermal energy, geothermal energy and ambient energy from the air at a low temperature level in order to act as the only heat source of the heat pump (c.f. **Figure 2**).

This ice store is a concrete tank with a volume of 12 m³ filled with water and buried into the ground. Polyethylene pipes as heat exchanger loops are placed inside the store for charging and discharging (c.f. **Figure 1b**). This water or ice store, respectively, is in principle comparable to a usual cistern, but it is also used as latent heat store. As the brine to water heat pump extracts more and more heat from the water store, the water will freeze to ice. The crystallisation enthalpy available during this process is additionally available for energy storage. Due to the occurring phase change this type of water store is called an ice store. As heat transfer fluid between the ice store and the heat pump an antifreeze fluid consisting of a water/Tyfocor mixture is used (ethylene glycol basis, melting point –15°C).

Building description and technical data

In the following, technical data of the several components of the solar ice store system which is being monitored by ITW and the building description of the house in which it is installed are described:

- Single-family house, 1 flat, 2 persons; Year of construction: 2010
- Location: Louisendorf, Hessen, Germany
- Heated living area: 175 m², floor heating system
- Brine to water heat pump with capacity 6 kW and integrated 220 l domestic hot water store, COP 4.6 at B0/W35[3], refrigerant R410A, scroll compressor
- 2 x 2.25 m² solar flat plate collectors and 2 x 4 m² solar absorbers
- 12 m³ ice store (latent heat store, storage medium: water/ice)

3 COP = Coefficient of performance at operating point brine at 0°C (source temperature) /water at 35°C (sink temperature), determined according to EN 14511.

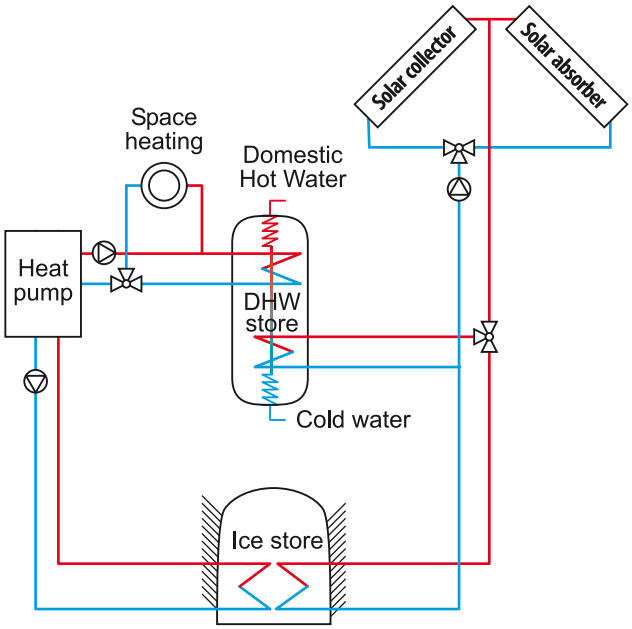


Figure 2. Simplified hydraulic scheme of the solar ice store system.

Monitoring procedure

The system is being monitored since autumn 2011. Data are collected once per minute with an *Ennovatis Smartbox* as data logger and transferred once per day via a GSM mobile connection to ITW. Pt 1000 temperature sensors are used for measuring ambient temperatures, room temperatures (boiler room) and flow and return temperatures of the three brine loops: two solar loops and ice store to heat pump loop (primary circuit of the heat pump). The solar radiation is measured with a Si cell sensor and the ambient moisture with a hygrometer. Heat meters consisting of an ultrasonic flow meter and two Pt 500 sensors each, are used for monitoring the heat flow in the space heating loop and the domestic hot water loop including circulation, recording flow and return temperatures and volume flows. Turbine-type volume flow meters are used for measuring the heat quantity in the three brine loops (two solar loops and primary circuit of the heat pump). Electricity meters are used for the determination of the electric energy consumed by the heat pump, the electric heating element included in the heat pump, the solar loop pump, space heating loop pump, the circulation pump of the primary loop of the heat pump and the controller. In addition, the status of two three-way valves and the solar loop pump is monitored by means of a simple "on/off" signal in order to track which solar collector is in operation and which store is being charged at a certain time.

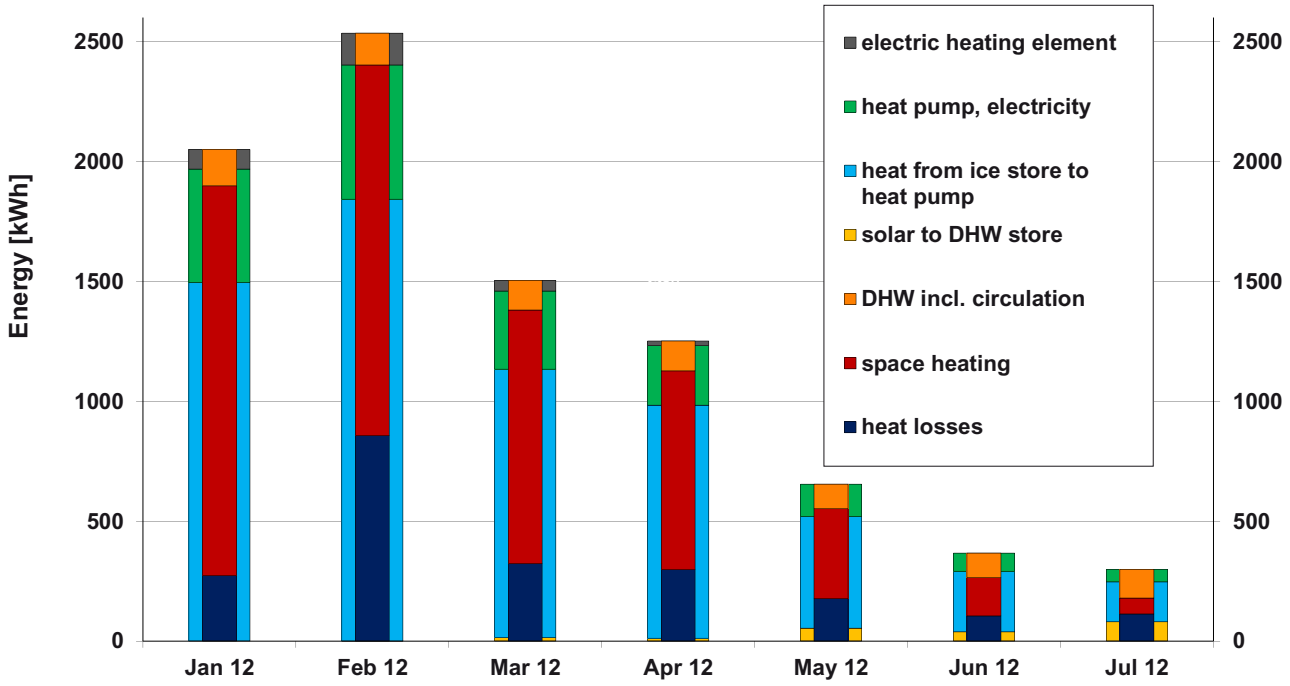


Figure 3. Monthly energy balances of the monitored solar ice store system[4].

Results

In **Figure 3**, monthly energy balances for the solar ice store system are shown in kilowatt-hours for the months January 2012 until July 2012. The central small bar of each column depicts the useful energy including heat losses. At the outer part of each column, the energy sources are displayed. They consist of solar gains from flat plate collectors to the DHW store, heat transferred from the ice store to the heat pump, electrical energy consumed by the heat pump and by the electric heating element.

The seasonal performance factor of the heat pump (SPF_{HP}) was calculated as

$$SPF_{HP} = \frac{Q_{SH} + Q_{DHW}(+Q_{losses}) - Q_{solar\ to\ DHW} - Q_{el.\ heating\ element}}{P_{el,HP}}$$

with Q_{SH} – space heating, Q_{DHW} – domestic hot water, Q_{losses} – heat losses, $Q_{solar\ to\ DHW}$ – solar energy to DHW store, $Q_{el.\ heating\ element}$ – heat delivered by electric heating element, $P_{el,\ HP}$ – electricity consumption of the heat pump. SPF_{HP} reached a value of 4.37 over the shown period of seven months, considering produced heat including heat losses, and 3.22 for produced useful heat only.

On the other hand, the thermal performance of a solar thermal system can be characterised by the fractional energy savings $f_{sav,\ prim}$ defined as the energy consumption of the solar thermal system (Q_{aux}) compared with the energy consumption of a conventional reference system using a gas boiler (Q_{ref}):

$$f_{sav,prim} = 1 - \frac{Q_{aux}}{Q_{ref}} \quad \text{with}$$

$$Q_{aux} = (P_{el,HP} + P_{el,heating\ element}) \cdot f_{PE,electricity}$$

$$Q_{ref} = (Q_{SH} + Q_{DHW} + Q_{losses,\ store}) \cdot f_{PE,gas}$$

As primary energy ratios f_{PE} factors of 1.1 for natural gas and 2.6 for the German electricity mix were used. Parasitic energies as electricity consumption of circulation pumps and controlling are not included in the value of Q_{aux}, according to EN 12976. Q_{losses} describes the heat losses of a conventional water store as a fixed value. The solar ice store system reached fractional energy savings

4 The heat meter for measuring heat from the ice store failed for February, because of which the value for this month has been calculated from the electricity consumption of the heat pump using a mean "COP" of 4.29 - (heat source + electricity)/electricity – as mean value of the neighboring months January and March.

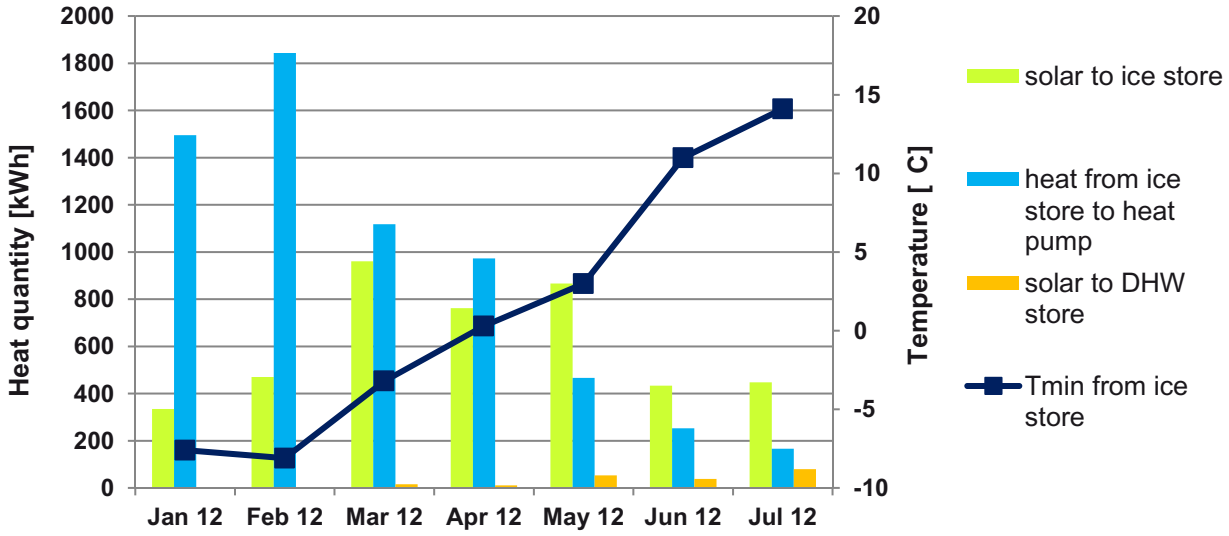


Figure 4. Solar gains transferred to the ice store and to the DHW store, heat gained by the heat pump and minimal temperatures in the ice store shown as monthly values for January – July 2012.

of 33% for the period shown above, which means that about one third less primary energy has to be used as compared to a conventional gas boiler.

In general, the solar contribution to domestic hot water preparation is rather low for this system. This is due to the splitting of the solar collector loops, allowing for either charging the DHW store by the flat plate collectors or charging the ice store with the solar absorbers only, at a certain time. Because of this the flat plate collectors are in operation only during a few hours per day, when solar irradiation is highest, i.e. at noon time. It can be recommended to change this operational mode for future system designs.

The ice store has been completely frozen during winter time and the lowest temperature measured in the brine coming from the ice store was –8.1°C in February (as flow temperature in the primary loop of the heat pump). In **Figure 4** solar gains to the ice store and to the DHW store are shown together with temperatures in the ice store and the heat from the ice store used by the heat pump. During winter time, when the ice store is colder than the surrounding earth, geothermal gains exist, while during the summer period more solar energy is transferred into the ice store than is extracted by the heat pump. In the latter case, the ice store is being regenerated by solar thermal heat and some losses occur towards the surrounding ground depending on the temperature difference between the ice store and the ground.

Conclusion

Seven combined solar thermal and heat pump systems are being monitored in a field test in Germany by ITW within the project WPSol. One of these systems, the so called "solar ice store system" with a brine/water heat pump, has been presented in this paper. Furthermore, the monitoring equipment and procedure have been described briefly and first measurement results have been shown. Monitoring is still on going, so final results cannot be presented yet. This kind of field test, in combination with appropriate laboratory performance test methods and transient system simulations, is crucial for the development of standardised performance test methods allowing for a detailed analysis and comparison of the many different system concepts available on the market.

Acknowledgement

The Project WPSol is partly funded by the German Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety (Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit BMU) under grant number 0325967A. The authors gratefully thank for the support and carry the full responsibility of the content of this publication. Thanks are also addressed to our industrial project partners for their contributions.

References

See the complete list of references of the article in the html-version at www.rehva.eu -> REHVA European HVAC Journal

Next Generation of Seasonal Gravel-Water Thermal Energy Store – Design and Operating Results from Eggenstein-Leopoldshafen, Germany

Roman Marx, Dan Bauer, Harald Drueck

University of Stuttgart, Institute of Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS), Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany, Phone: +49 711 685 63229, Fax: +49 711 685 63503, e-mail: marx@itw.uni-stuttgart.de

1. Introduction

A seasonal thermal energy store is an integral component of central solar heating plants to achieve high solar fractions. For economical and ecological reasons the systems must be designed very carefully. One key aspect of the design is the dimensioning of the seasonal thermal energy store as well its construction.

In Eggenstein-Leopoldshafen located in the south-west of Germany the latest generation of a gravel-water thermal energy store (GWTES) was built in 2007 and is in operation since 2009 [1], [2] and [3]. The store is integrated into Germany's first central solar heating plant with seasonal thermal energy storage (CSHPSS) realised with existing buildings (Figure 1). After a major refurbishment of the buildings and the heating network 1 600 m² flat plate collectors (FC) have been installed. The store has a volume of 4 500 m³. Discharging of the seasonal GWTES down to temperatures of around 10 °C is facilitated by the use of a 60 kW_{th} heat pump [4]. Thus, the usable thermal capacity of the GWTES can almost be doubled compared to discharging from 80 °C to the network design return temperature of 40 °C. For backup heating two 600 kW gas boilers are available and a 30 m³ hot water buffer store is used for peak shaving. The system is designed to achieve a solar fraction up to 40 % of the total heat demand. According to calculations, primary energy savings of 65 % may be achieved due to the refurbishment of the buildings and the integration of the CSHPSS. This corresponds to an annual reduction of CO_2 emissions of 390 t.

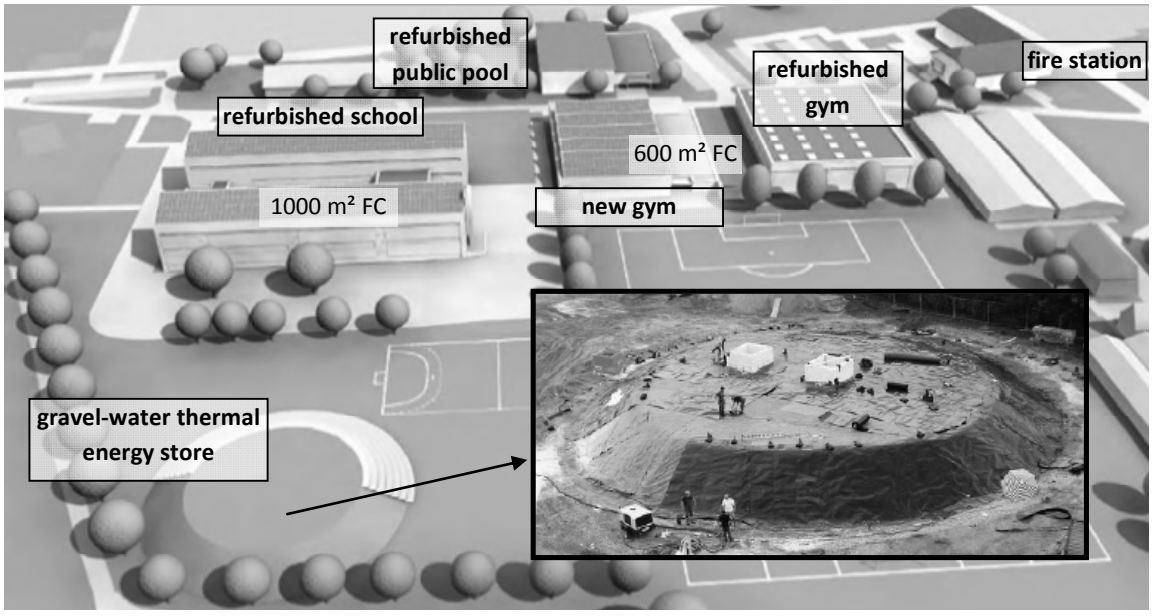


Figure 1. CSHPSS with 1 600 m² flat plate collectors and seasonal GWTES in Eggenstein-Leopoldshafen (Germany)

2. The Gravel-Water Energy Store in Eggenstein-Leopoldshafen

The GWTES closes the gap caused by the seasonal mismatch between high solar thermal energy supply in summer and high heat demand in the winter period.

With regard to the construction of the seasonal thermal energy store in Eggenstein-Leopoldshafen several boundary conditions had to be considered. As the ground water level is only 7.5 m below the ground surface level, the store had to be constructed in such a way that the thermal insulation is protected from penetration of ground water. Unrestricted accessibility and trafficability was required by the customer due to the location within the school yard. Therefore a totally safe construction had to be selected even in the case of a total failure of the store liner. Hence, the concept with a GWTES was favoured over a hot water thermal energy store.

The geometry of the store consists of two truncated cones, see Figure 2. Two thirds of the volume of the store are located below ground surface level. The bottom part of the store is filled with washed 16 – 32 mm gravel to a height of 2.5 m. In the remaining volume, up to the ground surface level, the excavated gravel/sand is refilled in order to reduce construction costs. The upper third of the store is formed as a truncated cone with washed 16 – 32 mm gravel. Charging and discharging of the GWTES is realised directly by two vertical wells. The deep well is embedded into the bottom gravel layer, the shallow well into the top gravel layer.

Special attention was given on the thermal insulation design including thickness and protection. The full surface of the store even the bottom is thermally insulated. Expanded glass granules at the bottom truncated cone and foam glass gravel at the top truncated cone of the store are used as insulation materials. Foam glass gravel was favoured over expanded glass granules for the upper part as it is shapeable due to its relatively high friction angle. The insulation thickness is 0.5 m at the bottom of the store and increases up to 0.8 m at the top. To protect the thermal insulation from getting wet from any direction it is filled into chambers of HDPE liners. In total 35 of these chambers exist.

Furthermore the internal liner is equipped with a water vapour barrier to protect the thermal insulation from getting wet from the inside of the store by water vapour diffusion. After their construction all chambers were evacuated. The evacuation system serves additionally as leak detection system. Due to the HDPE liner the maximum operating temperature of the store is limited to 80 °C.

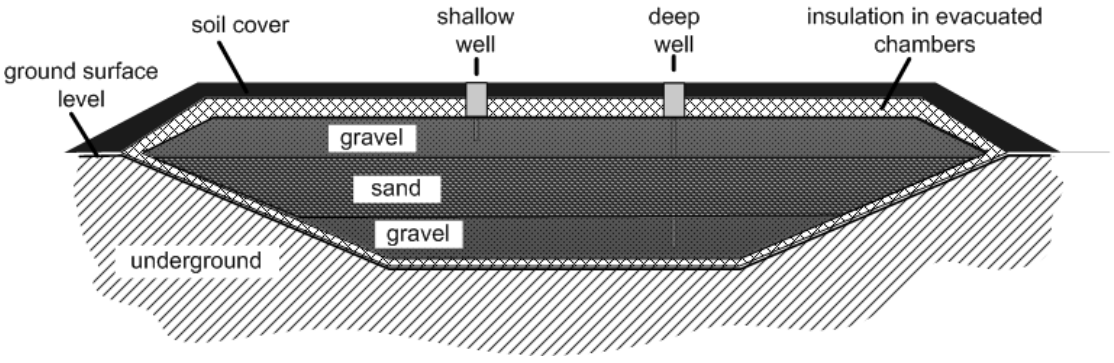


Figure 2: Scheme of the gravel water thermal energy store (GWTES) in Eggenstein-Leopoldshafen

More detailed information about the GWTES in Eggenstein-Leopoldshafen and about seasonal thermal energy storage in general can be found in [5], [6] and [7].

The latest innovations applied in the GWTES in Eggenstein-Leopoldshafen in comparison to older GWTES such as the one in Chemnitz [8] and Steinfurt [9] are summarised as follows:

- for the first time the excavation of the pit was partly refilled into the store to reduce the construction costs

- the construction of the thermal insulation of the GTWES was further improved and kept more simple compared to older stores e. g. in Steinfurt by using chambers that are filled with the insulation material; the chambers have been evacuated as leak detection system
- the double truncated cone shape of the store reduces the surface-volume ratio in comparison to a single truncated cone or pyramid shape and thus the heat losses can be reduced
- the use of foam glass gravel as cost-effective recycled thermal insulation material
- integrating a simple direct charging and discharging unit into the store facilitated by two wells

Some steps of the construction of the store are shown below in Figure 3.

Figure 3: Construction of the GWTES in Eggenstein-Leopoldshafen; the first chambers filled with expanded glass granules (top left); filling the bottom of the store with gravel (top right); refilling the excavated sand on top of a separating geotextile (bottom left); banking up the foam glass gravel onto the top of the store (bottom right)

For the accompanying research of the CSHPSS in general and the GWTES in particular extensive measurement equipment has been installed (see Figure 4). The store is equipped with 56 Pt100 temperature sensors and 8 high sensitive heat flux sensors. 38 out of the 56 temperature sensors are installed inside of the store on different horizontal layers and vertical axis, 10 temperature sensors in 4 lances in the ground beside and underneath the store and 8 temperature sensors coupled with the heat flux sensors spread over the outer liner of the store's thermal insulation. Thus it is possible not only to measure the store's temperature but also the vertical and even horizontal stratification and to detect regions of higher fluid flow during charging and discharging phases by evaluating transient temperature changes. With the

temperature sensors in the lances inside the ground around and underneath the store it is possible to evaluate the thermal interaction of the store with the ambience. Finally, it is possible to detect the heat fluxes at certain spots of the thermal insulation by using the heat flux sensors coupled by each one temperature sensor on the internal and one on the outer liner of the store's thermal insulation.

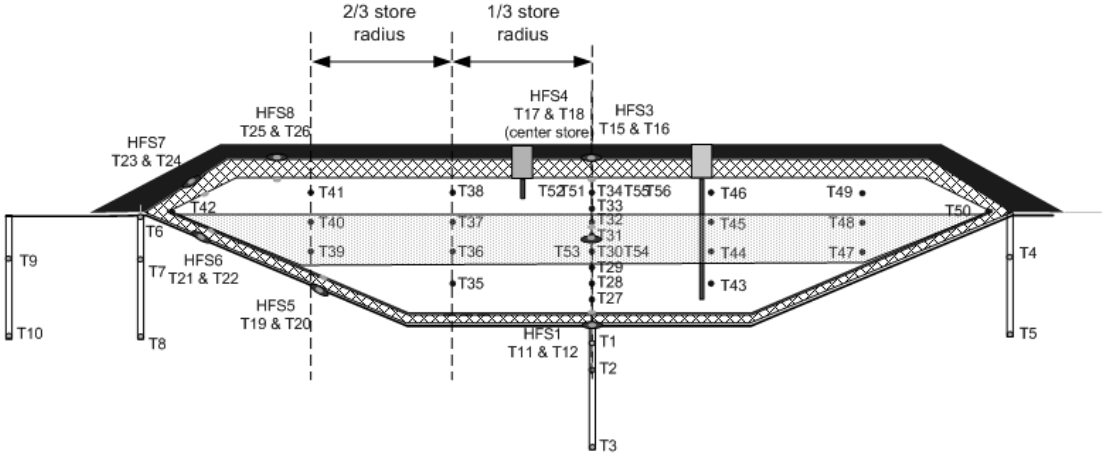


Figure 4: Location of sensors in and around the store (T…temperature sensor; HFS…heat flux sensor)

3. Results and discussion

Up to now the entire CSHPSS system is still struggling with some technical problems; e. g. the discharging cycle of the GWTES is not running reliable, due to hydraulic problems. Nevertheless valuable measurement results were gained by monitoring the store's thermal behaviour in detail. In specific, almost stationary interactions between the store and the ambience could be evaluated during the standstill periods, when no charging or discharging occurred. Thus the heat losses of the store could be determined based on the decrease in temperature and the measured heat fluxes at the heat flux sensors.

In Figure 5, the stored amount of thermal energy is illustrated for the first three consecutive years of operation.

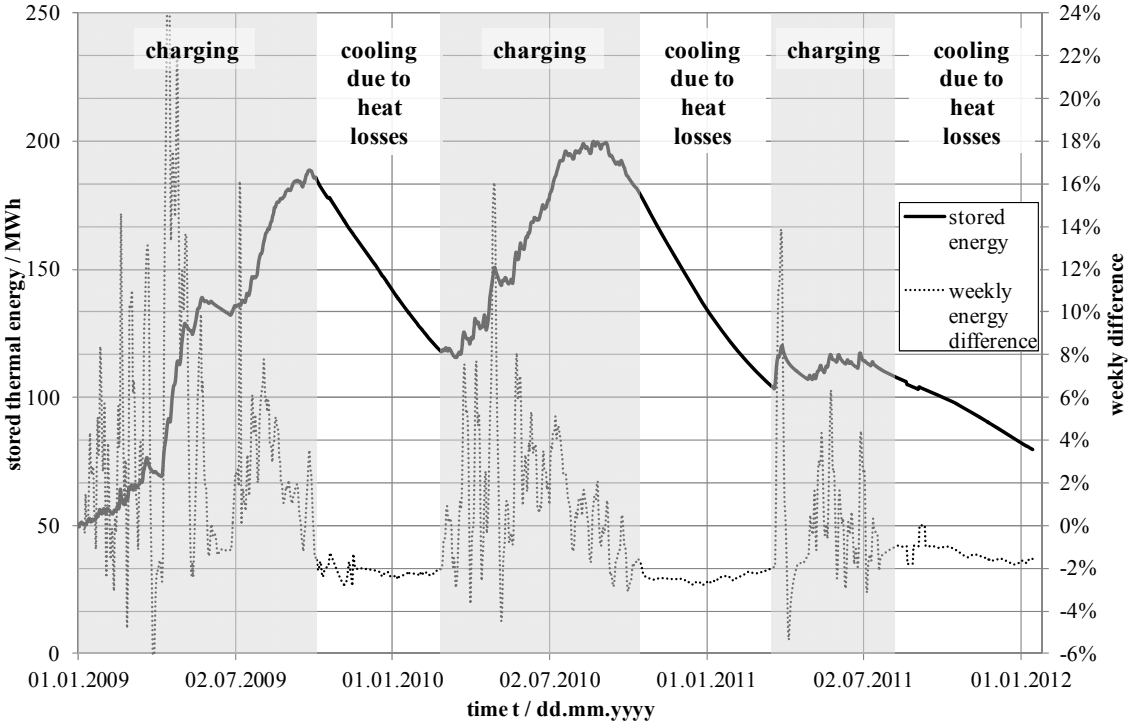


Figure 5: Stored amount of thermal energy (0 °C equates to 0 MWh) and weekly relative energy difference

The stored amount of thermal energy refers to 0 °C as theoretically lowest possible discharging temperature due to the usage of water as heat transfer fluid. Hence, the initial amount of thermal energy starts at 50 MWh which corresponds to a mean store temperature of 15 °C. The maximum mean temperature of the store of 61 °C was measured in August 2010. Due to hydraulic problems, the charging cycle of the GWTES didn't work properly in 2011 and so only small amounts of thermal energy were charged into the store. Additionally to the amount of energy, the weekly relative difference of energy is shown in Figure 5. In cooling periods, which are only caused by heat losses to the ambience, the weekly reduction of the stored amount of thermal energy is between 1.0 and 2.5 %. This corresponds to a weekly temperature decrease of 0.5 – 1.5 K. The heat losses of the store are between 9 and 25 kW which corresponds to heat fluxes of about 8 – 22 W/m² uniformly spread over the entire surface of the store.

In Figure 6, the temperature profiles are displayed along the centre axis (according to Figure 4) for the 23.08.2010 and the 09.01.2012. Those two profiles represent the store being fairly high charged and nearly discharged due to heat losses.

For the temperature profile in August a typical stratification can be monitored inside the store. The temperature gradient differs slightly in the different layers (gravel and sand) due to marginal differences in the permeability, heat capacity, thermal conductivity and the locations of the two wells, which influence the temperature distribution by the fluid flow.

The temperature profile in January does not show the expected stratification. Contrariwise, the upper half of the store is up to 5 K colder than the lower half and so an inverse stratification exists. This effect can only be explained by much higher heat losses at the top than at the bottom of the store and an extremely small natural convection transporting the heat from the warmer bottom to the colder top.

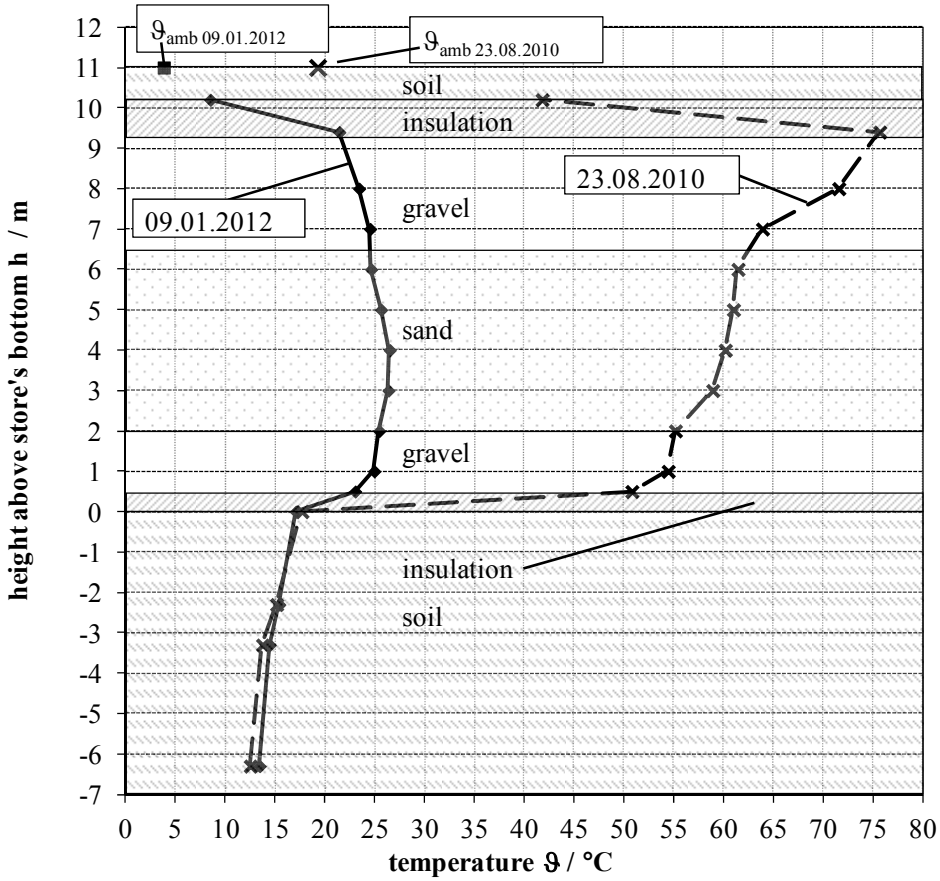


Figure 6: Temperature profiles along the centre axis of the store at 23.08.2010 as example for the charged store and at 09.01.2012 as example for the store being nearly discharged due to heat losses

In order to determine the location of the heat losses a more detailed analysis of the measured heat fluxes and coupled temperatures was performed. Based on the measured data the calculated effective thermal conductivity λ_{eff} at the location of the heat flux sensors (HFS) around the envelope of the store is depicted in Figure 7 beginning from the first charging period in spring 2009 up to the beginning of 2012. Additionally, the temperature difference $\Delta\vartheta$ between the mean store temperature and the ambient air temperature is displayed as driving force for the heat flow at the top of the store. Surprisingly, the effective thermal conductivity λ_{eff} fluctuates strongly at the top of the store (HFS 4, HFS 7 and HFS 8), where foam glass gravel as thermal insulation material is used. In comparison to that, the effective thermal conductivity λ_{eff} at the bottom of the store (HFS 2 and HFS 5), where expanded glass granules are used, is nearly constant at all times. Especially, in periods of a high temperature difference between the store inside and the ambient air, the effective thermal conductivity λ_{eff} increases at the top of the store. This induces significantly higher heat losses at the top of the store.

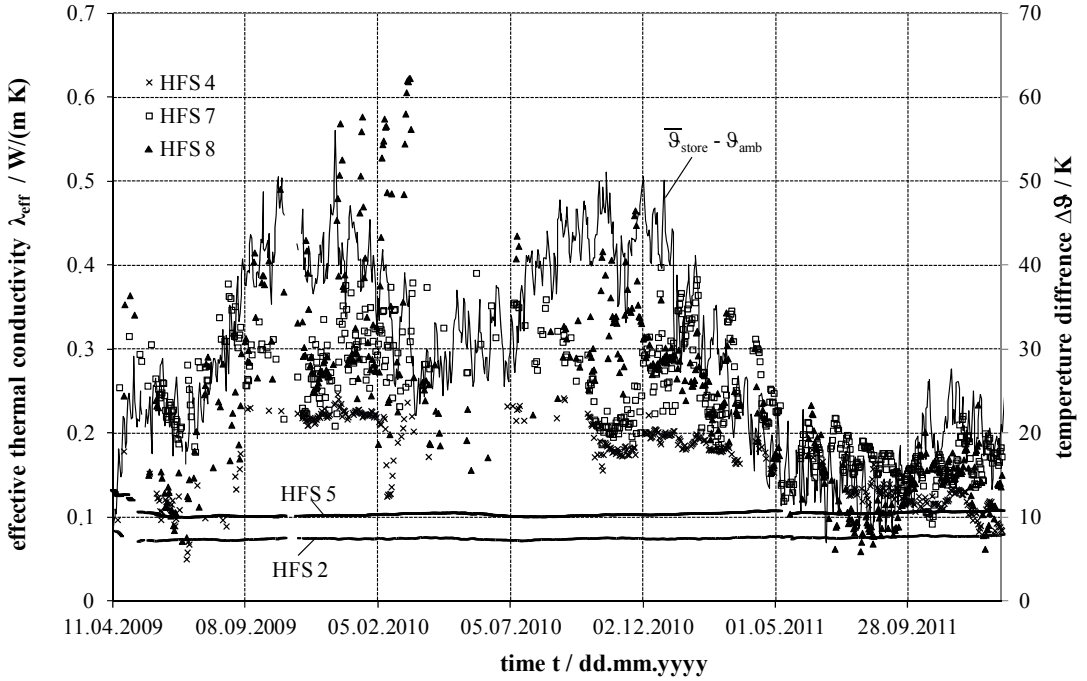


Figure 7: Effective thermal conductivity λ_{eff} at different locations on the store's envelope and temperature difference between the mean store temperature and the ambient air temperature from 11.04.2009 – 12.01.2012

In order to investigate the thermal behaviour of the thermal insulation more detailed a test stand on laboratory scale was established. The test stand consist of a cuboid shaped box with the dimensions 100 cm x 80 cm x 75 cm (length x width x height), see Figure 8. The box is filled with foam glass gravel with a grain diameter of 32 – 64 mm and it has been compressed slightly. This cuboid shaped box should represent a cut-out section of the thermal insulation construction at the top of the store. At the bottom of the box a heat plate can simulate the heated store. The temperature at the outside of the insulation (on the top) can be simulated by the air temperature in the climatic chamber, where the test stand is installed. The side faces of the box are insulated by expanded polystyrene to assure quasi adiabatic conditions. A multitude of experiments have been carried out at the test stand varying the set temperature of the heat plate and the moisture content in the insulation bulk material. In the store in Eggenstein-Leopoldshafen foam glass gravel is used with a moisture content of 5 $kg_{water}/m^3_{bulk\ material}$. A totally dry insulation material is favourable as moisture increases the thermal conductivity [10], but in the case of the store in Eggenstein-Leopoldshafen the foam glass gravel couldn't be delivered totally dry by the supplier. Thus the influence of the moisture content was also explored in the test stand.

A thermographic image of the rear side of the test stand was taken immediately after removing the polystyrene insulation, see Figure 8 (top right). The temperature of the heat plate is set to 75 °C and the moisture content is set to 1 $kg_{water}/m^3_{bulk\ material}$. Against the expected horizontal isothermal distribution it seems like vortexes develop by natural convection. Taking a closer look on the plexiglass front side of the test stand (see Figure 8; bottom left) condensation at the top half can be observed and even a dripping down of the condensed water in the bulk and at the plexiglass. Hence, beside the convection in the bulk material, an additional mass transfer occurs. This mass transfer operates like a heat-pipe effect. So addition thermal energy is transferred through the bulk material. Thus several heat transfer mechanisms accumulate which can be characterised by an effective thermal conductivity λ_{eff}.

In Figure 8 (bottom right) the temperature profile along the centre axis of the box is displayed. The diagram shows the temperature profile for a moisture content of 5 $kg_{water}/m^3_{bulk\ material}$. Based on the development and the continuous change of the vortexes steady states are never reached. Therefore, in the graph the minimum, maximum and mean temperatures measured during the experiment are depicted. The temperature gradient changes over the height. Only on the bottom 15 cm a temperature gradient is pronounced. Above the bottom in a height of 15 cm the temperature gradient decreases significantly. This indicates an increase of the effective thermal conductivity λ_{eff} and so the higher heat losses of the store can be explained.

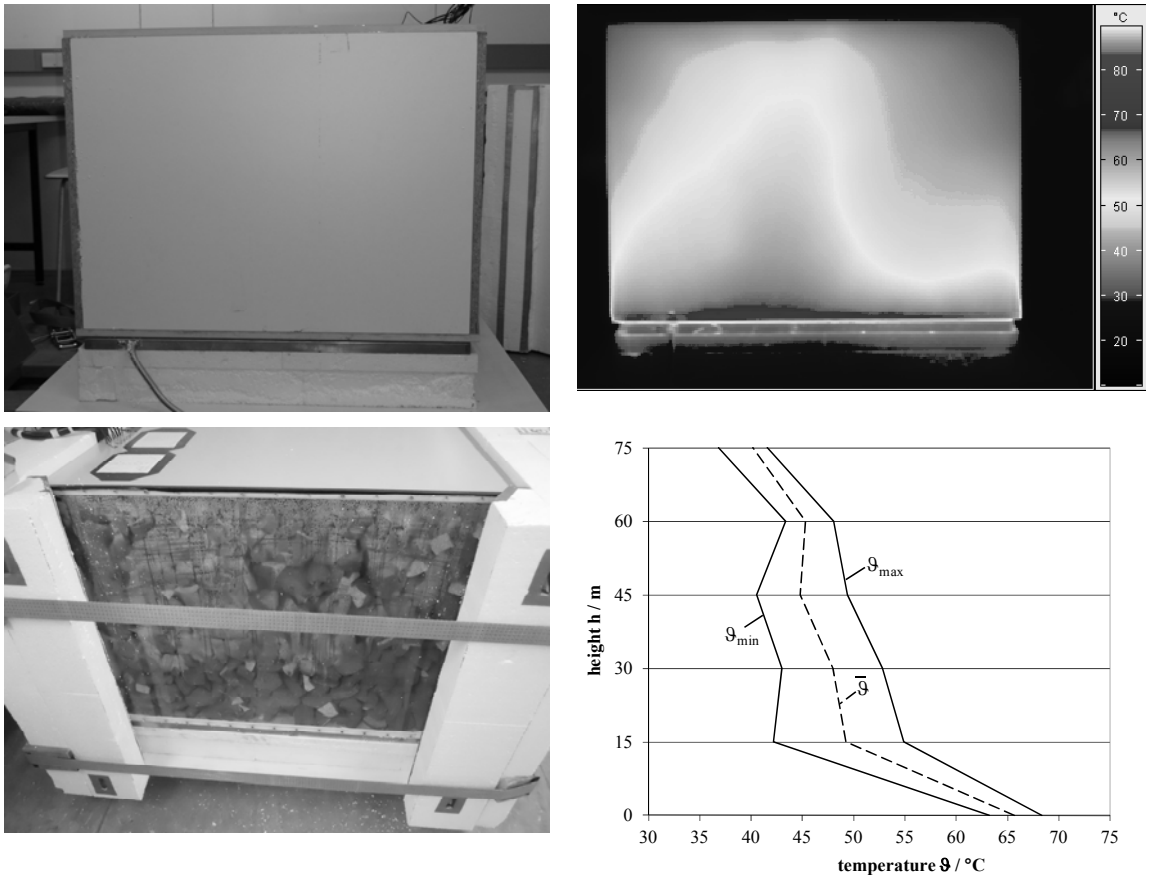


Figure 8: Picture of rear side of the test stand (top left), corresponding thermographic image with a moisture content of 1 $kg_{water}/m^3_{bulk\ material}$ and a set temperature of the heat plate of 75 °C (top right), picture of the front-side of the test stand with view on the plexiglass and thermal insulation with a moisture content of 1 $kg_{water}/m^3_{bulk\ material}$ (bottom left) and temperature profile with a moisture content of 5 $kg_{water}/m^3_{bulk\ material}$

At a different test stand processes to dry out the bulk material in chambers via in-situ processes have been carried out. This test stand is also equipped by a heating plate underneath the chamber to simulate the hot store. By decreasing the pressure inside the chamber the evaporation temperature will be decreased as well and the evaporated water can be removed by the vacuum pump. Monitoring the temperatures and thus the vertical temperature profile showed that already a relatively low pressure of less than 0.5 bar has an influence on the heat

distribution. Hence, the mass transfer and the natural convection can be decreased by the decrease of pressure. This cognition was adapted on an experiment at the store in Eggenstein-Leopoldshafen, where the pressure inside the chambers at the top of the store was decreased by a vacuum pump. The result of this test is depicted in Figure 9. It represents a cut-out of the graph in Figure 7. Additionally, more heat flux sensors are included to the graph. It is obvious that during the period, where the top chambers were evacuated down to a pressure of 0.4 bar, the effective thermal conductivity λ_{eff} is also decreased significantly. Unfortunately, the entire vacuum system is not leak-proof and therefore the pressure inside the chambers quickly increased again after finishing the test which led, as expected, to an increase of the effective thermal conductivity λ_{eff}

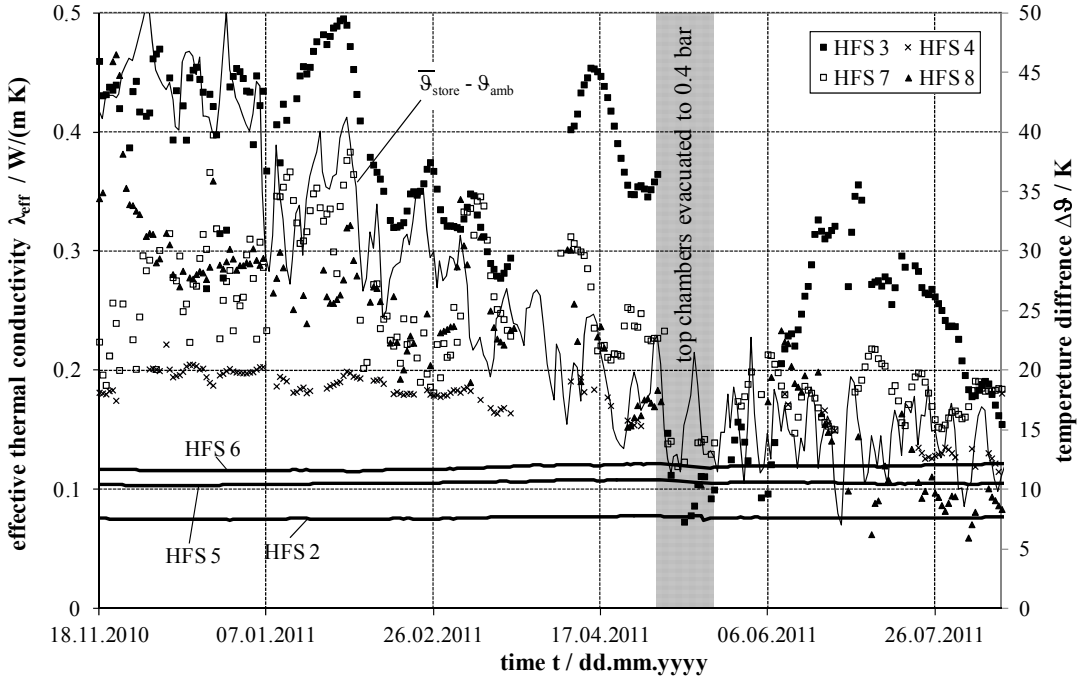


Figure 9: Effective thermal conductivity λ_{eff} at different locations at the store's envelope and temperature difference between the mean store temperature and the ambient air from 18.11.2010 – 15.08.2011

4. Conclusions

In Eggenstein-Leopoldshafen the latest GWTES in Germany was built for seasonal thermal energy storage in a central solar heating plant. Many innovations e. g. new thermal insulation materials were implemented into this pilot project. Thus the construction costs could be decreased further in comparison to former projects. Charging the store for the first time by solar heat took place in 2009. Due to hydraulic problems of the discharging cycle in particular a regular discharging of the store couldn't be realised so far. Nevertheless valuable measurement results were gained monitoring the store's thermal behaviour in detail. Thus higher heat losses than expected were detected. By investigating this issue in detail higher heat losses than expected were located at the top of the store, where foam glass gravel as thermal insulation material is used. Test stands have been designed and built to investigate this phenomenon in more detail on laboratory scale. The results of the tests show, that if foam glass gravel is used as thermal insulation material on top of a store, multiple heat transfer mechanisms overlap. Beside the heat transfer by thermal conductivity in the bulk material natural convection can appear. In the presence of moisture, which exists in small amounts in the thermal insulation material used for the store in Eggenstein-Leopoldshafen, even an additional mass transport can occur in form of a heat-pipe effect. So, additional thermal energy can be transferred through the thermal insulation. This affects the effective thermal conductivity λ_{eff} of the thermal insulation. The

higher effective thermal conductivity λ_{eff} induces higher heat losses of the store. As monitored the maximum decrease in the store's mean temperature due to heat losses is approx 1.5 K per week. Considering that the store should be discharged within the first three months of the heating period a total decrease of about 15 - 18 K in the mean temperature is the result of the heat losses. An evacuation test performed at the top chambers of the store has shown that it might be still possible to improve the thermal insulation without refurbishing the entire store just by adding a continuously working vacuum system.

