

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



# **Tests 2011**

## Kollektoren Speicher Solaranlagen Solarregler Veröffentlichungen

Mai 2012



Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik Universität Stuttgart



## **Tests 2011** 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 12 Kollektor-Prüfberichte, 12 Prüfberichte für Speicher, 3 Prüfberichte für vorgefertigte Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung, 1 Simulationsstudie - Solaranlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizung des Jahres 2011 enthalten, zu deren Veröffentlichung das Einverständnis der Auftraggeber vorliegt.

Zusätzlich wurde 1 Muster-Prüfbericht für Solarregler sowie 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 im Jahr 2010 das "Solar Keymark" erhalten.



Das SRCC Label ist ein US-amerikanisches Zertifizierungszeichen für Sonnenkollektoren. Die mit diesem Symbol versehenen Produkte haben im Jahr 2010 das "SRCC Label" 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

Auftra	aggeber	Тур	Prüfbericht
	Hersteller		
SILCE	Solimpeks Solar Corp.	Wunder CLSF 1808	10COL941S
V.	Solimpeks Solar Corp	-	
	PAPAEMMANOUEL-SA	ASL0580.S86RS-	10COL972
<u> </u>	PAPAEMMANOUEL-SA	1,50m <sup>2</sup>	
	PAPAEMMANOUEL-SA	ASL0580.S86RS-	10COL973
	PAPAEMMANOUEL-SA	2,72m <sup>2</sup>	
	PAPAEMMANOUEL-SA	ASL0580.S86RS-	10COL973Q
5	PAPAEMMANOUEL-SA	2,72m <sup>2</sup>	
SILLA	Kloben Sud s.r.l. – KT Solar	Sky PRO 8L CPC 58	10COL992S
	Kloben Sud s.r.l. – KT Solar		
SILLA	Kloben Sud s.r.l. – KT Solar	Sky PRO 10 CPC 58	11COL992Q
	Kloben Sud s.r.l. – KT Solar		
	Kloben Sud s.r.l. – KT Solar	Sky PRO 10 CPC 58	11COL993S
	Kloben Sud s.r.l. – KT Solar		
	Sustainable Technologies Limited	STL2.3 HI	11COL1006
	Sustainable Technologies Limited		
	Flamm AG	Flachkollektor	11COL1012
	Flamm AG		
	CAMEL SOLAR LTD	Vacuum CS 10	11COL1016
	CAMEL SOLAR LID		
	CAMEL SOLAR LTD	Vacuum CS 15	11COL1017
6	CAMEL SOLAR LID		
-	CAMEL SOLAR LTD	Vacuum CS 15	11COL1017Q
Ľ	CAMEL SOLAR LTD		
	PAPAEMMANOUEL-SA PAPAEMMANOUEL-SA PAPAEMMANOUEL-SA Kloben Sud s.r.l. – KT Solar Kloben Sud s.r.l. – KT Solar Sustainable Technologies Limited Sustainable Technologies Limited Flamm AG Flamm AG CAMEL SOLAR LTD CAMEL SOLAR LTD CAMEL SOLAR LTD CAMEL SOLAR LTD CAMEL SOLAR LTD	ASL0580.S86RS- 2,72m <sup>2</sup> ASL0580.S86RS- 2,72m <sup>2</sup> Sky PRO 8L CPC 58 Sky PRO 10 CPC 58 Sky PRO 10 CPC 58 STL2.3 HI Flachkollektor Vacuum CS 10 Vacuum CS 15 Vacuum CS 15	10COL973 10COL973Q 10COL992S 11COL992Q 11COL993S 11COL1006 11COL1012 11COL1017 11COL1017Q

## 2. Speicher

Auftraggeber Hersteller	Тур	Prüfbericht
Langendorf Dämmtechnik GmbH Langendorf Dämmtechnik GmbH	USW2-750L-FS/M4	11STO199
Monier Braas GmbH Monier Braas GmbH	Braas Solar Kombispeicher CW+	11STO201
Ten Cate Enbi GmbH Panarotto	Hygiosol 800/9m <sup>2</sup>	11STO202
Langendorf Dämmtechnik GmbH Langendorf Dämmtechnik GmbH	USW2-750L-FS/M1	11STO203
Langendorf Dämmtechnik GmbH Langendorf Dämmtechnik GmbH	USW2-750L-FS/M2	11STO204
Langendorf Dämmtechnik GmbH Langendorf Dämmtechnik GmbH	USW2-750L-FS/M3	11STO205