As result of the accompanying research of the CSHPSS in Eggenstein-Leopoldshafen it can be concluded, that bulk materials with large grain diameters are not favourable as thermal insulation material on top of thermal energy stores especially if they are used with high thicknesses. Even if this thermal insulation material is used totally dry, natural convection can occur in the bulk material and thus the effective thermal conductivity λ_{eff} increases. This increase is even more pronounced in the presence of moisture which can lead to a heat-pipe effect. Hence the heat losses of the store increase.

5. References

[1] Bauer, D.; Heidemann, W.; Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Ochs, F.; Panthalookaran, V.; Raab, S. „Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben, Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher (Juni 2005 bis Juli 2008)“, FKZ 0329607J, Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), University of Stuttgart, Germany, 2009

[2] Pfeil, M. „Realisierung eines solaren Nahwärmesystems mit Langzeitwärmespeicher in einem Schul- und Sportzentrum der 1960er Jahre", 17. Symposium Thermische Solarenergie, 9th to 11th May 2007, Kloster Banz, Bad Staffelstein, Germany, 2007

[3] Bauer, D.; Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Ochs, F.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H. “German Central Solar Heating Plants with Seasonal Heat Storage” Solar Energy 84 (2010), 612–623, 2010

[4] Riegger, M.; Mangold, D. „Planungsoptimierung und Bau des solaren Nahwärmesystems mit saisonalem Kies-Wasser-Wärmespeicher in Eggenstein-Leopoldshafen“, 18. Symposium Thermische Solarenergie, 23rd to 25th April 2008, Bad Staffelstein, Germany, 2008

[5] Ochs, F.; Nußbicker-Lux, J.; Marx, R.; Koch, H.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H. „Solar assisted district heating system with seasonal thermal energy storage in Eggenstein-Leopoldshafen“, EuroSun 2008, 1. International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, 7th to 10th October, Lisbon, Portugal, 2008

[6] Ochs F. Abschlussbericht zum Vorhaben „Weiterentwicklung der Erdbecken-Wärmespeichertechnologie“ FKZ 0329607 E, BMU, Germany, 2008

[7] Marx, R.; Ochs, F.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H. „Innovative Example for Central Solar Heating Plant with Seasonal Thermal Energy Storage in Germany“, ISES Solar World Congress, 11th to 14th October 2009, Sandton Convention Centre, Johannesburg, South Africa, 2009

[8] Urbaneck, T.; Schirmer, U. “Forschungsbericht – Solarthermie2000 Teilprogramm 3 – Solar unterstützte Nahwärmeversorgung Pilotanlage Solaris Chemnitz“ FKZ 0329606O, Fakultät für Maschinenbau, Professur Technische Thermodynamik, Chemnitz University of Technology, Germany, 2003

[9] Pfeil, M.; Koch, H. „Saisonaler Kies/Wasser-Wärmespeicher der 3. Generation für die Solarsiedlung Steinfurt Borghorst“, 9. Symposium Thermische Solarenergie, 5th to 9th May 1999, Kloster Banz, Bad Staffelstein, Germany, 1999

[10] Ochs, F. “Modelling Large-Scale Thermal Energy Stores”, Dissertation, University of Stuttgart, Germany, Shaker-Verlag, ISBN 978-3-8322-8834-1, 2010

6. Acknowledgements

The construction of the project and the ongoing scientific work has been supported by the German Ministry for Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety (BMU). The authors gratefully acknowledge this support performed under grant number 0329607P and carry the full responsibility for the content of this paper.

Schüttfähige Dämmstoffe für Langzeit-Wärmespeicher - Erfahrungen und Planungsempfehlungen -

Roman Marx, Dan Bauer, Harald Drück
Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel.: 0049-(0)711-685-63229, Fax: 0049-(0)711-685-63503
E-Mail: marx@itw.uni-stuttgart.de

1 Einleitung

In Anlagen zur solaren Nahwärmeversorgung (SuN) werden Langzeit-Wärmespeicher eingesetzt, um die solar gewonnene Wärme von den Sommermonaten bis in den Zeitraum hohen Wärmebedarfs im Herbst und Winter zu speichern. Somit können solare Deckungsanteile für Trinkwarmwasser und Raumheizung von mehr als 50 % erzielt werden. Damit eine SuN-Anlage nicht nur technisch effizient funktioniert, sondern auch möglichst wirtschaftlich ist, sollten die Langzeit-Wärmespeicher niedrige Wärmeverluste aufweisen und müssen dabei möglichst günstig realisiert werden. Ein entscheidender Aspekt für diese Kriterien ist die Wärmedämmung. Aus diesem Grund werden oft günstige schüttfähige Wärmedämmmaterialien wie z. B. Schaumglasschotter oder Blähglasgranulat verwendet. Sie erfüllen die Anforderungen an eine leichte Verarbeitung und hohe Temperatur- und Langzeitbeständigkeit und für sie werden Wärmeleitfähigkeiten λ von 0,06 bis 0,12 W/(m K) bei einer Mitteltemperatur von 10 °C [1] angegeben. Deshalb wurden diese Wärmedämmmaterialien in den neuesten Langzeit-Wärmespeichern wie z. B. in den Pilotanlagen in Crailsheim und Eggenstein eingesetzt. Die Dämmstärken variieren zwischen 30 und 80 cm.

Bei der wissenschaftlich-technischen Begleitungforschung der Pilotanlagen konnte stellenweise festgestellt werden, dass die Wärmestromdichten durch die Wärmedämmungen deutlich höher sind als erwartet und somit die effektive Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung größer ist als bei der Planung angenommen. Durch die wissenschaftlich-technischen Begleitforschung des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) konnte bei detaillierten Untersuchungen festgestellt werden, dass sich unter bestimmten Randbedingungen mehrere Wärmetransportmechanismen wie z. B. Wärmeleitung und frei Konvektion in der Wärmedämmung überlagern können. Somit erhöht sich dort die effektive Wärmeleitfähigkeit und damit auch die Wärmeverluste der Wärmespeicher.

2. Anwendungen

Schüttfähige Wärmedämmmaterialien wie Blähglasgranulat und Schaumglasschotter wurden beim Bau von großvolumigen Wärmespeichern in vergangener Zeit zunehmend eingesetzt. In der Tabelle 1 sind Wärmespeicher von SuN-Pilotanlagen aufge-

listet, die in den letzten Jahren im Rahmen der Förderprogramme „Solarthermie2000“ und „Solarthermie2000plus“ des BMU gefördert und gebaut wurden.

Tabelle 1: Überblick von Pilot-Wärmespeichern in SuN, bei denen für die Wärmedämmung schüttfähige Wärmedämmstoffe verwendet wurde.

Ort (Baujahr, Funktion)	Art des Speichers	Größe [m³]	Dämmmaterial
Steinfurt-Borghorst (1999, Langzeit-Wärmespeicher) [2]	Kies/Wasser-Wärmespeicher	1 500	Boden: Schaumglasplatten (12 cm) Seitenwände: Blähglasgranulat (50 cm) Deckel: Blähglasgranulat (60 cm)
Hannover-Kronsberg (2000, Langzeit-Wärmespeicher) [2]	Heißwasser-Wärmespeicher	2 750	Boden: ungedämmt Seitenwände und Deckel: Blähglasgranulat (30 – 70 cm)
München-Ackermannbogen (2007, Langzeit-Wärmespeicher) [3]	Heißwasser-Wärmespeicher	5 700	Boden: Schaumglasschotter (30 cm) Seitenwände und Deckel: Blähglasgranulat (30 – 70 cm)
Eggenstein-Leopoldshafen (2008, Langzeit-Wärmespeicher) [4]	Kies/Wasser-Wärmespeicher	4 500	Boden und Seitenwände: Blähglasgranulat (50 – 70 cm) Seitenwände und Deckel: Schaumglasschotter (70 – 80 cm)
Crailsheim (2008, Langzeit-Wärmespeicher) [4]	Erdsonden-Wärmespeicher	39 000	Deckel: Schaumglasschotter (40 – 60 cm)
Crailsheim (2008, Pufferspeicher) [4]	Heißwasser-Wärmespeicher	480	Boden: Schaumglasschotter (35 cm) Seitenwände: Blähglasgranulat (50 cm) Deckel: Blähglasgranulat (80 cm)

Die Wärmedämmmaterialien zeichnen sich durch Eigenschaften aus, die für den Einsatz in großen Wärmespeichern erforderlich und wünschenswert sind. Sie besitzen eine von den Herstellern angegebene Wärmeleitfähigkeit von $\lambda = 0{,}06 – 0{,}12$ W/(m K) unter Normbedingungen [1] (vgl. λ von EPS – expandiertes Polystyrol – beträgt 0,035 -0,04 W/(m K)). Da es sich bei Schaumglasschotter und Blähglasgranulat um Glasrecyclingprodukte handelt, belasten sie die Umwelt geringer als vergleichbare Wärmedämmmaterialien aus Kunststoff. Die angestrebte Lebensdauer der Langzeit-Wärmespeicher beträgt 30 – 50 Jahre, daher müssen die Wärmedämmmaterialien langzeitbeständig sein. Schaumglasschotter und Blähglasgranulat sind temperatur- und witterungsbeständig und erfüllen somit diese Anforderungen. Da bei großen Wärmespeichern auch große Mengen an Wärmedämmmaterial benötigt werden, sollte dies möglichst mit geringem Aufwand an- bzw. einzubringen sein. Beide Wärmedämmmaterialien sind schüttfähig. Somit können sie in großen Mengen in Kammern eingeblasen oder an Böschungen angeschüttet werden. Zudem sind beide Materialien druckfest, was notwendig ist, wenn die Dämmung am Boden oder an geböschten Seitenflächen den Einwirkungen der Gewichtskraft des Speichers ausgesetzt wird. Des Weiteren sind sie in geschlossenporigen Ausführungen zu erhalten, was verhindert, dass sie Wasser aufnehmen und sich dadurch die Wärmeleit-

fähigkeit erhöht [5]. Der größte Vorteil der beiden Wärmedämmmaterialien ist jedoch ihr Preis. Schaumglasschotter kostet ca. 50 €/m³ und Blähglasgranulat ca. 80 €/m³. Im Vergleich dazu kostet z. B. Styrodur®HT von BASF, was als einziges, auf Polystyrol basierendes Wärmedämmmaterial die Anforderungen an Temperatur- und Druckbeständigkeit erfüllt, mindestens das Dreifache im Vergleich zu Blähglasgranulat. Dafür ist dessen Wärmeleitfähigkeit mit λ = 0,035 W/(m K) jedoch auch deutlich niedriger. Dennoch ist die Verwendung von Styrodur®HT wegen seines hohen Preises und des wesentlich höherem Installationsaufwand im Vergleich zu Schaumglasschotter oder Blähglasgranulat nicht wirtschaftlich darstellbar.

3. Messergebnisse von den Pilotanlagen

Das Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) betreibt seit vielen Jahren die wissenschaftlich-technische Begleitforschung mehreren Pilotanlagen. Basierend auf den daraus gewonnen Erfahrungen, nämlich dass die älteren Langzeit-Wärmespeichern deutlich höhere Wärmeverluste aufweisen aus ursprünglich angenommen, wurde bei den neusten Wärmespeichern darauf geachtet, die Wärmestromdichten über die Speicherhülle hinweg möglichst genau zu messen. Somit kann die Wärmeleitfähigkeit des Wärmedämmmaterials bestimmen werden. Dies erfolgte bei den Pilotanlagen in Crailsheim und Eggenstein, bei denen zur Wärmedämmung der Wärmespeicher Blähglasgranulat und Schaumglasschotter zum Einsatz kommen.

3.1 Crailsheim

In Crailsheim entsteht auf einem ehemaligen Kasernengelände die zurzeit größte SuN-Anlage Deutschlands. In das Nahwärmenetz wird jährlich mit ca. 4000 MWh Wärme eingespeißt. Dafür sind insgesamt 7410 m² Flachkollektoren und eine elektrisch angetriebene Wärmepumpe mit einer maximalen Leistungsaufnahme von 80 kW_{el} installiert. Zur Deckung des gesamten Wärmebedarfs wird zusätzlich mit Wärme aus einem benachbarten Fernwärmenetz nachgeheizt. Für die kurzfristige Speicherung der solaren Wärme sind zwei Heißwasser-Pufferspeicher (100 m³ und 480 m³) in das System integriert. Um die zeitliche Diskrepanz zwischen hohem solarem Wärmeertrag im Sommer und hohem Wärmebedarf im Nahwärmenetz im Winter auszugleichen, dient ein 39 000 m³ großer Erdsonden-Wärmespeicher (ESWSP) als saisonaler Wärmespeicher. Weitere Details zur Pilotanlage in Crailsheim können dem Beitrag „Solare Nahwärmeversorgung in Crailsheim mit 7500 m² Kollektorfläche“ [6] aus diesem Tagungsband entnommen werden.

In Abb. 1 ist der 480 m³ große Pufferspeicher schematisch dargestellt. Er befindet sich mit den unteren zwei Dritteln seiner Höhe in einem Lärmschutzwall. Am Boden ist er mit einer 35 cm mächtigen Schaumglasschotterschicht, an der Mantelfläche mit einer 50 cm und am Deckel mit einer 80 cm dicken Blähglasgranulatschicht wärmegedämmt.

In Abb. 2 sind die Anordnung der Erdwärmesonden des ESWSP, die sich im Abstand von 3 m zueinander befinden, in schwarz und die Messsonden in rot dargestellt. Der ESWSP reicht bis in eine Tiefe von 55 m und die Messsonden in eine Tiefe von 80 m. Die Messsonden sind in definierten Abständen mit Temperatursensoren versehen. Für die Auswertung sind die Messsonden M1 und M21 von Bedeutung, da dort zusätzlich Wärmestrommessplatten installiert sind.

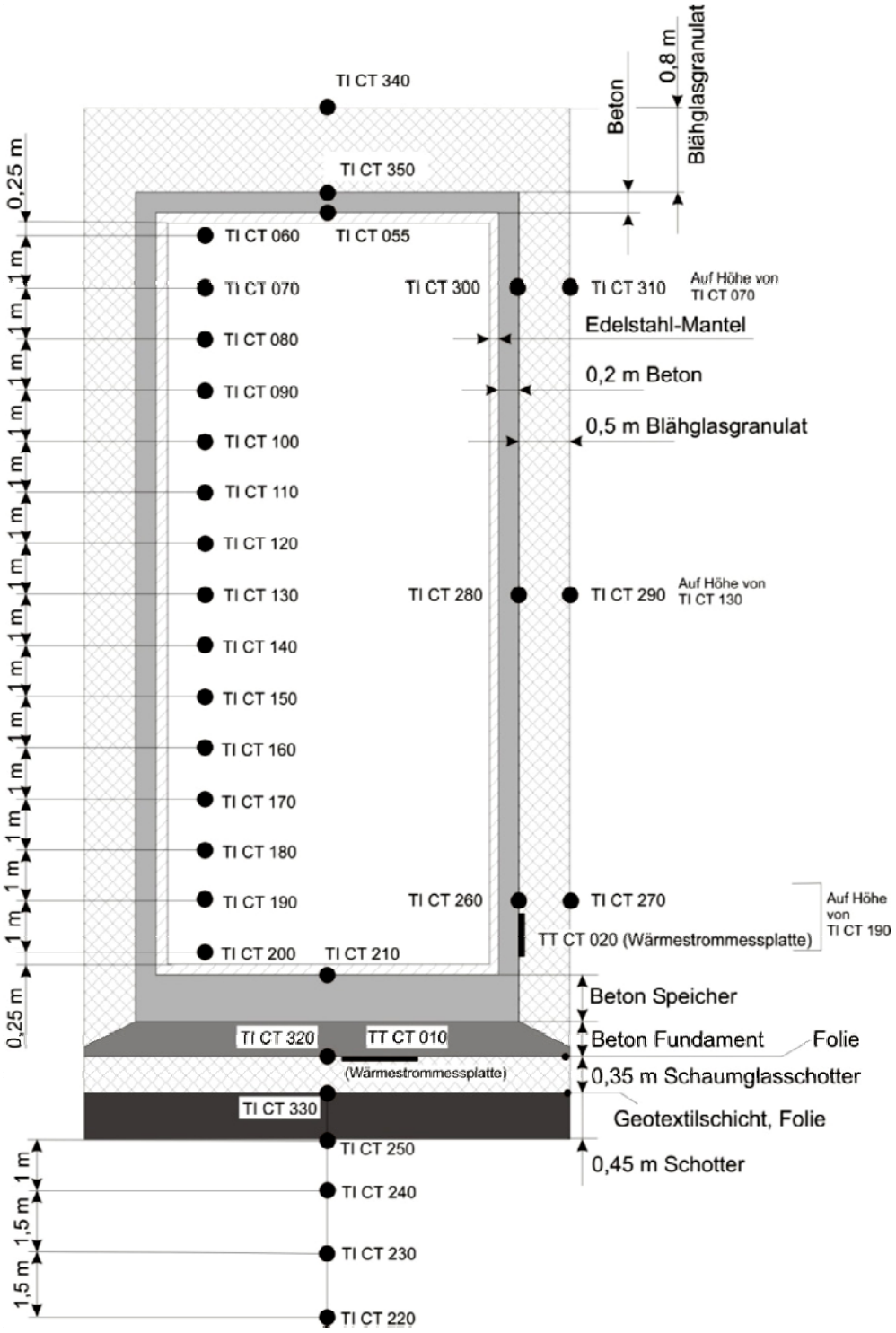


Abb. 1: Skizze des Pufferspeichers 2 mit Messstellen

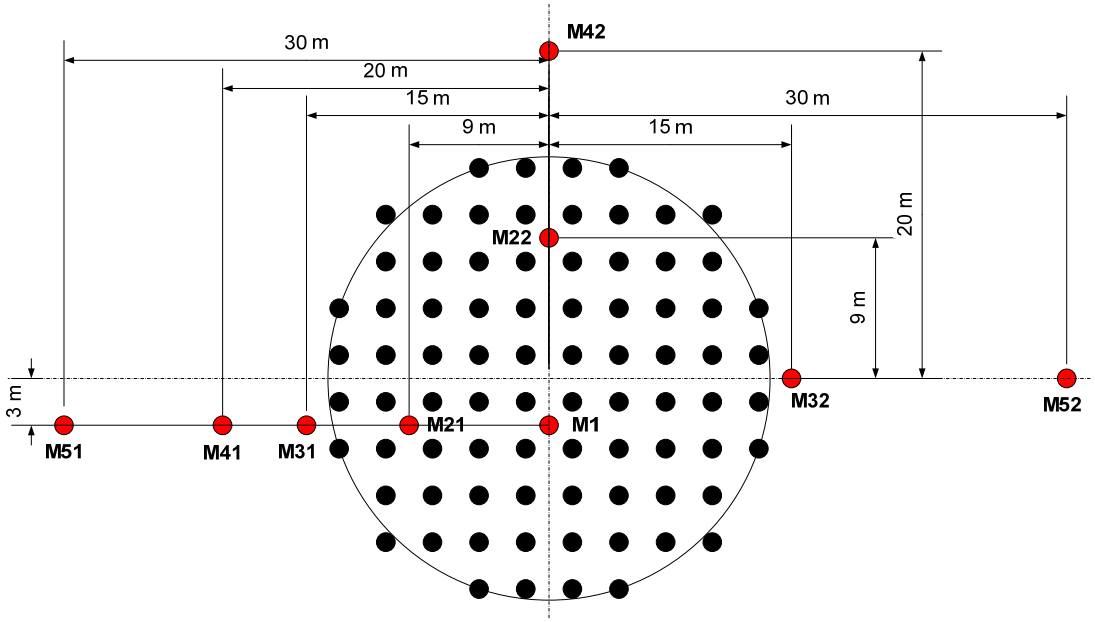


Abb. 2: Darstellung der Erdwärmesonden- (schwarz) und der Messsondenanordnung (rot) im ESWSP (rechts) für die Pilotanlage in Crailsheim

In nebenstehender Abb. 3 ist der vertikale Schnitt durch den ESWSP dargestellt. Die Wärmedämmung des ESWSP ist wie folgt aufgebaut: Auf einem Geovlies direkt auf der Geländeoberkante (GOK) wurde eine 40 – 60 cm mächtige Schaumglasschotterschicht aufgebracht und verdichtet. Darauf wurde wiederum ein Geovlies gelegt, um die darauf folgende wasserdampfoffene Membran zu schützen, auf die ein Geovlies-Wirrgelege-Verbundstoff nach oben hin folgt. Darüber wurde eine Drainageschicht aufgebracht und anschließend mit einem weiteren Geovlies und Erde überdeckt.

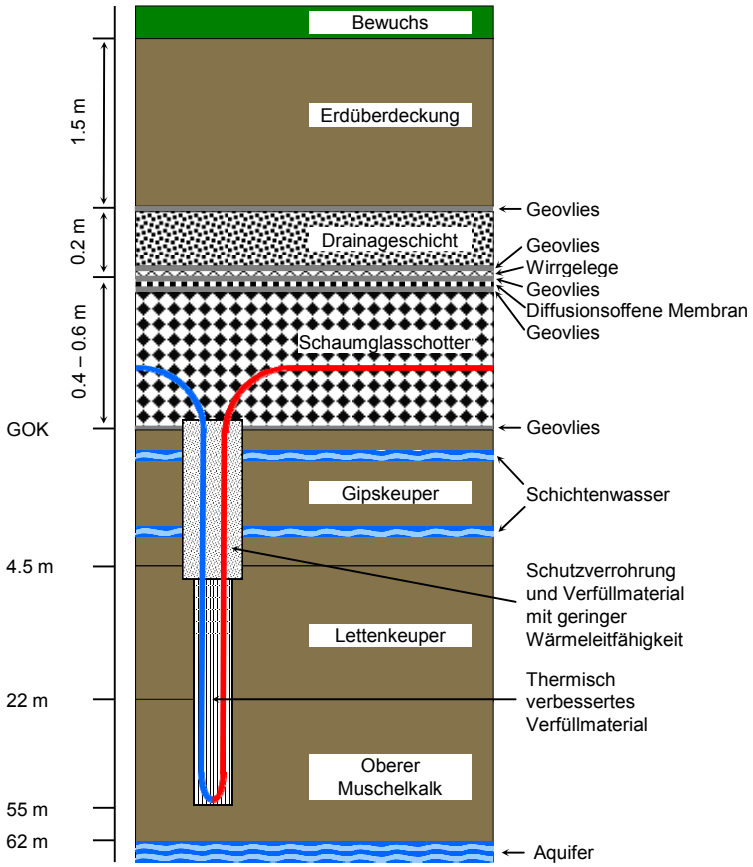


Abb. 3: Aufbau des ESWSP im vertikalen Schnitt (nicht maßstäblich)

In Abb. 4 sind die Messergebnisse zur Beurteilung der Wärmedämmung am Pufferspeicher 2 und am ESWSP dargestellt. Es sind jeweils die treibende Temperaturdif-

ferenz zwischen der Innen- und Außenseite der Wärmedämmung und die dazugehörige effektive Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} aufgetragen. Die effektive Wärmeleitfähigkeit kann entsprechend bei bekannter Temperaturdifferenz und Schichtdicke nach dem Fou-rier'schen Gesetz bestimmt werden. Zusätzlich ist noch die tägliche Niederschlagsmenge dargestellt, um den Einfluss der Feuchte abschätzen zu können.

Die effektive Wärmeleitfähigkeit der Blähglasgranulatschicht, die sich an der Seitenwand des Pufferspeichers 2 befindet, beträgt durchgehend ca. 0,12 W/(m K). Die unter dem Pufferspeicher 2 verbaute Schaumglasschotterschicht weißt eine effektive Wärmeleitfähigkeit von 0,33 W/(m K) auf. Somit liegt die effektive Wärmeleitfähigkeit bei der Blähglasgranulatschicht um ca. den Faktor 1,5 höher als bei der Planung angenommen und somit höher als nur durch den Einfluss des gestiegenen Temperaturniveaus . Dies kann daran liegen, dass die Dämmung durch eine Schalungsbauweise nicht wasserdicht ist, was einen gewissen Feuchteeintrag zur Folge hat, der eine Erhöhung der effektiven Wärmeleitfähigkeit verursacht. Die effektive Wärmeleitfähigkeit des Schaumglasschotters liegt um den Faktor 4 über dem Planungswert. Der Schaumglasschotter ist ebenfalls nicht wasserdicht eingebaut, weshalb Feuchtigkeit eindringen kann.

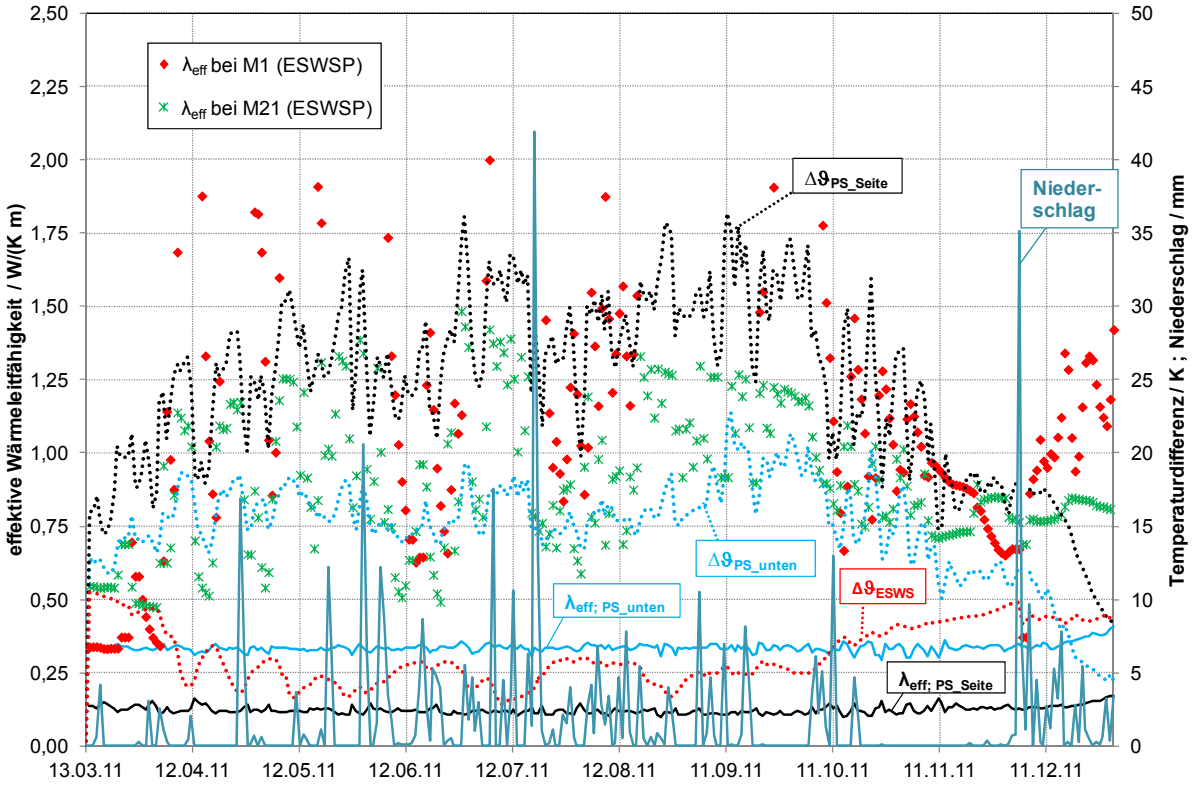


Abb. 4: Effektive Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} der Wärmedämmung des ESWSP (M1 und M21) und des Pufferspeicher 2 (PS) unten und an der Seite; gemessene Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ zwischen Innen- und Außenseite der Wärmedämmung und tägliche Niederschlagsmenge für Mitte März bis Ende Dezember 2011

Die effektiven Wärmeleitfähigkeiten in der Schaumglasschotterschicht über dem ESWSP liegen zwischen 0,5 und 2,0 W/(m K). Sie schwanken über den ganzen

Messzeitraum sehr stark. Auf Grund dieser starken Fluktuation der ermittelten effektiven Wärmeleitfähigkeiten im ESWSP wurde zu Gunsten der Übersicht auf eine kontinuierliche Darstellung der Ergebnisse im Vergleich zum Pufferspeicher verzichtet. Da der ESWSP sehr groß und somit thermisch träge ist, können Fehlmessungen aufgrund schneller Temperaturänderungen unter- bzw. oberhalb der Wärmedämmung ausgeschlossen werden. Lediglich könnte die Verrohrung der Erdwärmesonden, welche in der Schaumglasschotterschicht verläuft, einen dynamischen Einfluss auf die Messwerte haben. Da diese Schwankungen aber über den ganzen Messzeitraum festgestellt werden konnten und unabhängig von der Beladung des ESWSP sind, kann dieser Einfluss ausgeschlossen werden. Höhe und die Schwankungen der effektiven Wärmeleitfähigkeit lassen sich im Wesentlichen durch zwei Effekte begründen, die auch in Laborversuchen (s. u.) festgestellt werden konnten.

Zum einen wird die Wärmeleitfähigkeit durch Feuchtigkeitseintrag beeinflusst. Wie auf der Skizze in Abb. 3 zu erkennen ist, wurde in der obersten Erdschicht sogenanntes Schichtenwasser detektiert. Das Gelände am Ort des ESWSP war während der gesamten Bauzeit immer wasserdurchtränkt, weshalb ein Anstauen der Feuchtigkeit bis zur GOK zu vermuten ist. Außerdem kann anhand der Niederschlagsmenge ebenfalls ein Zusammenhang zur Höhe der effektiven Wärmeleitfähigkeit festgestellt werden. Im Herbst 2011 herrschte eine sechswöchige Trockenzeit. Nach ca. 3 Wochen ohne Regen sanken die Werte der effektiven Wärmeleitfähigkeit stetig. Als Anfang Dezember der erste Regen einsetzte, konnte wieder ein rascher Anstieg der effektiven Wärmeleitfähigkeit gemessen werden. Zum anderen stellen sich in groben Schüttungen konvektive Wärmetransportvorgänge ein, wenn ein Wärmeeintrag von der Seite oder, wie in diesem Fall, von unten vorherrscht. Hierzu kann bei dem Auftreten von Feuchtigkeit durch zusätzlichen Stofftransport in Form eines Wärmerohr-Effekts (engl. Heatpipe-Effect) ein weiterer Wärmestrom überlagert werden. Dabei verdunstet Wasser in den unteren Bereichen der Wärmedämmschicht, steigt als Wasserdampf durch die Dämmschicht nach oben und kondensiert in den darüber liegenden Schichten, von wo es wieder bedingt durch die Schwerkraft nach unten tropft bzw. fließt. Die beiden Einflussgrößen Konvektion und Wärmerohr-Effekt führen zu deutlich erhöhten effektiven Wärmeleitfähigkeiten.

3.2 Eggenstein-Leopoldshafen

In Eggenstein-Leopoldshafen entstand in einem Schul- und Sportkomplex erstmalig in Deutschland eine SuN-Anlage zur Wärmeversorgung von Bestandsgebäuden. Als erster Schritt wurden die Gebäude und das bestehende Nahwärmenetz saniert und anschließend wurde die komplette Heizungstechnik modernisiert. Auf dem Schulgebäude und einer Sporthalle wurden insgesamt 1 600 m² Flachkollektoren installiert (Vgl. Abb. 5).

Ein 30 m³ großer Heißwasser-Wärmespeicher dient als Pufferspeicher und ein 4 500 m³ Kies/Wasser-Wärmespeicher (KWWS) als saisonaler Wärmespeicher. Zur

Entladung des KWWS auf Temperaturen von minimal 10 °C wurde eine elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpe mit einer maximalen Leistungsaufnahme von 15 kW_{el} installiert. Der Wärmebedarf des Nahwärmenetzes beträgt jährlich ca. 1150 MWh und soll zu 35 – 40 % solar gedeckt werden. Als Zusatzheizung dienen zwei 600 kW leistende Gaskessel.

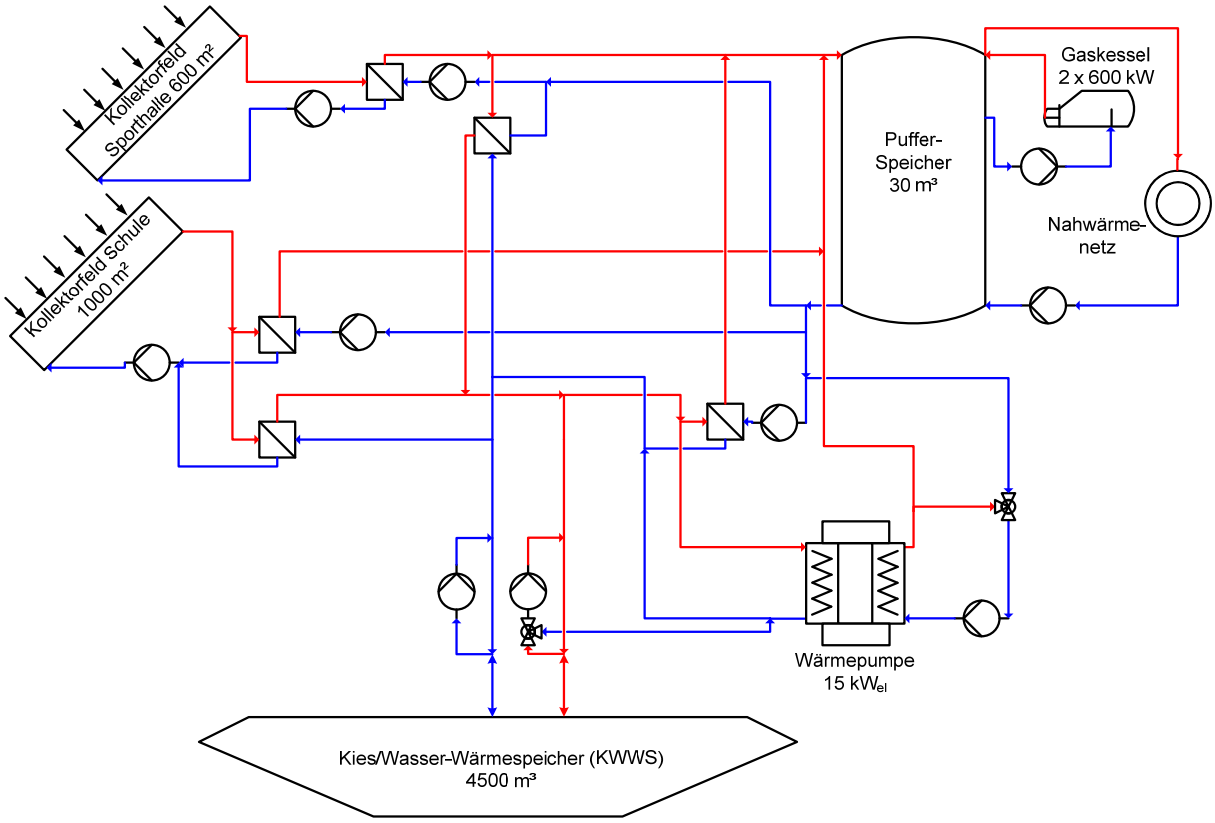


Abb. 5: Vereinfachtes Anlagenschema der SuN in Eggenstein-Leopoldshafen

Der KWWS ist mit 56 Temperatursensoren und acht Wärmestrommessplatten ausgerüstet, wodurch detaillierte Messergebnisse zur Bewertung dessen thermischen Verhaltens aufgezeichnet werden können (siehe Abb. 6).

Der KWWS besitzt die Form eines doppelten Kegelstumpfes. Er reicht bis in eine Tiefe von 7,5 m unter die GOK, da sich in 8 m Tiefe der Grundwasserspiegel befindet [7]. Die gesamte Oberfläche des KWWS ist wärmegedämmt. Das Wärmedämmmaterial ist in Kammern aus HDPE-Folie wasserdicht eingeschweißt. Die Folie ist zur Innenseite des Speichers zusätzlich mit einer wasserdampfdiffusionsdichten Aluminiumschicht versehen, um das Eindringen von Feuchtigkeit aus dem Speicher in die Wärmedämmung zu verhindern. Die Dichtigkeit der Kammern wurde während des Baus mit einem Vakuumsystem überprüft, welches im Messschacht (vgl. Abb. 6) verblieben ist. Im unteren Kegelstumpf (unterhalb der GOK) wird Blähglasgranulat verwendet, dessen Mächtigkeit am Boden 50 cm beträgt und an der Böschung nach oben bis auf 70 cm zunimmt. Der obere Kegelstumpf ist mit Schaumglasschotter wärmegedämmt und erreicht am Deckel eine Mächtigkeit von 80 cm.

Das Inneren des KWWS ist dreischichtiger aufgebaut (vgl. Abb. 6). In der unteren Schicht des Wärmespeichers, mit einer Mächtigkeit von ca. 2,5 m, ist gewaschener Kies mit der Körnung 16 - 32 mm eingefüllt, darüber wurde ein Teil des sandigen Aushubs der Grube bis zur GOK eingefüllt. Das Wiederverwenden des Aushubs reduziert die Baukosten des Wärmespeichers. Im oberen Kegelstumpf schließt noch einmal eine Kiesschicht mit der Körnung 16 - 32 mm an.

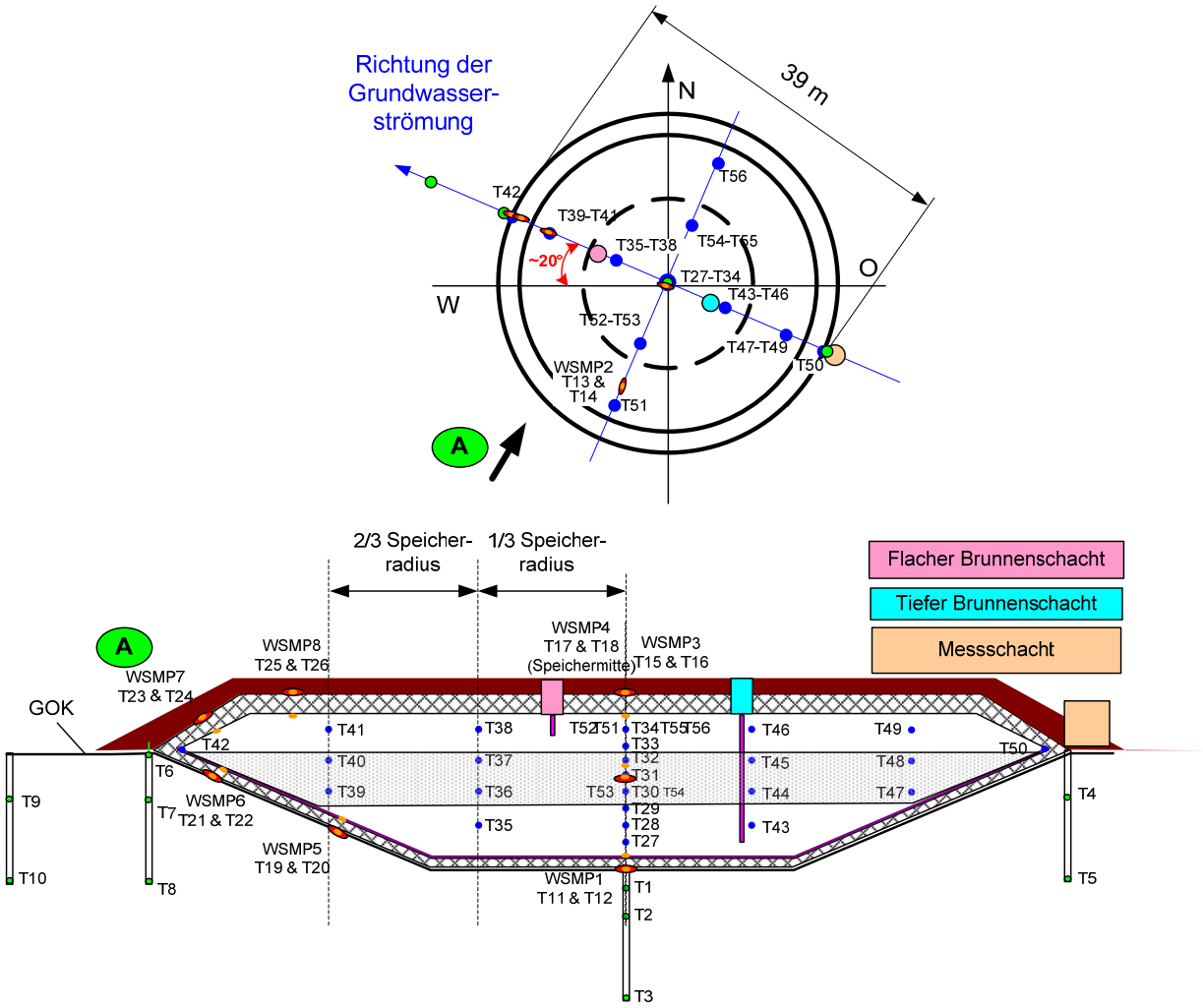


Abb. 6: Darstellung des KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen im Schnitt und Draufsicht einschließlich der installierten Messtechnik (T…Temperatursensoren; WSMP… Wärmestrommessplatte)

In Abb. 7 sind die effektiven Wärmeleitfähigkeiten bei den Wärmestrommessplatten (WSMP 2 – WSMP 8), die mittlere Speichertemperatur und die Temperaturdifferenz zwischen der mittlere Speichertemperatur und Umgebungstemperatur der Außenluft dargestellt.

Im unteren Bereich des KWWS, wo Blähglasgranulat zur Wärmedämmung eingesetzt wird, werden effektive Wärmeleitfähigkeiten von 0,07 – 0,12 W/(m K) ermittelt (WSMP 2, WSMP 5 und WSMP 6). Dies entspricht den Planungswerten bis hin zu einem leicht erhöhten Wert, der um den Faktor 1,5 zu hoch ist. Die leicht erhöhten Werte können auf ungenaue Messungen der Dämmstärke zurückzuführen sein, da

diese an den Dämmkammern an der Böschung konstruktionsbedingt nicht überall exakt bestimmt werden konnten. Zudem kann das höhere Temperaturniveau im Vergleich zu den Normwerten einen geringen Anstieg der effektive Wärmeleitfähigkeit verursachen. Der leichte Anstieg der effektiven Wärmeleitfähigkeiten am Ende des Jahres 2011 kann auf ungenaue Messungen, bedingt durch die geringe treibende Temperaturdifferenz in diesem Zeitraum, zurückgeführt werden.

Die effektiven Wärmeleitfähigkeiten der Schaumglasschotterschicht betragen zwischen 0,06 und mehr als 0,6 W/(m K) (WSMP 3, WSMP 4, WSMP 7 und WSMP 8). Es kann ein deutlicher Zusammenhang zwischen der treibenden Temperaturdifferenz $\bar{\vartheta}_{\mathrm{SP}} - \vartheta_{\mathrm{amb}}$ und der effektiven Wärmeleitfähigkeit festgestellt werden. Der Schaumglasschotter wurde mit einer mittleren Feuchtigkeit von 5 $kg_{Wasser}/m^3_{Dämmmaterial}$ angeliefert und eingebaut. Wie auch bei der Wärmedämmung am ESWSP in Crailsheim, wird für den oberen Bereich der Wärmedämmung am KWWS in Eggenstein vermutet, dass sich zusätzlich zur Wärmeleitung Konvektion und Stofftransport in Form eines Wärmerohr-Effektes überlagern.

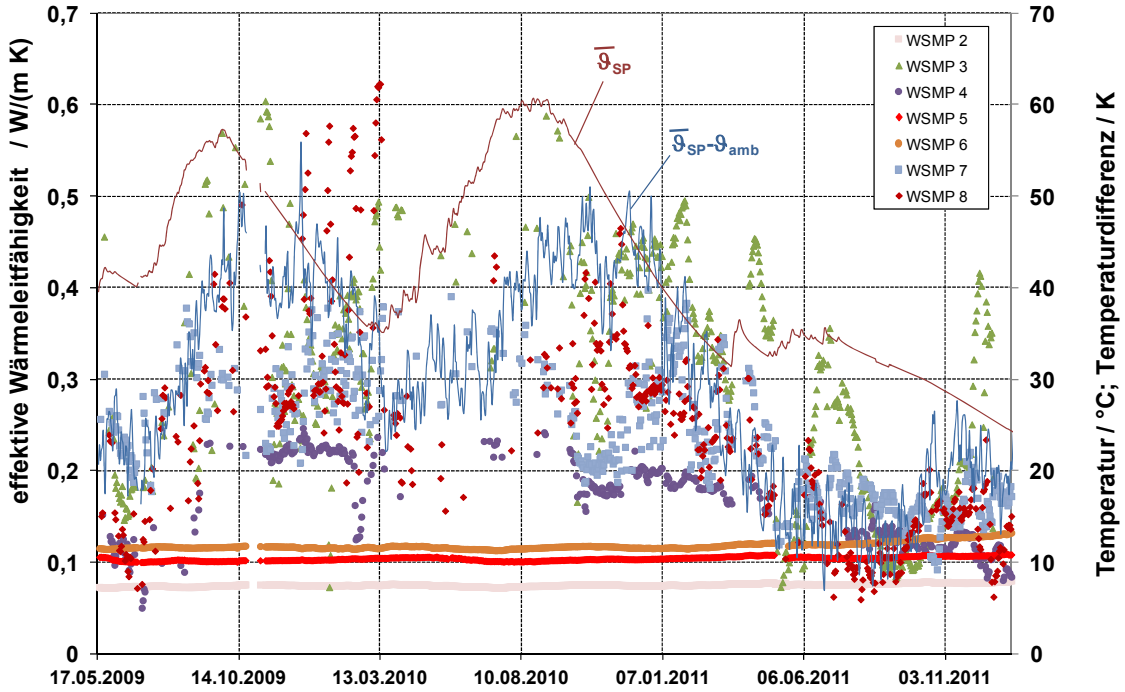


Abb. 7: Effektive Wärmeleitfähigkeit λ_{eff} der Wärmedämmung des KWWS, gemessene mittlere Speichertemperatur $\bar{\vartheta}_{SP}$ und Temperaturdifferenz $\bar{\vartheta}_{SP} - \vartheta_{amb}$ zwischen mittlerer Speichertemperatur und Umgebungstemperatur der Außenluft ab erster Beladung 2009 bis Ende Dezember 2011

4. Ergebnisse der Laboruntersuchungen

Um die Messergebnisse validieren und analysieren zu können, wurde am ITW ein Versuchsstand entwickelt. Der Versuchsstand besteht aus einer quaderförmigen Kammer mit den Abmaßen 100 cm x 80 cm x 75 cm (Breite x Tiefe x Höhe). Die

Kammer ist mit leicht verdichtetem Schaumglasschotter mit einer Körnung von 32 – 64 mm gefüllt. Sie soll einem Ausschnitt der Wärmedämmung des KWWS in Eggenstein entsprechen. Unter der Kammer ist eine Heizkassette installiert, die den warmen Speicher simulieren kann. An den Seitenwänden ist die Kammer mit einer 20 cm starken EPS-Schicht wärmegedämmt, um seitlich möglichst adiabate Bedingungen zu gewährleisten. Die simulierte Umgebungstemperatur des Speichers kann durch die Raumtemperatur der Klimakammer, in der sich der Versuchsstand befindet, eingestellt werden. Es wurden Versuche mit unterschiedlichen Heiztemperaturen und Wassergehalten des Wärmedämmmaterials durchgeführt. Um einen besseren Einblick in das Innere der Kammer zu erhalten, besteht eine Seitenwand aus Plexiglas. Im Inneren der Kammer sind entlang der Mittelachse im Abstand von 15 cm Temperatursensoren installiert. Um einen Eindruck über die Temperaturverteilung an den Seitenwänden zu erhalten, wurden Thermographieaufnahmen unmittelbar nach dem Abnehmen der EPS-Wärmedämmung erstellt.

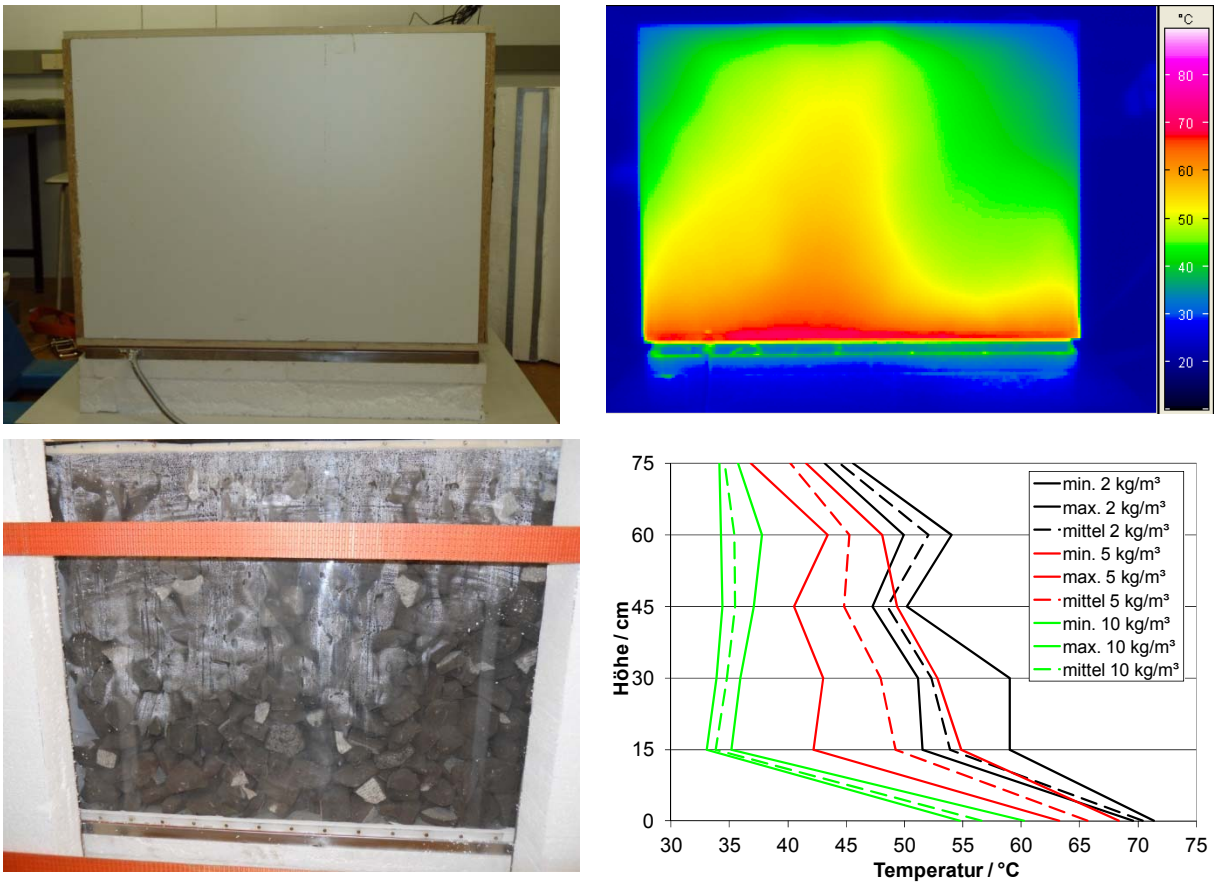


Abb. 8: Ansicht der ungedämmten Rückwand des Versuchsstands (oben links), Thermographie der Rückwand bei einer Heiztemperatur von 75 °C und einem Wassergehalt von 1 $kg_{Wasser}/m^3_{Dämmmaterial}$ (oben rechts), Fotographie der Plexiglas-Vorderseite bei den gleichen Versuchsbedingungen (unten links) und Temperaturprofil im Kammerinneren für eine Heiztemperatur von 75 °C und einem Wassergehalt von 2, 5 und 10 $kg_{Wasser}/m^3_{Dämmmaterial}$ (unten rechts)

In Abb. 8 sind der Versuchstand und ein Auszug der Ergebnisse dargestellt. Im oberen rechten Bild ist eine Thermographie der Rückwand bei einer Heiztemperatur von 75 °C und einem Wassergehalt von 1 $kg_{Wasser}/m^3_{Dämmmaterial}$ dargestellt. Es ist deutlich

zu erkennen, dass die Isothermen nicht horizontal verlaufen, wie es bei einer eindimensionalen Wärmeverteilung durch reine Wärmeleitung zu erwarten wäre. Es scheinen sich Wirbel, bedingt durch Konvektion einzustellen. Wie bei der Fotographie in Abb. 8 unten links zu beobachten ist, kondensiert das verdunstete Wasser in der oberen Hälfte der Schüttung und fließt durch die Schwerkraft nach unten, wo es wieder verdunstet. Dies entspricht dem Wärmerohr-Effekt, bei dem durch den Stofftransport zusätzlich zur Konvektion Wärme transportiert wird. Auch bei der Betrachtung des auf dem Plexiglas gebildeten Kondensats kann festgestellt werden, dass dieses nicht gleichmäßig ab einer bestimmten Höhe auftritt, sondern ähnlich wie die Isothermen der Thermographie der Rückwand ungleichmäßig verteilt ist. Dies ist ein weiteres Indiz für die konvektiven Wirbel, die sich einstellen.

Im Diagramm in Abb. 8 unten rechts sind die Temperaturprofile entlang der Mittelachse der Kammer bei einer Heiztemperatur von 75 °C und für Wassergehalte von 2, 5 und 10 $kg_{Wasser}/m^3_{Dämmmaterial}$ dargestellt. Bei den Versuchen konnte unabhängig von der Versuchsdauer kein stationärer Zustand ermittelt werden. Es bilden sich nur quasi-stationäre Zustände aus. Aus diesem Grund sind jeweils die minimalen, maximalen und gemittelten Temperaturen für die gleichen Versuchsbedingungen dargestellt. Die deutlichen Schwankungen können durch den stetigen Wechsel der konvektiven Wirbelbildung verursacht sein, ähnlich des in Flüssigkeiten auftretenden Bénard-Effekts. Auffällig ist, dass das Temperaturprofil deutlich von einem linearen Profil, wie es bei reiner Wärmeleitung auftritt, abweicht. Bei zunehmendem Wassergehalt nimmt der Temperaturgradient ab einer Höhe von 15 cm immer weiter ab, bis er bei einem Wassergehalt von 10 $kg_{Wasser}/m^3_{Dämmmaterial}$ quasi Null beträgt. Das bedeutet, dass durch die Überlagerung der Wärmetransportmechanismen ab einer Höhe von 15 cm dazu führt, dass nahezu keine Wärmedämmwirkung mehr auftritt. In diesem Fall tragen nur die unteren 15 cm zur Wärmedämmung bei.

In einer weiteren Versuchsreihe wurde die Kammer durch zwei Konvektionssperren (Folien) in drei horizontale Schichten zu je 25 cm untergliedert. Die Ergebnisse aus diesen Versuchen zeigen, dass durch das Einbringen dieser Sperrschichten die Konvektion über die Höhe deutlich reduziert wurde. Die Messung der Temperaturen entlang der Mittelachse ergab ein fast lineares Temperaturprofil mit einem Temperaturgradienten ähnlich der ersten 15 cm ohne Konvektionssperren.

In einer weiteren Versuchsreihe wurde der Schaumglasschotter durch Blähglasgranulat mit einer Körnung von 2 – 4 mm ersetzt. Bei der Verwendung von Blähglasgranulat konnte sogar ohne Konvektionssperren keine Konvektion detektiert werden. Der Einfluss des Wassergehalts ist deutlich geringer als beim Schaumglasschotter, jedoch konnte bei Heiztemperaturen von 75 °C und Wassergehalten von 5 – 10 $kg_{Wasser}/m^3_{Dämmmaterial}$ ebenfalls ein Anstieg der effektiven Wärmeleitfähigkeit im Vergleich zu Versuchen mit niedrigeren Heiztemperaturen und einem geringerem Wassergehalt beobachtet werden (Vgl. [5]).

5. Zusammenfassung und Planungsempfehlung

Die Pilotanlagen in Crailsheim und Eggenstein-Leopoldshafen werden intensiv wissenschaftlich-technisch begleitet. Die in diesen Anlagen integrierten Wärmespeicher sind mit den schüttfähigen Wärmedämmmaterialien Schaumglasschotter und Blähglasgranulat wärmegedämmt. Dabei konnten, im Vergleich zu den Herstellerangaben, bei Blähglasgranulat um bis zum Faktor 1,5 und beim Schaumglasschotter um bis zum Faktor 20 höhere effektive Wärmeleitfähigkeiten ermittelt werden. Auffällig waren diese hohen Werte insbesondere bei den Wärmedämmungen auf der Oberseite der Wärmespeicher, die zwischen 40 und 80 cm mächtig sind. Bei Laborversuchen an einem Versuchsstand, der diese Verhältnisse abbildet, wurde festgestellt, dass sich bei Schaumglasschotter mit einer Körnung von 32 – 64 mm zusätzlich zum Wärmetransport durch Wärmeleitung Konvektion einstellen kann. Befindet sich noch Feuchtigkeit in der Schüttung, entsteht zusätzlich ein Wärmerohr-Effekt. Durch die Überlagerung dieser Wärmetransportmechanismen steigt die effektive Wärmeleitfähigkeit stark an und die Dämmwirkung wird deutlich reduziert, was zu höheren Wärmeverlusten des Wärmespeichers führt.

Aus diesen Gründen kann der Einsatz von schüttfähigen Wärmedämmmaterialien mit großer Korngröße wie Schaumglasschotter besonders auf Oberseiten von Wärmespeichern nicht empfohlen werden; insbesondere wenn mit dem Eintrag von Feuchtigkeit in die Schüttung gerechnet werden muss. Eine deutliche Verbesserung kann bei großen Dämmstärken durch das Einbringen von Sperrschichten erzielt werden, welche sowohl die Konvektion als auch den zusätzlichen Stofftransport durch den Wärmerohr-Effekt reduzieren. Dies ist jedoch mit einem relativ großen materiellen, technischen und zeitlichen Aufwand verbunden. Auf den Oberseiten der Wärmespeicher ist Blähglasgranulat als Wärmedämmmaterial Schaumglasschotter vorzuziehen, weil keine Konvektion und kein Wärmerohr-Effekt bei diesem Wärmedämmaufbau entstehen. Somit wird die effektive Wärmeleitfähigkeit nicht durch zusätzliche Wärmetransportmechanismen erhöht. Andere Wärmedämmstoffe sollten Grundlage weiterer Untersuchungen bilden.

Bei den Unterseiten der Wärmespeicher kann Schaumglasschotter verwendet werden, da der von oben gerichtete Wärmestrom zu keiner Konvektion und keinem Wärmerohr-Effekt führen kann. Jeglicher Eintrag von Feuchtigkeit ist jedoch zu vermeiden, wie die Messergebnisse des Pufferspeichers 2 in Crailsheim zeigen.

Die Ergebnisse der Laboruntersuchungen zur Beurteilung der thermischen Vorgänge in Wärmedämmschüttungen mit großen Schichtdicken zeigen, dass die effektive Wärmeleitfähigkeit für solche Anwendungen genauer bestimmt werden muss. Es ist somit notwendig, zusätzlich zu den bis jetzt erzielten qualitativen Ergebnissen, die effektive Wärmeleitfähigkeit quantitativ zu bestimmen. Hierfür müssen jedoch die Versuchsstände weiterentwickelt und umfangreiche Messkampanien durchgeführt werden.

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

6. Literatur

[1] DIN EN 12667, Wärmetechnisches Verhalten von Baustoffen und Bauprodukten - Bestimmung des Wärmedurchlasswiderstandes nach dem Verfahren mit dem Plattengerät und dem Wärmestrommessplatten-Gerät - Produkte mit hohem und mittlerem Wärmedurchlasswiderstand; Deutsche Fassung EN 12667:2001

[2] M. Benner, M. Bodmann, D. Mangold, J. Nußbicker, S. Raab, T. Schmidt, H. Seiwald: Solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit und ohne Langzeit-Wärmespeicher (Nov. 1998 bis Jan. 2003), Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben FKZ 0329606S

[3] W. Dallmayer, J. Kuckelkorn, M. Radspieler, M. Reuß, W. Schölkopf, C. Schweigler, L. Staudacher: Begleitforschung Solare Nahwärme am Ackermannbogen München – SNAB (Apr. 2004 bis Sep. 2009), Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben FKZ 0329607G, ZAE Bayern, Oktober 2010

[4] D. Bauer, W. Heidemann, R. Marx, J. Nußbicker-Lux, F. Ochs, V. Panthalookaran, S. Raab: Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher (Juni 2005 bis Juli 2008), Förderkennzeichen 0329607J

[5] F. Ochs: Modelling Large-Scale Thermal Energy Stores, Dissertation, Universität Stuttgart, Shaker-Verlag, ISBN 978-3-8322-8834-1, 2010

[6] J. Nußbicker-Lux: Solare Nahwärmeversorgung in Crailsheim mit 7500 m² Kollektorfläche, 22. Symposium Thermische Solarenergie, 9.-11. Mai 2012, Kloster Banz, Bad Staffelstein

[7] M. Pfeil: Realisierung eines solaren Nahwärmesystems mit Langzeitwärmespeicher in einem Schul- und Sportzentrum der 1960er Jahre, 17. Symposium Thermische Solarenergie, 9.-11. Mai 2007, Kloster Banz, Bad Staffelstein

Saisonale Wärmespeicherung bei Gebäuden im Bestand am Beispiel Eggenstein-Leopoldshafen

Roman Marx, Dan Bauer, Harald Drück

Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel.: 0049-(0)711-685-63229, Fax: 0049-(0)711-685-63503
E-Mail: marx@itw.uni-stuttgart.de

Einleitung

In Eggenstein-Leopoldshafen entstand in einem Schul- und Sportkomplex erstmalig in Deutschland eine solare Nahwärmeanlage zur Wärmeversorgung von Bestandsgebäuden. Als erster Schritt wurden die Gebäude und das bestehende Nahwärmenetz saniert und anschließend wurde die komplette Heizungstechnik modernisiert. Auf dem Schulgebäude und einer neu errichteten Sporthalle wurden insgesamt 1 600 m² Flachkollektoren installiert (Vgl. Abb. 1).

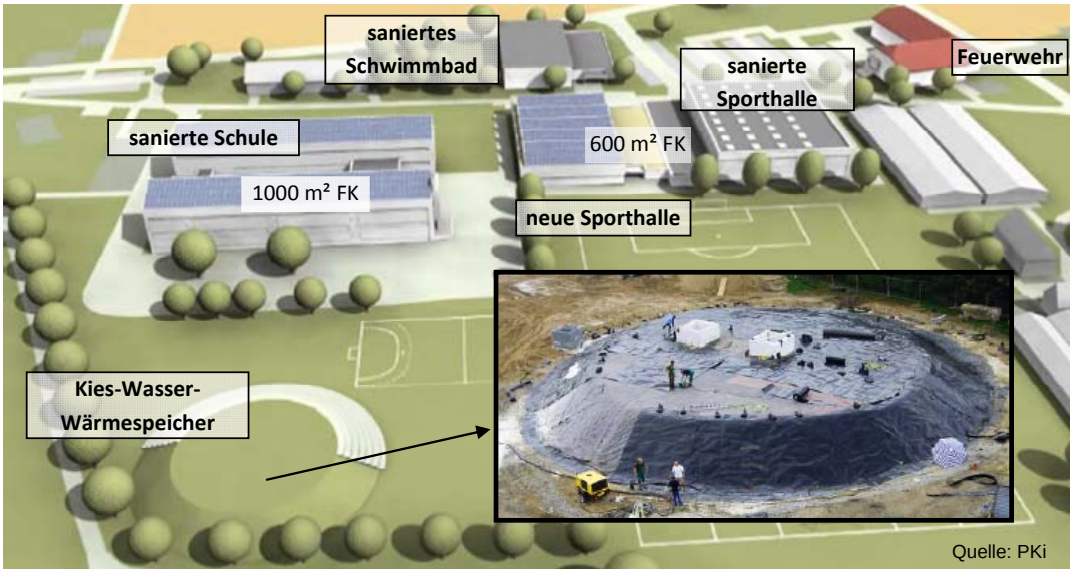


Abb. 1: Übersicht der solaren Nahwärmeanlage mit saisonaler Wärmespeicherung in Eggenstein-Leopoldshafen (FK … Flachkollektoren)

Ein 30 m³ großer Heißwasser-Wärmespeicher dient als Pufferspeicher und ein 4 500 m³ großer Kies/Wasser-Wärmespeicher (KWWS) als saisonaler Wärmespeicher. Zur Entladung des KWWS auf Temperaturen von minimal 10 °C wurde eine elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpe mit einer maximalen Leistungsaufnahme von 15 kW_{el} installiert. Der Wärmebedarf des Nahwärmenetzes beträgt jährlich ca. 1 150 MWh und soll zu 35 – 40 % solar gedeckt werden. Als Zusatzheizung dienen zwei 600 kW leistende Gaskessel.

Durch die energetische Sanierung der Gebäude und die Integration der solaren Nahwärmeanlage mit saisonaler Wärmespeicherung können 65 % an Primärenergie eingespart werden. Dies entspricht einer Reduktion der CO_2-Emissionen von 390 t/a [1]. Eine detaillierte Beschreibung der Nahwärmeanlage in Eggenstein ist in [2] gegeben.

Bestandsgebäude und Technik

An das Nahwärmenetz sind ein Schulgebäude, zwei Sporthallen, ein Hallenbad und ein Feuerwehrhaus inklusive sechs Wohnungen angeschlossen. Die Bruttogeschoßfläche beträgt 12 000 m². Die Gebäude werden mit Wärme für Raumheizung und Trinkwarmwasser versorgt. Die Bestandsgebäude stammen aus den 1960er und 1970er Jahren. Nach einer umfangreichen energetischen Bestandsanalyse der Pfeil & Koch ingenieursgesellschaft (PKi) aus Stuttgart wurden die bestehenden Gebäude Schule, Sporthalle und das Hallenbad energetisch saniert. Das Schulgebäude besaß beispielsweise einen Wärmedurchgangskoeffizienten (U-Wert) von 0,7 W/(m² K) für die Außenwände. Nach der umfangreichen energetischen Sanierung konnte ein Wärmedurchgangskoeffizient von 0,17 W/(m² K) erzielt werden. In Abb. 2 ist das Schulgebäude vor und nach der Sanierung dargestellt. Auf dem Schulgebäude wurden 1 000 m² dachintegrierte Flachkollektoren auf einem 21° geneigtes und neu aufgeständertes Dach installiert. In den entstandenen Hohlräumen zwischen Kollektoren und den alten Flachdächern wurden die Raumlüftungsanlagen mit Wärmerückgewinnung integriert.

Abb. 2: Oben: unsaniertes Schulgebäude; unten: saniertes Schulgebäude mit 1 000 m² dachintegrierten Flachkollektoren (Quelle: PKi)

Die veraltete Heizungstechnik wurde schrittweise erneuert und an den neuen Wärmebedarf angepasst. Zunächst wurden die alten Gaskessel ersetzt und anschließend das undichte Nahwärmenetz modernisiert. Des Weiteren wurde die neue Sporthalle mit der 600 m² großen Kollektorfläche zusammen mit dem 30 m³ großen Pufferspeicher an das Heizsystem angeschlossen. Dem folgte die Integration der 1 000 m² großen Kollektorfläche auf dem Schulgebäude. Am Ende wurden der saisonale KWWS und die Wärmepumpe in das System integriert. Alle Sanierungsmaßnahmen und die Erneuerung der Heizungstechnik erstreckten sich im Zeitraum von 2002 bis 2009.

Anlagentechnik

Aufgrund der relativ geringen Größe des Nahwärmenetzes und der ganzheitlichen Planung, konnte der Aufbau des Systems relativ kompakt gewählt werden. Als zentrale Schnittstelle der Anlage dient der 30 m³ fassende Pufferspeicher. Ausschließlich aus ihm wird der Wärmebedarf im Nahwärmenetz gedeckt. Im Gegenzug werden alle Wärmequellen in ihn gespeist. Abb. 3 zeigt ein vereinfachtes Anlagenschema.

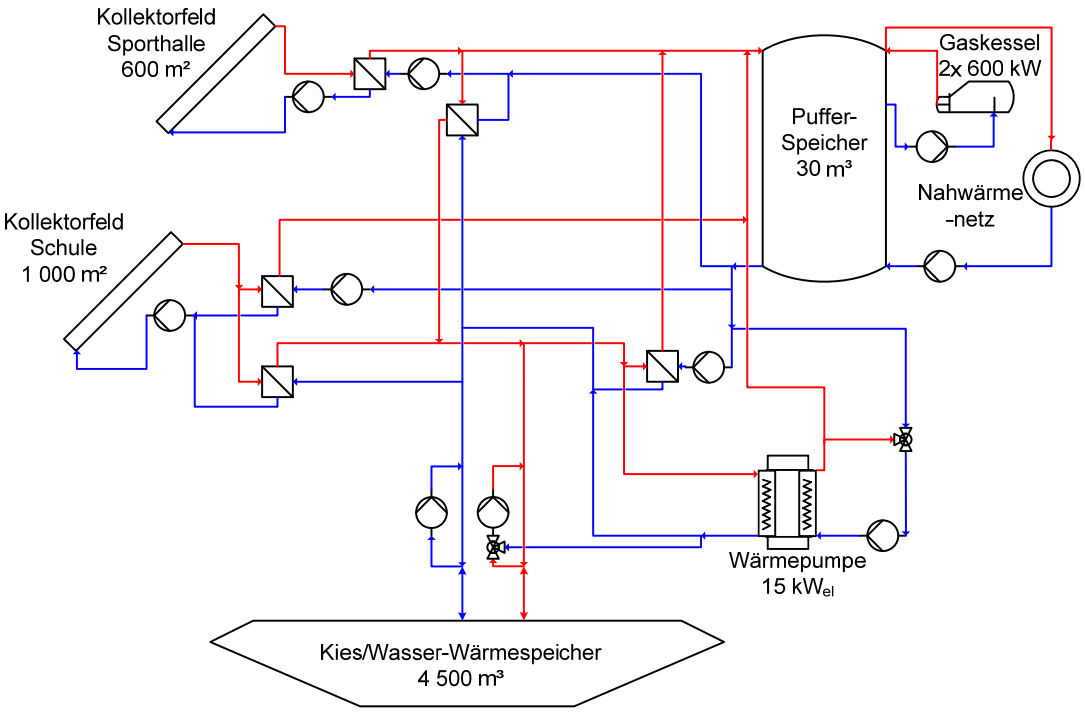


Abb. 3: Vereinfachtes Anlagenschema der solaren Nahwärmeanlage in Eggenstein-Leopoldshafen

Die Solaranlage kann zur Aufrechterhaltung einer thermischen Schichtung je nach Temperatur die von den Kollektoren bereitgestellte Wärme in verschiedenen Höhen in den Pufferspeicher speisen. Bei Solarvorlauftemperaturen über 60 °C erfolgt die Beladung des Pufferspeichers oben, bei Temperaturen unter 60 °C in der Mitte des Pufferspeichers. Können die Solarkollektoren nicht genügend Wärme liefern, wird über die Gaskessel nachgeheizt, um den Pufferspeicher im Bereitschaftsvolumen von 6 m³ permanent auf

mindestens 60 °C zu halten. Herrscht ein Überangebot an solarer Wärme, kann der saisonale Wärmespeicher, der vom übrigen Netz durch Wärmeübertrager getrennt ist, bis hin zu einer Temperatur von 80 °C beladen werden. Bei der Entladung in der Heizperiode wird der KWWS direkt in den Pufferspeicher bis auf ein Temperaturniveau von 40 °C entladen. Fällt das nutzbare Temperaturniveau des KWWS unter die 40 °C-Grenze, wird die Speichervorlauftemperatur zum Pufferspeicher hin mit der Wärmepumpe angehoben. Mit Hilfe der Wärmepumpe kann der KWWS bis auf 10 °C entladen werden. Die Entladung des KWWS durch die Wärmepumpe erhöht die thermische Effizienz der Anlage und damit die Wirtschaftlichkeit. Eine Simulationsstudie [3] ergab eine optimale thermische Leistung der Wärmepumpe von 60 kW_{th}, was einer elektrischen Leistungsaufnahme von 15 kW_{el} entspricht. Es wurde eine Wärmepumpe mit einer verhältnismäßig geringen Leistung gewählt, damit diese den KWWS mit langen Laufzeiten (ohne zu Takten) entladen kann. Die Wärme soll möglichst kontinuierlich in den Pufferspeicher eingespeist werden. Der Studie zugrunde lagen nicht nur thermische und energetische Randbedingungen sondern auch eine Wirtschaftlichkeitsrechnung. Durch die Einbindung der Wärmepumpe profitiert insbesondere der saisonale Wärmespeicher. Bei der Absenkung des Speichers auf ein niedriges Temperaturniveau wird die nutzbare Speicherkapazität vergrößert und die Wärmeverluste werden minimiert.

Saisonaler Wärmespeicher

Die Entscheidung für den Bau eines KWWS gegenüber einem Heißwasser-Behälterspeicher basierte auf Gründen der Sicherheit und Wirtschaftlichkiet. Da sich der saisonale Wärmespeicher innerhalb eines Schulhofes befindet, muss er für die Schüler unbeschränkt begehbar sein und es muss eine vollständige Havariesicherheit gewährleistet sein. Zudem forderten die Betreiber eine Befahrbarkeit des Speichers. Dadurch musste eine 100-prozentig sichere Konstruktion gewählt werden, die auch einem kompletten Versagen der Speicherhülle standhält.

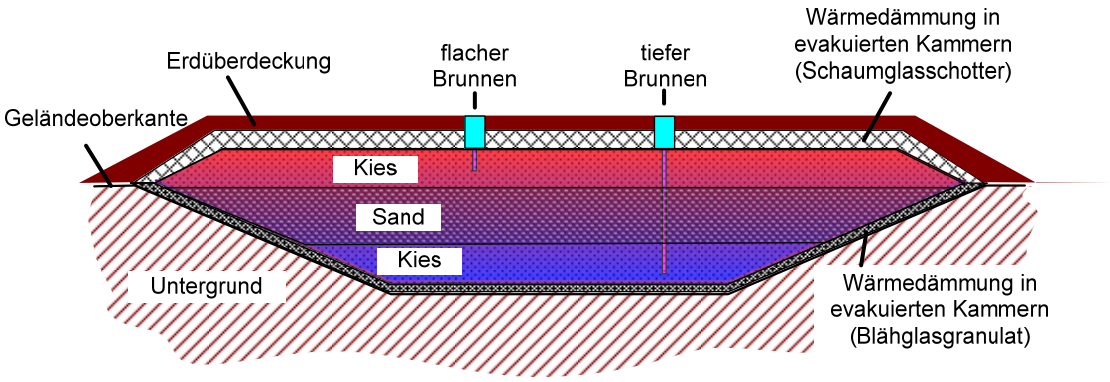


Abb. 4: Darstellung des KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen im Schnitt

Der KWWS besitzt die Form eines doppelten Kegelstumpfes (Vgl. Abb. 4). Er reicht bis in eine Tiefe von 7,5 m unter die Geländeoberkante (GOK), da sich in 8 m Tiefe der Grundwasserspiegel befindet [1]. Die gesamte Oberfläche des KWWS ist wärmegedämmt. Das Wärmedämmmaterial ist in Kammern aus HDPE-Folie wasserdicht eingeschweißt. Die Folie ist zur Innenseite des Speichers zusätzlich mit einer wasserdampfdiffusionsdichten

Aluminiumschicht versehen, um das Eindringen von Feuchtigkeit aus dem Speicher in die Wärmedämmung zu verhindern. Basierend auf der Methode in Steinfurt-Borghorst [4, 5] wurde die Dichtigkeit der Kammern während des Baus mit einem Vakuumsystem überprüft. Im unteren Kegelstumpf (unterhalb der GOK) wird als Wärmedämmmaterial Blähglasgranulat verwendet, dessen Mächtigkeit am Boden 50 cm beträgt und an der Böschung nach oben bis auf 70 cm zunimmt. Der obere Kegelstumpf ist mit Schaumglasschotter wärmegedämmt und erreicht am Deckel eine Mächtigkeit von 80 cm.

Das Inneren des KWWS ist dreischichtig aufgebaut (Vgl. Abb. 4). In der unteren Schicht des Wärmespeichers, mit einer Mächtigkeit von ca. 2,5 m, ist gewaschener Kies mit der Körnung 16 - 32 mm eingefüllt, darüber wurde ein Teil des sandigen Aushubs der Grube bis zur GOK eingefüllt. Das Wiederverwenden des Aushubs reduziert die Baukosten des Wärmespeichers. Im oberen Kegelstumpf schließt noch einmal eine Kiesschicht mit der Körnung 16 - 32 mm an. Um das Eindringen gelöster Partikel aus der Sandschicht in die Kiesschichten zu verhindern, wurden die Speicherschichten mit einem Geoflies separiert. Die Be- und Entladung des Speichers erfolgt über zwei Brunnen. Einer der Brunnen (tiefer Brunnen) reicht bis in die untere Kiesschicht, der andere (flacher Brunnen) in die obere Kiesschicht. Somit konnte eine direktes Be- und Entladesystem realisiert werden.

Betriebserfahrungen und Ergebnisse

Aufgrund des hohen Innovationscharakters des KWWS traten in der Phase der Inbetriebnahme technische Probleme auf, die keinen dauerhaft geregelten Betrieb der Gesamtanlage zuließen. Dies betrifft im Wesentlichen den Speicherbe- und -entladekreislauf. Die Entfernung zwischen dem KWWS und der Heizzentrale im Schulgebäude beträgt ca. 80 m. Zudem befinden sich die Brunnenschächte, über die der Speicherbe- und -entladekreislauf angeschlossen ist, im KWWS ca. 3 m oberhalb des Niveaus der Heizzentrale. Die Be- und Entladepumpen des Speicherkreislaufs wurden in der Heizzentrale installiert. Es handelte sich somit um „saugende“ Pumpen, die über die Traverse zum KWWS und dessen Höhendifferenz das Wasser aus dem KWWS fördern müssen. Die Entscheidung für diese Integration wurde aus zweierlei Gründen getroffen. Zum einen wäre es zwar hydraulisch sinnvoller gewesen Tauchpumpen direkt im KWWS zu installieren, die das Wärmeträgerfluid unter Druck fördern. Es gibt derzeit aber keine Pumpenhersteller, die gewährleisten, dass die Pumpen dauerhaft Temperaturen von bis zu 80 °C Stand halten. Zum anderen können durch die Installation der Pumpen in der Heizzentrale Standardkomponenten eingesetzt werden, die preiswert, leicht zugängig und einfach zu regeln sind. Der beschriebene Aufbau des Speicherbe- und -entladekreislaufs hat jedoch zur Folge, dass die Strömung beim Be- und Entladen immer wieder durch den Eintrag von Luft und dessen Ansammeln an der höchsten Stelle in den Brunnenschächten abriss. Dadurch konnte keine kontinuierliche Förderung zustande kommen. Als erster Schritt wurden die Nassläuferpumpen durch Trockenläuferpumpen ersetzt. Nachdem dies nicht zum erwünschten Erfolg führte, wurden an den höchsten Stellen in den Brunnenschächten Entgasungsgefäße mit Vakuumhaltung integriert. Dies funktionierte für den Beladekreislauf insbesondere im Jahr 2010 recht zuverlässig. Jedoch nicht für den Entladekreislauf, wo offensichtlich das Vakuumsystem nie vollständig leckagefrei gehalten werden konnte. Somit wurde entschieden, selbstansaugende Pumpen direkt in den

Brunnenschächten zu installieren. Deren Antrieb sitzt im Brunnenschacht und kann über eine Antriebswelle, die bis unter den Wasserpegel des Speichers führt, fördern. Um die Zuverlässigkeit dieser Pumpen zu testen, wurde zunächst im Frühjahr 2012 die erste Pumpe installiert. Im Herbst 2012 soll die zweite Pumpe eingebaut werden, da der Test der ersten Pumpe zu einem zufriedenstellenden Ergebnis führte. Der KWWS konnte nach seiner hydraulischen Anbindung an die Gesamtanlage Ende 2008 bis jetzt (Stand September 2012) nie sinnvoll entladen werden, wodurch die saisonal gespeicherte Wärme dem System nicht zurück geführt werden konnte.

Durch die wissenschaftlich-technische Begleitung der solaren Nahwärmeanlage durch das Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart konnten seit der Phase der Inbetriebnahme Messdaten gesammelt und ausgewertet werden. Dies betrifft die Gesamtanlage sowie im Besonderen den saisonalen Wärmespeicher.

In Tab. 1 sind die Kenndaten der Anlage für die Jahre 2007 bis 2011 aufgelistet. Die gelieferte Wärmemenge der Solarkollektoren beträgt zwischen 131 und 351 MWh/a, was einem flächenspezifischem Ertrag zwischen 82 und 284 kWh/(m² a) entspricht. Die starken Schwankungen resultieren daraus, dass in den Jahren 2007 und 2008 nur der erste Anlagenteil mit 600 m² Kollektorfläche an das System angeschlossen war. Zudem hing der Kollektorertrag beginnend von dem Jahr 2009 davon ab, ob überschüssige solare Wärme in den KWWS eingespeichert werden konnte. Konnte die gewonnene Wärme nicht in den KWWS geladen werden, gingen die Kollektorfelder in Stagnation, nachdem der Pufferspeicher voll beladen war. Waren die Solaranlagen häufig in Stagnation, konnten nur geringe solare Nutzwärmeerträge erzielt werden gegenüber Jahren mit wenig Stagnationsfällen Dementsprechend schwanken auch die Werte für die solare Nutzwärme. Als solare Nutzwärme wird der Teil an solarer Wärme bezeichnet, der tatsächlich an das Nahwärmenetz geliefert wird. Die Werte schwanken zwischen 111 MWh/a im Jahr 2011 mit 1 600 m² Kollektorfläche und 158 MWh/a im Jahr 2007 mit 600 m² Kollektorfläche. Dies entspricht flächenspezifischen Werten für dieselben Jahre zwischen 69 und 263 kWh/(m² a). Der KWWS wurde seit dem Jahr 2009 beladen. Die Beladewärmemenge war im Jahr 2010 mit 220 MWh am höchsten. Im Jahr 2011 waren es, aufgrund der beschriebenen technischen Probleme im Speicherbeladekreislauf, nur 19 MWh. Bis jetzt (Stand September 2012) konnte keine nennenswerte Wärmemenge aus dem KWWS entladen werden. Aufgrund der fehlenden Entladung des KWWS konnten noch keine Betriebserfahrungen und Messwerte der Wärmepumpe gesammelt werden. Die jährliche Wärmemenge, die an das Nahwärmenetz geliefert wird, betrugt zwischen 912 und 1189 MWh. Dabei ist der Planungswert von 1400 MWh/a immer deutlich unterschritten worden. Dies ist auf die energetischen Sanierungsmaßnahmen zurückzuführen, welche die Erwartungen hinsichtlich des Heizwärmeverbrauchs übertroffen haben. Die neu errichtete Sporthalle benötigt ebenfalls weniger Heizwärme, als geplant. Der geringe Anstieg des Wärmeverbrauchs im Jahr 2011 lässt sich durch zwei Ursachen begründen. Zum einen sind nach Abschluss der Sanierung des Hallenbades die Besucherzahlen unerwartet deutlich angestiegen. Dies führte zu einem höheren Wärmeverbrauch im Hallenbad. Zum anderen war im Hallenbad die Wärmeübergabestation hydraulisch noch nicht richtig angeschlossen bzw. eingeregelt, was zu höheren Netzrücklauftemperaturen führte und die Ursache für höhere Wärmeverluste des Nahwärmenetzes im Jahr 2011

war. Der geplante Wert für die Wärmebereitstellung durch die Kessel beträgt 910 MWh/a. Durch den geringen Wärmebedarf im Nahwärmenetz konnte der Planwert bereits mit 886 bis 1094 MWh/a eingehalten werden. Die solaren Deckungsanteile betrugen zwischen 9,3 und 15,1 %. Sie sind durch das Fehlen der Entladung des KWWS bislang niedriger als der Planungswert von 35 – 40 %.

Tab. 1: Kenndaten der solaren Nahwärmeanlage in Eggenstein-Leopoldshafen

		2007	2008	2009 [a]	2010	2011
Kollektorfläche	m²	600	600	1600 [a]	1600	1600
Wärmelieferung Kollektoren	MWh	170	143	273	351	131
je m² Kollektorfläche	kWh/m²	284	238	240 [b]	224	82
Solare Nutzwärme	MWh	158	133	126 [c]	137 [c]	111 [c]
je m² Kollektorfläche	kWh/m²	263	222	79 [c]	86 [c]	69 [c]
Wärmelieferung Kessel	MWh	950	997	886	925	1094
Wärmemenge „Gesamt ins Netz“	MWh	1044	1051	912	1031	1189
Wärmeverluste des Nahwärmenetzes	MWh	93	85	74	90	146
Beladewärmemenge Langzeit-Wärmespeicher	MWh	-	-	131	220	19
Solarer Deckungsanteil **ohne** saisonale Wärmespeicherung	%	15,1	12,7	13,8	13,3	9,3

Obwohl die Entladung des KWWS bisher nicht planmäßig funktionierte, konnten durch die Beladung des Wärmespeichers insbesondere in den Jahren 2009 und 2010 wichtige Erkenntnisse über dessen thermisches Verhalten gewonnen werden. In Abb. 5 sind die gespeicherte Wärmemenge und die wöchentliche Änderung der Wärmemenge im KWWS beginnend von 2009 dargestellt. Der Bezugspunkt für die gespeicherte Wärmemenge bezieht sich auf 0 °C. Da Wasser als Wärmeträgerfluid eingesetzt wird, entspricht dies der theoretisch niedrigsten Entladetemperatur des KWWS.

Der Anstieg der gespeicherten Wärmemenge ist deutlich zu erkennen, wenn die solare Wärme in den KWWS eingespeichert wurde (Beladung). Da der KWWS nicht entladen werden konnte, resultiert die Abnahme der gespeicherten Wärmemenge in den Herbst- und Wintermonaten durch Wärmeverluste über die bislang nicht wärmegedämmten Brunnenschächte und über die Speicherhülle. Bei weiteren Untersuchungen konnte festgestellt werden, dass die Wärmedämmung im Bereich des Deckels des KWWS eine höhere effektive Wärmeleitfähigkeit aufweist, als bei der Planung angenommen. Die Wärmedämmung besteht aus einer 80 cm dicken Schicht aus Schaumglasschotter. Wie die

[a] Im Laufe des Jahres 2009 schrittweise Inbetriebnahme der Anlage; KWWS bis Ende Juni nur ungeregelt von der 1 000 m² Kollektorfläche auf der Schule beladen.
[b] Nur bezogen auf die 600 m² Kollektorfläche der Sporthalle, da nur für dieses Kollektorfeld durchgängig für das ganze Jahr Messdaten vorliegen. Bis zum 17.08.09 waren die Wärmemengenzähler im neuen Anlagenteil (inkl. Solarkollektoren Schule) elektrisch noch nicht angeschlossen.
[c] Bezogen auf die gesamte Kollektorfläche (1 600 m²). Der Wert ist sehr gering, da der KWWS nicht entladen wurde und somit die darin gespeicherte Solarwärme in den Jahren 2009 - 2011 nicht genutzt werden konnte.

im Rahmen der wissenschaftlich-technischen Begleitforschung durchgeführten detaillierten Untersuchungen ergeben haben, überlagern sich in der Schaumglasschotterschicht mehrere Mechanismen der Wärmeübertragung, die zu einer Erhöhung der effektiven Wärmeleitfähigkeit führen. So verliert der KWWS während den Abkühlphasen wöchentlich zwischen 1 und 2,5 % seiner gespeicherten Wärmemenge. Dies entspricht einer Temperaturabnahme zwischen 0,5 und 1,5 K. Diese Werte führen dazu, dass der KWWS in den Herbst- und Wintermonaten 2009/10 sowie 2010/11 eine nennenswerte Menge an Wärme verloren hat. Für den geplanten Betrieb muss allerdings dieser Sachverhalt relativiert werden. Entsprechend der Auslegung der Gesamtanlage und des KWWS sollte der KWWS bereits in den ersten drei Monaten der Heizperiode, also von Anfang Oktober bis Ende Dezember, quasi vollständig entladen werden. In diesem Zeitraum wird die mittlere Temperatur des KWWS rasch abgesenkt. Dadurch sinken auch die treibende Temperaturdifferenz zur Umgebung und damit auch die Wärmeverluste des KWWS. Somit werden im regulären Anlagenbetrieb die Wärmeverluste geringer sein als im bisherigen Betrieb.

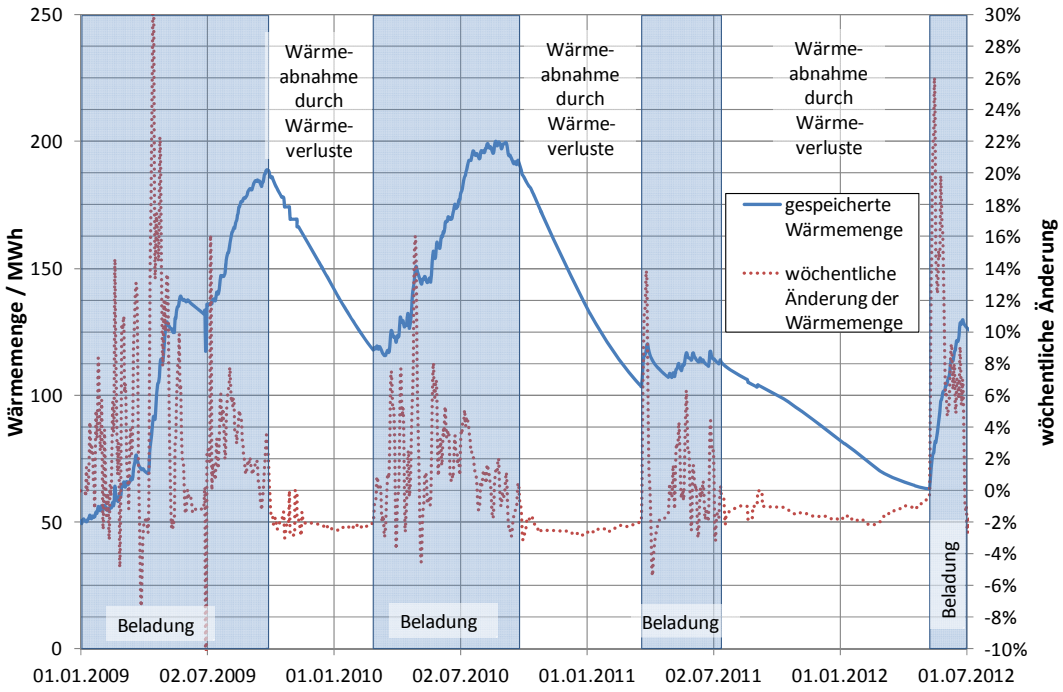


Abb. 5: Gespeicherte Wärmemenge im KWWS und wöchentliche Änderung (0 °C entspricht 0 MWh)

Wie weitere Forschungsuntersuchen am KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen gezeigt haben [6], hat eine Druckabsenkung in den oberen Kammern des KWWS auf ca. 0,4 bar bereits einen messbaren Einfluss auf die effektive Wärmeleitfähigkeit ausgeübt. Die effektive Wärmeleitfähigkeit konnte durch die Druckabsenkung deutlich verringert und die Wärmeverluste in diesem Bereich reduziert werden.

Zusammenfassung

In Eggenstein-Leopoldshafen entstand erstmalig in Deutschland eine solare Nahwärmeanlage zur Wärmeversorgung von Bestandsgebäuden. Nach einer umfangreichen energetischen Sanierung der Bestandsgebäude sowie die Errichtung einer neuen Sporthalle, wurde ein integrales Heizungskonzept umgesetzt. Dieses besteht u. a. aus 1 600 m² Kollektorfläche und einem saisonalen Pilotwärmespeicher, der als KWWS mit einem Volumen von 4 500 m³ ausgeführt wurde. Die Messergebnisse der ersten Betriebsjahre bestätigen, dass der Heizwärmebedarf der Gebäude auf die geplanten Werte abgesenkt bzw. die Planwerte sogar unterschritten werden konnten. Durch den hohen Innovationscharakter des KWWS traten in den ersten Betriebsjahren unerwartete technische Probleme im Speicherbe- und –entladekreislauf auf, wodurch ein dauerhafter Regelbetrieb nicht möglich war. Dennoch weisen Messergebnisse aus dem Betrieb nach, dass die geforderten Kennwerte der Gesamtanlage erreicht werden können, sobald die letzten technischen Probleme gelöst sind. Zu erwarten ist dies für den Herbst und Winter 2012/13. Aufgrund des geringeren Heizwärmebedarfs der Gebäude ist zu erwarten, dass zukünftig die geplanten Kennwerte wie solarer Deckungsanteil und Primärenergieeinsparung sogar übertroffen werden können. Eine weiterführende wissenschaftlich-technische Begleitung der Anlage ist erforderlich, um den Fortschritt zu dokumentieren und weitere Optimierungsmaßnahmen zu identifizieren und umzusetzen.

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Literatur

[1] M. Pfeil: Realisierung eines solaren Nahwärmesystems mit Langzeitwärmespeicher in einem Schul- und Sportzentrum der 1960er Jahre, 17. Symposium Thermische Solarenergie, 9.-11. Mai 2007, Kloster Banz, Bad Staffelstein.

[2] D. Bauer, W. Heidemann, R. Marx, J. Nußbicker-Lux, F. Ochs, V. Panthalookaran, S. Raab: Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher (Juni 2005 bis Juli 2008), Förderkennzeichen 0329607J.

[3] M. Riegger: Simulationsstudie einer solar unterstützen Nahwärmeversorgung im Gebäudebestand in Eggenstein-Leopoldhafen, Solites Steinbeis Forschungsinstitut für solare und zukunftsfähige thermische Energiesysteme, Stuttgart, 2007.

[4] M. Bodmann, D. Mangold, J. Nußbicker, S. Raab, A. Schenke, T. Schmidt: Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher (Februar 2003 bis Mai 2005), Forschungsbericht zum BMWA / BMU-Vorhaben 0329607F, Stuttgart, 2005.

[5] M. Pfeil, H. Koch: Saisonaler Kies/Wasser-Wärmespeicher der 3. Generation für die Solarsiedlung Steinfurt Borghorst, OTTI Technologie-Kolleg, Neuntes Symposium Thermische Solarenergie, Kloster Banz, 1999.

[6] R. Marx, D. Bauer, H. Drück: Next Generation of Seasonal Gravel-Water Thermal Energy Store – Design and Operating Results from Eggenstein-Leopoldshafen, Germany. Innostock 2012 – The 12th International Conference on Energy Storage, Lleida, Spanien, 15-18.05.2012.