Langendorf Dämmtechnik GmbH Langendorf Dämmtechnik GmbH	USW2-750L-FS/M5	11STO206
Langendorf Dämmtechnik GmbH Langendorf Dämmtechnik GmbH	USW2-750L-FS/M6	11STO207
Huch GmbH Behälterbau Huch GmbH Behälterbau	WST50EL	11STO208
Huch GmbH Behälterbau Huch GmbH Behälterbau	WST80EL	11STO209
Huch GmbH Behälterbau Huch GmbH Behälterbau	WST119EL	11STO210
Schüco International KG Schüco International KG	TTE 1000 FA1	11STO225

## 3. Vorgefertigte Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung

Auftraggeber Hersteller	Тур	Prüfbericht
ITHO DAALDEROP B.V. ITHO DAALDEROP B.V.	FL 150T	11SYS83
ITHO DAALDEROP B.V. ITHO DAALDEROP B.V.	FL 150	11SYS84
PAPAEMMANUEL-SA PAPAEMMANUEL-SA	300AR FLAME	11SYS87

## 4. Simulationsstudie - Solaranlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizung

Auftraggeber Hersteller	Тур	Prüfbericht
Langendorf Dämmtechnik GmbH Langendorf Dämmtechnik GmbH		11SIM145

## 5. Solarregler

Auftraggeber Hersteller	Тур	Prüfbericht
Sonnenschein GmbH (Muster) Sonnenschein GmbH (Muster)	Solreg	01CTR99

## 6. Veröffentlichungen

Titel	Autor
Simulation of Groundwater Influence on the Thermal Performance of Borehole Heat Exchangers	D. Bauer et. al.
Seasonal heat storage as an optimization tool for the operation of CHP plants	D. Bauer et. al.
Indoor System testing - Based on ISO-9459-5 using a Dynamic Solar Simulator	F. Bertsch et. al.
Solar Active Houses: Buildings with a solar thermal fraction of at least 50 % as the building standard of the future	D. Bestenlehner et. al.
Erweiterung des Verfahrens der DIN V 18599-5 und -8 auf die Berechnung von monatlichen Energieerträgen von thermischen Solaranlagen	D. Bestenlehner et. al.
Dynamic Solar Simulator - Seasonal Independent Testing of Solar Thermal Collectors and Systems	S. Bonk et al.
Solarthermie und Wärmepumpe - Heiztechnologie der Zukunft?!	H. Drück et. al.
Solare Klimatisierung – Realisierte Anlagen	B. Ehrismann et al.
Erweiterung des CTSS-Verfahrens auf die Leistungsprüfung von solarthermisch angetriebenen Kältemaschinen	B. Ehrismann et al.
Ecological assessment of solar thermal cooling systems	B. Ehrismann et al.
Sonnenkollektoren - Stand der Technik und neue Entwicklungen	S. Fischer et. al.
European Round Robin Test on Solar Collectors and Solar Thermal Systems	S. Fischer et. al.
Latest developments in the field of Solar Thermal standardisation	S. Fischer et. al.
A comparison between state-of-the-art and neural network modelling of solar collectors	S. Fischer et. al.
Performance testing of solar cooling systems based on the CTSS- method	P. Frey et. al.
Development of artificial neural network models for sorption chillers	P. Frey et. al.
Thermische Energiespeicher im Gebäude - Ein Überblick über neue Technologien	H. Kerskes et al.
Saisonale solarthermische Wärmespeicherung im ein- und Mehrfamilienhaus - eine energetische und ökonomische Bewertung	H. Kerskes et al

SolarAktivhaus: Untersuchte Gebäude mit einem solarthermischen Deckungsanteil von mehr als 50 % und Monitoringkonzept	S. Kobelt et. al.
Development of performance test methods for combined solar thermal and heat pump systems	A. Loose et. al.
Field test performance monitoring of combined solar thermal and heat pump systems	A. Loose et. al.
Integration von Wärmepumpen in solar unterstützte Nahwärmesysteme mit saisonaler Wärmespeicherung	R. Marx et. al.
Modellierung von Wärmepumpen anhand eines komponenten- basierten Modells unter Berücksichtigung transienter Betriebsweisen	R. Marx et. al.
Design of a thermo-chemical energy store integrated in a solar combisystem	B. Mette et. al.
Process and reactor design for thermo-chemical energy stores	B. Mette et. al.
Thermische Leistungsfähigkeit von solaren Kombianlagen ; Ergebnisse aus Felduntersuchungen und Laborprüfung	B. Mette et. al.
Evaluation of Solar Combisystems – Recommendations for improving the thermal performance	J. Ullmann et. al.