New high efficient regeneration process for thermo-chemical energy stores

Barbara Mette, Henner Kerskes, Harald Drück

University of Stuttgart, Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW),
Research and Testing Centre for Thermal Solar System (TZS), Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany,
Phone:+49-711-685-63499, Fax: +49-711-685-63242, e-mail: mette@itw.uni-stuttgart.de

1. Introduction

In order to significantly enhance the solar fraction in the building sector solar thermal systems with highly efficient and compact long-term thermal energy stores are needed for the storage of solar energy from summer to winter. Especially for the existing building stock, where available space for storage volume is rare, the long term storage of solar energy requires improved concepts of hot water stores as well as the development of new thermal energy storage technologies and their introduction into the market.

In recent times, alternative storage materials such as phase change materials as well as sorption or thermo-chemical storage materials for long-term solar energy storage applications have been subject of intense research. Main advantages, especially of sorption and thermo-chemical energy stores, are the high energy storage density of theses materials and the storage of the energy in physical or chemical bonds instead of a temperature difference. This opens up the opportunity to realise compact seasonal heat stores with quasi no energy losses during the storage period.

At the Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW) of Stuttgart University a process design of a thermo-chemical energy store to be used as a seasonal heat store for solar thermal combisystems is being developed. In the so-called CWS-NT-Concept (Chemische Wärmespeicherung - Niedertemperatur: chemical heat storage - low temperature, /1/, /2/) the energy is stored in zeolite or composite materials consisting of pure zeolite or a combination of zeolite and salt. These materials, in particular the composite materials, are characterized by a high energy storage density, a comparatively fast reaction rate even at low water vapour pressure and a good thermal and mechanical stability.

A drawback of these materials is the high temperature needed when regenerating the material with ambient air. This requires high efficient solar thermal collectors as well as a collector loop designed to withstand temperatures of around $\vartheta = 200$ °C and pressures of approximately 15 bar, if water is used as heat transfer fluid.

In this paper an advanced concept design of the CWS-NT-concept will be presented which is characterized by a highly efficient regeneration process. Compared to the originally used concept this new regeneration process allows a regeneration of the thermo-chemical energy store at significantly lower regeneration temperatures without reducing the sorption capacity of the zeolite or composite material.

2. Materials and Methods

As one aspect of the development of the CWS-NT-concept new storage materials for thermo-chemical energy stores have been prepared and experimentally investigated. From these experimental investigations detailed information of the materials reaction behaviour and thermal properties have been obtained. This is essential, especially for the designing process of the reactor, as for an efficient system operation it has to be guaranteed that the energy storage density of the material is optimal used.

Very good characteristics in terms of reaction kinetic, energy storage density and mechanical stability were observed for so-called composite materials of salt and zeolite. These materials are prepared by impregnating commercially available zeolites (e.g. zeolite 13X or zeolite 4A particles) with a salt solution. In first experiments an increase of the energy storage density compared to pure zeolite of approximately 20 % has been achieved. The good reaction behaviour of zeolite, a high reaction rate associated with a high temperature lift even at low water vapour pressures, is maintained also for the composite. A further material characterization and optimization is planned and it is expected that a significant increase in the energy storage density to a value of more than 230 kWh/m³ can be achieved in near future.

The new composite materials are up to now not characterized in detail and especially the water vapour adsorption isotherms are not yet completely available. Due to this, the new regeneration process will be explained by the example of zeolite 4A. The general approach of the regeneration process however, can be directly applied to other types of zeolite or to materials with sorption behaviours similar to zeolites (e.g. composites of zeolite and salt).

2.1 Basic theory of the advanced CWS-NT regeneration process

To understand how the advanced regeneration process works, a basic knowledge of the adsorption equilibrium of zeolite is required.

In Figure 1 the water adsorption isotherm of zeolite 4A provided by Chemiewerke Bad Köstritz (Köstrolith® 4AK, 1.6 – 2 mm spheres) is depicted (solid lines). The adsorption equilibrium (amount of water adsorbed by the zeolite) strongly depends on the temperature and water vapour pressure of the surrounding atmosphere. With increasing water vapour pressure at a given temperature the amount of water adsorbed increases. Increasing the temperature at a given water vapour pressure reduces the amount of water adsorbed.

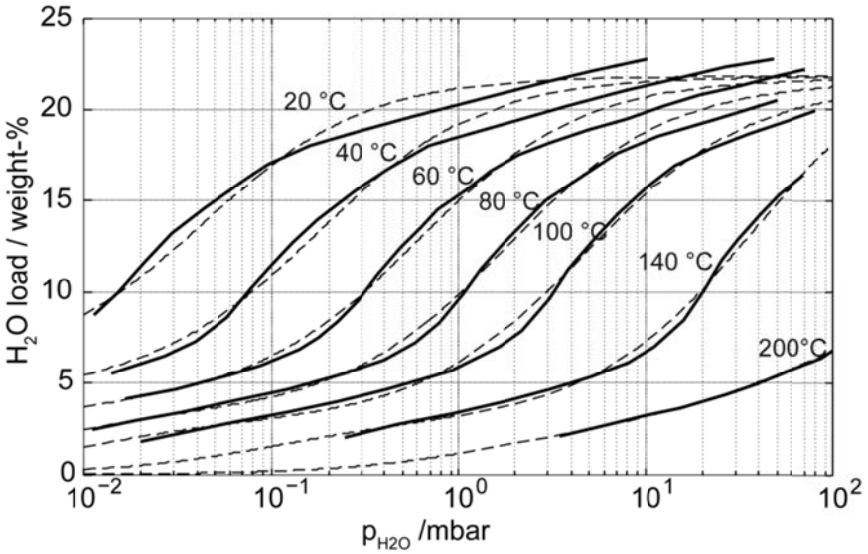


Figure 1: Water adsorption capacity or H_2O load respectively (in weight percent) of zeolite Köstrolith® 4AK as a function of temperature and water vapour pressure p_{H2O} (solid line: data provided by Chemiewerke Bad Köstritz, dashed line: calculated adsorption isotherms).

Also depicted in Figure 1 are the calculated adsorption isotherms (dashed lines) using the equations given by Gorbach et al. /3/:

$$X(p,T) = b_0(T) \cdot \frac{b_1(T) \cdot p_{H2O} + b_2(T) \cdot p_{H2O}^2}{1 + b_3(T) \cdot p_{H2O} + b_4(T) \cdot p_{H2O}^2} \quad (1)$$

$$b_0\,(T) = \; b_{00}\exp\left[b_{o,T}\cdot(1 - T/T_0)\right] \tag{2}$$

$$b_{1\ldots4}\,(T) = \; b_{1\ldots4,0}\exp\left[b_{1\ldots4,T}\cdot\left(\frac{T}{T_0}\right) - 1\right] \tag{3}$$

In equation (1) to (3) X ($kg_{H2O}/kg_{Zeolite}$) is the adsorbent loading, $b_{0\ldots4}$, $b_{1\ldots4,0}$, $b_{1\ldots4T}$ are the parameters of the adsorption isotherms which have to adapted to the specific material, T (K) is the system temperature, T_0 (K) the reference temperature (= 273.15 K) and p_{H2O} (mbar) the system water vapour pressure. As Figure 1 shows, a good agreement between manufactures data and calculated data is obtained. Hence, this set of equations is further used to calculate the adsorption equilibrium in dependency of temperature and pressure for the zeolite Köstrolith® 4AK under investigation.

Figure 2 shows the (calculated) adsorption isotherms of the zeolite for ϑ = 20 °C, ϑ = 130 °C and ϑ = 180 °C. At given water vapour pressure, the residual water loading of the zeolite is significantly higher when regenerating at lower temperatures. For example, when the zeolite is regenerated using ambient air with a partial water vapour pressure of approximately 12 mbar (corresponding to a relative air humidity of φ = 55 % at an air temperature of ϑ = 20 °C) at a temperature of ϑ = 180 °C, the residual water loading is X = 4.3 %. When the regeneration temperature is reduced to ϑ = 130 °C and ambient air with the same air humidity is used for regeneration, the residual water loading increases to X = 10.0 %. The reduction in the sorption capacity of zeolite is directly linked to a reduction in the energy storage density. In this example, with a maximum adsorption capacity of the zeolite of X = 21.5 % (as stated by the manufacture at a relative humidity of φ = 55 % and a temperature of ϑ = 20 °C), 33 % of the sorption capacity, and hence more than 30 % of the energy storage density of the material gets lost when reducing the regeneration temperature from ϑ = 180 °C to ϑ = 130 °C.

If the partial water vapour pressure of the airstream is reduced, a much lower residual water loading can be achieved. Using the example above, if the partial water vapour pressure of the airstream is reduced to around 2 mbar, the zeolite can be regenerated to a residual water loading of approximately X = 4.3 % even at a regeneration temperature of ϑ = 130 °C.

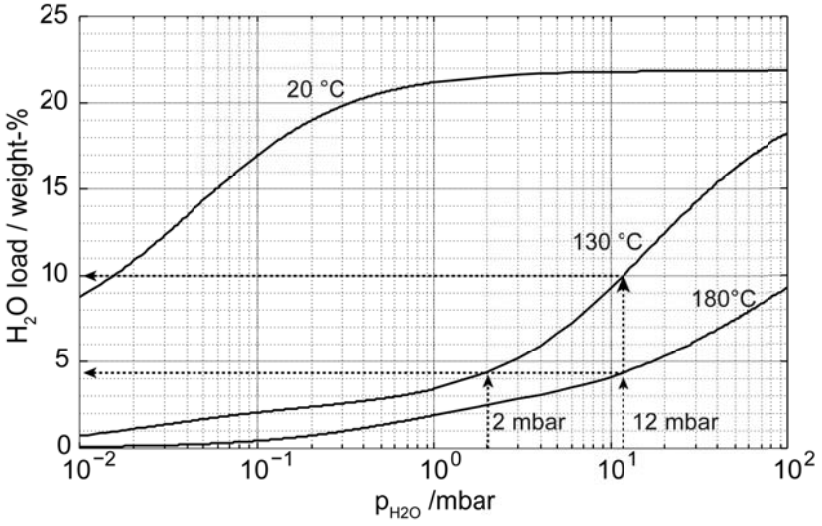


Figure 2: Water vapour adsorption isotherms of Köstrolith® 4AK calculated according to equation 1

The relationship between regeneration temperature, water vapour pressure and water loading of zeolite is used in the newly developed advanced regeneration process. Both, the water vapour pressure and the regeneration temperature are reduced in the advanced CWS-NT-concept. This is achieved by pre-drying the airstream in an air pre-drying unit.

2.2 Process design of the advanced CWS-NT-concept

A detailed description of the CWS-NT-concept is given in /1/ and /2/. Hence, here only a brief overview of the main system characteristic is given with special focus on the airflow in the basic CWS-NT-concept and the advanced CWS-NT-concept.

Figure 3 shows a schematic of the basic CWS-NT-concept. The (conventional) solar combisystem is extended by a thermo-chemical energy store which is connected to the solar thermal system via the collector loop. In times of high solar irradiation (mainly summer) the heat coming from the collector array is directly charging the combistore. When the energy provided by the collector exceeds the heat demand for hot water preparation and space heating, the available solar energy is used for regenerating the storage material. During winter or during times of low solar irradiation the thermo-chemical energy store is delivering heat for charging the combistore. Since solar combisystems with thermo-chemical heat stores are designed for high solar fractions the (conventional) backup heater is only used in extreme situations (long periods without solar radiation and/or very low ambient temperatures) as a kind of emergency heater.

The thermo-chemical energy store consists of a material reservoir for the storage material and a reactor where the heat and mass transfer take place during the reaction (here the term reaction includes both sorption and / or hydration processes). In the CWS-NT-concept, an external reactor concept has been realized. In this concept the storage material is separated from the reactor. This has the advantage that the reaction is reduced to only a small part of the total storage material amount at a time. The thermal heat capacities and heat losses especially during the regeneration process are reduced. Furthermore, only the reactor has to withstand high temperatures whereas for the material reservoir low-cost materials can be used. The storage material transport between the material reservoir and reactor is done by a vacuum conveying system allowing a very gently material transport with low energetic expense.

For the exothermic and endothermic reaction water vapour is supplied to or transported out of the reactor through an airflow using ambient or exhaust air. This has the advantage that for the exothermic reaction no further energy for the evaporation of water is needed. Furthermore a good heat and mass transfer between air and storage material is achieved through forced convection.

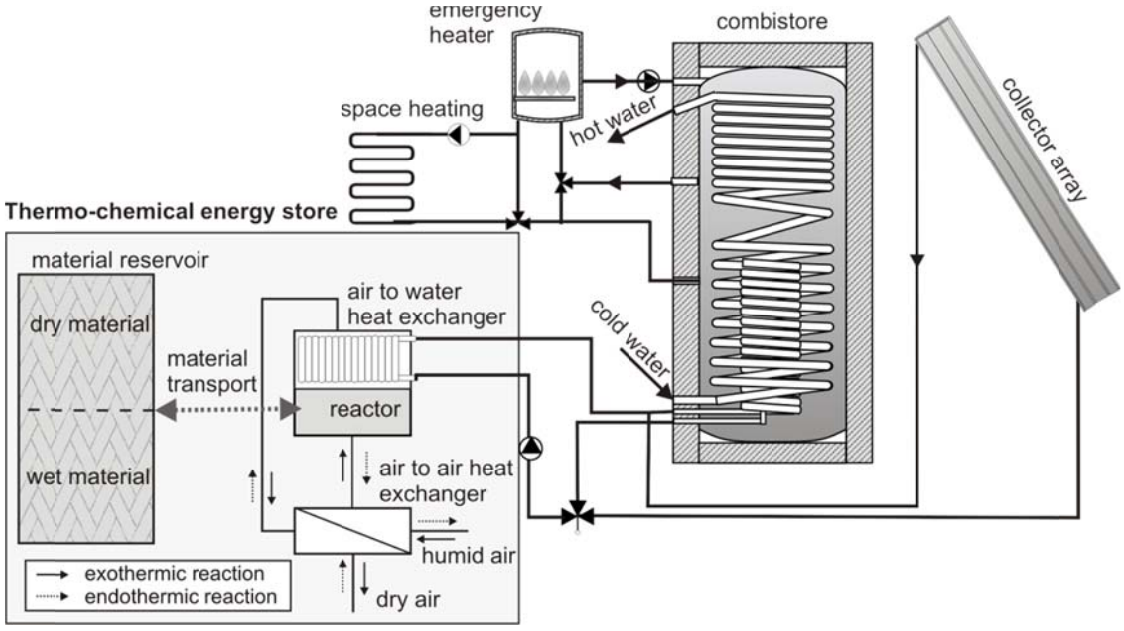


Figure 3: Schematic of the basic CWS-NT-concept

In Figure 4 the airflow during the regeneration process (endothermic reaction) is depicted for the basic CWS-NT-concept (left) and the advanced CWS-NT-concept (right). In both concepts the supply air or

the air from the pre-drying process, respectively, is preheated by the air leaving the reactor in an air to air heat exchanger. In an air to water heat exchanger being part of the reactor the air is then heated up to the desired regeneration temperature. The water released during the endothermic reaction is removed from the reactor through the airflow and released in the ambient environment.

In the advanced CWS-NT-concept an air pre-drying process is arranged upstream of the storage material regeneration process. The air is first passing an adsorption unit where the humidity of the airstream is reduced by water adsorption on special sorption materials (e.g. zeolite). The very dry airstream is then entering the conventional regeneration process.

A continuous regeneration of the air pre-drying unit is achieved by using ambient air which is heated up with heat from the collector array. Hence, in the advanced CWS-NT-concept the collector array has to provide heat for both, the regeneration of the storage material and the regeneration of the air pre-drying unit.

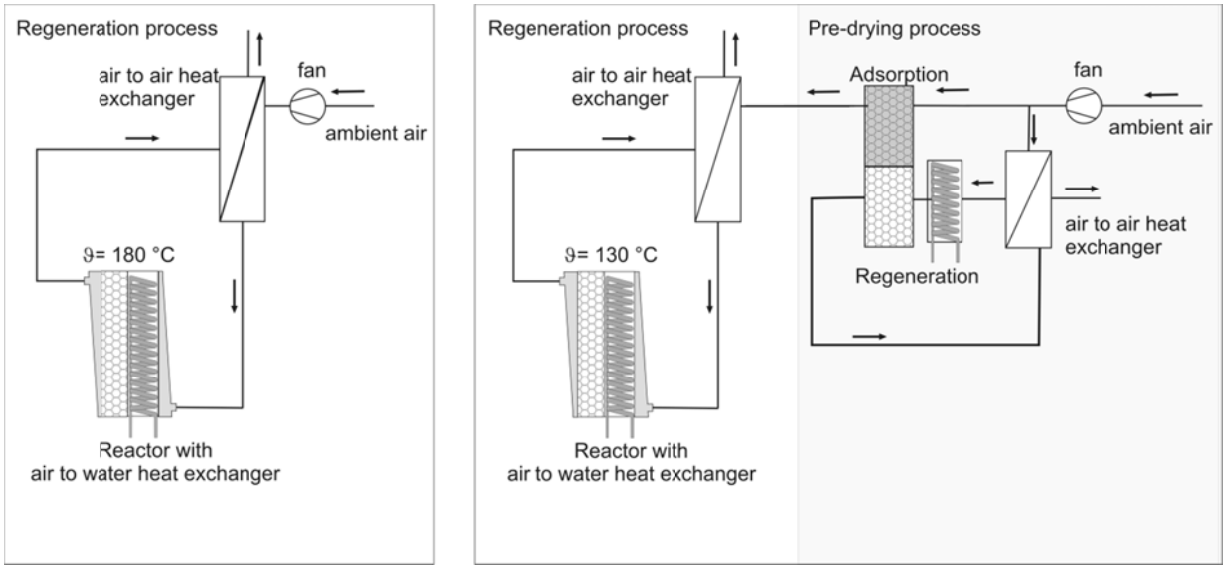


Figure 4: Schematic of the airflow during the regeneration process in the basic CWS-NT-concept (left) and the advanced CWS-NT-concept with air pre-drying process (right)

2.3 Numerical investigation of the thermal performance of the advanced CWS-NT-concept

For an energetic assessment of the advanced CWS-NT-concept detailed annual system simulations have been performed with the simulation software TRNSYS. The aim was to investigate the thermal performance of the CWS-NT concept with and without air pre-drying process over a whole year taken the seasonally fluctuating operation conditions and the multitude of physical phenomena (reaction, heat and mass transport, heat sources and sinks) into account.

For the thermo-chemical energy store a new TRNSYS type, an ideal counter flow sorption storage model (Type 349), has been developed and implemented in the simulation software TRNSYS /4/. This new TRNSYS type has also been used for the simulation of the adsorption and regeneration process in the air pre-drying unit. The main assumptions of the underlying model are:

- The water loading of the sorption material is only limited by the adsorption equilibrium and not through the reaction rate
- The sorption equilibrium is uniquely defined by temperature and partial water vapour pressure (no hysteresis between adsorption and desorption)
- The reactor has no thermal capacities, the specific heat capacity of solid and gas is constant

- Ideal heat transfer between air and storage material (no temperature gradient between air and material)

The validity of the TRNSYS type has been verified by a comparison of the results with the one obtained by a detailed CFD model.

The following boundary conditions have been applied for the annual system simulation:

- The building is located in Würzburg, Germany with an annual global irradiation in collector plane (oriented south, 45 ° tilted) of E_{glob} = 1230 kWh/(m² a)
- The yearly space heating demand is 35 kWh/m² at a net living area of 128 m²
- The building is supplied with a mechanical ventilation system and exhaust air from the ventilation system is used as reactor feed
- The daily hot water demand is 200 l at 45 °C
- The solar combisystem consists of a total collector area of 20 m² (CPC vacuum tube collectors, test report 06col456 TZS, University of Stuttgart), a 900 l combistore and a thermo-chemical energy store
- The size of the thermo-chemical energy store corresponds exactly to the maximum storage material volume that can be regenerated during summer
- The regeneration temperature of the storage material is set to ϑ = 130 °C +/- 5 K (advanced CWS-NT-concept) or ϑ = 185 °C +/- 5 K (basic CWS-NT-concept)
- The reaction enthalpy of the storage material is set to $\triangle H_R$ = 3600 kWh/kg_{H2O}
- The piping length from and to the collector array is 10 m each (indoor) with a heat loss rate of U_{pipe} = 3.86 W/(m² K)
- The heat exchanger effectiveness for the air to air and air to water heat exchanger is constant with ε_{hx} = 0.9

To interpret the results obtained within the numerical simulation study some characteristic performance parameters are introduced.

The yearly fractional energy saving compares the energy demand of a conventional (non-solar heating) system to the auxiliary energy demand of the solar heating system and is calculated with equation 4:

$$f_{sav} = \frac{Q_{conv,net} - Q_{aux,net}}{Q_{conv\,,net}} \tag{4}$$

$Q_{conv,net}$ (kWh/a) is the total heat demand for space heating and hot water preparation of a conventional (non-solar) heating system including the heat losses of the reference store of 644 kWh/a. $Q_{aux,net}$ (kWh/a) is the auxiliary heat demand provided by the backup heater of the solar heating system.

The mean annual solar collector efficiency $\eta_{col,annual}$ is determined by equation 5,

$$\eta_{\text{col,annual}} = \int_{t=0}^{t=1\text{ year}} \frac{\dot{Q}_{col}}{G_{glob} \cdot A_{c,tot}} dt \tag{5}$$

with $\dot{Q}_{col}$ (W) as the power delivered by the solar collector, G_{glob} (W/m²) as the solar irradiance in collector plane, $A_{c,tot}$ (m²) the total effective collector area and t (s) the time.

3. Results and Discussion

The main results of the numerical investigation of the basic CWS-NT and the advanced CWS-NT-concept are listed in Table 1: The total heat demand for space heating and hot water preparation Q_d (kWh/a), the heat from the thermo-chemical energy store transferred to the combistore Q_{TCM} (kWh/a), the heat losses of the collector loop piping Q_{lp} (kWh/a), the solar heat from the collector array transferred to the combistore $Q_{sol,dr}$ (kWh/a), used for material regeneration $Q_{sol,reg}$ (kWh/a) and required for the air pre-drying unit $Q_{sol,pd}$ (kWh/a).

Table 1: Main results of the numerical investigation of the basic CWS-NT and the advanced CWS-NT-concept with zeolite as storage material.

System design	Unit	basic CWS-NT	advanced CWS-NT
Material amount	Tons	8.0	11.2
	m³	11.4	15.9
Q_d	kWh/a	7486	7486
$Q_{aux,net}$	kWh/a	2692	2192
Q_{TCM}	kWh/a	1386	1981
Q_{col}	kWh/a	8159	10018
$Q_{sol,dr}$	kWh/a	4807	4560
$Q_{sol,reg}$	kWh/a	2333	2804
$Q_{sol,pd}$	kWh/a	-	1749
Q_{lp}	kWh/a	1019	905
f_{sav}	%	66.9	73.0
$\eta_{col,annual}$	%	38.1	43.2

For the advanced CWS-NT-concept the collector gain is almost 25 % higher compared to the CWS-NT-concept. In addition, due to the lower regeneration temperature of $\vartheta = 130$ °C the heat losses of the collector piping can be reduced to only 9.0 % of the overall collector gain. In the basic CWS-NT concept, where the regeneration temperature is set to $\vartheta = 180$ °C, the heat losses of the collector piping sum up to 12.5 % of the overall collector gain. As a result, in the advanced CWS-NT-concept more heat is available for the regeneration process. Part of it, 1749 kWh/a are required for the air pre-drying unit, whereas the larger part, 2804 kWh/a, can be used for the storage material regeneration. This is almost 500 kWh/a more than in the basic CWS-NT-concept. Due to this, more material, 11.2 tons, can be regenerated in the advanced CWS-NT-concept during summer whereas in the basic CWS-NT-concept only 8.0 tons can be regenerated. Furthermore, in the advanced CWS-NT-concept the material can be regenerated to a lower residual water loading of approximately $X = 28$ $g_{H2O}/kg_{zeolite}$ in average compared to an average residual water loading of $X = 37$ $g_{H2O}/kg_{zeolite}$ in the basic CWS-NT-concept.

Both advantages, the higher material amount that can be regenerated during summer and the higher adsorption capacity of the zeolite due to a lower water loading, lead to a significant reduction in the auxiliary energy demand of almost 23 % in the advanced CWS-NT-concept compared to the basic CWS-NT-concept. A fractional energy saving of $f_{sav} = 73.0$ % can be achieved in the advanced CWS-NT concept, which is an increase of 6.1 % (absolute) compared to the basic CWS-NT-concept.

The energetic assessment of the systems has been performed with commercially available zeolite 4A as storage material. The materials energy storage density of approximately 130 kWh/m³ is comparatively low. With new types of zeolites and new developed composite materials much higher energy storage densities of 185 kWh/m³ have already been measured in laboratory tests at ITW. It is

expected that in near future storage materials with energy densities of more than 230 kWh/m³ will be available. This means a significant reduction (almost halved) in the storage material amount or storage volume required for the thermo-chemical energy store by maintaining the thermal performance of the solar thermal system on the same high level.

A drawback of the advanced CWS-NT-concept is the technical effort for integrating the air pre-drying process. An innovative concept is already under investigation where the additional heat exchangers in the air pre-drying unit as depicted in Figure 4 can be omitted and the heat required for the air-pre-drying unit is also transferred via the heat exchanger of the material regeneration process. However, as a key element of the air pre-drying process a technical device with highly efficient sorption materials is required anyway.

4. Conclusion

In this paper two innovative concepts have been presented for extending a solar thermal combisystem by a thermo-chemical energy store as a seasonal heat store. Both concepts allow a comparatively easy connection of the thermo-chemical energy store to the (possibly already existing) conventional solar thermal combisystem. This makes the system design very attractive also for applications in the existing building stock.

The energetic assessment performed for the two solar thermal systems shows that already with moderate collector sizes of about 20 m² fractional energy savings of far more than $f_{sav} > 60$ % are possible. This is an important step forward to move away from solar assisted heating systems to solar (only) heating systems. The size of the thermo-chemical energy store strongly depends on the energy density of the storage material. With already today's available storage materials, a storage volume of approximately 6 m³ is required for the investigated single family house. With further material improvements an additional reduction in storage size is expected in near future.

With the advanced CWS-NT concept it is now possible to significantly reduce the regeneration temperature for zeolite or zeolite composites in an open process with ambient air. The results of the energetic assessment show, that with the new regeneration concept, where a pre-drying of the airstream is performed before entering the reactor, it is possible to reduce the regeneration temperature from around $\vartheta = 180$ °C to $\vartheta = 130$ °C and – despite the additional energetic effort for regenerating the air pre-drying unit – even increase the overall system's efficiency.

The key strengths of this advanced CWS-NT concept are:

- High system efficiency:
  - The collector array is operating at higher efficiency due to the lower regeneration temperature
  - More heat is available for material regeneration as the lower regeneration temperature is achieved more often by the collector
  - Heat losses to the ambient in the collector loop are significantly reduced
- Reduced system temperature and system pressure in the solar collector loop associated with the possibility to use conventional heating technologies (collectors, pumps, valves, etc.)

The technical effort for integrating the air pre-drying process in the CWS-NT-concept is comparatively low. Depending on the system design already existing technologies such as a sorption rotor can be used.

An advanced, high efficient process design for regenerating thermo-chemical energy stores at reduced regeneration temperature has been developed. This process design seems to be a real breakthrough in realizing thermo-chemical energy stores for solar thermal applications based on high performance zeolites or zeolite composite materials.

5. Nomenclature

Symbol	Unit	Quantity
$A_{c,tot}$	m²	total collector area
b		parameters of the adsorption isotherms
E_{glob}	kWh/(a m²)	global irradiation in collector plane
f_{sav}	%	yearly fractional energy saving
G_{glob}	W/m²	global irradiance in collector plane
$\triangle H_R$	kJ/ kg_{H2O}	reaction / adsorption enthalpy
p_{H2O}	mbar	water vapour pressure
$Q_{aux,net}$	kWh/a	heat delivered by the backup heater in the solar heating system required to cover the space heating and hot water demand
Q_{col}	kWh/a	heat delivered by the solar collector array
$\dot{Q}_{col}$	W	power delivered by the solar collector
Q_d	kWh/a	total heat demand for space heating and hot water preparation including the heat hot losses of the reference store of 644 kWh/a
Q_{lp}	kWh/a	heat losses of the piping in the collector loop
$Q_{sol,reg}$	kWh/a	solar heat from the collector array used for storage material regeneration
$Q_{sol,dr}$	kWh/a	solar heat from the collector array transferred to the combistore
$Q_{sol,pd}$	kWh/a	solar heat from the collector array required for the air pre-drying unit
Q_{TCM}	kWh/a	energy from the thermo-chemical energy store transferred to the combistore
T	K	temperature
T_0	K	reference temperature
t	s	time
U_{pipe}	W/(m² K)	heat loss rate of the collector piping
X	$kg_{H2O}/kg_{Zeolite}$	adsorbent loading or water loading
Greek letters		
ε_{hx}	-	heat exchanger effectiveness
$\eta_{col,annual}$	%	annual solar collector efficiency
ϑ	°C	temperature
φ	%	relative air humidity

6. References

/1/ Kerskes, H., Mette, B., Bertsch, F., Asenbeck, S., and Drück, H. (2011b). Development of a thermo-chemical energy storage for solar thermal applications. In *Proceedings. ISES, Solar World Congress Proceedings, 2011, Kassel.*

/2/ Mette, B., Kerskes, H., and Drück, H. (2011). Process and reactor design for thermo-chemical energy stores. In *Proceedings. ISES, Solar World Congress Proceedings, 2011, Kassel.*

/3/ Gorbach A., Stegmaier M. and Eigenberger G. (2004). Measurement and modeling of water vapor adsorption on zeolite 4A – equilibria and kinetics. In *Adsorption, Volume 10, p. 29,* Doi: 10.1023/B:ADSO.0000024033.60103.ff

/4/ Asenbeck, S. (2011). Ideal counter flow sorption storage model for TRNSYS, Type 349, Version 1.X, Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), Research and Testing Centre for thermal solar systems (TZS), University of Stuttgart, Germany

7. Acknowledgement

The work described in this paper is part of the project "Chemische Wärmespeicherung mittels reversibler Feststoff-Gasreaktionen (CWS)" funded by the BMWi (Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, German Federal Ministry of Economics and Technology) under the grant number 0327468B and managed by PtJ (Projektträger Jülich, Project Management Jülich). The authors gratefully acknowledge this support. The sole responsibility for the content of this document lies with the authors.

Solar Heating and Cooling Conference, July 9 – 11, San Francisco, USA

SHC 2012

Concepts of long-term Thermochemical Energy Storage – Current Status

Barbara Mette[a], Henner Kerskes, Harald Drück

Research and Testing Centre for Solar Thermal Systems (TZS), Institute for Thermodynamic and Thermal Engineering (ITW), University of Stuttgart, Paffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany

Abstract

Scientific research in the field of long-term thermochemical energy storage has experienced an enormous development in the last decade. As a positive outcome, a wide range of storage materials have been investigated, newly developed and are now being applied in thermochemical energy stores. Furthermore, innovative storage concepts have been developed and tested in laboratory or already pilot scale.
In this paper, an overview of research activities carried out at different national and international institutions related to long-term thermochemical energy storage for solar thermal applications will be given. In addition, research activities in the field of thermochemical energy storage performed at our institution ITW will be presented in detail.

© 2011 Published by Elsevier Ltd. Selection and/or peer-review under responsibility of PSE AG

Keywords: Thermochemical Energy Storage; Seasonal Energy storage; Heat storage

1. Long-term thermochemical energy storage for solar thermal applications

Solar thermal systems are an excellent technology to decrease the fossil energy consumption, especially in the building stock. Due to the seasonal mismatch between heat demands (mainly in winter) and solar thermal energy availability (mainly in summer), today's typical solar thermal systems are designed as solar assisted heating systems with solar fractions of about 20 % to 30 % related to the total head demand required for space heating and hot water preparation. The remaining heat demand is typically covered by a conventional fossil fueled back-up heater.

In order to achieve higher solar fractions of 50 % up to 100 %, seasonal heat storage is required for many climate zones which allows the storage of solar heat from summer for use in winter. Up to now, seasonal heat stores in single and multifamily houses are realized as large hot water stores. However, hot water stores have a relatively low storage capacity (~ 60 kWh/m³ at a temperature difference of $\triangle T = 50$ K) and suffer from heat losses to the ambient during the storage period. Consequently, often this

[a] Corresponding author. Tel.: +49-711-685-63499; fax: +49-711-685-63402
E-mail address: mette@itw.uni-stuttgart.de

storage technology is limited to specific applications e.g. newly build houses with a large hot water store as an integral part of the building.

The technology of thermochemical energy storage is expected to have an enormous technical potential for compact short and long-term storage applications. The heat is stored in chemical or physical bonds of special materials and the charging / discharging process of the store is an endothermic / exothermic reaction (cf. eq. 1):

$$A + B \leftrightarrows AB + \Delta H_R \qquad (1)$$

In equation 1, A and B are educts, often a solid or liquid and a gas, which reacts to a product AB by producing heat (ΔH_R). Sorption heat storage is usually also summarized under the term thermochemical energy storage even though the charging and discharging process is not a reaction but a desorption and adsorption process.

A great advantage of thermochemical energy storages is, that they have a much higher energy storage density compared to hot water stores (theoretically factor 2 to 10) and that the energy can be stored almost loss-free over extensive time periods. This opens up the opportunity for compact and highly efficient long-term thermal energy storage.

At our institution different thermochemical energy storage concepts for solar thermal application are being developed, realized and tested. In this paper, the main characteristic of the different storage concepts are described and discussed. Furthermore, an overview of research activities related to long-term thermochemical energy storage for solar thermal applications carried out at other national and international intuitions will be given. This overview makes no claim to being complete. A good review on long-term sorption solar energy storage is also given by N'Tsoukpoe [10] and Bales et al. [11].

2. Selected concepts of long-term thermochemical energy storage for solar thermal applications

At AEE – Intec (AEE – Institute for Sustainable Technologies, Austria), a thermochemical store for solar space heating in a single-family house has been developed within the MODESTORE project [12], [13]. It is a closed storage concept operating under vacuum conditions with silica gel and water as working pair. A schematic drawing of the sorption store is depicted in Fig. 1. It consists of a store filled with the storage material and equipped with an internal spiral heat exchanger, a water reservoir and an additional small water reservoir with a heat exchanger which serves as the evaporator or condenser.

For the charging process of the store (material desorption) heat is transferred into the material via the internal heat exchanger. The desorbed water vapor is condensed in the condenser and then pumped into the water reservoir. For the discharging process (material adsorption) water is fed from the water reservoir to the evaporator and evaporated. The vapor is adsorbed by the silica gel and the heat of adsorption is released and transported to the space heating loop via the internal heat exchanger.

A pilot system of the sorption store was installed and monitored in a building located in Haag, Austria. The system consists of a 32 m² flat plate collector area, a 900 l water buffer store, two 500 kg sorption stores, a separate water store for hot water preparation and an auxiliary heater (wood pellets).

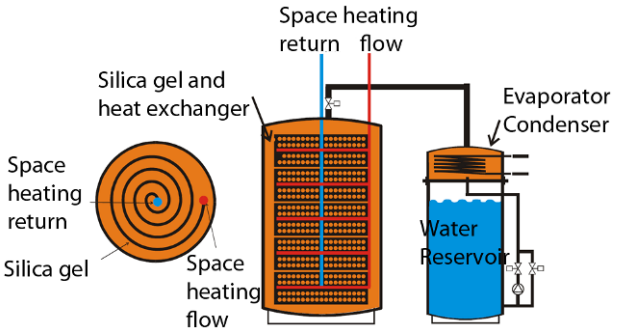


Fig. 1: Drawing of the prototype storage concept of the MODESTORE project, [13]

For the first time a sorption store for long-term storage of solar heat has been realized and successfully tested. However, the experimental results remained below the expectations. One main reason for this is the selected working pair of silica gel and water vapor. The temperature lift during the adsorption process is only sufficiently high (> 10 K) over a limited range of the total sorption capacity (of 35 %) of the material. At a water loading of the silica gel of more than 13 %, the temperature lift is too small for technical use. This significantly reduces the storage density of the material. In the pilot system an energy storage density of approximately only 50 kWh/m³ has been achieved. This is only 25 % of the total energy storage density of the theoretical value.

The drawback of the small temperature lift can be overcome with other materials such as zeolite or modified zeolites, e.g. composite materials of zeolite and salt.

At INSA de Lyon the concept of the MonoSorp project, an open adsorption system using exhaust from the building as water source, has been taken up [7]. Hot air with a temperature between 80 °C and 150 °C will be provided in summer by solar air collectors for desorption. A composite storage material, consisting of zeolite 13X as carrier matrix and 15 % weight-percent of magnesium sulphate has been developed. In a laboratory test reactor with 200 g of composite material, a temperature lift of over 25 K has been measured during the adsorption / hydration process (air flow rate of 8 l/min at 25 °C and a relative humidity of 50 %). A volumetric energy storage density of 166 kWh/m³ has been achieved. This is 65 % of the theoretical storage density of the material (257 kWh/m³) and a 27 % increase compared to pure zeolite 13X (131 kWh/m³). Mico-calorimetry experiments revealed that the energy density can be maintained over at least three charge and discharge cycles. Further research will focus on improving the carrier and to enhance the energy storage density. In addition, the storage technology will be investigated in large-scale experiments under real operating conditions.

At ECN (Energy research centre of the Netherlands) an open sorption system for long-term solar heat storage with magnesium chloride on a carrier matrix as storage material is under investigation [8], [14]. A prototype reactor, containing 15 liters of storage material has been realized and successfully tested. The temperature for dehydrating the material is set to 130 °C. During the hydration experiments a temperature lift of the airflow of 14 K from 50 °C to 64 °C has been measured in the material bed (relative humidity of the incoming airflow of 40 % at 25 °C). With a further improvement of the reactor design and the heat transfer in the air to water and air to air heat exchanger it is expected that the high energy density of the material of approximately 280 kWh/m³ can be technically used.

At the University of Minnesota, USA, aqueous calcium chloride is investigated as long-term solar storage medium. It is a closed system concept with just one vessel for both, concentrated and diluted

solution of aqueous calcium chloride ($CaCl_2$). The closed storage concept combines absorption and sensible heat storage and achieves an energy density of approximately 105 kWh/m³ [15].

For the charging process, diluted solution of calcium chloride is pumped though vacuum tube solar thermal collectors. At temperatures above 100 °C water is evaporated from the solution and concentrated calcium chloride solution and water are returned separately to the store.

For the discharging process, the concentrated calcium chloride solution and water is transferred to an absorption heat pump. In the heat pump water is evaporated from the water stream and then condensed in the concentrated calcium chloride solution. The now diluted and warmer solution of calcium chloride is transferring its heat to the load side and is then returned to the store.

During the storage period a mixing of diluted and concentrated solution must be prevented in order to preserve the energy content of the store. An experimental prototype with a 1500 l store has been set up and it could be demonstrated that the mixing rate of concentrated and diluted solution is very small.

At Empa (Swiss Federal Laboratories for Materials Testing and Research), a closed sorption store with sodium hydroxide for long term heat storage is under development [16]. By evaporating water from the diluted aqueous sodium hydroxide with heat from the collector field (charging temperature > 120 °C), the sorption store is charged. Heat is released from the sorption store by absorption of water vapor into the concentrated solution and then transferred to the load (space heating, domestic hot water preparation). The energy storage density depends on the charging and discharging temperature and is between 170 and 400 kWh/m³. The process has been successfully demonstrated in a prototype plant with a capacity of 200 l of sodium hydroxide.

3. Concepts of long-term thermochemical energy storages for solar thermal applications developed at ITW, University of Stuttgart

In the following a detailed overview of the research work at our institution ITW related to thermochemical energy storage will be given. In all concepts, the thermochemical energy storage is used to increase the solar fraction of a solar thermal system. The charging process of the thermochemical energy store (endothermic reaction) is performed in summer with solar heat from the collector; the discharging process (exothermic reaction) is mainly performed in winter for space heating purposes and domestic hot water preparation.

The storage materials are sorption materials (zeolite) or composite materials of zeolite and a salt. The heat released during discharging of the store results from an adsorption process (zeolite) and / or hydration process (salt) which is activated by bringing the dry storage material in contact with water vapor. For the charging process of the store, the storage material is heated up and dried (desorption and / or dehydration of the storage material). Both, the charging and discharging process is performed in an open process with ambient air which transports water vapor and heat into or out of the store.

A major difference of the various storage concepts lies in the design of the thermochemical energy store and its integration into the heat distribution system.

3.1. Integration of a sorption store into an air heating system of a building with controlled ventilation

Within the project MonoSorp [1], [2] carried out from 2005 to 2007 a new process for solar thermal space heating with long-term sorption heat store has been developed. The heat store is designed to be integrated in a building with a controlled ventilation system and with heat recovery. A schematic of the overall system design is depicted in Fig. 2.

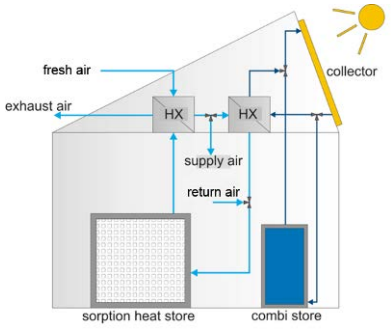


Fig. 2.: Schematic of the MonoSorp concept: Integration of the sorption store into a building's ventilation system

During space heating season and during time periods when the solar thermal collectors cannot provide (sufficient) heat, the sorption store is covering the (remaining) heat demand for space heating. The heat is extracted from the sorption store by directing room exhaust air through the sorption store. The sorption material (zeolite) adsorbs the water vapor of the exhaust air flow and heat is released which, in turn, is heating up the fresh air flow. The resulting temperature lift depends on the water vapor in the exhaust air and is in the range of 15 K to 25 K. In the air to air heat exchanger of the controlled ventilation system the incoming fresh air is heated up by the warm and dry air coming from the sorption heat store. The heated supply air is then used for space heating purposes via the building's controlled ventilation system. The air coming from the sorption store is released in the environment.

In summer, the sorption material is regenerated with heat from the solar thermal collectors. When the temperature in the combistore has reached the set-temperature (for example 80 °C), the combistore is bypassed and the solar heat is available for desorption. At a minimum collector outlet temperature of 125 °C the heat from the collector field is transferred to an air flow via an air to water heat exchanger. This air flow is then flowing through the sorption store for the desorption process. Before the exhaust air is released into the environment it is transferred through an air to air heat exchanger to preheat the fresh air. As the desorption process of zeolite requires high temperatures, the desorption temperature is set to 170 °C. This temperature can be provided by highly efficient solar thermal collectors (e.g. vacuum tube collectors) in combination with a pressurized collector loop (e.g. 10 bar if water is used as a heat transfer fluid).

For a good heat transfer between air flow and sorption material a large contact area is required. This is achieved by using zeolite honeycomb monoliths which have been developed and produced within the MonoSorp project. These monoliths are made by extrusion of zeolite 4A powder and are characterized by a comparatively low void fraction, an excellent adsorption kinetic and a very low pressure drop of the air flow when flowing through the material. A picture of a zeolite honeycomb monolith is shown in Fig. 3 (left), a view into the sorption store partly filled with the zeolite honeycombs monoliths is depicted in Fig. 3 (right).

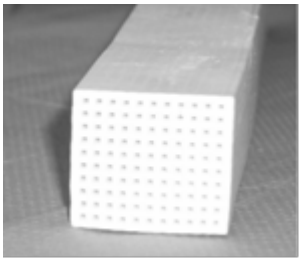


Fig. 3.: Picture of an extruded zeolite honeycomb (left) , View into the sorption store partly filled with zeolite honeycomb monolith (right)

A laboratory pilot plant of the system with a 0.1 m³ sorption store and 4 m² of CPC vacuum tube collectors have been set up at ITW. Experimental investigations have demonstrated the technical feasibility of the process under realistic operation conditions. An energy density of the sorption store of 130 kWh/m³ was obtained at a maximal regeneration temperature of 170 °C.

The experimental investigations performed with the pilot plant sorption store during the MonoSorp project have shown that especially for an efficient desorption process a good energy management is required. Due to the comparatively high heat capacity of the sorption store a large energy amount is already required for heating up the material to the desired desorption temperature of 170 °C; additional energy is required for the desorption process. With solar energy as the only heat source for the regeneration process, the desorption process is only possible during the day and at sunny weather conditions. Measurement results have shown that even with a good thermal insulation of the store, the sorption store is significantly cooling down during night, especially when operated at high temperatures, due to heat losses to the ambient. With increasing store size the large heat capacities and the heat losses will become even more important.

In the project “SolSpaces” which has just started in March 2012, the issue of the large heat capacities will be given special attention. The general idea is to divide the sorption store in several segments which can be desorbed or adsorbed separately. In Fig. 4a schematic drawing of such a segmented store is depicted for the case of adsorption (blue arrows) and desorption (red arrows). The segmentation of the store has the advantage that the adsorption or desorption process is reduced to a small storage material amount. The thermal heat capacities and heat losses, especially during the regeneration process, are reduced.

The overall system concept in the “SolSpaces” project is comparable to the MonoSorp project. The sorption store will be integrated into an air heating system of a building which is equipped with a controlled ventilation system. The heat for desorption will be provided by a collector field using air collectors. Hence, in this concept, the solar loop can be directly connected to the sorption store without the need for an air to water heat exchanger which was mandatory in the MonoSorp project. In winter, heat for room heating is extracted from the sorption store by passing humid room exhaust air through the sorption store. The heat of adsorption is released and transported out of the store via the air flow and then transferred to the supply air in an air to air heat exchanger.

In contrast to the MonoSorp concept no zeolitic honeycomb monoliths are used as storage material but a packed bed of zeolite spheres. This has the advantage that newly developed sorption materials (e.g. a binderfree zeolite 13X, or composite materials of a zeolite and a salt) can be used as storage material for which no honeycomb monolith production process exist yet. By using a large cross-flow area for the air flow and a minimal bed length, the pressure drop of the air flow is expected to by very low.

Within the three years project a sorption store for energy efficient compact buildings will be developed and a pilot system with the sorption store will be tested in a real system environment. The test house is a prefabricated compact house (so-called “Flying Spaces”) of the German company “SchwörerHaus KG and has a living area of about 40 m². In Fig. 5a picture of a “Flying Space” house is depicted. The energy demand for room heating is relatively high due to the large surface to volume ratio and is in the order of 3200 kWh/a. Vacuum tube air collectors will be installed on the roof of the building to provide heat for direct room heating via the air heating system, for regenerating of the sorption store with 3 to 5 m³ volume and for hot water preparation (with an additional air to water heat exchanger). It is expected that over 90 % of the heat demand for room heating and over 80 % of the heat demand for domestic hot water preparation can be covered by the solar thermal system in combination with the sorption store.