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



## Prüfbericht

## Wärmeleistung und Dauerhaftigkeit eines Sonnenkollektors

## Test Report Thermal Performance and Durability of a Solar Collector

nach SRCC Standard 100-08 according to SRCC Standard 100-08

Prüfbericht-Nr.: 10COL941S Test Report No.: 10COL941S

Stuttgart, den 8. August 2011 Stuttgart, 8.08.2011

Auftraggeber:

Solimpeks Solar Corp. Ankara yolu 10. Km Hilal sk. No:20 42300 Karatay Konya

Türkei

Solimpeks Solar Corp.

Hersteller: Manufacturer:

Typ: *Type:*  Wunder CLSF 1808
Wunder CLSF 1808

Herstellungsjahr: Year of production: Wunder CLSF 180

2010

## Inhaltsverzeichnis

#### Table of Contents

1	Allgemeine Angaben vom Prüflabor bestimmt
2	Eingangsprüfung
3	Innendruckprüfung des Absorbers (vor der Exposition)
4	Expositionstest
5	Schneller äußerer Temperaturwechsel
6	Schneller innerer Temperaturwechsel
7	Innendruckprüfung des Absorbers (nach der Exposition)
8	Druckverlust
9	Kollektorzeitkonstante
10	Wärmeleistung11 <i>Thermal performance test</i>
11	Einfallswinkelkorrekturfaktor
12	Endkontrolle
13	Prüfverfahren
Anhang	A: Darstellung der Aufgenommenen Messwerte14 <i>Measured Data</i>
Anhang	B: Nomenklatur

## 1. Allgemeine Angaben vom Prüflabor bestimmt

General Specifications determined by test laboratory

\*) Separat gekennzeichnete Angaben sind Herstellerangaben

\*) Separately marked specifications are according to the manufacturer

Hersteller Manufacturer	Solimpeks Solar Corp. Ankara yolu 10. Km Hilal sk. No:20 42300 Karatay Konya Türkei
Ansprechpartner: Contact person:	Faruk Dag Tel.: +90 332 444 0602 Fax: +90 332 444 0608 E-Mail: <u>info@solimpeks.com</u>
<b>Тур:</b>	Wunder CLSF 1808
<i>Туре:</i>	<i>Wunder CLSF 1808</i>
Herstellernummer:	100810002
Serial no.:	<i>100810002</i>
Interne Kennzeichnung des Prüflabors:	C941S
Internal identification of test laboratory:	C941S

Bezugsflächen	
Dimensions of collector unit	

: 1929 mm * 930 mm	Fläche: 1.79 m <sup>2</sup>
: 1929 mm * 930 mm	<i>Area: 1.</i> 79 m <sup>2</sup>
: 1867 mm * 870 mm	Fläche: 1.62 m <sup>2</sup>
: 1867 mm * 870 mm	Area: 1.62 m <sup>2</sup>
: 1867 mm * 870 mm	Fläche: 1.62 m <sup>2</sup>
: 1867 mm * 870 mm	Area: 1.62 m <sup>2</sup>
	<ul> <li>1929 mm * 930 mm</li> <li>1929 mm * 930 mm</li> <li>1867 mm * 870 mm</li> </ul>

Kollektor/Gehäuse Enclosure	
Bauart: Collector type:	Abgedeckter Flachkollektor für Betrieb mit flüssigem Wärmeträgerfluid Glazed flat plate collector for operation with liquid heat transfer medium
Gesamtmasse Kollektor ohne Fluid:	34 kg <sup>*)</sup>
Dry weight:	34 kg <sup>*)</sup>
Volumen Wärmeträgerflüssigkeit:	2360 cm <sup>3</sup> <sup>*)</sup>
<i>Fluid Capacity:</i>	2360 cm <sup>3</sup> <sup>*)</sup>
Tiefe des Gehäuses:	90 mm
Depth of the collector enclosure:	<i>90 mm</i>
Material Gehäuserahmen:	Aluminium
Enclosure side material:	<i>Aluminium</i>
Material Rückwand:	Aluminium
Enclosure back material:	<i>Aluminium</i>
Gehäuse Konstruktion:	Click-fit Methode <sup>*)</sup>
Frame fastening methods:	click-fit method <sup>*)</sup>