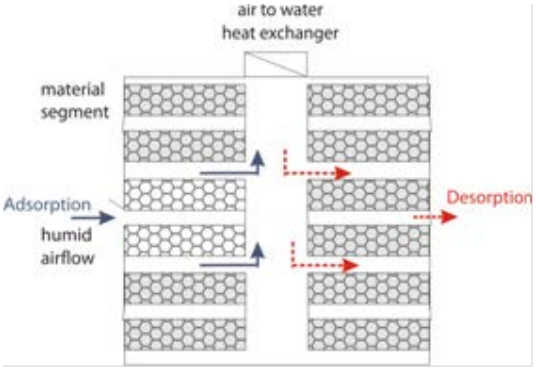


Fig. 4.: Schematic of a sorption store divided into different segments (blue arrows: adsorption; red arrows: desorption of the store)

Fig. 5.: Picture of the prefabricated compact building named “Flying Spaces” of the SchwörerHaus KG

3.2. Integration of a thermochemical energy store into a radiator or floor heating system

Within the three and a half years project CWS (Chemische Wärmespeicherung), a joint project between the Institute of Technical Thermodynamics (ITT) of the German Aerospace Centre (DLR) and the Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), University of Stuttgart, carried out from 2008 to 2012 the technical feasibility of thermochemical heat storage has been investigated. ITW was focusing on low-temperature applications up to 100°C, whereas high-temperature applications up to 500°C were investigated by ITT.

In the CWS project new storage materials on the basis of salts and composite materials of salt and zeolited for seasonal heat storage have been developed and investigated. A good overview of the experimental investigation is given e.g. in [3], [4] and [5]. The investigations performed by ITW have shown that it is difficult to find materials which fulfill the requirements of high energy storage density combined with fast reaction kinetic. Hygroscopic salts such as magnesium sulphate or calcium chloride have a (theoretically) high energy storage density. However, a very slow reaction rate associated with a very low temperature lift in the reactor was observed during the experiments performed. A way to enhance the reaction rate and thus the heat release is to use a composite material. A composite material is consisting of a combination of an active (e.g. zeolite) or a passive (e.g. ceramics), porous, supporting material and salt . The supporting material primarily defines the structure, consistency and form of the storage material. The salt enhances (in the case of an active carrier structure) or defines (in the case of a passive carrier structure) the energy storage capacity of the material. Especially the composite materials consisting of zeolite and magnesium sulphate, measured at ITW (e. g. [6]) as well as by Hongois ([7]) and magnesium chloride on a passive carrier measured by Zondag [8] are characterized by a high energy storage density combined with a good reaction rate. These materials are very well suited for thermochemical heat storage systems and promise a high thermal performance for solar thermal applications.

For the composite material of zeolite and salt a process design for a solar thermal long term heat storage has been developed. In the so-called CWS-NT-concept (Chemische Wärmespeicherung - Niedertemperatur: chemical heat storage - low temperature) a solar thermal combisystem has been extended by a thermochemical energy store. In Fig. 6 a schematic drawing of the system concept is given.

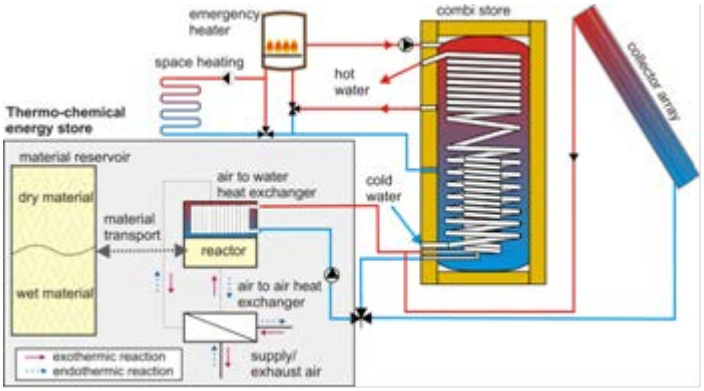


Fig. 6.: Schematic of the CWS-NT-concept

Similar to the concepts of the MonoSorp and SolSpaces project it is an open adsorption / hydration system using ambient or exhaust air to provide the humidity required for the discharging of the store. The thermochemical energy store works as a low power heat source and is connected to the combistore of the solar thermal system via the collector loop heat exchanger. The thermochemical energy store consists of a material reservoir for the storage material and a reactor where the heat and mass transfer take place during the charging and discharging reaction. In the CWS-NT-concept, an external reactor concept has been realized where the storage material is separated from the reactor. This has the advantage that the reaction is reduced to only a small part of the total storage material amount at a time. The thermal heat capacities and heat losses especially during the regeneration process are reduced. Furthermore, only the reactor has to withstand high temperatures whereas for the material reservoir low-cost materials can be used. The storage material transport between the material reservoir and reactor is done by a vacuum conveying system allowing a very gently material transport with low energetic expense.

The reactor is designed as a cross-flow reactor. The material is entering the reactor from top and runs gravity-driven through the reactor. The air is entering the reactor from lateral and is transporting the humidity and the heat into or out of the reactor. In the heating mode, the released heat is transferred from the air flow to the water loop by an air to water heat-exchanger. For material regeneration, the air flow direction is reversed and the heat-exchanger is used for transferring regeneration heat from the solar loop into the reactor via the air flow. A sketch of the reactor design and a picture of the laboratory prototype are depicted in Fig. 7 and Fig. 8. A detailed description of the reactor design and the reactor operation modes is given in [6].

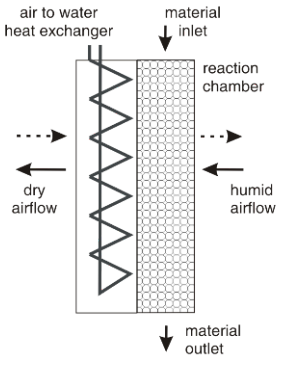


Fig. 7.: Sketch of the cross-flow reactor (dotted line: material regeneration, solid line: heating mode)

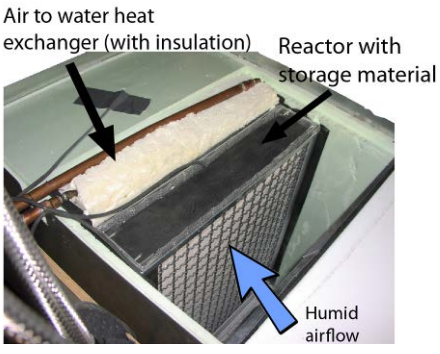


Fig. 8.: Picture of the laboratory cross-flow reactor (view from top)

The following considerations were decisive for the derived reactor design:

- A large cross-flow section area for the airflow and a minimal material width in flow direction minimize the airflow pressure loss. This is essential for a low fan power required for the air transport.
- The material transport through the reactor can be realized in a reliable and technical inexpensive way with low material stress
- A compact construction with short distance between heat source and heat removal, i.e. between reaction chamber and heat exchanger, is favorable to minimize heat losses to the ambient.

Detailed simulation studies have demonstrated the thermal performance of the new concept. Compared to a similar system with a hot water store of same volume the CWS-NT-concept reaches a much higher solar fraction, a higher system efficiency and a higher storage efficiency. Experimental investigations have shown that the reactor concept is suited to achieve a sufficient temperature lift and an almost constant power output. It is planned to further improve the new process design of an external reactor concept in a follow-up project and to experimentally test it in a pilot plant in a real system environment.

4. Conclusions

In recent years research activities in the field of long-term thermal heat storage have increased. As a positive outcome, innovative system designs using different storage materials have been developed and tested. The broad range of system concepts show clearly that long-term heat storage is a realistic and sustainable technology for the future. An achievement of energy storage densities more than four times compared to water stores has already been demonstrated in pilot plants. For solar thermal systems, the progresses in long-term heat storage is a major step forward to a completely renewable heating systems based on solar energy.

However, for bringing this novel technology onto the market intensive further research in the field of material development and system integration is required. Intensive research in the field of material research and development is required to improve the storage material e.g. in terms of energy storage density and thermal and mechanical stability. Further questions to be answered include e.g:

- lifetime of the system (e.g. cycle stability of the material)
- overall system size taken all the additional components for the long-term heat storage into account (e.g. additional heat exchanger, material reservoir, water store)
- energy storage density that can be technically used (e.g. heat transfer rate, thermal power, temperature lift)
- system price and even more important the cost-cutting potential (e.g. for the storage material)

In addition pilot plants operating under realistic boundary conditions have to be set up and monitored with the aim of answering questions regarding the installation, maintenance and operating reliability. These pilot plants may also serve as lighthouse projects to further promote the technology of long-term heat storage.

At ITW the various aspects listed above will be further investigated in different projects related to long-term energy storage. An explicit goal of the research work is the installation and monitoring of demonstration plants – solar thermal systems with long-term thermochemical energy storage – within the next years.

It is expected that by continuing the successful national and international research work, long-term heat storage will become an available technology in the market in the future.

5. References

[1] Kerskes H, Sommer K, Müller-Steinhagen H. MonoSorp, Integrales Konzept zur solarthermischen Gebäudeheizung mit Sorptionswärmespeicher. Forschungsbericht FZKA-BWPLUS; 2007.

[2] Kerskes H, Heidemann W, Müller-Steinhagen H. MonoSorp - Ein weiterer Schritt auf dem Weg zur vollständig solarthermischen Gebäudeheizung. In: 14. Symposium Thermische Solarenergie: 12. bis 14. Mai, 2004, Kloster Banz. Regensburg: Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut; 2004.

[3] Bertsch F, Mette B, Asenbeck S, Kerskes H, Müller-Steinhagen H. Chemische Wärmespeicher für Niedrigtemperaturanwendungen: Technologien und Konzepte. In: 19. Symposium Thermische Solarenergie: 06. bis 08. Mai 2009, Kloster Banz, Bad Staffelstein. Regensburg: OTTI; 2009.

[4] Bertsch F, Kerskes H, Müller-Steinhagen H. Materialuntersuchung für chemische Langzeitwärmespeicher. In: 20. Symposium Thermische Solarenergie: 05. bis 07. Mai 2010, Kloster Banz, Bad Staffelstein. Regensburg: OTTI; 2010.

[5] Kerskes H, Mette B, Bertsch F, Asenbeck S, Drück H. Development of a thermo-chemical energy storage for solar thermal applications. In: ISES Solar World Congress 2011 ; 28 Aug - 2 Sep 2011, Kassel, Germany ; conference proceedings. Freiburg: International Solar Energy Society; 2011.

[6] Mette B, Kerskes H, Drück H. New high efficient regeneration process for thermo-chemical energy stores. In: Proceedings of Innostock 2012.

[7] Hongois S, Kuznik F, Stevens P, Roux J. Development and characterisation of a new MgSO4-zeolite composite for long-term thermal energy storage. SOL ENERG MAT SOL C 2011;

[8] Zondag H, van Essen V, Bleijendaal LPJ, Kikkert B, Bakker M. Application of MgCl2·6H2O for thermochemical seasonal solar heat storage. In: 5th International Renewable Energy Storage Conference (IRES 2010): November 22-24, 2010,

[9] Helden W van, Thür A, Weber R, Furbo S, Gantenbein P, Heinz A et al. COMTES: Parallel development of three compact systems for seasonal solar thermal storage: introduction. In: Proceedings of Innostock 2012.

[10] N'Tsoukpoe KE, Liu H, Le Pierrès N, Luo L. A review on long-term sorption solar energy storage. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2009;13(9):2385–96.

[11] Bales C. Laboratory Tests of Chemical Reactions and Prototype Sorption Storage Units: A Report of IEA Solar Heating and Cooling programme - Task 32 Advanced storage concepts for solar and low energy buildings; 2008.

[12] Jähnig D, Wagner W, Isaksson C. Thermo-chemical storage for solar space heating in a single-family house. In: Thermal energy storage: 2006 EcoStock,; May 31 - June 2, 2006, the Richard Stockton College of New Jersey ; proceedings.; 2006.

[13] Wagner W, Österreich / Bundesministerium für Verkehr IuT. Modularer Energiespeicher nach dem Sorptionsprinzip mit hoher Energiedichte: (MODESTORE) ; ein Projektbericht im Rahmen der Programmlinie "Haus der Zukunft" ; Impulsprogramm Nachhaltig Wirtschaften. Wien: Bundesministerium für Verkehr Innovation und Technologie; 2006.

[14] Zondag H, Kikkert B, Smeding S, Boer R de, Bakker M. Prototype thermochemical heat storage with open reactor system. In: Proceedings of Innostock 2012.

[15] Quinnell JA, Davidson JH, Burch J. Liquid Calcium Chloride Solar Storage: Concept and Analysis. J SOL ENERG-T ASME 2011;133:-.

[16] Weber R, Dorer V. Long-term heat storage with NaOH. VACUUM 2008;82(7):708–16.

LEKTIONEN AUS PLANUNG UND BETRIEB VON DREI DEUTSCHEN SOLAREN NAHWÄRMEVERSORGUNGEN MIT SAISONALER WÄRMESPEICHERUNG

Dr.-Ing. Janet Nußbicker-Lux, Dipl.-Ing. Roman Marx, Dr.-Ing. Dan Bauer, Dr.-Ing. Harald Drück
Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
Pfaffenwaldring 6, D-70550 Stuttgart
Tel.: +49-711 / 685 63 239, Fax: DW - 685 63 503
E-Mail: nussbicker@itw.uni-stuttgart.de

1 Einleitung

Zur Einsparung fossiler Brennstoffe kann die thermische Nutzung von Solarenergie in Kombination mit der saisonalen Speicherung von (Solar-)Wärme einen maßgeblichen Beitrag leisten. In Deutschland wurden seit 1996 elf solare Nahwärmeversorgungen (SuN) mit saisonalem Wärmespeicher errichtet und wissenschaftlich untersucht. Dabei wurde die technische Machbarkeit der saisonalen Wärmespeicherung nachgewiesen und es wurden zahlreiche Erkenntnisse gewonnen, die zur Verbesserung von Planung, Bau und Betrieb der Anlagen beigetragen haben. Die Anlagenkonzepte der solaren Nahwärmeversorgungen in Neckarsulm, Crailsheim und Eggenstein werden in diesem Beitrag beschrieben, es werden Messergebnisse vorgestellt und Betriebserfahrungen diskutiert.

2 Solare Nahwärmeversorgung Crailsheim

2.1 Anlagenbeschreibung

In Crailsheim ist auf einem ehemaligen Kasernengelände die bisher größte Anlage zur solaren Nahwärmeversorgung (SuN) in Deutschland realisiert worden. Die Anlage versorgt derzeit etwa 250 Wohneinheiten sowie eine Schule mit Sporthalle mit einem Wärmeverbrauch von insgesamt 3 750 MWh im Jahr 2011. Derzeit besteht die Anlage aus 7 410 m² Kollektorfläche (Apertur), einem 39 000 m³ Erdsonden-Wärmespeicher (ESWSP), zwei Pufferspeichern (PS 1 und PS 2) und einer Kompressionswärmepumpe mit einer elektrischen Leistung von 80 kW.

Die solare Nahwärmeversorgung ist in zwei miteinander verbundene Anlagenteile aufgeteilt, siehe Abb. 1. An den ersten Anlagenteil sind 2 492 m² Kollektorfläche angeschlossen. Des Weiteren besteht der erste Anlagenteil aus einem 100 m³ Pufferspeicher (PS 1) und einer Heizzentrale, an die das Nahwärmenetz Hirtenwiesen II (HW II) sowie die Fernwärme, die als Nachheizung dient, angeschlossen sind. Der zweite Anlagenteil wird im Hinblick auf die Wärmespeicherung überwiegend saisonal betrieben und besteht aus 4 918 m² Kollektorfläche auf zwei Lärmschutzwällen, einem 480 m³ Pufferspeicher (PS 2), einem Erdsonden-Wärmespeicher sowie einer Wärmepumpe. Der PS 2 wird benötigt, da die maximale thermische Leistung der Kollektoren höher ist, als die maximale Beladeleistung des ESWSP. Mit dem PS 2 kann die solare Wärme über einen Zeitraum von 24 Stunden in den ESWSP eingespeichert werden. Die Wärmepumpe ist hydraulisch zwischen den beiden PS eingebunden, da bei dieser Konfiguration die Effizienz der Kollektorfelder und damit der solare Nutzwärmeertrag durch die Absenkung des Temperaturniveaus im PS 2 erhöht wird. Außerdem kann die Wärmepumpe dann sowohl verdampfer- als auch kondensatorseitig auf große hydraulische Volumina arbeiten, wodurch lange Laufzeiten bei effektiven Betriebspunkten ermöglicht werden.

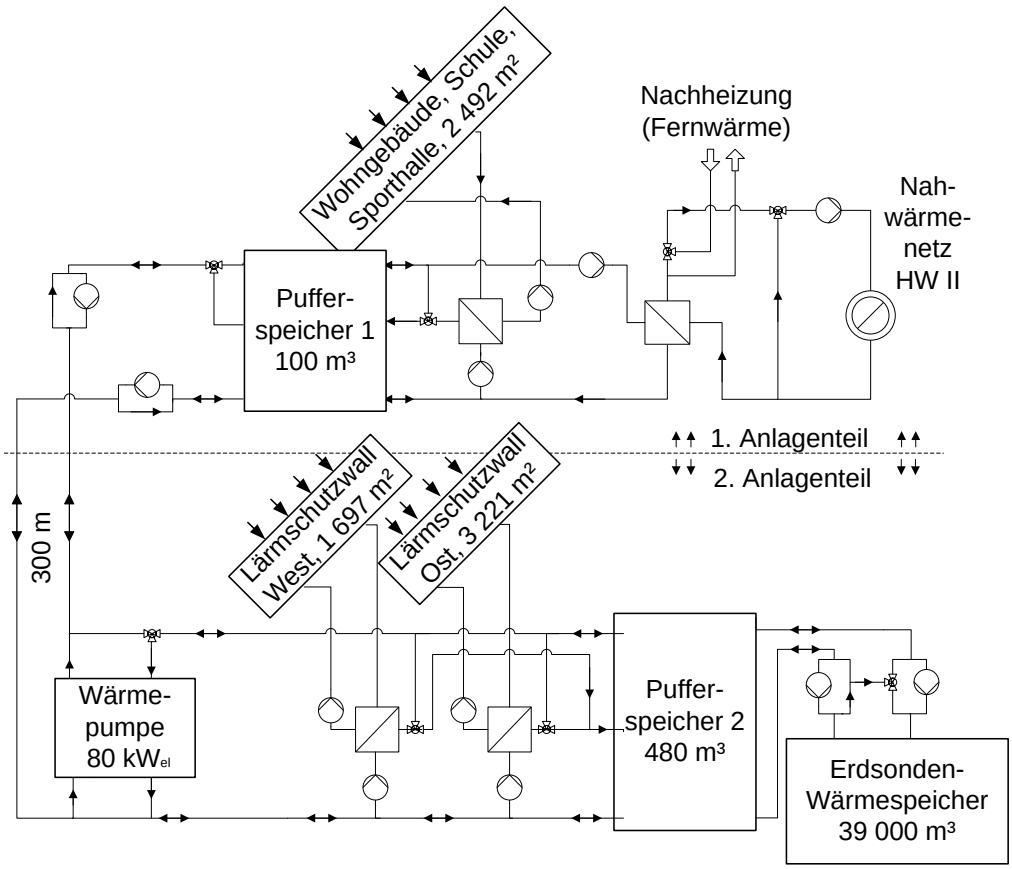


Abb. 1 - Schema der solaren Nahwärmeversorgung in Crailsheim

2.2 Messergebnisse

In Tabelle 1 sind die Daten der SuN in Crailsheim angegeben. Die Wärmelieferung der Kollektoren betrug im Jahr 2011 bereits 2337 MWh und lag damit nur knapp unter dem geplanten Wert von 2 699 MWh/a, obwohl ein Teil der Kollektoren des zweiten Anlagenteils erst im Laufe des Jahres 2011 installiert und in Betrieb genommen wurden. Obwohl noch nicht alle Kollektoren des zweiten Anlagenteils angeschlossen waren und der ESWSP noch nicht entladen wurde, betrug im Jahr 2011 die ins Netz gelieferte solare Nutzwärme bereits 1 342 MWh.

Die geplante Wärmemenge „Gesamt ins Netz HW II“ von 4 100 MWh/a wurde im Jahr 2010 fast erreicht. Im Jahr 2011 war die ins Netz gelieferte Wärmemenge mit 3 750 MWh jedoch wieder etwas niedriger, da weniger Wärme für Bauheizungen benötigt wurde und einige Optimierungsmaßnahmen, z. B. zur Senkung der Netztemperaturen, durchgeführt wurden.

Die geplante Beladewärmemenge des ESWSP beträgt 1 135 MWh/a und wurde noch nicht erreicht, da ein Teil der Kollektoren des zweiten Anlagenteils erst im Laufe des Jahres 2011 angeschlossen wurde. Eine Entladung des ESWSP hat bis zum Jahr 2011 noch nicht stattgefunden, da der ESWSP noch nicht das zur direkten Entladung notwendige Temperaturniveau erreicht hat und die Wärmepumpe (WP) erst Anfang 2012 in Betrieb genommen wurde.

Der geplante solare Deckungsanteil, bei dem 7 325 m² Kollektorfläche, ein 37 500 m³ ESWSP und zwei PS mit 100 m³ bzw. 600 m³ sowie eine 258 kW_{el} WP zugrunde gelegt wurden, beträgt 51 %. Die Werte der realisierten Anlage unterscheiden sich (außer bei der WP und dem 480 m³ PS) nur geringfügig. In 2011 wurde trotz der noch nicht im Betrieb befindlichen WP, ohne Entladung des ESWSP und trotz der noch nicht vollständig installierten Kollektorfläche ein

solarer Deckungsanteil von 35,8 % erreicht. Es ist somit zu erwarten, dass der geplante solare Deckungsanteil von 51 % in den nächsten Jahren erreicht werden wird.

Tabelle 1: Daten der solaren Nahwärmeversorgung in Crailsheim

		Planung	**2008**	**2009**	**2010**	**2011**
Kollektorfläche (am Jahresende)	m²	7 325	1 559	5 714	5 714	7 410
Wärmelieferung der Kollektoren	MWh					
Wohngebäude, Schule, Sporthalle		2 699	570	765	765	1 010
Lärmschutzwall Ost		gesamt	-	970	1 020	1 217
Lärmschutzwall West			-	-	-	110
Solare Nutzwärme ins Netz HW II	MWh	2 095	484	647	864	1 342
Wärmemenge „Gesamt ins Netz HW II“	MWh	4 100	2 990	3 497	4 068	3 750
Wärmelieferung durch Fernwärme	MWh	1 715	2 530	2 832	3 197	2 407
Beladewärmemenge ESWSP	MWh	1 135	-	849	779	781
Entladewärmemenge ESWSP	MWh	830	-	-	-	-
Solarer Deckungsanteil	**%**	**51**	**16,2**	**19,3**	**21,2**	**35,8**

In Abb. 2 sind die monatlichen Beladewärmemengen sowie die Temperaturen in der Speichermitte, am Speicherrand sowie 1,5 m außerhalb des ESWSP in einer Tiefe von 30 m (mittlere Speicherhöhe) für die Jahre 2010 und 2011 aufgetragen. Die monatliche Beladewärmemenge ist in den Frühjahr-/ Sommermonaten am höchsten. Sie ist abhängig von der solaren Einstrahlung und dem daraus resultierenden solaren Wärmeertrag, dem im ESWSP vorhandenen Temperaturniveau und dem Wärmebedarf im Nahwärmenetz.

Die Temperaturen im ESWSP sinken aufgrund von Wärmeverlusten zwischen Januar und April 2010 und steigen dann durch die solare Beladung auf Werte von 51 °C im Oktober 2010. Während der ESWSP nicht in Betrieb ist (Oktober 2010 bis März 2011) sinken die Temperaturen im ESWSP wieder ab, sind aber im April 2011 noch höher als im April 2010. Im November 2011 wurde mit 56 °C die bisher höchste Temperatur im ESWSP gemessen.

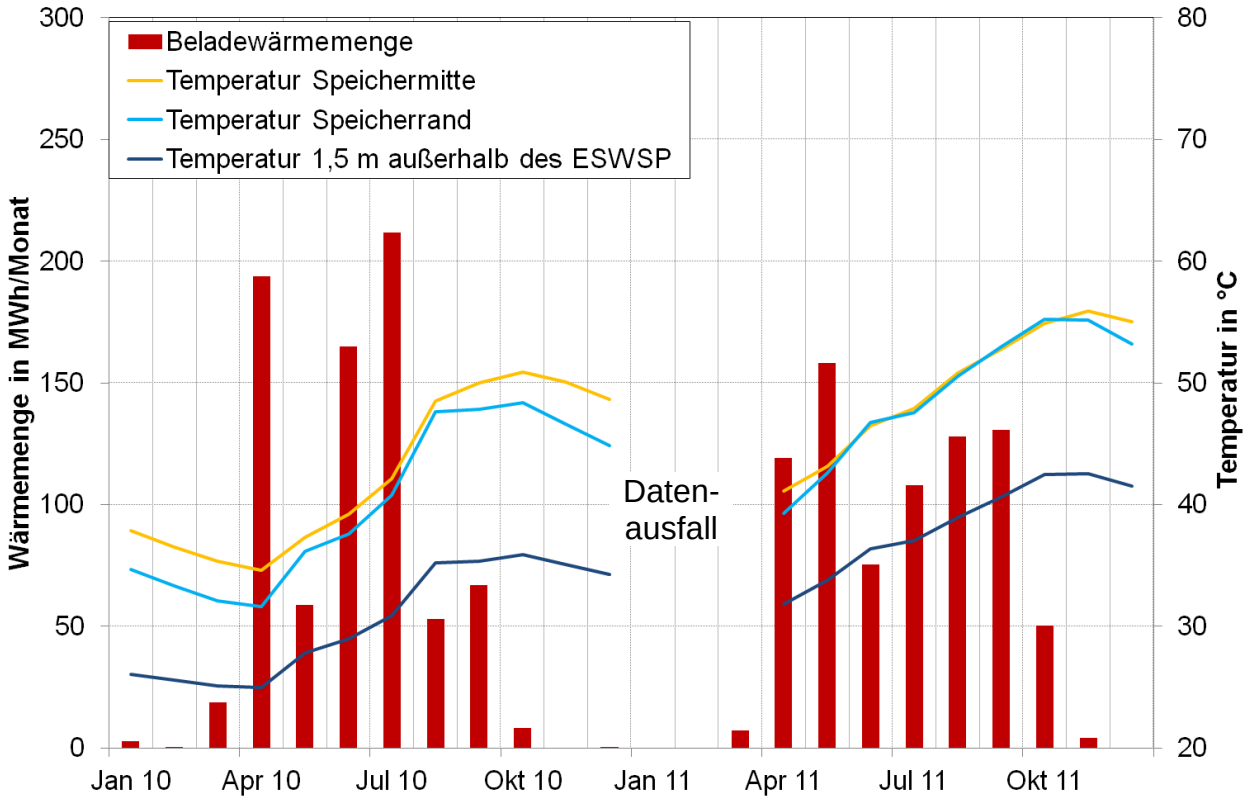


Abb. 2 - Monatliche Beladewärmemengen und Temperaturen in und um den ESWSP

3 Solare Nahwärmeversorgung Eggenstein

3.1 Anlagenbeschreibung

In Eggenstein wurde erstmalig in Deutschland eine solare Nahwärmeversorgung mit saisonaler Wärmespeicherung in ein bestehendes Nahwärmenetz zur Versorgung bereits vorhandender Gebäude integriert. Das Nahwärmenetz versorgt eine Schule, zwei Sporthallen, ein Schwimmbad und ein Feuerwehrgebäude und soll in Kombination mit der Solaranlage und dem saisonalen Wärmespeicher einen solaren Deckungsanteil von ca. 35 % erreichen. Die Sanierungsmaßnahmen an den Bestandsgebäuden begannen im Jahr 2002. Es sind insgesamt 1 600 m² Kollektorfläche in das System integriert, siehe Abb. 3. Zur saisonalen Wärmespeicherung dient ein 4 500 m³ großer Kies/ Wasser-Wärmespeicher (KWWS), der mit Temperaturen zwischen 10 °C und 80 °C betrieben wird. Die Inbetriebnahmephase der Anlage mit saisonalem Wärmespeicher begann im Jahr 2009. Der KWWS kann bei hohen Speichertemperaturen direkt entladen werden und wird bei niedrigen Speichertemperaturen über eine elektrisch betriebene Wärmepumpe (15 kW_{el}) entladen. Es wurde eine Wärmepumpe mit einer verhältnismäßig geringen Leistung gewählt, damit diese den KWWS mit langen Laufzeiten (ohne zu Takten) entladen kann. Die Wärme soll möglichst kontinuierlich in den Pufferspeicher (30 m³) eingespeist werden. Zur Wärmebereitstellung der zusätzlich zur Solarwärme benötigten Wärme sind zwei Gaskessel in das System integriert.

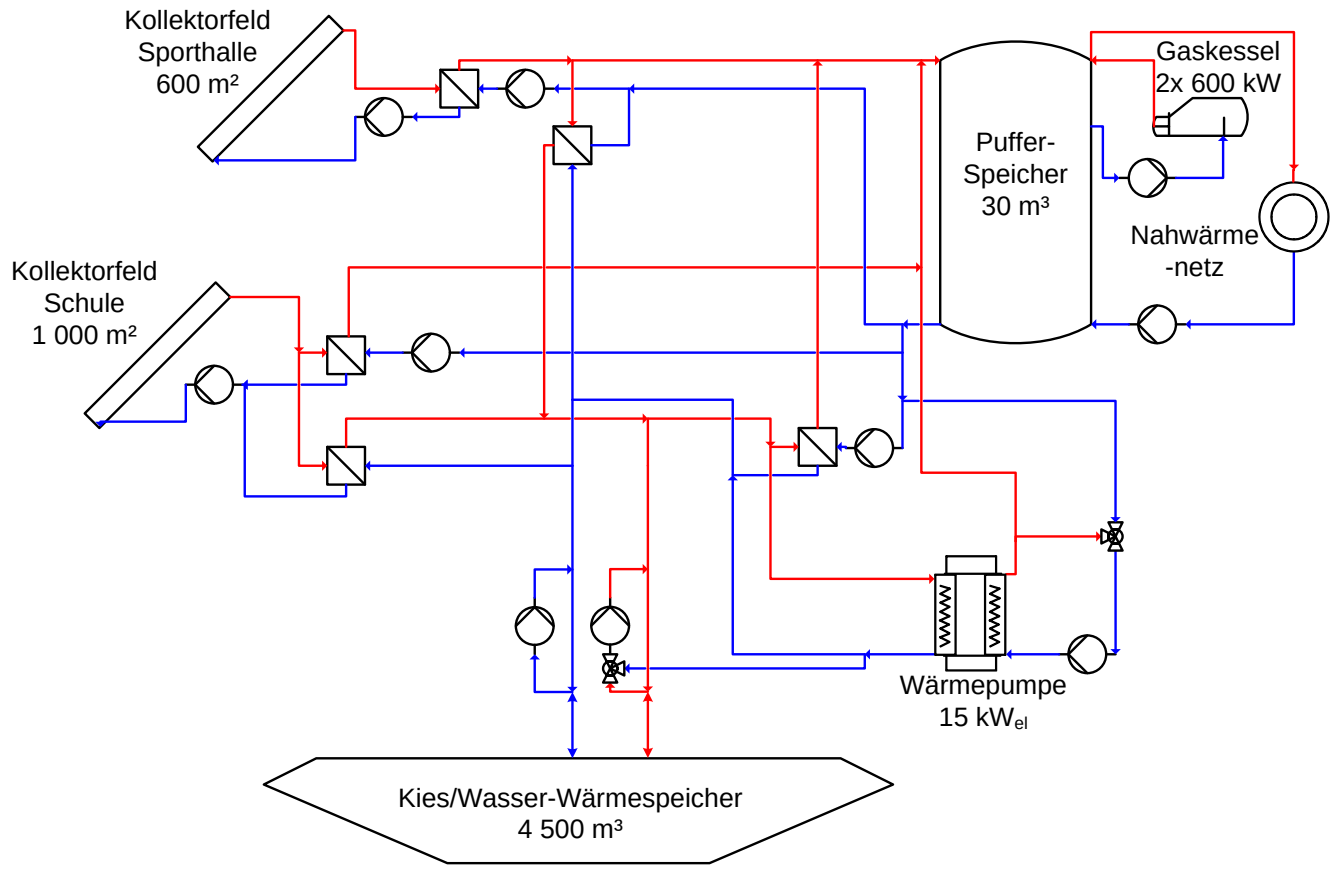


Abb. 3 - Schema der solaren Nahwärmeversorgung in Eggenstein

3.2 Messergebnisse

In Tabelle 2 sind die Daten der solaren Nahwärmeversorgung in Eggenstein angegeben. Aufgrund hydraulischer Probleme im Be- und Entladekreis des saisonalen Wärmespeichers konnte die gesamte Anlage noch nicht vollständig und über einen aussagekräftigen Zeitraum wie ursprünglich geplant betrieben werden. Diese Tatsache beeinflusst die Leistungsfähigkeit der gesamten Anlage gravierend.
Die Kollektoren mit einer Gesamtfläche von 1 600 m², was dem geplanten Endausbau entspricht, wurden Ende Juni 2009 in Betrieb genommen. Sie erzielten im Jahr 2010 mit 351 MWh den bislang höchsten solaren Ertrag. Im Jahr 2011 betrug der Ertrag nur noch 131 MWh, da die Beladung des KWWS aufgrund hydraulischer Probleme nur sehr eingeschränkt möglich war. Durch Lufteintrag waren die Förderpumpen trocken gelaufen und konnten keinen Volumenstrom fördern. Dadurch fehlte die Wärmesenke und dies führte zu sehr vielen Tagen an denen sich die Kollektoren in Stagnation befanden und folglich kein solarer Ertrag erzielt wurde.

Die ins Netz gelieferte Wärmemenge betrug in den vergangen vier Jahren zwischen 912 und 1 189 MWh und war damit deutlich niedriger als die geplante Wärmemenge von jährlich 1 400 MWh. Dies ist darauf zurückzuführen, dass durch die energetische Sanierung der Bestandsgebäude die Erwartungen hinsichtlich der Heizenergieeinsparung deutlich übertroffen wurden und die neu errichtete Sporthalle ebenfalls weniger Heizwärme benötigt, als geplant. Deshalb konnten die Planungswerte für die Wärmelieferung durch die Gaskessel beinahe eingehalten werden, obwohl die solare Nutzwärme, d. h. die direkt genutzte solare Wärme und die saisonal gespeicherte solare Wärme, bislang viel geringer war als geplant. Die solare Nutzwärme betrug jährlich zwischen 111 und 137 MWh und war im Vergleich zum Planungswert (490 MWh/a) sehr niedrig. Dies liegt daran, dass bisher die im KWWS gespeicherte Wärme nicht entnommen und genutzt werden konnte. Aufgrund der fehlenden Entladung des KWWS konnten auch noch keine Messergebnisse für die Wärmepumpe erfasst werden.

Tabelle 2: Daten der solaren Nahwärmeversorgung in Eggenstein

		Planung	2008	2009	2010	2011
Kollektorfläche (am Jahresende)	m²	1 600	600	1 600	1 600	1 600
Wärmelieferung der Kollektoren	MWh	k. A.	143	273	351	131
Solare Nutzwärme	MWh	490	133	126	137	111
Wärmemenge ins Netz	MWh	1 400	1 051	912	1 031	1 189
Wärmelieferung durch Gaskessel	MWh	910	997	886	925	1 094
Beladewärmemenge KWWS	MWh	k. A.	-	131	220	19
Entladewärmemenge KWWS	MWh	k. A.	-	-	-	-
Solarer Deckungsanteil	**%**	**~35**	**12,7**	**13,8**	**13,3**	**9,3**

Im Frühjahr und Sommer 2012 wurde die Hydraulik des Be- und Entladekreises des KWWS umgebaut. Um die hydraulische Anbindung an die Gesamtanlage zu gewährleisten, wurde eine selbst ansaugende Pumpe direkt am Wärmespeicher installiert.

Obwohl die Entladung des KWWS bisher nicht planmäßig funktionierte, konnten durch die Beladung des Wärmespeichers insbesondere in den Jahren 2009 und 2010 wichtige Erkenntnisse über dessen thermisches Verhalten gewonnen werden. In Abb. 4 sind die gespeicherte Wärmemenge und die wöchentliche Änderung der Wärmemenge im KWWS beginnend von 2009 dargestellt. Es ist deutlich der Anstieg der gespeicherten Wärmemenge zu erkennen, wenn die solare Wärme in den KWWS eingespeichert wurde (Beladung). Da der KWWS nicht entladen werden konnte, resultiert die Abnahme der gespeicherten Wärmemenge durch Wärmeverluste über die Speicherhülle in den Herbst- und Wintermonaten. Bei weiteren Untersuchungen konnte festgestellt werden, dass die Wärmedämmung im Bereich des Deckels des KWWS eine höhere effektive Wärmeleitfähigkeit aufweist, als bei der Planung angenommen. Die Wärmedämmung besteht aus einer 1 m dicken Schicht aus Schaumglasschotter. Wie die im Rahmen der wissenschaftlich-technischen Begleitforschung durchgeführten detaillierten Untersuchungen ergeben haben, überlagern sich in der Schaumglasschotterschicht mehrere Mechanismen der Wärmeübertragung, die zu einer Erhöhung der effektiven Wärmeleitfähigkeit führen.

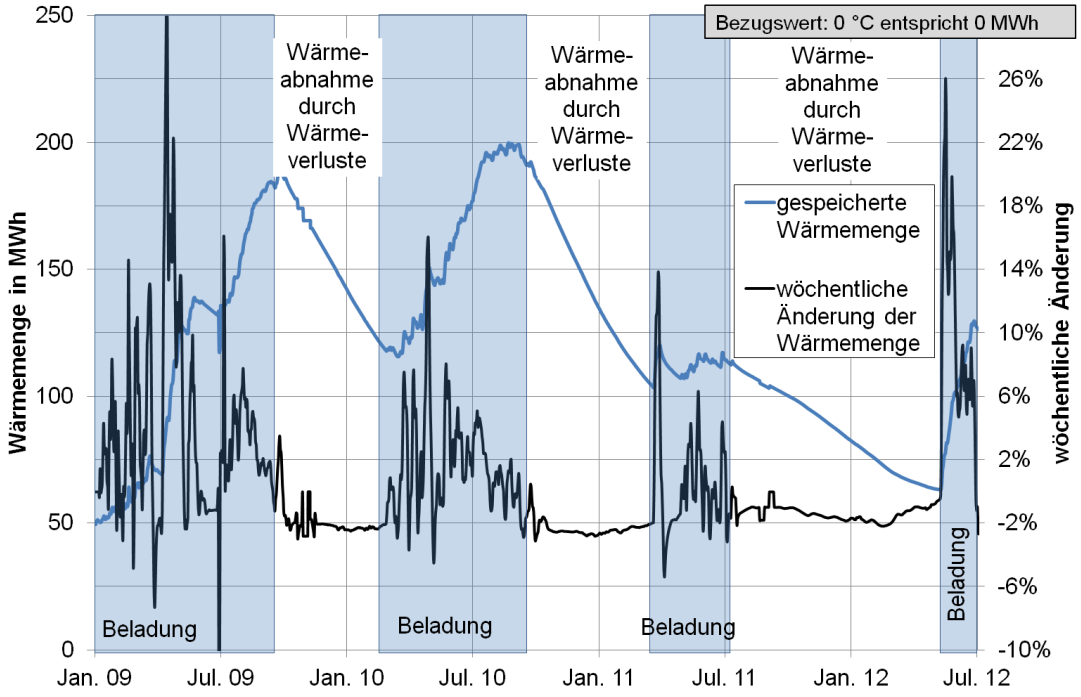


Abb. 4 - Gespeicherte Wärmemenge im KWWS und wöchentliche Änderung

4 Solare Nahwärmeversorgung Neckarsulm

4.1 Anlagenbeschreibung

In Neckarsulm ist seit 1996 ein Quartier mit derzeit ca. 320 Wohneinheiten, einer Schule mit Sporthalle, zwei Seniorenwohnheimen, einem Kindergarten und einem Ladenzentrum entstanden. Der Wärmebedarf für Raumheizung und Trinkwarmwasser von ca. 3 000 MWh/a soll zu 50 % solar gedeckt werden. Die Wärmeversorgung des Quartiers erfolgt über ein Nahwärmenetz mit Solarwärme und durch einen 2 MW Gaskessel sowie mit einer 120 kW_{el} Kompressionswärmepumpe. Die von 5 670 m² Kollektorfläche gelieferte Solarwärme kann über zwei Pufferspeicher (je 100 m³) entweder direkt ins Nahwärmenetz eingespeist werden (Sommer) oder aus dem Erdsonden-Wärmespeicher (Winter, ESWSP mit 63 360 m³) ausgespeichert werden. Im Sommer überschüssige Solarwärme wird im ESWSP saisonal gespeichert.

Die Anlage war ursprünglich ohne Wärmepumpe (WP) geplant und gebaut worden. Da die zum effizienten Betrieb der Solaranlagen und zur effizienten Entladung des ESWSP erforderlichen geplanten niedrigen Netzrücklauftemperaturen im Betrieb nicht erreicht werden konnten, wurde im Jahr 2008 eine WP installiert. Ohne WP ist eine Entladung nur bis zur Netzrücklauftemperatur von ca. 45 °C möglich. Die WP ist zwischen den beiden Pufferspeichern (PS1 & PS2), dem ESWSP und dem als 3-Leiter-Netz ausgeführten Nahwärmenetz in das System integriert, siehe Abb. 5. Bei den Umbaumaßnahmen zur Integration der WP wurden der Solarvorlauf und der Netzrücklauf zu einer Leitung zusammengefasst. Bis dahin gab es eine gemeinsame Rücklaufleitung für den Solarrücklauf und Netzrücklauf. Die WP kann die vom Kondensator gelieferte Wärme entweder ins Netz oder in den PS1 oben bzw. unten einspeisen. Die Regelung der WP erfolgt in Abhängigkeit von der Außentemperatur ϑ_{amb}. Bei ϑ_{amb} < 10 °C beträgt die Kondensator-Vorlauftemperatur 58 °C. Die WP führt dann nur eine Rücklaufanhebung durch. Der restliche Temperaturhub zum Erreichen der benötigten Netzvorlauftemperatur wird durch den Gaskessel erzeugt. Bei ϑ_{amb} > 10 °C beträgt die Kondensator-Vorlauftemperatur 68°C. Der Wärmebedarf im Nahwärmenetz ist dann so niedrig, dass die Leistung der WP ausreicht, um ihn zu decken. Der Gaskessel bleibt somit ausgeschaltet.

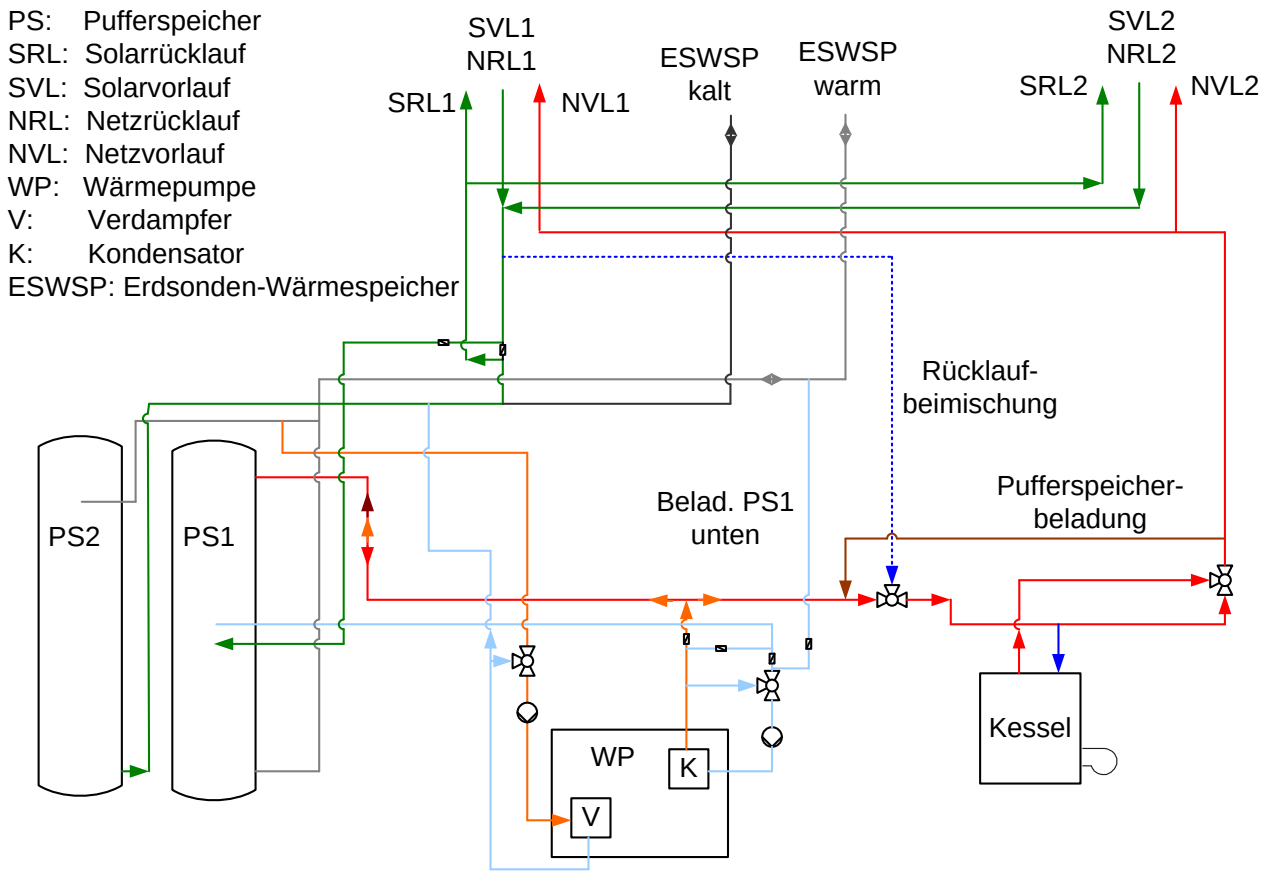


Abb. 5 - Schema der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm

4.2 Messergebnisse

In Tabelle 3 sind die Daten der SuN in Neckarsulm angegeben. Die Kollektorfläche hat noch nicht den geplanten Ausbauzustand erreicht, dennoch wurde die geplante Wärmelieferung der Kollektoren von 1 953 MWh/a in den vergangenen beiden Jahren mit 1 977 bzw. 2 448 MWh überschritten. Bei der Planung der Anlage war - wie bereits erwähnt - keine WP vorgesehen. Durch den Betrieb der WP können den Solarkollektoren niedrigere Rücklauftemperaturen zur Verfügung gestellt werden, wodurch diese effizienter betrieben werden können. Dadurch steigen die solaren Wärmegewinne gegenüber einem Betrieb ohne Wärmepumpe.

Die solare Nutzwärme, d. h. die direkt genutzte solare Wärme und die im ESWSP saisonal gespeicherte solare Wärme, war in den letzten beiden Jahren mit 1 833 MWh bzw. 1 888 MWh ebenfalls höher als der geplante Wert von 1 410 MWh/a. Trotz der deutlich höheren solaren Wärmelieferung im Jahr 2011 war die solare Nutzwärme in den Jahren 2010 und 2011 fast gleich. Im Jahr 2010 wurde ein sehr hoher Anteil (Solar)wärme aus dem ESWSP ausgespeichert. Dies spiegelt sich auch in den Speichernutzungsgraden, die 106 % (es wurde mehr Wärme aus- als eingespeichert) im Jahr 2010 bzw. 68 % im Jahr 2011 betrugen, wider. Der Speichernutzungsgrad war im Jahr 2011 niedriger als 2010, da im Herbst 2011 aufgrund der Witterung wenig Wärme im Nahwärmenetz benötigt wurde und somit ein Teil der im Sommer eingespeicherten Wärme im ESWSP verblieben ist und im Folgejahr 2012 zur Verfügung steht.

Die ins Nahwärmenetz abgegebene Wärmemenge war in den vergangenen Jahren stets höher als geplant. Dies liegt zum einen daran, dass teilweise ein benachbartes Quartier mit Wärme mitversorgt werden musste, als dort der Gaskessel defekt war und zum anderen sind die Wärmeverluste im Nahwärmenetz höher, als bei den Planungen angenommen wurde. Außerdem trat eine Leckage im Nahwärmenetz auf, die zu hohen Wasser- und damit auch Wär-

meverlusten führte. Durch die hohen solaren Wärmelieferungen und die Installation der Wärmepumpe ist die vom Gaskessel bereit gestellte Wärmemenge in den letzten Jahren rückläufig. Zum Betrieb der Wärmepumpe wurden im vergangenen Jahr 518 MWh Strom benötigt. Der solare Deckungsanteil am Gesamtwärmebedarf konnte in den letzten Jahren stetig gesteigert werden und hat im Jahr 2011 einen Wert von 55,8 % erreicht.

Tabelle 3: Daten der solaren Nahwärmeversorgung in Neckarsulm

		Planung*	2008*	2009	2010	2011
Kollektorfläche (am Jahresende)	m²	6 300	5 760	5 760	5 760	5 760
Wärmelieferung der Kollektoren	MWh	1 953	1 689	1 431	1 977	2 448
Solare Nutzwärme	MWh	1 410	1 330	1 215	1 833	1 888
Wärmemenge ins Netz	MWh	2 846	2 921	2 955	3 643	2 941
Wärmelieferung durch Gaskessel	MWh	1 436	1 565	1 438	1 163	980
Speichernutzungsgrad ESWSP	%	70	55	90	106	68
Stromverbrauch Wärmepumpe	MWh	-	-	325	647	518
Solarer Deckungsanteil	**%**	**50**	**45,5**	**41,1**	**50,3**	**55,8**

* ohne Wärmepumpe

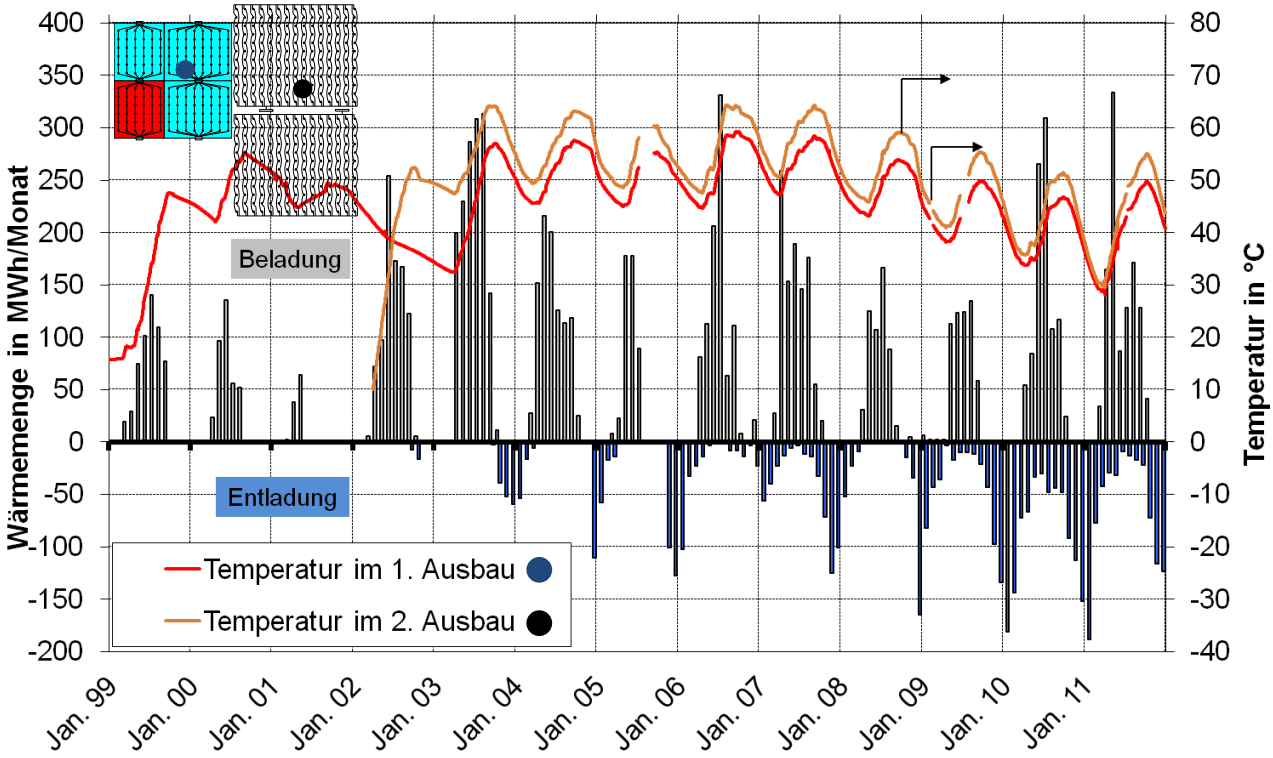


Abb. 6 - Monatliche Be-/Entladewärmemengen und Temperaturen im ESWSP

In Abb. 6 sind die monatlichen Be- und Entladewärmemengen sowie die Temperaturen im Erdsonden-Wärmespeicher in der Speichermitte des 1. bzw. 2. Ausbaus seit 1999 aufgetragen. In den ersten Jahren wurde der ESWSP nur beladen, für eine direkte Entladung (ohne WP) war das Temperaturniveau nicht ausreichend. Im Jahr 2001 wurde der ESWSP zum zweiten Mal erweitert und hat in den Jahren 2003 bis 2007 Maximaltemperaturen von ca. 65 °C erreicht. Die Entladewärmemengen waren jedoch vergleichsweise gering, da die Netzrücklauftemperatur ca. 45 °C betrug und der ESWSP damit nur zwischen 45 °C (Winter) und 65 °C (Sommer) betrieben werden konnte. Nach der Inbetriebnahme der Wärmepumpe konnte ab dem Jahr 2008 der ESWSP auf niedrigere Temperaturen entladen werden und auch die Maximaltemperaturen wurden gesenkt. Dies ist zum einen aufgrund der dadurch niedrigeren Wärmeverluste

des ESWSP bei niedrigeren Temperaturen und zum anderen wegen der niedrigeren Rücklauftemperaturen in die Solarkollektoren günstig.

5 Betriebserfahrungen mit den drei SuN-Anlagen

Bereits bei den ersten SuN-Anlagen, z. B. in Hamburg und Friedrichshafen (beide 1996), hat sich gezeigt, dass die Wärmeverluste der Wärmespeicher deutlich höher waren, als geplant. Eine Hauptursache war der für die Planung verwendete Wert für die Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung, der nach DIN 4108 Teil 4 bei 10 °C und in trockenem Zustand ermittelt wurde. Bei den realisierten Wärmespeichern ist die Wärmedämmung jedoch Temperaturen bis ca. 95 °C ausgesetzt. Außerdem hängt die Wärmeleitfähigkeit des Dämmmaterials - neben der Temperatur - auch von der Feuchte ab, die aufgrund der Bauweise der saisonalen Wärmespeicher einen entscheidenden Einfluss hat. Es wurde daher bei den neueren Anlagen besonderes Augenmerk auf die Auswahl des Dämmmaterials und auf die Verhinderung des Eintritts von Feuchtigkeit in das Dämmmaterial gelegt. Aufgrund des hohen Innovationscharakters beim Aufbau der Wärmedämmung der neueren Wärmespeicher können sich jedoch unvorhergesehene Eigenschaften einstellen, wie dies am Kies/Wasser-Wärmespeicher in Eggenstein zu sehen ist.

Das Monitoring der realisierten Anlagen hat außerdem gezeigt, dass die Netzrücklauftemperaturen deutlich höher waren als die für die Planung angenommenen Werte von 30 bis 40 °C. Dies bedeutet - wie oben erläutert - Einbußen bei der energetischen Effizienz beim Betrieb der Solarkollektoren und der saisonalen Wärmespeicher sowie höhere Wärmeverluste des Wärmenetzes. Zudem haben in den Neubaugebieten die Bauheizungen über viele Jahre hinweg das Erreichen der Planungswerte verhindert. Da die angewandten Maßnahmen zur Senkung der Netzrücklauftemperaturen nicht den gewünschten Erfolg brachten, wurden bei den neueren Anlagen Wärmepumpen eingeplant und einige ältere Anlagen mit Wärmepumpe nachgerüstet. Dies hat neben einer Erhöhung der Robustheit der Anlage in Neckarsulm zu einer Steigerung der Effizienz der Kollektoren und des saisonalen Wärmespeichers geführt.

Der Vergleich der Planungswerte mit den realisierten Werten zeigt, dass zwei Planungswerte schwer einzuschätzen sind. Das ist zum einen der Wärmebedarf im Nahwärmenetz, der vom Fortschritt des Baugebietes abhängt. Hier kann der geplante Wärmebedarf vom tatsächlichen erheblich abweichen, wenn z. B. ein Bauabschnitt nicht realisiert wird oder der Bebauungsplan geändert wird. Zum anderen weicht die realisierte Kollektorfläche oft von den Planungswerten ab. Da häufig dachintegrierte Lösungen angestrebt werden, hängt die realisierte Kollektorfläche vom realisierten Gebäudebestand, z. B. Einfamilien- oder Mehrfamilienhäuser, ab. Die Planungswerte für den Wärmebedarf des Nahwärmenetzes und die für Kollektorflächen zur Verfügung stehende Dachfläche sind mit großen Unsicherheiten behaftet, da der Ausbau der Baugebiete oft über viele Jahre stattfindet.

Die Umsetzung des Regelungskonzeptes erfolgte bei den realisierten Anlagen häufig nicht korrekt und musste nachgebessert werden. Außerdem lassen sich die für den energetisch effizienten Betrieb geeignetsten Regelungsparameter erst im Betrieb ermitteln. Die Optimierung der Regelungsstrategie und der -parameter weist (nach dem Bau) das größte Verbesserungspotenzial auf und muss Teil des Anlagenmonitorings bzw. einer wissenschaftlich-technischen Begleitung sein.

Der Betrieb der innovativen bzw. solarspezifischen Komponenten, wie z. B. Kollektoren, Kurzzeit- und saisonale Wärmespeicher und Wärmepumpe ist bei den meisten Anlagen mit wenigen Störungen verbunden gewesen. Als problematischer haben sich häufig die Standardkomponenten, wie z. B. Pumpen, Ventile, Schmutzfänger und Wärmeübertrager, erwiesen. Eine regelmäßige Betriebskontrolle wird daher dringend empfohlen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die in Deutschland errichteten SuN mit saisonalem Wärmespeicher haben gezeigt, dass die saisonale Wärmespeicherung grundsätzlich funktioniert und hohe solare Deckungsanteile von mehr als 50 % erreicht werden können. Allerdings hat sich auch herausgestellt, dass die geplanten Konzepte für die saisonalen Wärmespeicher nicht mit den realen hohen Netzrücklauftemperaturen harmonieren. Deshalb ist der Einsatz von Wärmepumpen bei solchen Anlagen derzeit ohne Alternative. Der Vorteil, dass durch die Integration der Wärmepumpen solare Deckungsanteile von deutlich mehr als 50 % erreichbar sind, sollte bei zukünftigen solaren Nahwärmeversorgungen genutzt werden. Weitere Forschung und Entwicklung im Bereich der Wärmepumpen und ihrer Integration in das Anlagenkonzept sowie andere Technologien, wie Absorptionswärmepumpen, ist erforderlich.

Aus primärenergetischer Sicht sind jedoch solare Nahwärmeversorgungen ohne Wärmepumpe anzustreben. Um dies zu erreichen, müssen die vorhandenen Speicherkonzepte weiterentwickelt werden. Insbesondere hohe Speichertemperaturen für einen hohen Exergieanteil und effektive Methoden zur Wärmedämmung müssen im Fokus stehen. Langfristig sollten auch (wärme)verlustfreie Methoden der Energiespeicherung, wie die thermochemische Energiespeicherung, für die Realisierung großer saisonaler Wärmespeicher in Betracht gezogen und untersucht werden.

7 Literatur

Bauer D., Heidemann W., Marx R., Nußbicker-Lux J., Ochs F., Panthalookaran V., Raab S. (2008). Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher (Juni 2005 bis Juli 2008), Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607J, Stuttgart.

Bodmann M., Mangold D., Nußbicker J., Raab S., Schenke A., Schmidt T. (2005). Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher (Feb. 2003 bis Mai 2005), Forschungsbericht zum BMWA / BMU-Vorhaben 0329607F, Stuttgart.

Nußbicker-Lux J., Bauer D., Marx R., Heidemann W., Müller-Steinhagen H. (2009). Monitoring results from German Central Solar Heating Plants with Seasonal Thermal Energy Storage, EFFSTOCK 2009, Stockholm, Sweden.

Bauer D., Marx R., Nußbicker-Lux J., Ochs F., Heidemann W., Müller-Steinhagen H. (2010). German Central Solar Heating Plants with Seasonal Heat Storage, Solar Energy 84.

Bauer D., Heidemann W., Müller-Steinhagen H. (2006). Solar unterstützte Nahwärmeversorgung in Crailsheim, Gleisdorf Solar 2006, 8. internationales Symposium für Sonnenenergienutzung, Gleisdorf, Österreich.

Nußbicker-Lux J., Drück H. (2012).The BTES project in Crailsheim (Germany) – Monitoring results, Innostock 2012, The 12th International Conference on Energy Storage, Lleida, Spanien.

Marx R., Bauer D., Drück H. (2012). Schüttfähige Dämmstoffe für Langzeit-Wärmespeicher – Erfahrungen und Planungsempfehlungen. 22. OTTI-Symposium thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein.

Marx R., Bauer, D., Drück H. (2012). Next Generation of Seasonal Gravel-Water Thermal Energy Store – Design and Operating Results from Eggenstein-Leopoldshafen, Germany. Innostock 2012 – The 12th International Conference on Energy Storage, Lleida, Spanien.

Die wissenschaftlich-technische Begleitung des diesem Bericht zugrunde liegenden Vorhabens wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

The BTES project in Crailsheim (Germany) – Monitoring results

Janet Nussbicker-Lux, Harald Drueck

University of Stuttgart, Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW)
Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany
Phone: +49 711 685 63239, Fax: +49 711 685 63503, e-mail: nussbicker@itw.uni-stuttgart.de

1. Introduction

The **C**entral **S**olar **H**eating **P**lant with **S**easonal **S**torage (CSHPSS) in Crailsheim supplies a district heating network, which was built at a former military site. The heat demand for the district heating network is about 4 000 MWh/a. It is planned to achieve a solar fraction of 50% - based on the annual heat demand for space heating and hot water preparation. The system consists of 7 410 m² flat plate solar collectors, a 39 000 m³ Borehole Thermal Energy Store (BTES), two hot water buffer stores (100 m³ & 480 m³) and an 80 kW_{el} electrically driven compression heat pump, which was installed in August 2011. In this paper the system is described and monitoring results are presented and discussed.

2. Description of the BTES project

System description

The district heating network supplies heat for a school with a gymnasium and about 250 accomodation units. The residential area consists of three existing, energetically refurbished multiple dwellings and about 150 new buildings, which were mainly constructed as single-family houses.

The CSHPSS is divided into two system sections, see Fig. 1: The first system section consists of 2 492 m² solar collectors, which are installed on the multiple dwellings (so-called CBE-buildings), the school and the gymnasium, a 100 m³ hot water buffer store and a central heating plant. The backup heating is delivered by an adjacent combined heating and power plant (CHPP). The first system section supplies the heat demand of the district heating network.

The second system section is operated seasonally and consists of 4 918 m² solar collectors, which are installed as large collector fields on two noise barriers, a 480 m² hot water buffer store, a 39 000 m³ BTES and a 80 kW_{el} electrically driven compression heat pump. The both system sections are connected to each other; the second system section deliveres heat to the first system section mainly in autumn and winter, whereas the first system section deliveres surplus solar heat to the second system section mainly in times with high solar yield and low heat demand in the district heating network.

Both hot water buffer stores are used to store solar heat. The 480 m³ buffer store in the second system section is needed since the thermal power of the solar collectors is higher than the maximum charging power of the BTES. With the buffer store the BTES can be charged with solar heat 24 hours per day. The heat pump is installed between the two buffer stores and used to discharge the BTES.

The heat pump is designed to deliver high temperatures at the condenser outlet (65°C to 75°C), the minimum / maximum evaporator inlet temperatures are about 25°C and 52°C, respectively. The refrigerant R227ea is used to make the high source temperatures at the evaporator inlet usable.

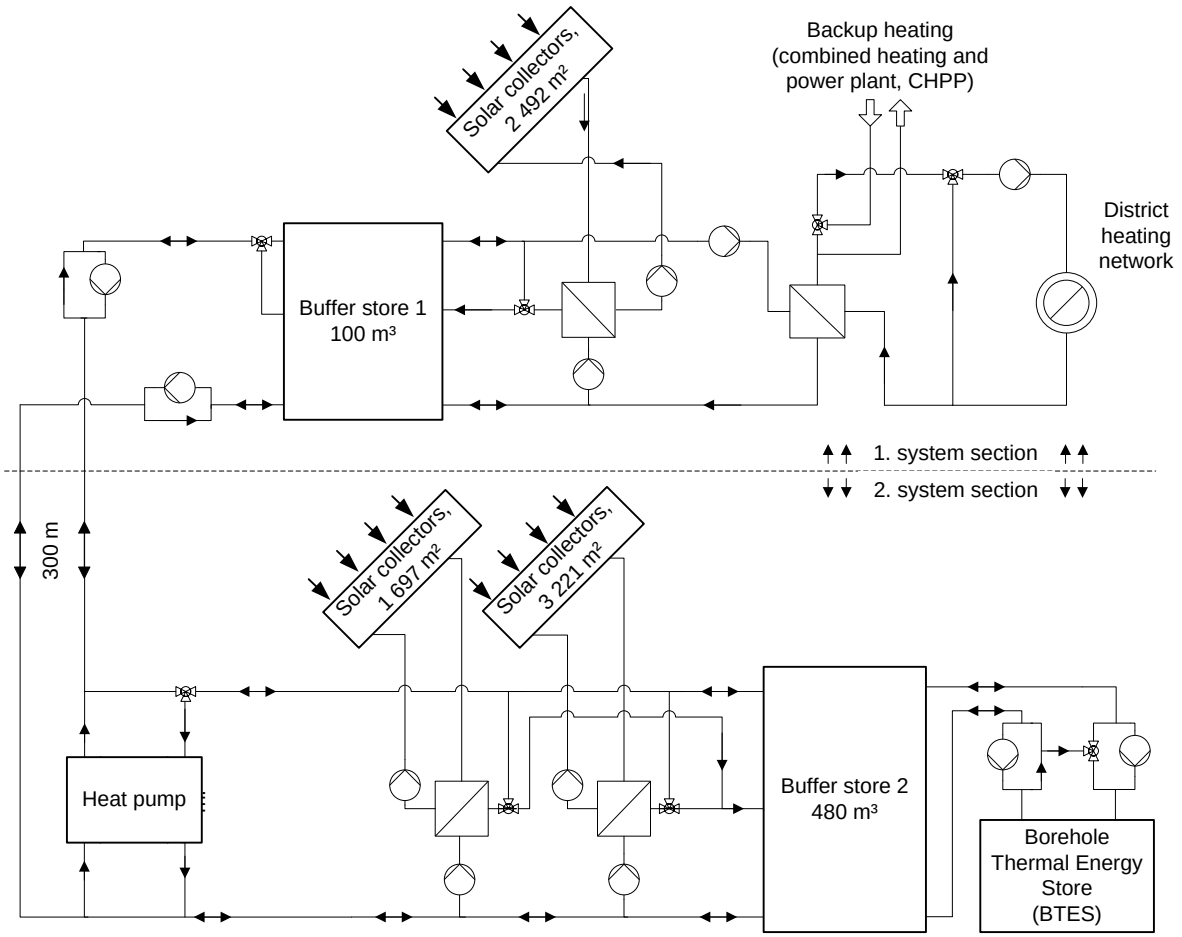


Fig. 1: Scheme of the CSHPSS in Crailsheim

Borehole Thermal Energy Store (BTES)

The BTES is used for seasonal heat storage: surplus solar heat is used to charge the BTES, mainly in spring and summer, whereas the BTES will be discharged in autumn and winter. The heat is stored directly in the ground and the BTES is charged and discharged by borehole heat exchangers (BHE). The heat transfer fluid, circulating in the BHE, is water. The Crailsheim BTES was built in 2008 and has a volume of 39 000 m³ and a cylindrical design with a diameter of 30 m.

80 BHE (double-U-pipes) are installed in the Crailsheim BTES. In contrast to the Neckarsulm store, where Polybuten-BHE are installed, the BHE in the Crailsheim BTES are made of PE-Xa (Poly-ethylene, cross-linked). According to the manufacturer Rehau the PE-Xa material is temperature resistant in the expected charging temperature range and insensitive against notches, stress cracks and aging. The dimensions of the BHE are 4 x 32 mm (outer diameter) with 2.9 mm wall thickness. The BHE have a distance of 3 m and always two BHE are connected in series.

Each BHE has a length of 55 m and the boreholes are filled from 5 m to 55 m below BTES top surface with a grouting material with a thermal conductivity of > 2 W/(m·K). The first 5 m are filled with a thermal insulation material inside a support pipe with a thermal conductivity of 0.12 W/(m·K) to minimise heat losses to the groundwater, which was found in this vertical range. The BTES is thermally insulated on top with a 0.4 m to 0.6 m layer of foam glass gravel which is covered by a drainage construction and a soil layer, see Fig. 2.

The BTES is divided into four identical sections with 20 BHE each. The flow direction is from the BTES centre to the BTES outside in the charging case and the flow direction is reversed in the

discharging case. The BHE are connected to the main supply and return pipes in an inspection chamber, which is located in the centre of the BTES.

To ensure a uniformly flow through all BHE the total length of all BHE circuits is the same, which is realised by different lengths in the horizontal piping and thus no flow control valves are necessary.

In Fig. 3 the coils with the PE-Xa BHE (left) and an overview on the BTES construction site (right) are shown. The bottom end of the BHE, which is mechanically protected, can be seen right to the coil. On the right photo the central inspection chamber as well as the BHE coils can be seen.

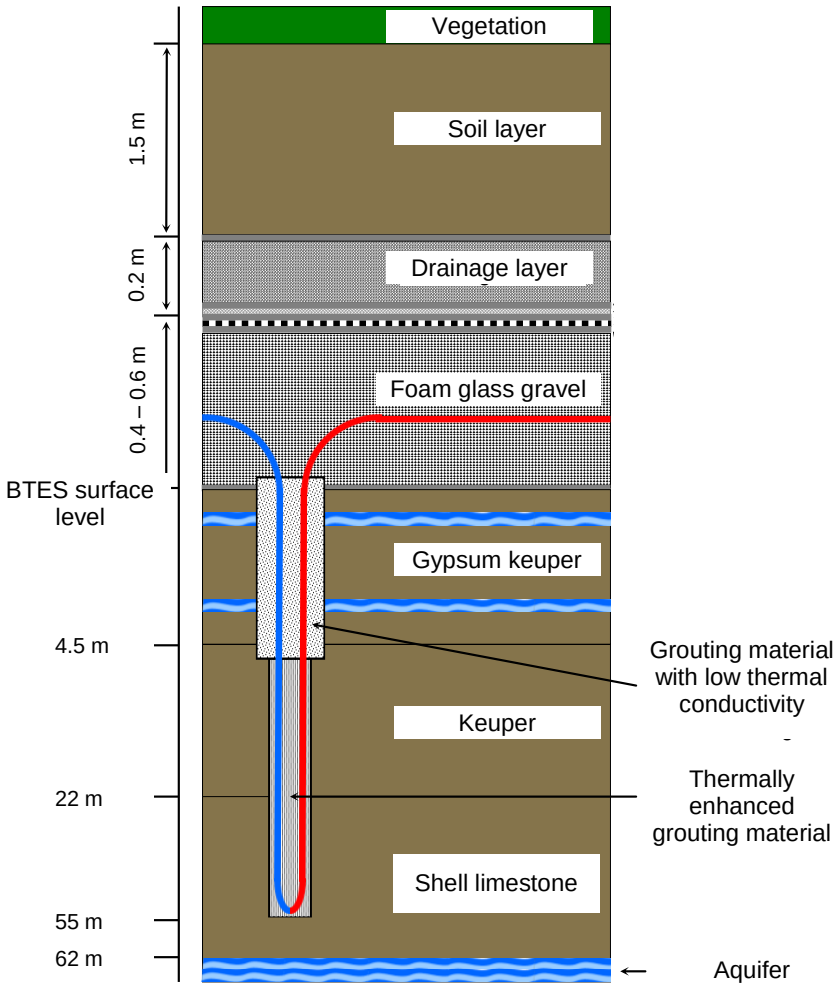


Fig. 2: Construction of the BTES in a vertical cut (not full-scale)

Fig. 3: BHE coils (left) and overview on the BTES construction site (right)

Measurement equipment (BTES)

Inside the BTES and up to a distance of 30 m from the BTES centre a total of nine vertical rods with temperature sensors are installed to monitor the thermal behaviour of the BTES and its surrounding, see Fig. 4. With the arrangement of the temperature sensors the influence of the groundwater flow on the thermal behaviour of the BTES can be measured. The 83 temperature sensors are installed in differents depths from BTES surface up to a depth of 80 m. Furthermore the BTES is equipped with heat flux sensors in combination with temperature sensors to monitor the effect of the insulation material (foam glass gravel).

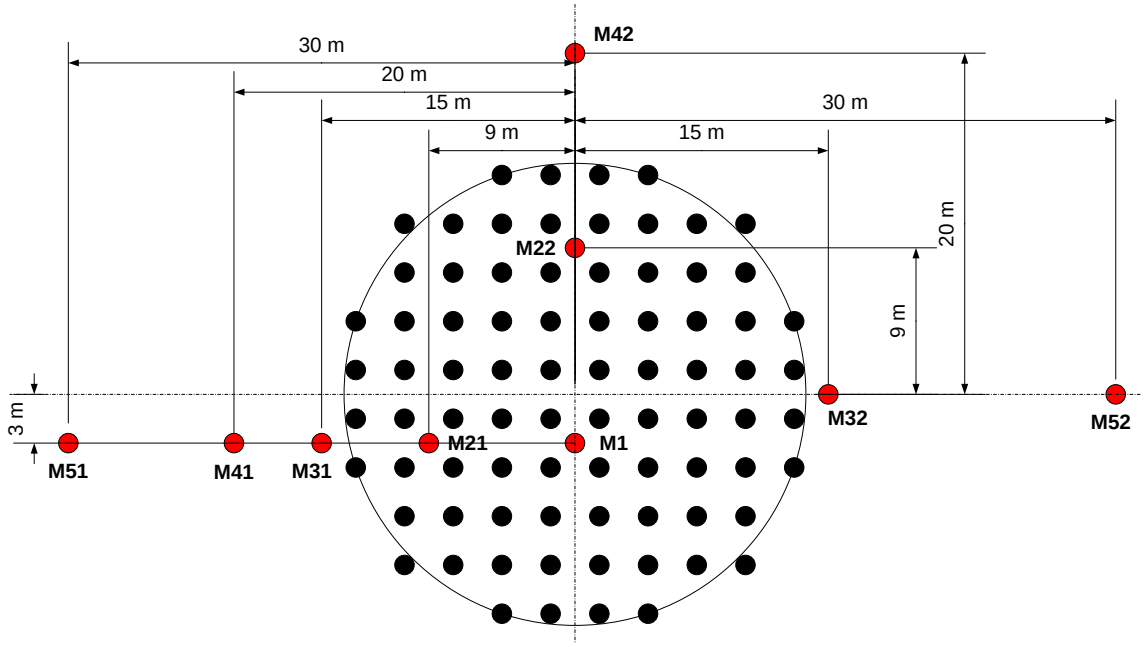


Fig. 4: Positions of the BHE and positions of the vertical rods with temperature sensors (M1 – M52) of the Crailsheim BTES

3. Results and discussion

In table 1 the most important data of the CSHPSS in Crailsheim are given. The design values were taken from [3]. The collector area was extended from 1 559 m² in 2008 to 7 410 m² at the end of 2011. So the designed collector area of 7 325 m² is already achieved. The total solar yield of the collectors was 2 337 MWh/a in 2011. This value is below the designed solar collector yield of 2 699 MWh/a since 1 697 m² of the 7 410 m² collectors were installed and put into operation during the year 2011.

The solar heat fed into the district heating network consists of the directly used solar heat and the seasonal stored solar heat, which is discharged from the BTES. With a heat amount of 1 342 MWh/a in 2011 the measured solar heat fed into the district heating network is less than the designed value of 2 095 MWh/a due to the solar yield is lower than planned (see above) and since the BTES was not yet discharged.

The overall heat delivery into the district heating network consists of the heat demand for space heating and hot water preparation supplied to the buildings and the heat losses of the district heating network. The heat delivery design value is 4 100 MWh/a and was with a value of 4 068 MWh/a almost achieved in 2010. The heat delivery was due to less heat demand for construction heating for new buildings with a value of 3 750 MWh in 2011 lower than in 2010. Furthermore some optimisations were implemented, e. g. the network supply temperature was decreased.

The backup heating from an adjacent combined heating and power plant (CHPP) was 2 407 MWh/a in 2011 which is 40% higher than the designed amount of backup heating. The amount of backup heating will decrease if the BTES is discharged.

Up to now the BTES was only charged, in 2011 with a heat amount of 781 MWh/a. The BTES can be discharged either directly - if the temperature level in the BTES is sufficient - or discharged via heat pump. The heat pump was installed in August 2011, but first put into operation in February 2012.

The design value for the solar fraction is 51% for a system with a collector area of 7 325 m², a 37 500 m³ BTES, two hot water buffer stores with 100 m³ and 600 m³, respectively, and a 258 kW_{el} heat pump with a seasonal performance factor (SPF) of 4.8. The values for the realised system differ comparatively little, exept the power of the heat pump. The design maximum temperature in the BTES is 65°C whereas the design minimum temperature in the BTES is 22°C (average value for the whole BTES). In 2011 a solar fraction („Solar heat into district heating network" divided by „Overall heat delivery into district heating network") of 35.8% was determined, based on measured data.

Table 1: Data of the Crailsheim CSHPSS

		Design value	**2008**	**2009**	**2010**	**2011**
Collector area (by the end of the year)	m²	7 325	1 559	5 714	5 714	7 410
Solar yield of collectors	MWh/a	2 699	570	1 735	1 785	2 337
Solar heat into district heating network	MWh/a	2 095	484	674	864	1 342
Overall heat delivery into district heating network	MWh/a	4 100	2 990	3 497	4 068	3 750
Backup heating (CHPP)	MWh/a	1 715	2 530	2 832	3 197	2 407
Heat charged to BTES	MWh/a	1 135	-	849	779	781
Heat discharged from BTES	MWh/a	830	-	-	-	-
Solar fraction	**%**	**51**	**16.2**	**19.3**	**21.2**	**35.8**

In Fig. 5 the monthly heat balance, the solar yield of the collectors and the solar irradiation on the collectors are shown for 2011. From March / April to September / October a significant proportion of the heat demand can be covered by solar heat, only in winter a high heat amount from the backup heating is required. From the curve for the solar irradiation it can be seen, that the solar irradiation was quite low in June 2011; this fact is also reflected by the curve for the solar collector yield. From April to October the solar yield of the collectors is much higher than the solar heat fed into the district heating network. The surplus solar heat was used to charge the BTES. The data for the solar irradiation are missing for the months January to March due to a failure of the data acquistion system.

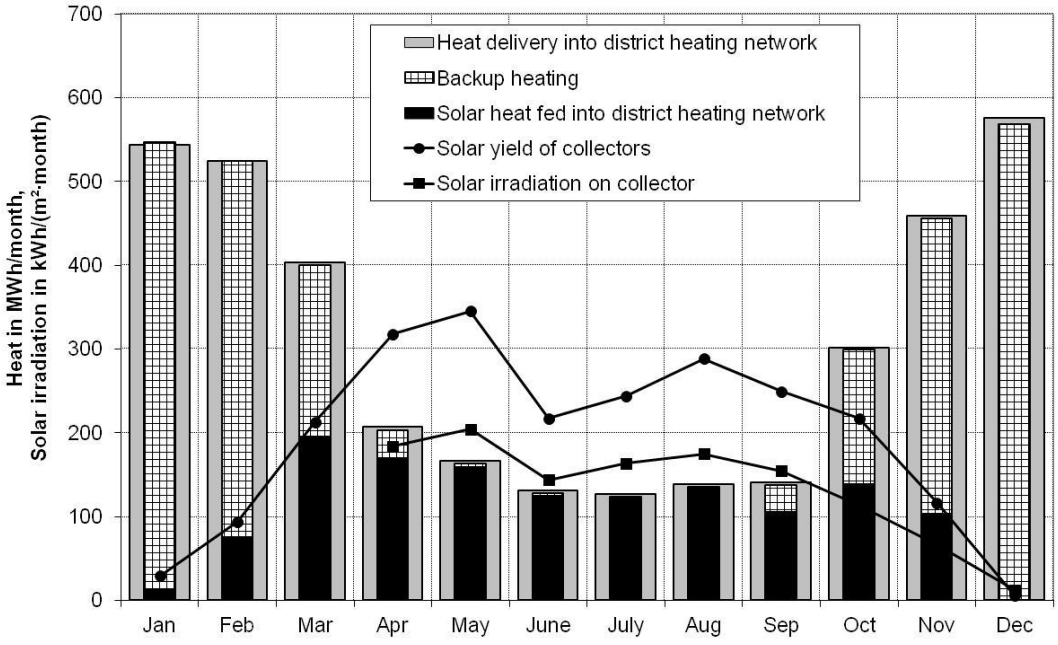


Fig.: 5: Monthly heat balance, solar collector yield and solar irradiation on collectors for the CSHPSS in Crailsheim for 2011

In Fig. 6 the monthly heat charged to the BTES as well as the temperatures in a depth of 30 m in and around the BTES in Crailsheim are shown for 2010 and 2011. The positions of the vertical rods with the temperature sensors can be found in Fig. 4. As already mentioned the BTES was not yet discharged. The monthly heat charged to the BTES depends on the solar irradiation and solar collector yield, respectively, the temperatures in the BTES and the heat demand in the district heating network. The heat charged to the BTES is therefore usually highest in spring and summer.

The temperatures in the store (M1, M21, M22) decrease due to heat losses from January to April 2010 and increase then due the charging up to a maximum temperature of 51°C in October 2010. Not beeing in operation the temperatures in the store decrease, but in April 2011 they are still higher than in April 2010. In November 2011 a maximum temperature of 56°C was measured.

The temperature sensors installed at the vertical rods M31 and M32 show a temperature difference of about 1 to 5 Kelvin compared to each other. The temperature difference indicates a groundwater flow but nevertheless the temperature decrease is at the BTES border with about 1 to 2 Kelvin per month quite low.

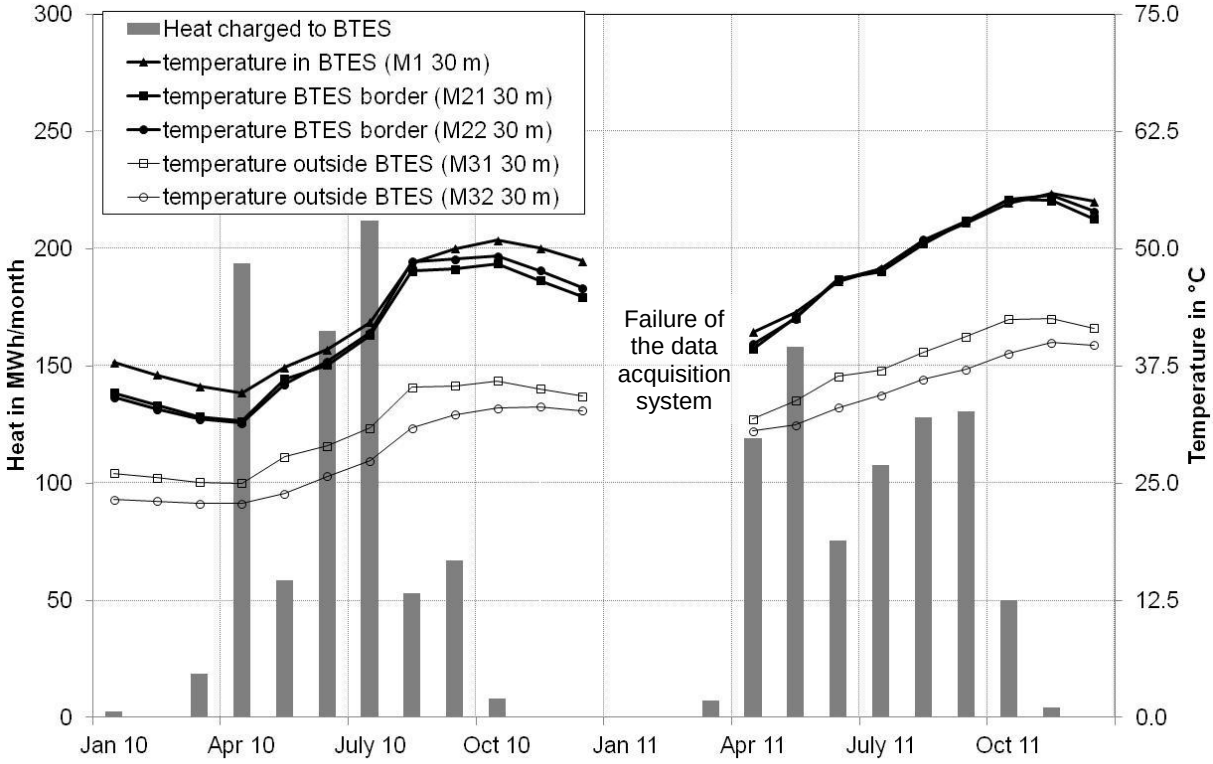


Fig.: 6: Monthly heat charged to BTES and temperatures in and around the BTES

In Fig. 7 the vertical temperature profiles in the BTES centre (M1) are given as quarterly values. The BTES was heated up from an undisturbed ground temperature of about 12°C since spring / summer 2009. The "active" part of the BTES is from 5 m to 55 m below BTES top surface. The upper part (0 - 5 m) of the BHE is thermally insulated as mentioned in chapter 2. The temperatures below the BTES are measured to monitor the heat losses of the BTES. In a depth of 80 m almost no temperature increase was measured, whereas the temperature in a depth of 70 m, this means 15 m below the store, rose about 3 K.

The temperatures in the store are relatively uniformly distributed, which means that there are no areas with much higher or lower hydraulic transmissivity and / or thermal conductivity as in the rest of the BTES, but the highest temperatures are measured in a depth of 40 m: the temperature in 40 m is 56.6°C and in 10 m the temperature is 53.8°C (01.10.2011). The temperature distribution is a result of the characteristic soil values (thermal conductivity and specific heat capacity) which vary with depth.

In Fig. 8 the vertical temperature profiles about 1.5 m from the outside BHE are given as quarterly values. The temperature increase is caused by the heat losses of the BTES since the store is thermally insulated only at the top. Therefore a BTES should be operated at the lowest possible temperatures and the use of a heat pump to discharge the BTES is recommended.

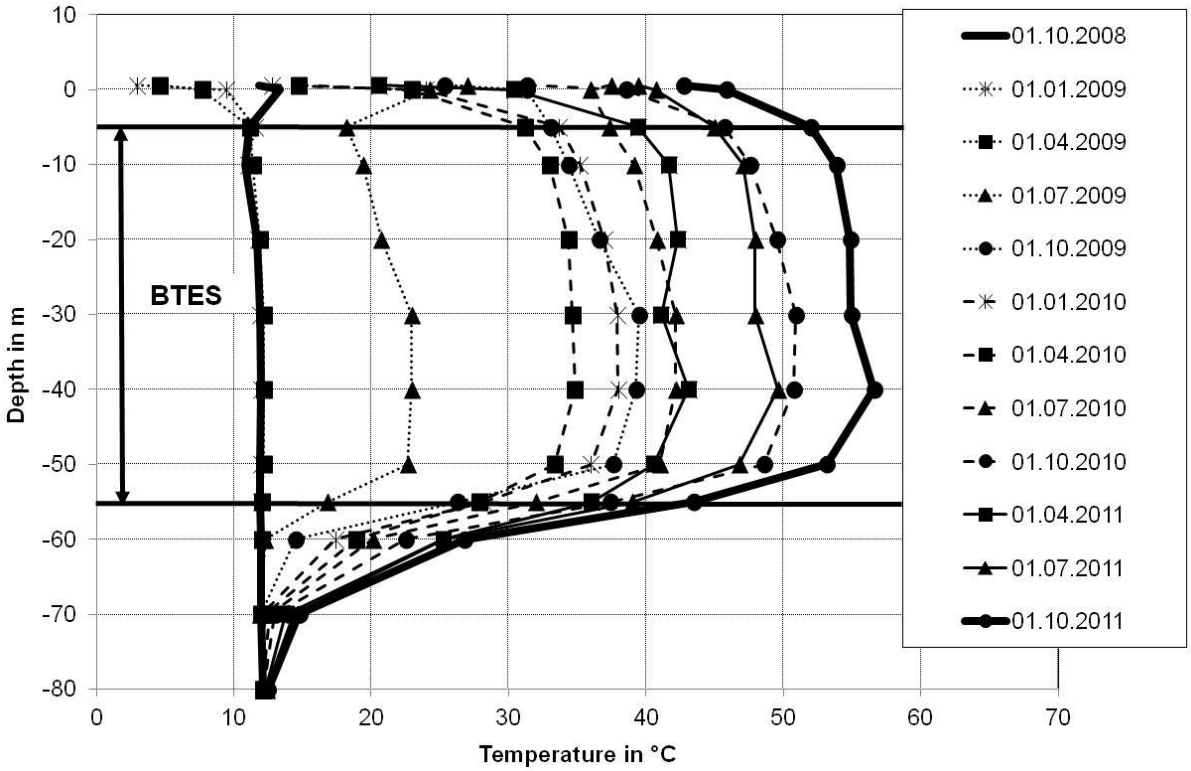


Fig.: 7: Quarterly vertical temperature profile in the centre of the BTES (M1)

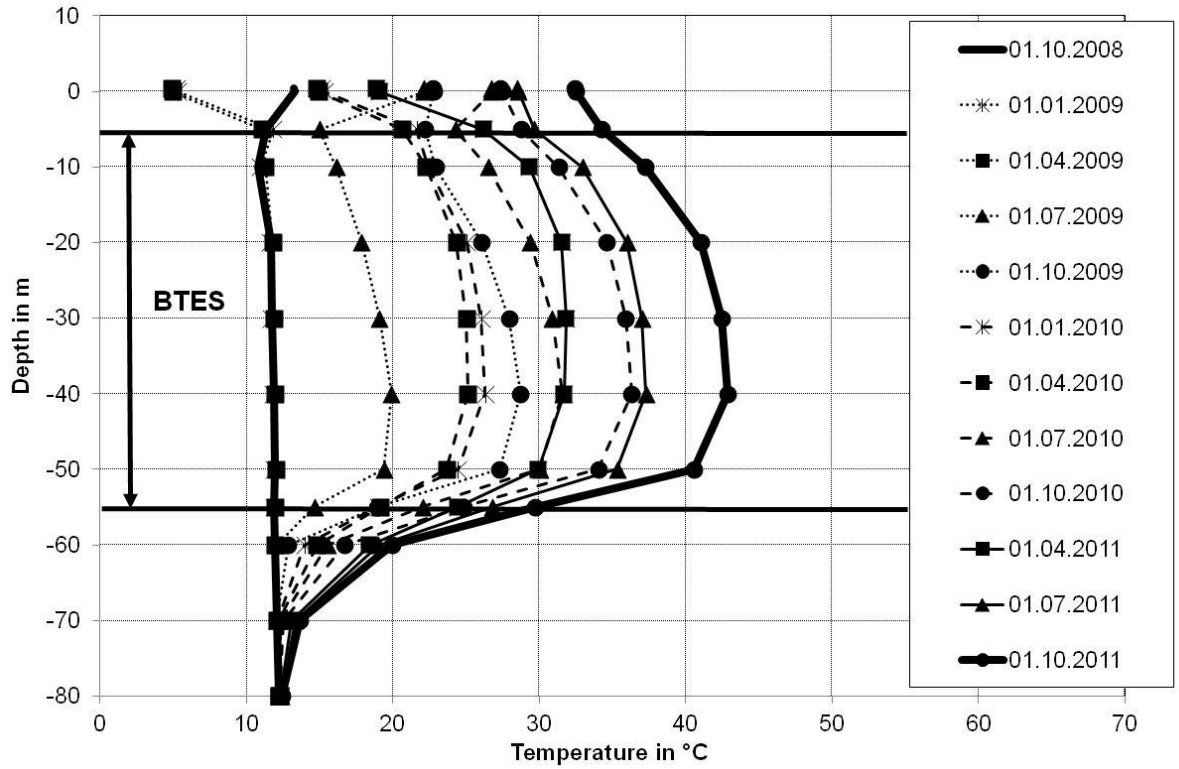


Fig.: 8: Quarterly vertical temperature profile outside of the BTES (M31)

Operational experiences

The experiences gained from the supervision and the monitoring program have shown the necessity of a regular and long-term monitoring. On the one hand by a detailled supervision and monitoring failures of components can be detected and the malfunction can be fixed: leakages, e. g. at a weld were found at both hot water buffer stores, the vacuum breaker of the buffer stores failed, leakages in the solar collector circuits occurred, valves didn't work correctly and had to be adjusted, sludge collectors clogged, etc. On the other hand there is a high optimisation potential regarding the control strategy and the overall system behaviour. Some improvements will be discussed consecutively.

The measured district heating network supply temperature was higher than the target district heating network supply temperature which depends on the ambient air temperature. It was found that the control sensor was installed at an unsuitable position (too close to a junction of two pipes). The district heating network supply and return temperatures as well as the volume flows are shown in Fig. 9 for 2010 and 2011.

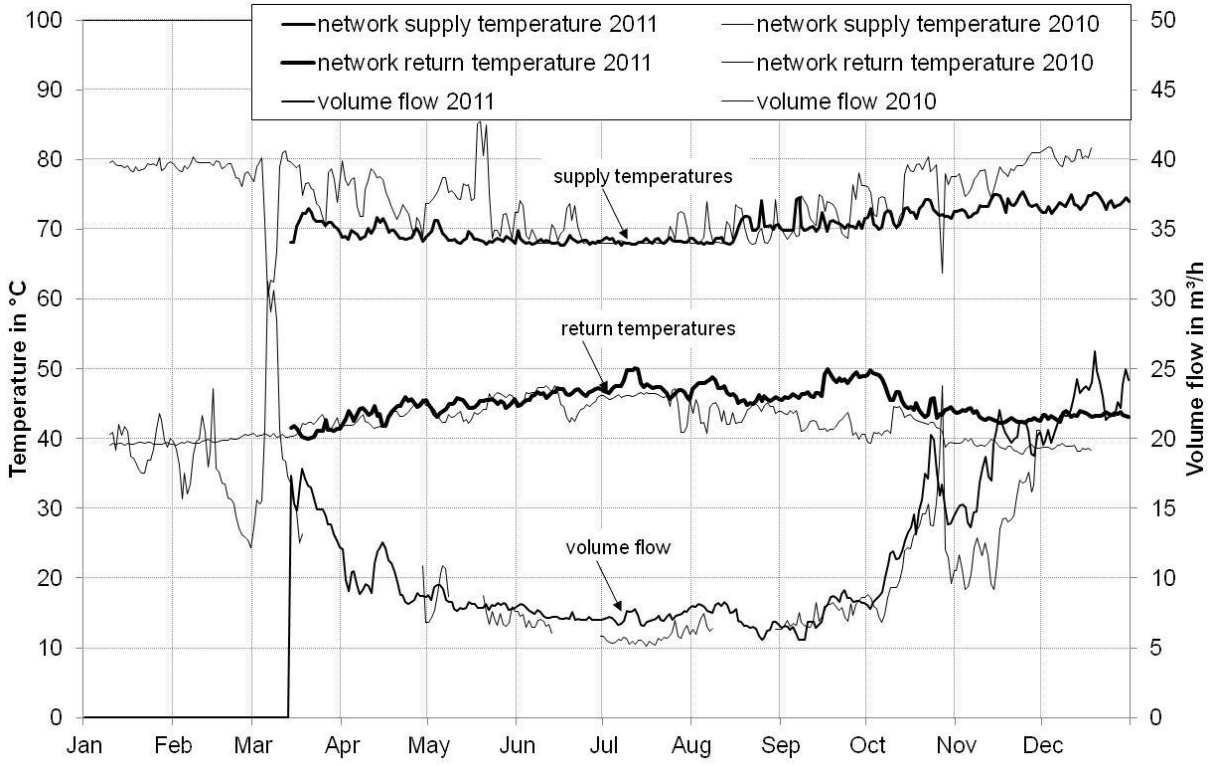


Fig.: 9: District heating network supply and return temperatures and volume flows for 2010 and 2011

Due to wrong programming of the control strategy the return temperature at the buffer store side of the heat exchanger between the buffer store 1 and the district heating network rose sometimes to temperatures over 65°C, see Fig. 10. This is critical since it should be as low as possible. The design network return temperature is 35°C (yearly average) and the temperature difference between the return temperatures at the heat exchanger should be less than 3 K. The high temperatures occurred when the volume flow at the buffer store side was much higher than at the district heating network side.

The maximum charging temperature for the BTES was increased and the maximum volume flow through the BTES was decreased to achieve higher temperatures in the BTES and to prevent stagnation in the solar collectors.

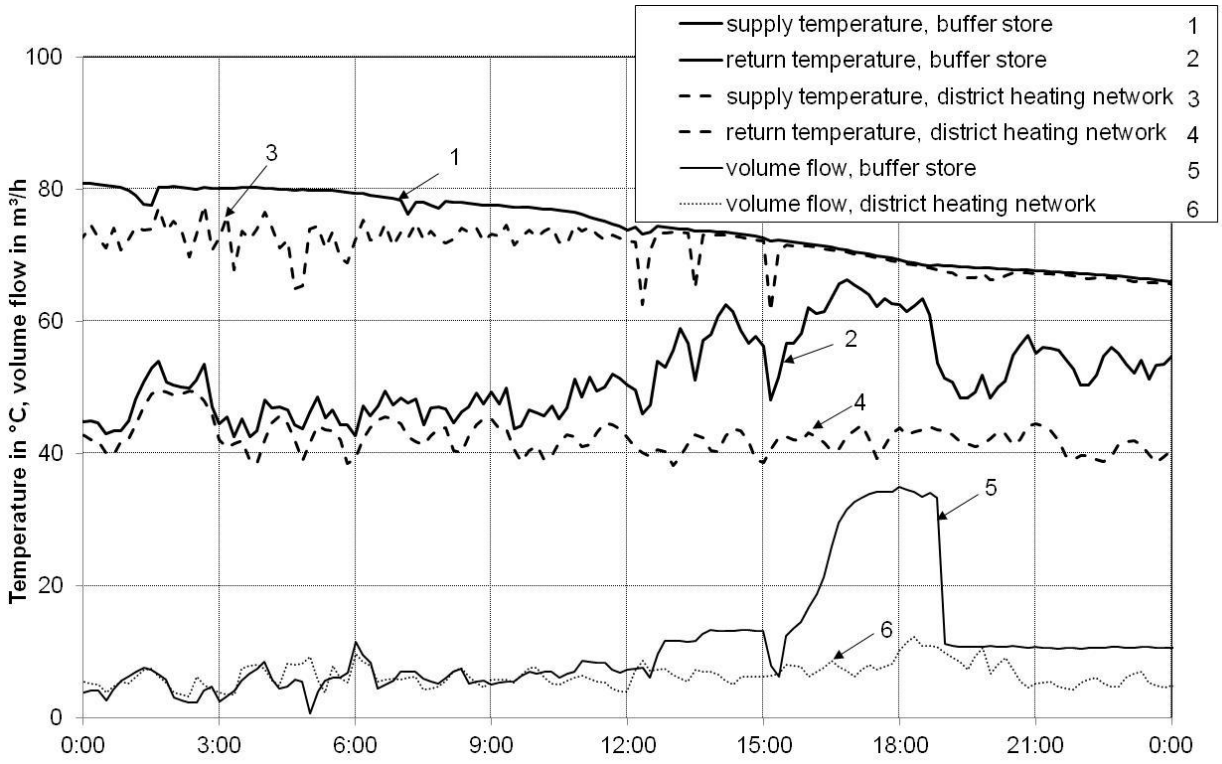


Fig. 10: Supply and return temperatures and volume flows at the heat exchanger between buffer store 1 and district heating network

4. Conclusions

In Crailsheim at the area of a former military site a Central Solar Heating Plant with Seasonal Storage was built. The seasonal store was built as a Borehole Thermal Energy Store. So far the heat demand in the district heating network was covered by solar collectors and the backup heating (CHPP). In summer the surplus of solar heat is used to charge the BTES, which was only charged - but not discharged - since commissioning up to now. The heat pump, which is essential to discharge the BTES, was installed in August 2011. The accompanying monitoring program discovered optimisation potential, e. g. regarding the control strategy.

It is planned to supervise and to monitor the CSHPSS also in the future to determine the long-term thermal behaviour of the BTES and the overall system. This is especially of interest after putting the heat pump into regular operation, since then for the first time all system components are in operation.

5. References

[1] Bauer, D., Heidemann, W., Marx, R., Nußbicker-Lux, J., Ochs, F., Panthalookaran, V., Raab, S. (2008). Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher (Juni 2005 bis Juli 2008), Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607J, Stuttgart.

[2] Benner, M., Bodmann, M., Mangold, D., Nußbicker, J., Raab, S., Schmidt, T., Seiwald, H. (2003). Solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit und ohne Langzeit-Wärmespeicher (November 1998 bis Januar 2003), Forschungsbericht zum BMWi-Vorhaben 0329606 S, ISBN 3-9805274-2-5, Stuttgart.

[3] Bodmann, M., Mangold, D., Nußbicker, J., Raab, S., Schenke, A., Schmidt, T. (2005). Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher (Februar 2003 bis Mai 2005), Forschungsbericht zum BMWA / BMU-Vorhaben 0329607F, Stuttgart.

[4] Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Bauer, D.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H. (2009). Erste Messergebnisse der solar unterstützten Nahwärmeversorgung in Crailsheim, OTTI, 19. Symposium "Thermische Solarenergie", Kloster Banz, Bad Staffelstein.

[5] Nußbicker-Lux, J.; Bauer, D.; Marx, R.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H. (2009). Monitoring results from German Central Solar Heating Plants with Seasonal Thermal Energy Storage, EFFSTOCK 2009, Stockholm, Sweden.

[6] Bauer, D.; Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Ochs, F.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H. (2010). German Central Solar Heating Plants with Seasonal Heat Storage, Solar Energy 84.

6. Acknowledgements

This work has been supported by the German Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety (BMU) . The current monitoring is performed within the project 0329607P. The authors gratefully acknowledge this support and carry the full responsibility for the content of this paper.

Solare Nahwärmeversorgung in Crailsheim mit 7500 m² Kollektorfläche

Janet Nußbicker-Lux, Harald Drück

Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel.: +49-(0)711-685-63239, Fax: +49-(0)711-685-63503
E-Mail: nussbicker@itw.uni-stuttgart.de
Internet: www.itw.uni-stuttgart.de

1. Einleitung

In Crailsheim entsteht gegenwärtig auf einem ehemaligen Kasernengelände die größte Anlage zur solaren Nahwärmeversorgung (SuN) in Deutschland. Die Anlage hatte im Jahr 2011 einen Wärmeverbrauch von insgesamt 3750 MWh und umfasst derzeit etwa 250 Wohneinheiten sowie eine Schule mit Sporthalle. Im Jahr 2011 waren an die solare Nahwärmeversorgung 7 410 m² Kollektorfläche, ein 39 000 m³ Erdsonden-Wärmespeicher, zwei Pufferspeicher (100 m³ & 480 m³) und eine elektrisch angetriebene Kompressions-Wärmepumpe mit einer elektrischen Leistung von 80 kW angeschlossen. Die solare Nahwärmeversorgung ist auf einen solaren Deckungsanteil von 50%, bezogen auf den Wärmebedarf für Raumheizung und Trinkwarmwasser, ausgelegt.

Im Folgenden wird die Anlage beschrieben, siehe auch [1], [2] und es wird insbesondere auf die Komponenten Erdsonden-Wärmespeicher (Baujahr 2008), Kollektoren auf dem Westwall (Installation 2011) und Wärmepumpe (Installation 2011) eingegangen. Die seit der Inbetriebnahme gewonnenen Betriebserfahrungen werden erläutert und es werden Messwerte zu den einzelnen Anlagenkomponenten sowie die Wärmebilanzen der vergangenen Jahre vorgestellt und diskutiert.

2. Anlagenbeschreibung

Die solare Nahwärmeversorgung (SuN) in Crailsheim ist in zwei Anlagenteile aufgeteilt, siehe Abb. 1, die miteinander verbunden sind. An den *ersten Anlagenteil* sind 2 492 m² Kollektorfläche angeschlossen, die auf der Schule, der Turnhalle und den sogenannten CBE-Gebäuden (Mehrfamilienhäuser) installiert sind. Des Weiteren besteht der erste Anlagenteil aus einem 100 m³ Pufferspeicher (PS) und einer Heizzentrale an die das Nahwärmenetz sowie die Fernwärme aus einem Heizkraftwerk, die als Nachheizung dient, angeschlossen sind. Der *zweite Anlagenteil* wird hinsichtlich der Wärmespeicherung überwiegend saisonal betrieben und besteht aus 4 918 m² Kollektorfläche auf den Lärmschutzwällen Ost und West, einem 480 m³ Pufferspeicher, einem 39 000 m³ Erdsonden-Wärmespeicher (ESWSP) sowie einer 80 kW_{el} elektrisch angetriebenen Kompressions-Wärmepumpe. Der PS 2 wird benötigt, da die maximale thermische Leistung der Kollektoren höher ist, als die maximale Beladeleistung des ESWSP. Mit dem PS 2 kann die solare Wärme über einen Zeitraum von 24 Stunden in den ESWSP eingespeichert werden. Die Wärmepumpe ist hydraulisch zwischen den beiden Pufferspeichern eingebunden, da Systemsimulationen ergeben haben, dass bei dieser Konfiguration die Effizienz der Kollektorfelder und damit der solare Nutzwärmeertrag durch die Absenkung des Temperaturniveaus im PS 2 erhöht wird. Außerdem kann die Wärmepumpe dann sowohl verdampfer- als auch kondensatorseitig auf große hydraulische Volumina arbeiten, wodurch lange Laufzeiten in effizienten Betriebspunkten ermöglicht werden [2].

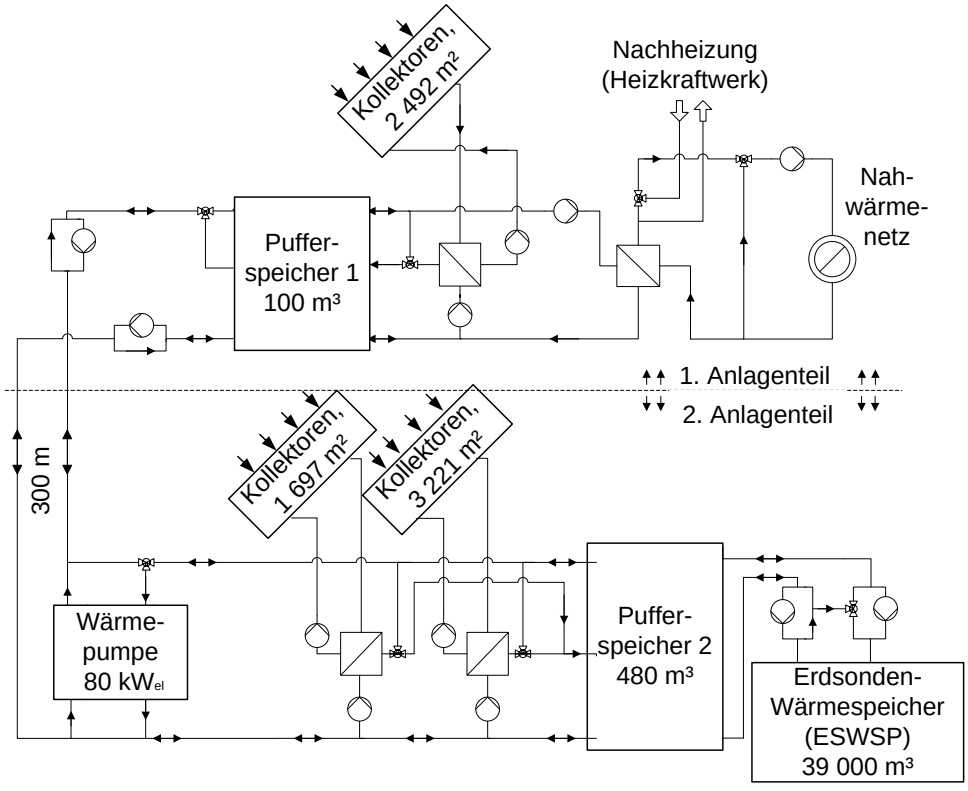


Abb. 1: Schema der solaren Nahwärmeversorgung in Crailsheim

Solaranlagen

In Crailsheim sind derzeit 7 410 m² (Aperturfläche) Kollektoren unterschiedlicher Hersteller (Wagner, Solid, Aquasol, Schüco) installiert. Im Folgenden werden einige ausgewählte Kollektorfelder vorgestellt.

Abb. 2: CBE-Gebäude mit Kollektoren

Abb. 2 zeigt die Kollektoren auf den fünf CBE-Gebäuden. Die vorderen drei CBE-Gebäude wurden umfassend energetisch saniert und die Kollektoren wurden auf einem neu aufgesetzten, stärker geneigten Dach installiert, dass auf der Südseite als Solar-Roof ausgeführt ist.

Abb. 3 zeigt einen Ausschnitt der in 13 ca. 250 m² große Felder aufgeteilten Kollektoren auf dem Lärmschutzwall Ost (3 221 m²). Die Unterkonstruktion wurde aus horizontalen Betonquerträgern und dazu senkrechten Stahlträgern errichtet. Die sich ergebende Kollektorfläche wurde optisch als nicht optimal empfunden und für den Lärmschutzwall West wurde die nachfolgend beschriebene Unterkonstruktion gewählt.

Abb. 3: Kollektoren auf dem Lärmschutzwall Ost

Abb. 4 zeigt die Unterkonstruktion der in drei 727 m² bzw. 485 m² große Felder aufgeteilten Kollektoren auf dem Lärmschutzwall West während des Baus. Als Unterkonstruktion wurde aus Kostengründen und um eine bessere Kontrolle der Bodenverdichtung zu erreichen, eine Unterkonstruktion aus Ortbeton gewählt.

Abb. 4: Kollektor-Unterkonstruktion Lärmschutzwall West

Abb. 5 zeigt die fertig montierten Kollektoren auf dem Lärmschutzwall West (1 697 m²). Im Vordergrund sind die Abstandsbalken sowie der Anschlussschacht (bei der Personengruppe) zu erkennen.

Abb. 5: Kollektoren auf dem Lärmschutzwall West

Erdsonden-Wärmespeicher

Der ESWSP wird als saisonaler Wärmespeicher genutzt, indem die solare Wärme direkt im Erdreich gespeichert wird. Das Volumen des ESWSP beträgt 39 000 m³ und wird von 80 Erdwärmesonden (EWS), siehe Abb. 6, erschlossen. Die EWS bestehen aus PE-Xa (Polyethen, vernetzt) und reichen bis eine Tiefe von 55 m. Jeweils zwei EWS sind hydraulisch seriell miteinander verbunden, der Sondenabstand beträgt 3 m. Die Beladung des ESWSP erfolgt von den inneren EWS nach außen, bei der Entladung wird die Durchstömungsrichtung umgekehrt. Das Foto in Abb. 7 zeigt die Rollen mit aufgewickelten EWS aus PE-Xa, rechts neben den Rollen ist der - zur mechanischen Verstärkung und um Beschädigungen beim Einbringen zu verhindern - eingegossene Sondenfuss zu erkennen. Abb. 8 zeigt einen Blick auf den ESWSP während des Baus. In der Mitte ist der zentrale Anschlussschacht und in der rechten Bildhälfte sind aufgewickelte Sondenenden zu erkennen.

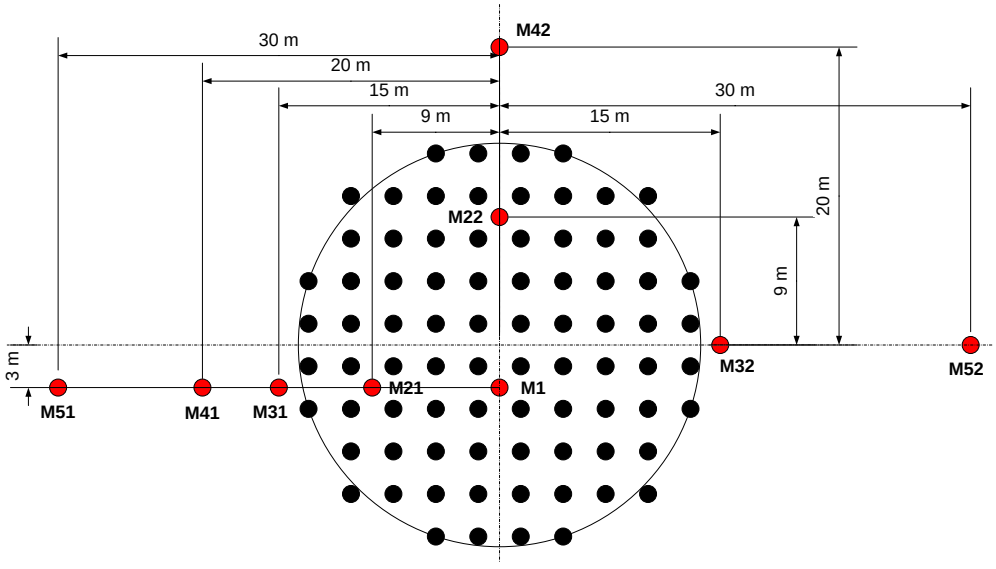


Abb. 6: Positionen der EWS (schwarz) und der Messlanzen (rot) im Erdsonden-Wärmespeicher

Abb. 7: Rollen mit PE-Xa Erdwärmesonden

Abb. 8: Blick auf die Baustelle des ESWSP

Wärmepumpe

Abb. 9 zeigt die elektrisch angetriebene Kompressions-Wärmepumpe mit einer Leistung von 80 kW_{el}. Die Wärmepumpe wird mit dem Kältemittel R227ea betrieben, um auch die relativ hohen Quellentemperaturen des ESWSP nutzen zu können. Die minimalen bzw. maximalen Verdampfereintrittstemperaturen betragen 25°C bzw. 52°C und die WP wurde auf Kondensatorvorlauftemperaturen von 65°C bis 75°C ausgelegt.

Abb. 9: Wärmepumpe

3. Messergebnisse

In Tabelle 1 sind die wichtigsten Anlagen und Betriebsdaten der SuN angegeben. Die Planungswerte wurden [2] und die Daten für die Jahre 2006 bis 2008 [3] entnommen. Die Kollektorfläche wurde von 1 559 m² im Jahr 2008 auf 7 410 m² im Jahr 2011 vergrößert und somit wird der Planungswert von 7 325 m² bereits übertroffen. Die geplante Wärmelieferung der Kollektoren von 2 699 MWh/a konnte bisher nicht erreicht werden, da die Kollektoren auf dem Lärmschutzwall West erst im Laufe des Jahres 2011 installiert und in Betrieb genommen wurden. Aufgrund der geringeren solaren Wärmelieferung als geplant und da der Erdsonden-Wärmespeicher noch nicht entladen wurde, ist die ins Netz gelieferte solare Nutzwärme mit 1 342 MWh im Jahr 2011 geringer als die geplante solare Nutzwärmemenge von 2 095 MWh/a.

Die geplante Wärmemenge „Gesamt ins Netz Hirtenwiesen II“, siehe Tab. 1, von 4 100 MWh/a wurde im Jahr 2010 fast erreicht. Im Jahr 2011 war die ins Netz gelieferte Wärmemenge mit 3750 MWh jedoch wieder etwas niedriger, da weniger Wärme für Bauheizungen benötigt wurde und einige Optimierungsmaßnahmen, wie z. B. die Senkung der Netzvorlauftemperatur, durchgeführt wurden. Die Wärmelieferung durch Fernwärme, die als Nachheizung dient und von einem benachbarten Heizkraftwerk geliefert wird, war im Jahr 2011 ca. 40% höher als geplant. Der Anteil der Wärmelieferung durch Fernwärme wird sinken, wenn der Erdsonden-Wärmespeicher entladen wird.

Die geplante Beladewärmemenge des ESWSP beträgt 1 135 MWh/a und wurde im Jahr 2011 noch nicht erreicht, da die Kollektoren des Lärmschutzwalls West erst im Laufe des Jahres 2011 angeschlossen wurden. Eine Entladung des ESWSP hat noch nicht stattgefunden, da der ESWSP noch nicht das zur direkten Entladung notwendige Temperaturniveau erreicht hatte und die Wärmepumpe erst Anfang 2012 in Betrieb genommen wurde.

Der geplante solare Deckungsanteil, bei dem 7 325 m² Kollektorfläche, zwei Pufferspeicher mit Volumina von 100 m³ bzw. 600 m³, ein 37 500 m³ ESWSP sowie eine 258 kW_{el} Wärmepumpe für die Berechnung zugrunde gelegt wurden, beträgt 51%. Die Werte der realisierten Anlage unterscheiden sich (außer bei der Leistung der Wärmepumpe) nur geringfügig. Im Jahr 2011 wurde ein solarer Deckungsanteil von 35,8% erreicht; der geplante solare Deckungsanteil wurde wegen der im Jahr 2011 noch nicht vollständig installierten Kollektorfläche und der in diesem Jahr noch nicht im Betrieb befindlichen Wärmepumpe noch nicht erreicht.

Tabelle 1: Anlagen- und Betriebsdaten der solaren Nahwärmeversorgung in Crailsheim

		Planung	**2008**	**2009**	**2010**	**2011**
Kollektorfläche (am Jahresende)	m²	7 325	1 559	5 714	5 714	7 410
Wärmelieferung der Kollektoren Schule, CBE, Turnhalle Lärmschutzwall Ost Lärmschutzwall West	MWh/a	2 699 gesamt	570 - -	765 970 -	765 1 020 -	1 010 1 217 110
Solare Nutzwärme ins Netz HW II	MWh/a	2 095	484	647	864	1 342
Wärmemenge „Gesamt ins Netz Hirtenwiesen II“	MWh/a	4 100	2 990	3 497	4 068	3 750
Wärmelieferung durch Fernwärme	MWh/a	1 715	2 530	2 832	3 197	2 407
Beladewärmemenge ESWSP	MWh/a	1 135	-	849	779	781
Entladewärmemenge ESWSP	MWh/a	830	-	-	-	-
Solarer Deckungsanteil	**%**	**51**	**16,2**	**19,3**	**21,2**	**35,8**

In Abb. 10 sind die solaren Wärmeerträge in Abhängigkeit von der Globalstrahlung in der Kollektorebene für die Kollektoren des 1. Anlagenteils dargestellt. Es ist an den Regressionsgeraden zu erkennen, dass die Kollektoren im Jahr 2010 höhere spezifische Wärmeerträge geliefert haben als im Jahr 2011.

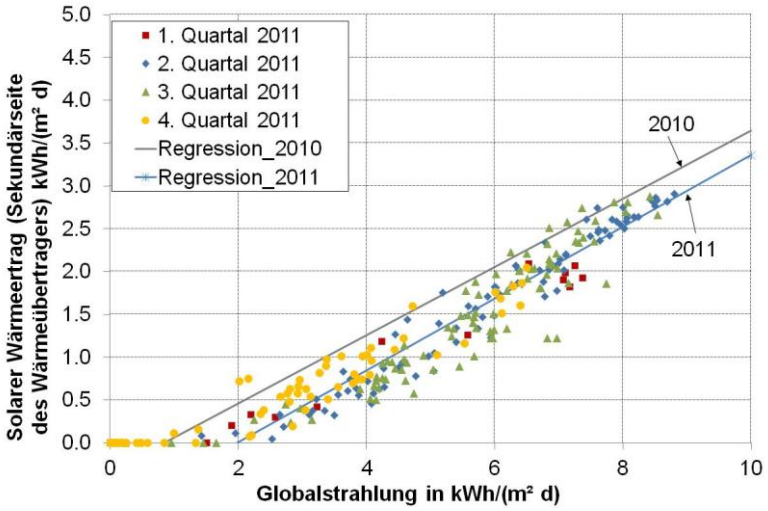


Abb. 10: Input-Output-Diagramm Kollektoren 1. Anlagenteil

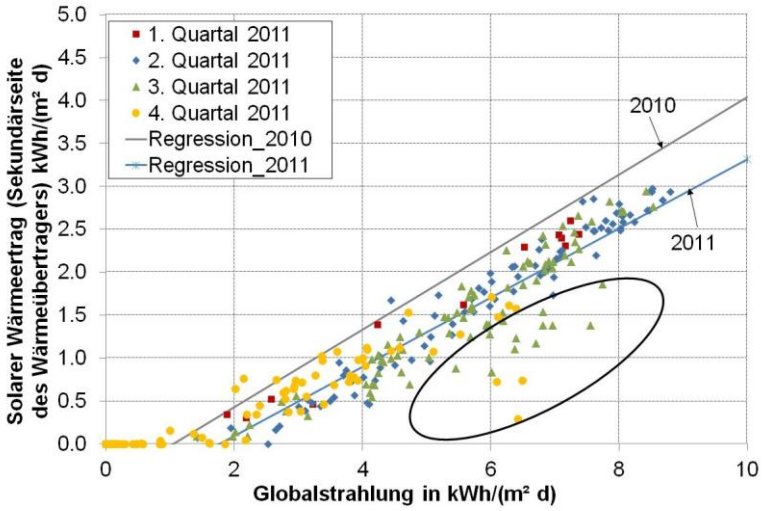


Abb. 11: Input-Output-Diagramm Kollektoren 2. Anlagenteil (Lärmschutzwall Ost)

In Abb. 11 sind die solaren Wärmeerträge in Abhängigkeit von der Globalstrahlung in der Kollektorebene für die Kollektoren auf dem Lärmschutzwall Ost dargestellt. Wie bei den Kollektoren des 1. Anlagenteils sind die solaren Wärmeerträge im Jahr 2011 geringer als 2010. Die spezifischen solaren Wärmeerträge der Kollektoren des 1. Anlagenteils und des Lärmschutzwalls Ost sind ungefähr gleich hoch. Die erzielten spezifischen solaren Tages-Wärmeerträge (kWh/m²·d) waren im Jahr 2011 geringer als im Jahr 2010, da die Rücklauftemperaturen zu den Solaranlagen aufgrund des bereits erwärmten ESWSP und aufgrund der höheren Netzrücklauftemperaturen höher waren. Der gesamte solare Wärmeertrag (MWh/a) war im Jahr 2011 höher als in 2010, da die solare Einstrahlung höher war. Außerdem wurden im September/Oktober 2011 die Kollektoren auf den Lärmschutzwällen zeitweise nachts zum Kühlen des Pufferspeichers 2 verwendet, da der Pufferspeicher 1 aufgrund einer Undichtigkeit außer Betrieb war (eingekreiste Punkte Abb. 11).

In Abb. 12 sind die monatlichen Beladewärmemengen sowie die Temperaturen in der Speichermitte (M1), an den Speicherrändern (M21, M22) sowie außerhalb des ESWSP (M31, M32) in einer Tiefe von 30 m für die Jahre 2010 und 2011 aufgetragen. Von Dezember 2010 bis März 2011 fehlen die Daten aufgrund eines Ausfalls der Datenerfassungsanlage. Die Lage der Messlanzen (M1...) kann Abb. 6 entnommen werden. Eine aktive Entladung des ESWSP hat bisher noch nicht stattgefunden. Die monatliche Beladewärmemenge ist in den Frühjahr-/Sommermonaten am höchsten, da der ESWSP in diesem Zeitraum die niedrigsten Temperaturen aufweist und außerdem der Wärmebedarf im Nahwärmenetz gering ist.

Die Temperaturen im ESWSP (M1, M21, M22) sinken aufgrund von Wärmeverlusten zwischen Januar und April 2010 und steigen dann durch die Beladung auf Temperaturen von 51°C im Oktober 2010. Während der ESWSP nicht in Betrieb ist (Oktober 2010 bis März 2011) sinken die Temperaturen im ESWSP wieder ab, sind aber im April 2011 noch höher als im April 2010. Im November 2011 wurde mit 56°C die bisher höchste Temperatur im ESWSP gemessen.

Die Temperaturen außerhalb des ESWSP (M31, M32), ca. 1,5 m von den äußeren EWS entfernt, zeigen eine Temperaturdifferenz von etwa 1 bis 5 K. Diese Temperaturdifferenz deutet auf eine Grundwasserströmung hin; die Temperaturabnahme an den Speicherrändern ist mit etwa 1 bis 2 K pro Monat jedoch gering. Der Einfluss von Grundwasser auf das thermische Verhalten von ESWSP wurde in [6] untersucht.

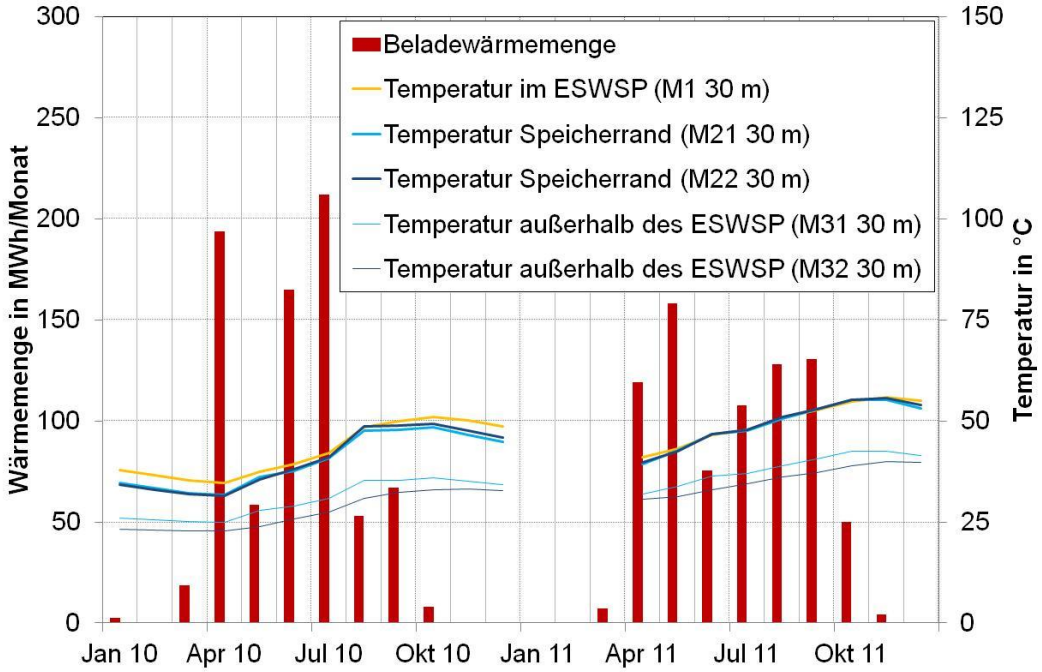


Abb. 12: Monatliche Beladewärmemengen und Temperaturen in und um den ESWSP

In Abb. 13 sind die Vor- und Rücklauftemperaturen des Nahwärmenetzes sowie die Volumenströme für die Jahre 2010 und 2011 aufgetragen. Anfang des Jahres 2011 fehlen die Daten aufgrund eines Ausfalls der Datenerfassung. Die Netzvorlauftemperatur war im Jahr 2010, vor allem in der Heizperiode, deutlich höher als im Jahr 2011. Bei einer Begehung der Anlage wurde festgestellt, dass sich der Temperatursensor zur Regelung der Vorlauftemperatur an einer ungünstigen Stelle nahe eines T-Stücks befand. Der Temperatursensor wurde durch einen günstiger positionierten ersetzt und die Netzvorlauftemperatur konnte um 4 K gesenkt werden.

Der Volumenstrom im Nahwärmenetz ist im Jahr 2011 gegenüber dem Jahr 2010 gestiegen, da weitere Gebäude gebaut und an das Nahwärmenetz angeschlossen wurden. Um die neu errichteten Gebäude mit Wärme zu versorgen, mussten weitere Rohrleitungsstränge in Betrieb genommen werden. Damit die Versorgungssicherheit gewährleistet bleibt (ausreichend hohes Temperaturniveau auch im letzten Gebäude) werden die neuen Rohrleitungsstränge mit Überstömventilen betrieben, sodass in den Rohrleitungen auch dann eine Zirkulation stattfindet, wenn keine Wärmeabnahme durch die Gebäude erfolgt. Zusammen mit noch nicht korrekt einregulierten Wärmeübergabestationen, teilweise ist in den Gebäuden lediglich die Bauheizung in Betrieb, führt dies zu erheblich höheren Netzrücklauftemperaturen als geplant. Die geplanten Netzrücklauftemperaturen von 35°C werden mit gemessenen Netzrücklauftemperaturen von ca. 40°C bis 50°C um ca. 5 K bis 15 K überschritten.

Eine weitere Ursache für die hohen Netzrücklauftemperaturen wird im Folgenden erläutert. In Abb. 14 sind die Temperaturen und Volumenströme am Wärmeübertrager zwischen Pufferspeicher 1 und Nahwärmenetz beispielhaft für den 05.08.2011 aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass der Volumenstrom auf der Pufferspeicherseite (Primärseite) ab ca. 12°° deutlich höher ist als der Volumenstrom auf der Seite des Nahwärmenetzes (Sekundärseite). Dies führt zu Rücklauftemperaturen auf der Pufferspeicherseite von ca. 50°C bis 66°C gegenüber 42°C bis max. 54°C, die bei etwa gleich hohen Volumenströmen auf der Pufferspeicher- und Nahwärmenetzseite erreicht werden. Der Volumenstrom auf der Pufferspeicherseite wird in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen der Nahwärmenetz- Vorlauftemperatur und der Soll-Netzvorlauftemperatur geregelt. Ist die Temperaturdifferenz kleiner 5 K soll der Volumenstrom auf der Pufferspeicherseite 0,9-mal so hoch sein wie auf der Nahwärmenetzseite. Diese Regelung funktioniert jedoch nicht zuverlässig.

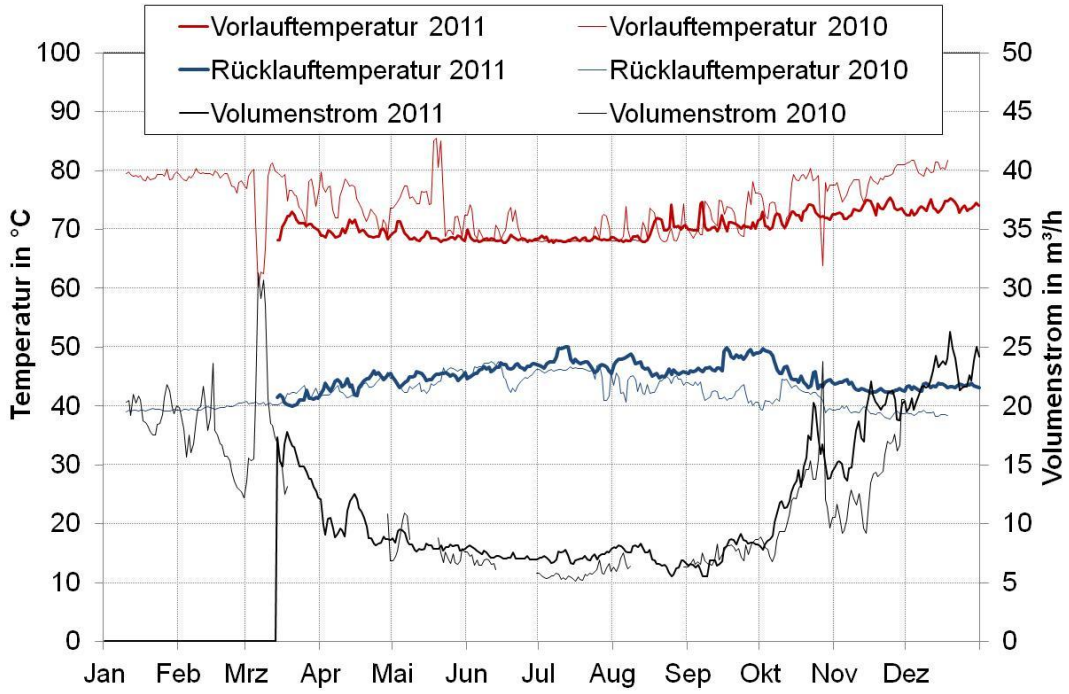


Abb. 13: Netzvor-/-rücklauftemperaturen und Volumenströme der Jahre 2010 und 2011

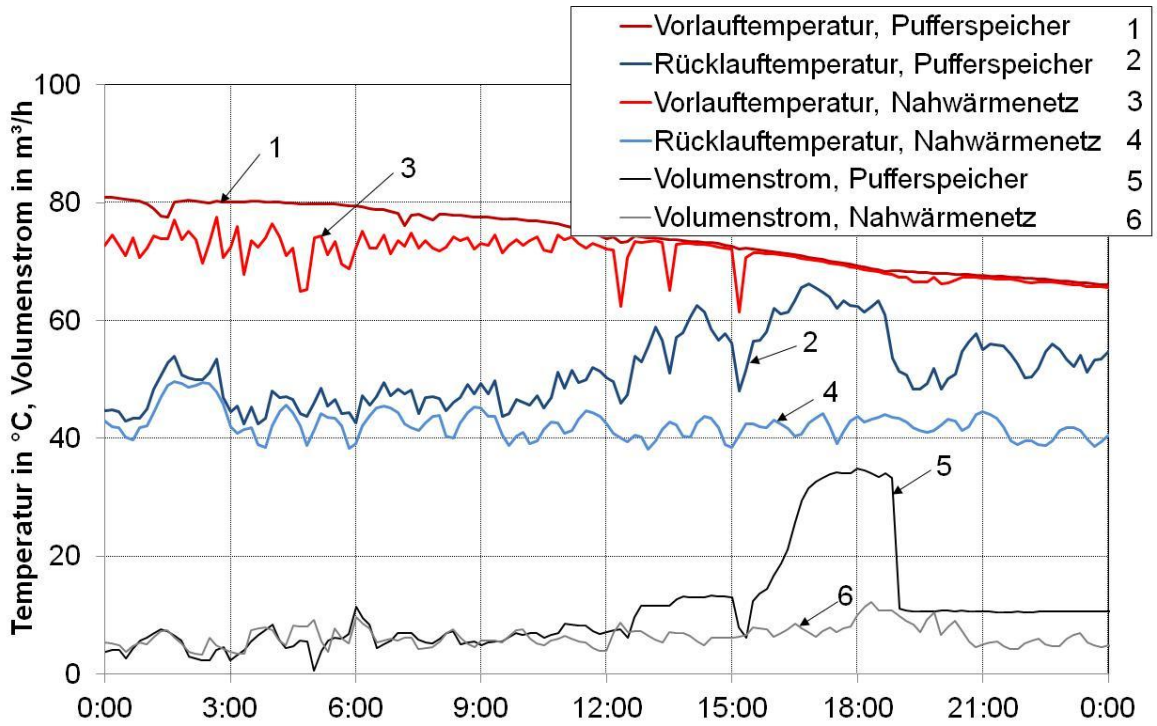


Abb. 14: Temperaturen und Volumenströme am Wärmeübertrager zwischen Pufferspeicher 1 und Nahwärmenetz am 05.08.2011

4. Betriebserfahrungen und Ausblick

Nachfolgend werden einige ausgewählte Betriebserfahrungen beschrieben. Die Wärmelieferung der Kollektoren liegt im erwarteten Bereich, es sind jedoch an verschiedenen Kollektorfeldern Schäden, z. B. durch defekte Glashalter und Längenkompensatoren, aufgetreten. Der Betrieb des ESWSP war bisher störungsfrei. Der Zeitraum bis zur Erteilung der Genehmigung zur Errichtung und zum Betrieb des ESWSP war jedoch verhältnismäßig lang.

Die beiden Pufferspeicher (PS) wurden mit Schichtbeladeeinrichtungen ausgestattet, die gut funktionieren, siehe [3]. An beiden PS wurden während des bisherigen Betriebs Leckagen festgestellt. Am PS 1 ist im Jahr 2011 eine Leckage durch die Deformation der Edelstahlauskleidung aufgetreten, die bei einer Betriebssituation mit Unterdruck aufgetreten ist. D. h. zu diesem Zeitpunkt haben sowohl der Vakuumbrecher als auch die Druckhaltung, die als Sicherheitseinrichtungen zur Vermeidung derartiger Zustände vorgesehen sind, nicht funktioniert. Der Vakuumbrecher wies einen technischen Defekt auf und die Druckhaltung war manuell ausgeschaltet. Die Suche nach der Leckage sowie deren Ursache und die Reparatur des PS durch ein erneutes Verschweißen der Edelstahlauskleidung des PS hat mehrere Monate gedauert. Während dieser Zeit konnte die Wärmepumpe nicht in Betrieb genommen werden und der Betrieb mehrerer Komponenten (Kollektoren) erfolgte per manueller Steuerung.

Beim Transfer von Wärme zwischen den beiden Anlagenteilen wurde stets ein Volumenstrom in beide Richtungen gemessen. Eine Überprüfung der motorgesteuerten Klappen hat ergeben, dass die Stellmotoren nicht bis in ihre Endlage gefahren sind, d. h. dass die Klappen nicht vollständig geschlossen wurden.

Als eine wichtige Erkenntnis kann festgestellt werden, dass auch die Standardkomponenten einer regelmäßigen Überprüfung bedürfen, insbesondere Pumpen, Wärmeübertrager, Klappen, Ventile, Schmutzfänger und Sicherheitseinrichtungen!

Durch die wissenschaftlich-technische Begleitung der SuN-Anlage in Crailsheim konnte bereits eine Vielzahl wichtiger Erkenntnisse gewonnen werden, z. B. hinsichtlich des thermischen Verhaltens des ESWSP und dessen Wärmedämmung. Außerdem konnte der Anlagenbetrieb bereits teilweise optimiert und weiteres Optimierungspotenzial identifiziert werden. Zukünftig sollen insbesondere der Betrieb und die Regelung der neu installierten Komponenten Wärmepumpe und Kollektoren

auf dem Lärmschutzwall sowie deren Einfluss auf das Gesamtsystem detailliert untersucht werden. Nachdem die Wärmepumpe in Betrieb genommen wurde, soll der Erdsonden-Wärmespeicher entladen werden. Hierbei ist dessen thermisches Verhalten, v. a. auch im Hinblick auf die Interaktion mit dem umgebenden Erdreich von besonderem wissenschaftlichen Interesse. Ebenso wichtig ist es festzustellen, nach wie vielen Betriebsjahren ein quasi-stationärer Zustand erreicht ist und welche solaren Nutzwärmeerträge und welcher Speichernutzungsgrad sich dann einstellen.

5. Literatur

[1] Bauer, D., Heidemann, W., Marx, R., Nußbicker-Lux, J., Ochs, F., Raab, S., Panthalookaran, V. (2008). Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher (Juni 2005 bis Juli 2008), Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607J, Stuttgart.

[2] Bodmann, M., Mangold, D., Nußbicker, J., Raab, S., Schenke, A., Schmidt, T. (2005). Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher (Februar 2003 bis Mai 2005), Forschungsbericht zum BMWA / BMU-Vorhaben 0329607F, Stuttgart.

[3] Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Bauer, D.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H. (2009). Erste Messergebnisse der solar unterstützten Nahwärmeversorgung in Crailsheim, OTTI, 19. Symposium "Thermische Solarenergie", Kloster Banz, Bad Staffelstein.

[4] Ebel, M.; Schopf, M. (2008). Umsetzungserfahrungen Solare Nahwärme Hirtenwiesen 2 in Crailsheim, 18. OTTI Symposium thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 2008

[5] Nußbicker-Lux, J. (2009). Nahwärme mit saisonalem Wärmespeicher in Crailsheim, 2. Fachtagung Regenerative Nahwärme, DENEX Wiesbaden.

[6] Bauer, D.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.; Dirsch, H.-J.G.; Rühaak, W.; Schätzl, P.; Koller, B.; Sass, I.; Mielke, P. (2010). Untersuchung des Einflusses von Grundwasserströmung auf Erdsonden-Wärmespeicher, Abschlussbericht zum BMU-Vorhaben FKZ 0329289A, Stuttgart.

6. Danksagung

Die wissenschaftlich-technische Begleitung des diesem Bericht zugrunde liegenden Vorhabens wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Beanspruchung von Sonnenkollektoren unter Berücksichtigung unterschiedlicher Klimazonen und Anwendungen

Beate Traub, Philipp Kofler, Stephan Fischer, Harald Drück
Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
Pfaffenwaldring 6, Deutschland-70550 Stuttgart
Tel.: +49 (0)711/685-63245, Fax: +49 (0)711/685-63242
E-Mail: traub@itw.uni-stuttgart.de
Internet: www.itw.uni-stuttgart.de

1. Einleitung

Im Rahmen des vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) geförderten Forschungsprojekts „Entwicklung beschleunigter Alterungstestverfahren für solarthermische Kollektoren und deren Komponenten“, Akronym „SpeedColl“ (Förderkennzeichen: 0325969B), werden, gemeinsam mit dem Fraunhofer ISE, unter anderem verschiedene Kollektortypen und -materialien für den Einsatz in unterschiedlichen Klimazonen untersucht. Hierzu werden Sonnenkollektoren und Komponenten von Sonnenkollektoren in extremen Klimazonen exponiert und deren Zustand nach der Exposition mit Sonnenkollektoren und Komponenten verglichen, welche in Klimakammern künstlich bewittert werden. Ein Ziel des Projekts ist die Entwicklung beschleunigter Alterungstestverfahren für Sonnenkollektoren und deren Komponenten welche auf den Einsatz der Produkte in verschiedenen Klimazonen sowie für unterschiedliche solarthermische Anwendungen abgestimmt werden müssen.
Im Vorfeld zu den experimentellen Untersuchungen wurden mögliche Schadensfälle an Sonnenkollektoren im Rahmen einer Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse (FMEA) untersucht. Die Ergebnisse der Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse dienen als Grundlage für die zu entwickelnden Alterungstestverfahren.

2. Klimazonen nach Köppen-Geiger

Für die qualitative Definition der Beanspruchung der Sonnenkollektoren in unterschiedlichen Klimazonen wurden charakteristische Wetterbedingungen aus unterschiedlicher Fachliteratur und aus Wetterdatenbanken recherchiert. Hieraus lassen sich typische Extremwerte und die jährliche Verteilung der Temperatur, der Einstrahlung und des Niederschlags ableiten.
Nach dem sogenannten Köppen-Geiger-Modell [1] wird das Weltklima in fünf Hauptklimazonen (A –E) eingeteilt. Diese Hautklimazonen werden durch die vorherr-

schenden monatlichen Temperaturmittelwerte, die jährliche Niederschlagsmenge und der Niederschlagsverteilung über das Jahr charakterisiert.
Die Hauptklimazonen nach Köppen-Geiger sowie die Zuordnung der im Rahmen des Projekts gewählten Expositionsstandorte zu diesen Hauptklimazonen, deren typische Bedingungen sowie weitere Besonderheiten der Expositionsstandorte zeigen Tabelle 1.

Tabelle 1: Klimazonen und Expositionsstandorte

Klimazone	**Expositions-standort**	**typische Bedingungen** *)	**weitere Besonderheiten**
A Tropisches Regen-wald- oder Savannen-klima ohne Winter	Kochi, Indien	H = 2005 kWh/(m² a) ϑ = 27,6 °C N = 2500 mm	hohe relative Luftfeuchte
B Trockenklima	Gran Canaria, Spanien	H = 1952 kWh/(m² a) ϑ = 21,1 °C N = 119 mm	salzhaltige Luft
	Sede Boker, Israel	H = 2057 kWh/(m² a) ϑ = 25,1 °C N = 183 mm	sandhaltige Luft
C Warm-gemäßigtes Klima	Stuttgart, Deutschland	H = 1088 kWh/(m² a) ϑ = 10,6 °C N = 658 mm	-
	Freiburg, Deutschland	H = 1101 kWh/(m² a) ϑ = 6,3 °C N = 887 mm	-
D Boreales oder Schnee-Wald-Klima	eine Exposition an einem entsprechenden Standort erfolgt nicht		
E Schneeklima	Zugspitze, Deutschland	H = 1265 kWh/(m² a) ϑ = - 3,5 °C**) N = 2004 mm	hohe Temperatur-schwankungen

***) Meteonorm Version 6.1, ϑ: Jahresmittelwerte Umgebungstemperatur (1996-2005); H: Jahresmittelwerte Globalstrahlung horizontal (1981-2000); N: Jahresmittelwerte Niederschlag**

****) ϑ: Jahresmittelwerte Umgebungstemperatur (1961-1990)**

Ein Expositionsstandort in der Klimazone D „Boreales- oder Schnee-Wald-Klima“ ist nicht vorhanden. Es ist allerdings davon auszugehen, dass durch die Standorte in den Klimazonen E „Schneeklima“ und C „Warm-gemäßigtes Klima“ ausreichende Informationen gesammelt werden können, um Rückschlüsse auf die dazwischen liegende Klimazone D ziehen zu können.

3. Einsatz solarthermischer Anwendungen in verschiedenen Klimazonen

Den Klimazonen wurden mögliche solarthermische Anwendungen zugeordnet, vgl. Tabelle 2. Diese Zuordnung erfolgte in Zusammenarbeit mit den beteiligten Projektpartnern. Es zeigt sich, dass Anlagen zur Trinkwassererwärmung und Vorwärmung[1] in allen Klimazonen relevant sind, während Anlagen zur Trinkwassererwärmung und Raumheizungsunterstützung nur in den Klimazonen C, D und E von Bedeutung sind. Da solarthermische Anlagen für Prozesswärme oder für die solarthermische Kühlung (teilweise) in allen Klimazonen für industrielle Zwecke Einsatz finden können, diese allerdings noch relativ wenig verbreitet sind, wurden sie hier nur als teilweise (tlw.) relevant eingestuft.

Tabelle 2: Matrix mit Einsatzbedingungen der Sonnenkollektoren in unterschiedlichen Anwendungen und Klimabereichen (Abkürzungen: TW = Trinkwasser-erwärmung, RH = Trinkwassererwärmung und Raumheizungsunterstützung, VW = Vorwärmung, PW = Prozesswärme, SK = solarthermische Kühlung)

Klimazone	**Solarthermische Anwendung**				
-	**TW**	**RH**	**VW**	**PW**	**SK**
A	relevant	nicht relevant	relevant	tlw. relevant	tlw. relevant
B	relevant	nicht relevant	relevant	tlw. relevant	tlw. relevant
C	relevant	relevant	relevant	tlw. relevant	tlw. relevant
D	relevant	relevant	relevant	tlw. relevant	tlw. relevant
E	relevant	relevant	relevant	tlw. relevant	tlw. relevant

4. Mögliche Schadensfälle bei Sonnenkollektoren

Zur Untersuchung der Belastung von Sonnenkollektoren in den verschiedenen Klimazonen und solarthermischen Anwendungen wurde mit Hilfe der Projektteilnehmer eine umfangreiche Liste möglicher Schadensfälle erstellt. Es wurden insgesamt 89 mögliche Schadensfälle aufgrund der folgenden Degradations-faktoren identifiziert: hohe sowie niedrige Temperaturen, starke Temperatur-wechselbelastungen, Kondensation und Feuchte, UV-Strahlung, Salz-, Sand-, Staub- und Schadstoffbelastung, Regen, Hagel, Schnee sowie Mikroorganismen oder Algen. Es wurde davon ausgegangen, dass Schäden an allen Komponenten eines Sonnenkollektors auftreten können. Am häufigsten genannt wurden Schäden am Absorber, der Abdeckung und den Dichtungen bzw. Klebematerialien sowohl zwischen Abdeckung und Gehäuse als auch zwischen Rückwand und Gehäuse.

[1] Die Vorwärmung beinhaltet die Kombination von Wärmepumpe und solarthermischer Anlage.

Tabelle 3: Bewertungstabelle zur durchgeführten Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse

Auftritts-wahrscheinlichkeit	Die Auftrittswahrscheinlichkeit bezieht sich auf die Schadensursache	
	1	unwahrscheinlich
	2-3	sehr gering
	4-6	gering
	7-8	mäßig
	9-10	hoch
Bedeutung	Die Bedeutung bezieht sich auf die Auswirkung des Schadens	
	1	kaum wahrnehmbar
	2-3	unbedeutender Fehler, geringe Belastung des Kunden
	4-6	mäßig schwerer Fehler
	7-8	schwerer Fehler, Verärgerung des Kunden
	9	äußerst schwerwiegender Fehler
	10	Gefahr für Leib und Leben
Entdeckungs-wahrscheinlichkeit	Die Entdeckung bezieht sich auf die Entdeckungswahrscheinlichkeit der Auswirkung (aus Herstellersicht[2])	
	1	hoch
	2-3	mäßig
	4-6	gering
	7-8	sehr gering
	9-10	unwahrscheinlich

Die Schadensfälle wurden daraufhin in einem Workshop in Zusammenarbeit mit den Projektpartnern bezüglich der Auftrittswahrscheinlichkeit (bezogen auf die Ursache), der Bedeutung (bezogen auf die Auswirkung) und der Entdeckungswahrscheinlichkeit (aus Herstellersicht) für die Klimazonen A bis D bewertet. Tabelle 3 zeigt die Bewertungskriterien. Klimazone E wird im Folgenden nicht weiter betrachtet, da sich hier aus Sicht der Hersteller kein Markt für solarthermische Anwendungen befindet. Der im Rahmen des Projekts gewählte Expositionsstandort in Klimazone E (Zugspitze) dient als Extremstandort, an dem eine beschleunigte Alterung der Sonnenkollektoren vor allem hinsichtlich hoher Temperaturwechselbelastungen erwartet wird.

Aus der Multiplikation der drei Werte für die Auftrittswahrscheinlichkeit (A), der Bedeutung (B) und der Entdeckungswahrscheinlichkeit (E) wurde anschließend die Risikoprioritätszahl (RPZ) berechnet. Die Risikoprioritätszahl stellt eine Möglichkeit dar, nach der die Schadensfälle nach ihrer Relevanz geordnet werden können.

[2] Entdeckungswahrscheinlichkeit aus Herstellersicht: die Wahrscheinlichkeit, dass Hersteller mögliche Schadensfälle innerhalb ihrer internen Qualitätskontrollen entdecken.

Schadensfälle mit einer hohen RPZ sind demnach relevanter als jene mit niedriger RPZ und sind somit prioritär zu behandeln.

Weiterhin wurde eine Einteilung der Schadensfälle in folgende Kategorien vorgenommen:

1. Gefahr für Leib und Leben (z. B. Versprödung des Klebematerials zwischen Abdeckung und Rahmen aufgrund hoher Temperaturen und der möglichen Auswirkung der Ablösung der Abdeckung)
2. Leistungsminderung (z. B. Ausgasung von Flussmitteln und Kondensation der Ausgasung an der Innenseite der Abdeckung mit der möglichen Auswirkung der Verringerung der Transmission der Abdeckung)
3. Ästhetische Beeinträchtigung (z. B. Ausgasung von Flussmitteln und Kondensation der Ausgasung an der Innenseite der Abdeckung mit der möglichen Auswirkung eines sichtbaren Beschlags auf der Abdeckung)

Es wurden 17 mögliche Schadensfälle nach Kategorie 1 (Gefahr für Leib und Leben), 44 mögliche Schadensfälle nach Kategorie 2 (Leistungsminderung), sowie 28 mögliche Schadensfälle nach Kategorie 3 (ästhetische Beeinträchtigungen) ermittelt. Diese Einteilung mit anschließend getrennter Betrachtung der Risikoprioritätszahlen gewährleistet, dass die bedeutendsten Schadensfälle aus allen Kategorien prioritär behandelt werden.

Im letzten Schritt wurde die „worst case“-Bewertung der Schadensfälle aus dem Workshop auf die solarthermischen Anwendungen übertragen. Die Unterschiede in der Beanspruchung der Sonnenkollektoren in Abhängigkeit von den solarthermischen Anwendungen liegen vor allem in den Betriebstemperaturen. Die Betriebstemperaturen der solarthermischen Anwendungen wurden in Anlehnung an die DSTTP-Forschungsstrategie Niedertemperatur Solarthermie 2030 für nachhaltige Wärme- und Kälteversorgung [2] definiert, vgl. Tabelle 4.

Bezüglich der Betriebstemperaturen wurden folgende Annahmen getroffen: Bei den Anlagen zur Vorwärmung und zur Prozesswärme wird an Betriebstagen von einer konstanten Wärmeabnahme ausgegangen, sodass sich diese Anlagen nur selten in Stagnation befinden. Ebenfalls selten in Stagnation befinden sich Anlagen zur solarthermischen Kühlung, da hier das Strahlungsangebot und der Bedarf an Kühlung parallel verlaufen und auch hier von einer konstanten, industriellen Nutzung ausgegangen wurde. Bei Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung wurde angenommen, dass sich diese im Sommer ebenfalls selten in Stagnation befinden. Lange Stagnationszeiten sind allerdings bei der solarthermischen Anwendung zur Raumheizungsunterstützung zu erwarten.

Tabelle 4: Betriebstemperaturbereiche der unterschiedlichen solarthermischen Anwendungen

Solarthermische Anwendung	Betriebstemperaturen
Vorwärmung (VW)	bis 60 °C
Trinkwassererwärmung (TW)	40 °C - 90 °C
Raumheizungsunterstützung (RH)	40 °C - 90 °C
Prozesswärme (PW)	70 °C - 150 °C
solarthermische Kühlung (SK)	70 °C - 150 °C

Auf Basis dieser Randbedingungen wurde die Auftrittswahrscheinlichkeit eines jeden möglichen Schadenfalls für die unterschiedlichen solarthermischen Anwendungen gewichtet. Für diese Gewichtung wurde unter Berücksichtigung der betroffenen Komponenten und der verursachenden Degradationsfaktoren die am stärksten beanspruchte Anwendung identifiziert. Die Auftrittswahrscheinlichkeit des jeweiligen Schadenfalls wurde für die übrigen solarthermischen Anwendungen relativ zu der ermittelten „worst-case“-Anwendung aus dem Workshop abgeschwächt. Die Bedeutung der Schadensfälle, wie auch deren Entdeckungswahrscheinlichkeit aus Herstellersicht sind unabhängig von der jeweiligen Anwendung und wurden dementsprechend nicht gewichtet.

5. Gewichtung der Auftrittswahrscheinlichkeit der Schadensfälle

Die Gewichtung der Auftrittswahrscheinlichkeit der Schadensfälle erfolgt in Abhängigkeit von den Degradationsfaktoren und den Komponenten und kann in zwei Gruppen eingeteilt werden:

1. Degradationsfaktoren für die die Auftrittswahrscheinlichkeiten der Schadensfälle **unabhängig** von den solarthermischen Anwendungen ist;
2. Degradationsfaktoren für die die Auftrittswahrscheinlichkeit der Schadensfälle **abhängig** von den solarthermischen Anwendungen ist;

Gruppe 1 beinhaltet alle Degradationsfaktoren die ausschließlich von der Klimazone, nicht aber von der solarthermischen Anwendung abhängig sind. Im Einzelnen sind dies die Degradationsfaktoren: niedrige Temperaturen, UV-Strahlung, Regen, Hagel, Schnee sowie Mikroorganismen und Algen. Ebenfalls in dieser Gruppe zu nennen sind Schadensfälle an allen außenliegenden Oberflächen inklusive der Kollektorabdeckung infolge aller Degradationsfaktoren, da Verschmutzungen, Ablagerungen oder Veränderungen der Oberflächenstruktur infolge von beispielsweise Sand für alle solarthermischen Anwendungen gleich sind. Sie werden entsprechend nicht gewichtet. Ebenfalls keine Gewichtung wird für Schadensfälle infolge von Kondensation von Feuchte an der Innenseite der Kollektorabdeckung vorgenommen, da Kondensation vor allem morgens auftritt, wenn der Kollektor warm

wird. Die Auftrittswahrscheinlichkeit dieser Schadensfälle ist also ausschließlich von den Klimazonen abhängig.

Gruppe 2 beinhaltet die Degradationsfaktoren für die die Auftrittswahrscheinlichkeit für die Schadensfälle entsprechend der solarthermischen Anwendung gewichtet werden muss. Im Einzelnen sind dies die Degradationsfaktoren: hohe Betriebstemperatur, hohe Temperaturwechselbelastungen, Kondensation von Feuchte (z. B. in der Wärmedämmung), erhöhte Feuchtebelastung sowie Belastungen infolge von Salz, Schadstoffen, Sand und Staub. Das Vorgehen bei der Gewichtung der Auftrittswahrscheinlichkeit der Schadensfälle aufgrund dieser Degradationsfaktoren wird im Folgenden ausführlich diskutiert.

Degradationsfaktor hohe Betriebstemperatur:
Durch lange Stagnationszeiten im Sommer ist die solarthermische Anwendung zur Raumheizungsunterstützung von hohen Betriebstemperaturen am meisten betroffen. Entsprechend wird der „worst case“ für diesen Degradationsfaktor der solarthermischen Anwendung zur Raumheizungsunterstützung zugeordnet und erhält den Faktor 1,0. Eine konstante Wärmeabnahme an Betriebstagen reduziert die Stagnationszeiten für die solarthermischen Anwendungen zur Vorwärmung und Prozesswärme und der solarthermischen Kühlung. Aufgrund des höheren Betriebstemperaturniveaus der Anlagen für Prozesswärme und zur solarthermischen Kühlung im Vergleich zu Anlagen für Raumheizungsunterstützung wird die Auftrittswahrscheinlichkeit von Schadensfällen aufgrund hoher Betriebstemperaturen für diese Anwendungen mit dem Faktor 0,9 gewichtet. Das geringste Betriebstemperaturniveau liegt bei den solarthermischen Anwendungen zur Vorwärmung vor, hier wird der Faktor 0,7 vergeben. Die Solaranlage zur Trinkwassererwärmung liegt bezüglich des Betriebstemperaturniveaus zwischen der Vorwärmung und der Prozesswärme und erhält den Faktor 0,8, vgl. Tabelle 5.

Tabelle 5: Gewichtungsfaktoren für den Degradationsfaktor: hohe Betriebstemperatur

Gewichtungsfaktoren hohe Betriebstemperatur	**Solarthermische Anwendung**				
	TW	**RH**	**VW**	**PW**	**SK**
Gewichtungsfaktoren	0,8	1,0	0,7	0,9	0,9

Degradationsfaktor: hohe Temperaturwechselbelastung
Hohe Temperaturwechselbelastungen treten vor allem aufgrund der Temperaturunterschiede infolge von Tag-Nacht-Zyklen, Wetterschwankungen und eines erneuten Betriebs der Anlagen nach bzw. in Stagnation auf, und sind in starkem Maße von der Klimazone abhängig. Aufgrund des hohen Temperaturniveaus der Anwendungen zur Bereitstellung von Prozesswärme und der solarthermischen Kühlung werden hier trotzdem höhere Belastungen erwartet als bei der Anlage zur Raumheizungsunterstützung. Entsprechend wird den Anwendungen zur solar-

thermischen Kühlung und zur Bereitstellung von Prozesswärme der Gewichtungsfaktor 1,0 zugeordnet. Die anderen Anwendungen werden entsprechend ihrer Betriebstemperaturen analog dem Vorgehen beim Degradationsfaktor „hohe Betriebstemperatur“ gewichtet, vgl. Tabelle 6.

Tabelle 6: Gewichtungsfaktoren für den Degradationsfaktor: hohe Temperaturwechselbelastung

Gewichtungsfaktoren hohe Temperaturwechselbelastung	**Solarthermische Anwendung**				
	TW	**RH**	**VW**	**PW**	**SK**
Gewichtungsfaktoren	0,8	0,9	0,7	1,0	1,0

Degradationsfaktor: Kondensation von Feuchte und erhöhte Feuchtebelastung

Die Auftrittswahrscheinlichkeit für Schadensfälle infolge von Kondensation von Feuchte an Komponenten im Inneren der Sonnenkollektoren wird auf folgender Grundlage gewichtet: je höher die Temperaturen im Kollektor, desto höher ist der Luftaustausch durch Konvektion mit der Umgebung und damit der Feuchteeintrag in den Kollektor. Aber je geringer das Temperaturniveau im Kollektor ist, desto größer ist die Wahrscheinlichkeit, dass der Taupunkt unterschritten wird und die eingetragene Feuchte kondensiert. Als „worst case“ für diesen Degradationsfaktor wird entsprechend des Betriebstemperaturniveaus die Anwendung zur Vorwärmung definiert.

Die Gewichtungsfaktoren für den Degradationsfaktor „erhöhte Feuchtebelastung“ wurden analog erstellt. Wiederum gilt: je höher die Temperaturen im Kollektor, desto höher ist der Luftaustausch durch Konvektion mit der Umgebung und damit der Feuchteeintrag in den Kollektor. Aber je größer die Temperaturen im Kollektor, desto schneller wird die feuchte Luft getrocknet bzw. sinkt die relative Luftfeuchtigkeit im Kollektor. Der „worst case“ wird also auch für diesen Degradationsfaktor der Vorwärmung zugerechnet.

Die Gewichtungsfaktoren für die anderen solarthermischen Anwendungen werden entsprechend des Betriebstemperaturniveaus vergeben. Die Gewichtungsfaktoren sind für die Degradationsfaktoren „Kondensation von Feuchte“ und „erhöhte Feuchtebelastung“ identisch, vgl. Tabelle 7.

Tabelle 7: Einheitliche Gewichtungsfaktoren für die Degradationsfaktoren: Kondensation von Feuchte und erhöhte Feuchtebelastung

Gewichtungsfaktoren Kondensation von Feuchte und erhöhte Feuchtebelastung	**Solarthermische Anwendung**				
	TW	**RH**	**VW**	**PW**	**SK**
Gewichtungsfaktoren	0,9	0,8	1,0	0,7	0,7

Degradationsfaktoren: Salz und Schadstoffe, Sand und Staub
Für die Belastung der Komponenten im Inneren des Kollektors sind wiederum die Luftwechselrate und damit das Betriebstemperaturniveau im Kollektor relevant. Entsprechend ist der Eintrag von Salz, Schadstoffen, Sand und Staub für die Anwendung zur Bereitstellung von Prozesswärme und für die solarthermische Kühlung maximal, vgl. Tabelle 8. Die Gewichtung der anderen solarthermischen Anwendungen wurde entsprechend des Betriebstemperaturniveaus vorgenommen.

Tabelle 8: Gewichtungsfaktoren für die Degradationsfaktoren: Salz und Schadstoffe, Sand und Staub

Gewichtungsfaktoren Salz und Schadstoffe, Sand und Staub	**Solarthermische Anwendung**				
	TW	**RH**	**VW**	**PW**	**SK**
Gewichtungsfaktoren	0,8	0,9	0,7	1,0	1,0

6. Ergebnisse der Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse

Im Rahmen der Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse wurden 89 Schadensfälle für vier verschiedene Klimazonen und fünf verschiedene solarthermische Anwendungen bewertet. Im Folgenden wird exemplarisch auf einige ausgewählte Beispiele eingegangen.

Auswertung der Schadensfälle aus Kategorie 1: Gefahr für Leib und Leben
In Kategorie 1 wurden die höchsten Risikoprioritätszahlen (RPZ) ermittelt, da die Werte 9 und 10 für die Bedeutung eines Schadensfalls nur dann vergeben wurden, wenn infolge eines Schadensfalls Gefahr für Leib und Leben bestehen kann. Die Auftrittswahrscheinlichkeit bezogen auf die Ursache, also dem Degradationsfaktor und die Entdeckungswahrscheinlichkeit aus Herstellersicht sind unabhängig von den drei Kategorien.

Abbildung 1 zeigt die Risikoprioritätszahlen (RPZ) von zwei Schadensfällen (vgl. Tabelle 9) aus Kategorie 1 in Abhängigkeit von den Klimazonen (A-D) und den verschiedenen solarthermischen Anwendungen. Da solarthermische Anlagen zur Raumheizungsunterstützung in den Klimazonen A und B nicht relevant sind, werden sie im Folgenden nicht aufgeführt.

Die Zusammensetzung der Risikoprioritätszahl kann Tabelle 10 entnommen werden. Es zeigt sich, dass der Schadensfall #1 unabhängig von der Klimazone, der Schadensfall #2 unabhängig von der solarthermischen Anwendung ist. Dies ist auf die entsprechenden Degradationsfaktoren zurückzuführen. Hohe Temperaturen im Kollektor (#1) werden in allen Klimazonen erreicht, was vor allem bei Dicht- bzw.

Klebematerialien zu gravierenden Auswirkungen führen kann, da ein Versagen des Klebematerials zur Ablösung der Abdeckung führen kann.

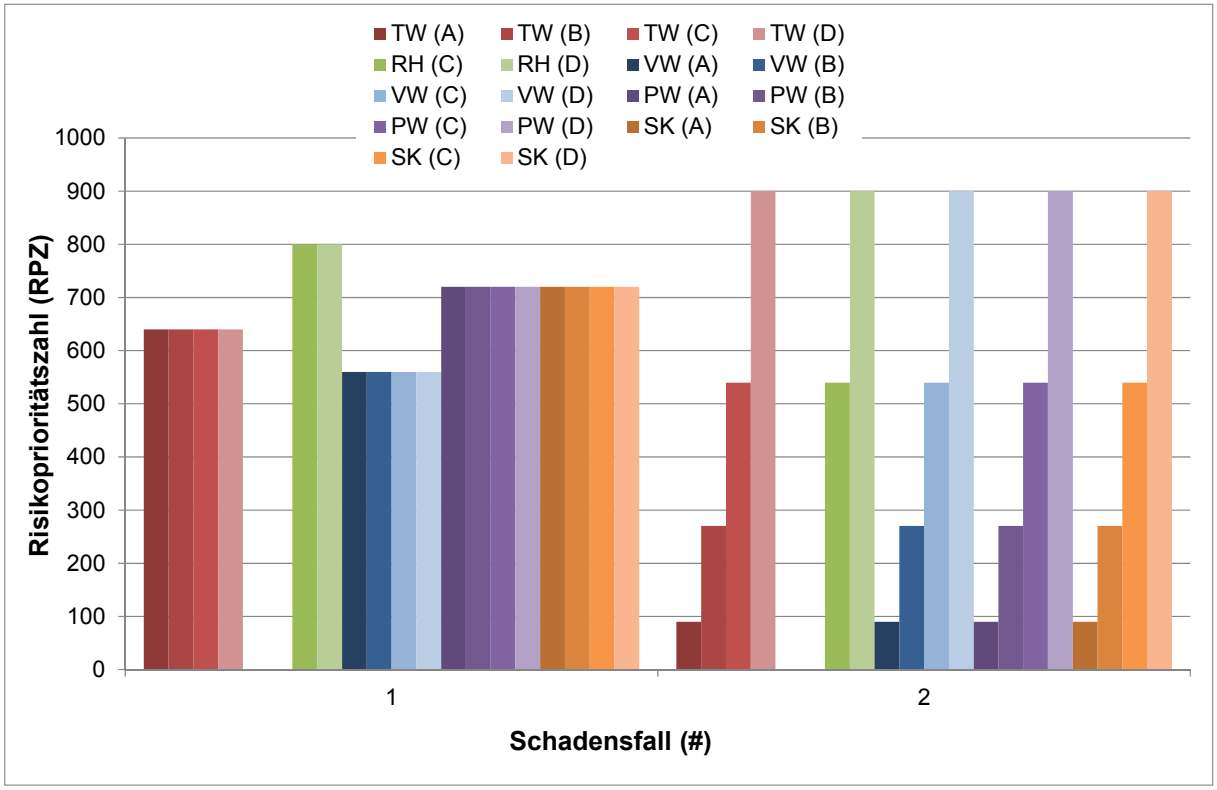


Abbildung 1: Schadensfälle der Kategorie 1 (Gefahr für Leib und Leben) für die Klimazonen A - D;
(TW: Trinkwasseranlage, RH: Raumheizungsunterstützung,
VW: Vorwärmung, PW: Prozesswärme, SK: solarthermische Kühlung)

Die im Rahmen der Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse bestimmte, maximale Risikoprioritätszahl wurde für den Schadensfall #2 in Klimazone D ermittelt. Auch hier ist die betroffene Komponente wieder das Klebematerial, der Degradationsfaktor allerdings die niedrige Temperatur. Die Wahrscheinlichkeit, dass niedrige Temperaturen auftreten ist natürlich in Klimazone D (boreales Schnee- oder Waldklima) am größten.

Tabelle 9: Ausgewählte Schadensfälle aus Kategorie 1: Gefahr für Leib und Leben

#	Ursache	Komponente	Folge	Auswirkung
1	hohe Temperatur	Dicht- bzw. Klebematerialien	Abbau/Versprödung Klebematerial	Versagen der Klebe-materialien
2	niedrige Temperatur	Klebematerialien	Verringerung der Flexibilität	Versagen der Klebe-materialien

Tabelle 10: Berechnung der Risikoprioritätszahlen der Schadensfälle #1 und #2

-		worst case				TW		RH		VW		PW		SK	
#	Klimazone	A	B	E	RPZ	A	RPZ	A	RPZ	A	RPZ	A	RPZ	A	RPZ
1	A	10	10	8	800	8	640	-	-	7	560	9	720	9	720
	B	10	10	8	800	8	640	-	-	7	560	9	720	9	720
	C	10	10	8	800	8	640	10	800	7	560	9	720	9	720
	D	10	10	8	800	8	640	10	800	7	560	9	720	9	720
2	A	1	9	10	90	1	90	-	-	1	90	1	90	1	90
	B	3	9	10	270	3	270	-	-	3	270	3	270	3	270
	C	6	9	10	540	6	540	6	540	6	540	6	540	6	540
	D	10	9	10	900	10	900	10	900	10	900	10	900	10	900

Auswertung der Schadensfälle aus Kategorie 2: Leistungsminderung

Abbildung 2 zeigt die Risikoprioritätszahlen (RPZ) von zwei Schadensfällen (vgl. Tabelle 11) aus Kategorie 2 in Abhängigkeit von den Klimazonen (A-D) und den verschiedenen solarthermischen Anwendungen. Im Vergleich zu den Schadensfällen aus Kategorie 1 erreichen die Risikoprioritätszahlen deutlich geringere Werte.

Die in Kategorie 2 am häufigsten betroffene Komponente ist der Absorber, bzw. Ablagerungen auf dem Absorber durch beispielsweise Ausgasungen anderer Komponenten.

Es wurden 44 mögliche Schadensfälle identifiziert, die in die Kategorie „Leistungsminderung“ fallen. Die Zusammensetzung der Risikoprioritätszahl kann Tabelle 12 entnommen werden.

Tabelle 11: Ausgewählte Schadensfälle aus Kategorie 2: Leistungsminderung

#	Ursache	Komponente	Folge	Auswirkung
3	hohe Temperatur	Absorber	Lösung Verbindung Absorberblech/ Absorberverrohrung	Verschlechterung Wärmeübergang Absorber/Fluid
4	Erhöhte Feuchtebelastung	Absorber	Schnellere Feuchtedegradation als im IEA Task X Test simuliert.	Veränderung der optischen Eigenschaften

Der Schadensfall #3 ist unabhängig von der Klimazone. Dies ist, wie bereits beschrieben, auf den Degradationsfaktor „hohe Temperatur“ zurückzuführen.

Die höchste Risikoprioritätszahl, die in Kategorie 2 berechnet wurde ist RPZ = 630 des Schadensfall #4 in Klimazone A für die Vorwärmung. Hierbei handelt es sich um eine erhöhte Feuchtebelastung mit der möglichen Folge einer Feuchtedegradation des Absorbers und damit einer Veränderung der optischen Eigenschaften die zu

einer Verringerung der thermischen Leistungsfähigkeit führen kann. Der Schadensfall #4 zeigt deutlich die unterschiedliche Relevanz des Degradationsfaktors Feuchtebelastung in Abhängigkeit von den Klimazonen und den solarthermischen Anwendungen. Während im tropischen Klima die Auftrittswahrscheinlichkeit von einer erhöhten Feuchtebelastung im „worst case“ (VW) maximal ist (W = 10) ist die Auftrittswahrscheinlichkeit in Klimazone B (Trockenklima) selbst im worst case gering (W = 2).

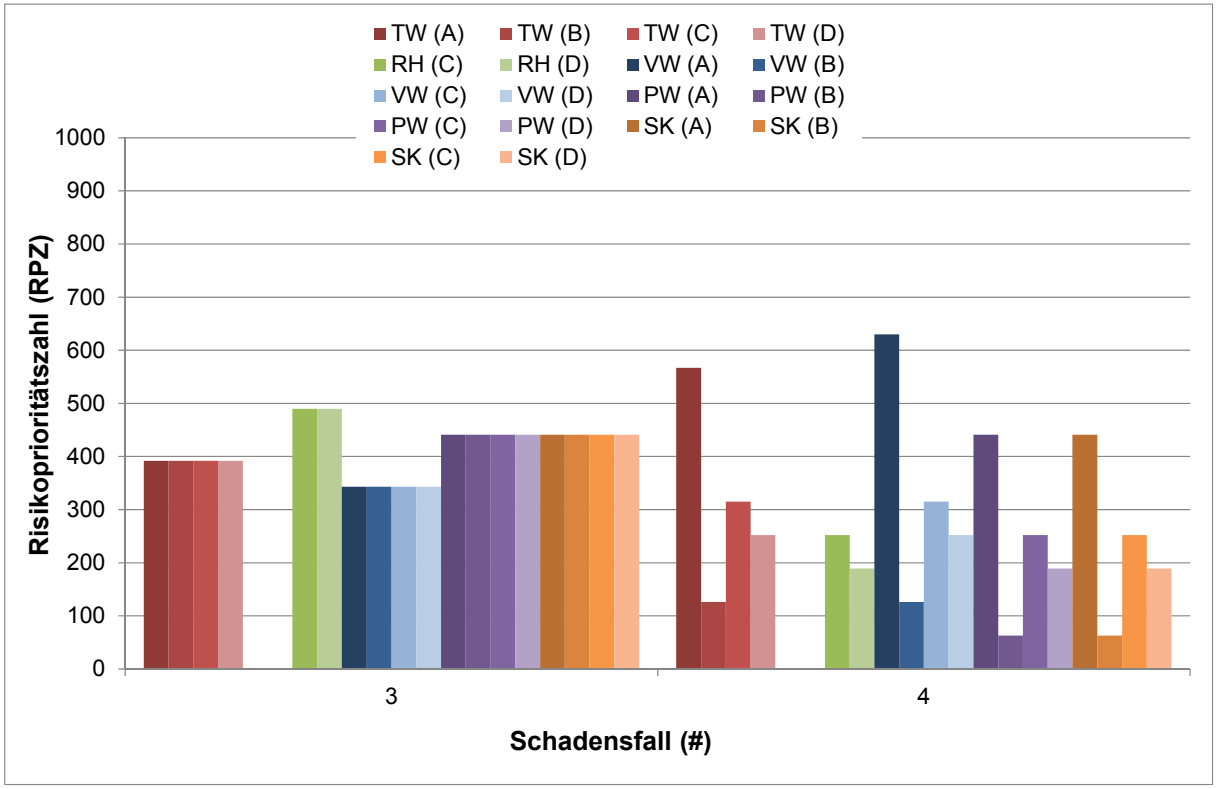


Abbildung 2: Schadensfälle der Kategorie 2 (Leistungsminderung) für die Klimazonen A - D;
(TW: Trinkwasseranlage, RH: Raumheizungsunterstützung,
VW: Vorwärmung, PW: Prozesswärme, SK: solarthermische Kühlung)

Tabelle 12: Berechnung der Risikoprioritätszahlen der Schadensfälle #3 und #4

-		worst case				TW		RH		VW		PW		SK	
#	Klimazone	A	B	E	RPZ	A	RPZ	A	RPZ	A	RPZ	A	RPZ	A	RPZ
3	A	10	7	7	490	8	392	-	-	7	343	9	441	9	441
	B	10	7	7	490	8	392	-	-	7	343	9	441	9	441
	C	10	7	7	490	8	392	10	490	7	343	9	441	9	441
	D	10	7	7	490	8	392	10	490	7	343	9	441	9	441
4	A	10	7	9	630	9	567	-	-	10	630	7	441	7	441
	B	2	7	9	126	2	126	-	-	2	126	1	63	1	63
	C	5	7	9	315	5	315	4	252	5	315	4	252	4	252
	D	4	7	9	252	4	252	3	189	4	252	3	189	3	189

Auswertung der Schadensfälle aus Kategorie 3: Ästhetische Beeinträchtigung
Abbildung 3 zeigt die Risikoprioritätszahlen (RPZ) von zwei Schadensfällen (vgl. Tabelle 13) aus Kategorie 3 in Abhängigkeit von den Klimazonen (A-D) und den verschiedenen solarthermischen Anwendungen. Im Vergleich zu den Schadensfällen aus Kategorie 1 und Kategorie 2 erreichen die Risikoprioritätszahlen hier wiederum deutlich geringere Werte. Die Zusammensetzung der Risikoprioritätszahl kann Tabelle 14 entnommen werden.

Die in Kategorie 3 am häufigsten betroffenen Komponenten sind die Abdeckung und das Gehäuse, bzw. Ablagerungen auf der Abdeckung durch beispielsweise Ausgasungen anderer Komponenten. Es wurden 28 mögliche Schadensfälle identifiziert, die in Kategorie 3 fallen.

Die höchste Risikoprioritätszahl die in Kategorie 3 (Ästhetische Beeinträchtigung) berechnet wurde ist RPZ = 450 des Schadensfall #5 in Klimazone A für die Vorwärmung. Hierbei handelt es sich um erhöhte Feuchtebelastung mit der möglichen Folge einer Veränderung im Aussehen des Absorbers.

Am Schadensfall #6 zeigt sich noch einmal die starke Abhängigkeit bestimmter Schadensfälle von der Klimazone. Während die Auftrittswahrscheinlichkeit von Sand mit starkem Wind in Klimazone B (Trockenklima, z. B. Wüste) relativ hoch ist und eine Veränderung der außenliegenden Oberflächen verursachen kann, ist dieser Schadensfall für andere Klimazonen kaum relevant.

Tabelle 13: Ausgewählte Schadensfälle aus Kategorie 3: Ästhetische Beeinträchtigung

#	Ursache	Komponente	Folge	Auswirkung
5	Erhöhte Feuchte-belastung	Absorber	Schnellere Feuchtedegradation als im IEA Task X Test simuliert.	Veränderung im Aussehen.
6	Sand + starker Wind	außenliegende Oberflächen	Veränderung der Oberflächenstruktur	Veränderung im Aussehen

Die geringeren Risikoprioritätszahlen für die Kategorie 3 sind auf die tendenziell geringere Bedeutung dieser Schadensfälle zurückzuführen. Da aber Veränderungen im Aussehen der Kollektoren zur Unzufriedenheit der Kunden führen sind auch die Schadensfälle aus Kategorie 3 nicht zu vernachlässigen.

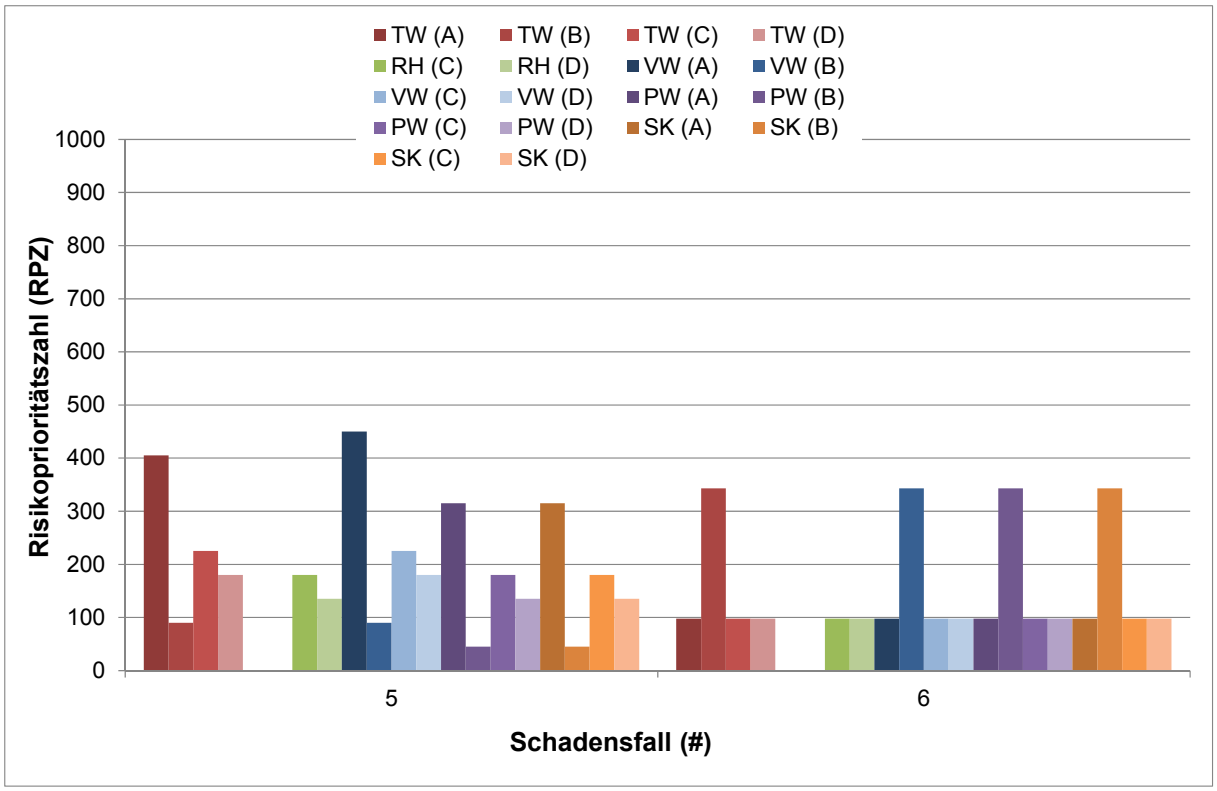


Abbildung 3: Schadensfälle der Kategorie 3 (Ästhetische Beeinträchtigung) für die Klimazonen A - D;
(TW: Trinkwasseranlage, RH: Raumheizungsunterstützung, VW: Vorwärmung, PW: Prozesswärme, SK: solarthermische Kühlung)

Tabelle 14: Berechnung der Risikoprioritätszahlen der Schadensfälle #5 und #6

-		worst case				TW		RH		VW		PW		SK	
#	Klimazone	A	B	E	RPZ	A	RPZ	A	RPZ	A	RPZ	A	RPZ	A	RPZ
5	A	10	5	9	450	9	405	-	-	10	450	7	315	7	315
	B	2	5	9	90	2	90	-	-	2	90	1	45	1	45
	C	5	5	9	225	5	225	4	180	5	225	4	180	4	180
	D	4	5	9	180	4	180	3	135	4	180	3	135	3	135
6	A	2	7	7	98	2	98	-	-	2	98	2	98	2	98
	B	7	7	7	343	7	343	-	-	7	343	7	343	7	343
	C	2	7	7	98	2	98	2	98	2	98	2	98	2	98
	D	2	7	7	98	2	98	2	98	2	98	2	98	2	98

7. Zusammenfassung

Im Rahmen einer Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse wurde die Beanspruchung von Sonnenkollektoren in Abhängigkeit von den Klimazonen nach dem Köppen-Geiger-Modell und den solarthermischen Anwendungen Trinkwassererwärmung, Raumheizungsunterstützung, Vorwärmung, Prozesswärme und solarthermische Kühlung untersucht. Hierzu wurde zunächst eine Liste möglicher Schadensfälle

erstellt und eine „worst case“-Bewertung der einzelnen Schadensfälle in Abhängigkeit von den Klimazonen vorgenommen. Alle Schadensfälle wurden hierbei bezüglich der Auftrittswahrscheinlichkeit bezogen auf die Ursache, der Bedeutung bezogen auf die Auswirkung und der Entdeckungswahrscheinlichkeit aus Herstellersicht bewertet. Die Bedeutung und die Entdeckungswahrscheinlichkeit der Schadensfälle sind unabhängig von der solarthermischen Anwendung. Diese Werte wurden entsprechend auf alle solarthermischen Anwendungen übertragen. Auf Basis festgelegter Randbedingungen für das Betriebstemperaturniveau wurde die Auftrittswahrscheinlichkeit der möglichen Schadenfälle für die unterschiedlichen solarthermischen Anwendungen gewichtet. Für diese Gewichtung wurde unter Berücksichtigung der betroffenen Komponenten und der verursachenden Degradationsfaktoren die am stärksten beanspruchte Anwendung identifiziert. Die Auftrittswahrscheinlichkeit des jeweiligen Schadenfalls wurde für die übrigen solarthermischen Anwendungen relativ zu der ermittelten „worst-case“-Anwendung abgeschwächt.

Die Schadensfälle wurden in die drei Kategorien „Gefahr für Leib und Leben“, „Leistungsminderung“ und „ästhetische Beeinträchtigung“ eingeteilt. Diese Einteilung mit anschließend getrennter Betrachtung der Risikoprioritätszahlen gewährleistet, dass die bedeutendsten Schadensfälle aus allen Kategorien prioritär behandelt werden.

Im Rahmen der Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse wurden Risikoprioritätszahlen zwischen RPZ = 12 (Kategorie 3) und RPZ = 900 (Kategorie 1, Schadensfall #4) erreicht. Je nach Degradationsfaktor und betroffener Komponente sind einige Schadensfälle unabhängig von der Klimazone, unabhängig von der solarthermischen Anwendung oder aber von Klimazone und solarthermischer Anwendung abhängig. Es hat sich gezeigt, dass der Einfluss der Klimazonen deutlich relevanter ist als der der unterschiedlichen solarthermischen Anwendungen, welcher relativ gering ausgeprägt ist. Hierbei darf aber nicht vernachlässigt werden, dass die Beanspruchung der Sonnenkollektoren in den verschiedenen solarthermischen Anwendungen in hohem Maße vom den individuellen Betriebsbedingungen wie z. B. der aufgeprägten Wärmelast abhängig ist.

Bei der Entwicklung der beschleunigten Alterungstestverfahren ist auf die Dicht- bzw. Klebematerialien besonderes Augenmerk zu legen, da ein mögliches Versagen der Klebefuge zwischen Abdeckung und Gehäuse die Mehrzahl der in Kategorie 1 (Gefahr für Leib und Leben) identifizierten Schadensfälle darstellt. Ein Versagen der Klebefuge kann infolge der Degradationsfaktoren hohe und niedrige Temperaturen, Kondensation, Schadstoffe sowie Mikroorganismen und Algen auftreten.

Leistungsminderungen sind im Wesentlichen auf Undichtigkeiten des Kollektors und auf Veränderungen der optischen Eigenschaften des Absorbers zurückzuführen. Veränderungen der optischen Eigenschaften von Absorbern werden meist durch Feuchtedegradation, Korrosion sowie Ablagerungen und Ausgasungsniederschlägen hervorgerufen. Die bedeutendsten Degradationsfaktoren in dieser Kategorie sind hohe Temperaturen, erhöhte Feuchtebelastung sowie die Kondensation von Feuchte.

Ästhetische Beeinträchtigungen des Kollektors sind vor allem auf Ausgasungen infolge hoher Temperaturen von Dicht- und Klebematerialien und der Wärmedämmung auf der Abdeckung zurückzuführen. Ebenfalls bedeutend sind Versprödungen und Verfärbungen von Kunststoffkomponenten infolge von UV-Strahlung.

Ein zentrales Ziel des Projekts „SpeedColl“ ist die Entwicklung beschleunigter Alterungstestverfahren für Sonnenkollektoren und deren Komponenten sowie die Validierung dieser Verfahren durch den Vergleich mit Sonnenkollektoren die unter extremen Klimabedingungen exponiert werden. Die Fehlermöglichkeits- und Einflussanalyse (FMEA) dient im Vorfeld zu den experimentellen Untersuchungen der qualitativen Abklärung der Unterschiede in der Beanspruchung für verschiedene solarthermische Anwendungen und Klimazonen. Die Erkenntnisse der FMEA bildet die Grundlage der zu entwickelnden, beschleunigten Alterungstestverfahren.

Danksagung

Das Projekt „SpeedColl“ und die in dieser Veröffentlichung beschriebenen Arbeiten werden teilweise vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) unter dem Förderkennzeichen 0325969B, durch den Projektträger Jülich gefördert, bei dem wir uns an dieser Stelle bedanken. Des Weiteren danken wir allen sogenannten aktiven und passiven Projektpartnern, die sich an der Sammlung der möglichen Schadensfälle sowie beim Workshop zur Bewertung der möglichen Schadensfälle beteiligt haben.
Die Verantwortung für die in dieser Veröffentlichung beschriebenen Arbeiten liegt bei den Autoren.

Literaturverzeichnis

[1] P. Hupfer et al.: Witterung und Klima, B.G. Teubner Verlag, ISBN 3-519-10208-0

[2] DSTTP Forschungsstrategie Niedertemperatur-Solarthermie 2030 für nachhaltige Wärme- und Kälteversorgung Deutschlands, Tabelle 4, Seite 34