10COL941S 10COL941S

Datum: 8. August 2011 Date: 8.08.2011

Absorber Absorber	
Material: Material:	Kupfer <sup>*)</sup> Copper <sup>*)</sup>
Absorberbeschichtung: Absorber coating:	Tinox <sup>*)</sup> <i>Tinox</i> <sup>*)</sup>
Prüfdruck: Test Pressure:	15 bar <i>15 bar</i>
Durchströmungsform: Flow pattern:	Parallel Parallel
Länge * Breite * Dicke: Length * Width * Thickness:	1868 mm * 884 mm * 0.2 mm 1868 mm * 884 mm * 0.2 mm
Abstand Absorber - transp. Abdeckung: Glazing to absorber air space thickness:	10 mm <i>10 mm</i>
Außendurchmesser und Wandstärke	18 x 0.8 mm
<b>Sammlerrohr:</b> Header tube outside diameter and wall thickness:	18 x 0.8 mm
Außendurchmesser und Wandstärke	8 x 0.5 mm
Absorberrohr: Riser tube outside diameter and wall thickness:	8 x 0.5 mm
Länge Absorberrohr zwischen	1832 mm
Sammelrohren: Length of riser tube between headers:	1832 mm
Anzahl Absorberrohre: Number of riser tubes:	8 8
Abstand der Absorberrohre: Spacing between riser tubes:	110 mm <i>110 mm</i>
Verbindung Absorber- und Sammelrohr riser tube to header connection method:	Hartgelötet mit Silber und Kupfer <sup>*)</sup> soldering silver and copper mixed <sup>*)</sup>
Verbindung zwischen Absorber und Absorberrohr	Ultraschall geschweißt
Bond between riser and fin / plate:	ultrasonic welded
Min. Dicke Verbindung Absorber Rohr	0 mm (kein zusätzlicher Materialeintrag, da Ultraschall geschweißt)
Minimum thickness of bond material between the fin / plate and the riser tube:	0 mm (no additional material used due to ultrasonic welding)
Breite Verbindung Absorber Rohr: Bond width:	2 mm 2 mm

Datum: 8. August 2011 Date: 8.08.2011

Transparente Abdeckung	
Transparent cover:	
Anzahl Abdeckungen:	1
Number of covers:	1
Oberflächen Charakteristik:	strukturiert
Surface characteristics:	<i>structured</i>
Material:	Eisenarmes getempertes Glass
Material:	Low iron tempered glass
Länge * Breite * Dicke:	1900 mm * 900 mm * 4 mm
Length * Width * Thickness:	<i>1900 mm * 900 mm * 4 mm</i>
warmegammung	

	Rückseite <i>Back side</i>	Seitlich <i>Sidewards</i>
Material: Material:	Steinwolle *)	Glaswolle <sup>*)</sup> glass wool <sup>*)</sup>
Hersteller: Manufacturer:	IZOCAM A.S <sup>*)</sup> IZOCAM A.S <sup>*)</sup>	IZOCAM A.S <sup>*)</sup> IZOCAM A.S <sup>*)</sup>
Dicke: Thickness:	42 mm <i>42 mm</i>	24 mm 24 mm
Dichtungen Sealants:		
Dichtung transparente Abdeckung: Glazing gasket:	EPDM <sup>*)</sup> EPDM <sup>*)</sup>	
Dichtung Gehäuse Durchführung:	EPDM <sup>*)</sup>	

Grenzwerte Limitations:	
Maximale Betriebstemperatur: Max. temperature of operation:	203 °C <sup>*)</sup> 203 °C <sup>*)</sup>
sonstige Beschränkungen: Other limitations:	-

Gültigkeit Validity:	
	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp Wunder CLSF 1808, sowie für die baugleichen Kollektoren Wunder CLSF 2510 und Wunder CLSF 2108.
	The test report is valid for collector type Wunder CLSF 1808 as specified above as well as for the collectors Wunder CLSF 2510 and Wunder CLSF 2108, identical in construction.

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

#### 2. Eingangsprüfung

**Receiving inspection** 

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.2 Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.2.

Datum: 10. September 2010 Date: 10.09.2010

Ergebnis: Kollektor unbeschädigt Conclusion: Collector is not damaged

#### 3. Innendruckprüfung des Absorbers (vor der Expostion)

Static pressure test (prior to exposure)

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.3 Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.3.

Datum: 10. September 2010 Date: 10.09.2010

Max. Betriebsdruck Max. operating pressure	Prüfdruck Test pressure	Prüfdauer Test duration
[bar]	[bar]	[min]
10	15	10

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6

#### 4. Expositionstest

Exposure test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.4 Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.4

Expositionsdauer:	11.09 07.11.2010 (Stuttgart, Deutschland, outdoor)	
	11.03 10.04.2011 (Stuttgart, Deutschland, outdoor)	89 Tage

Duration of exposure: 89 days		
Einstrahlungssumme in Kollektorebene Sum of hemispherical irradiation	Anzahl Tage mit mehr als 17 MJ/m <sup>2</sup> Number of days with more than 17 MJ/m <sup>2</sup>	Niederschlagssumme Sum of rainfall
[MJ/m <sup>2</sup> ]	[d]	[l/m²]
1135	33	108.8

Ergebnis: kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.3.1 Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.3.1

## 5. Schneller äußerer Temperaturwechsel

Thermal shock / water spray test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.5 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.5* 

1. Prüfung: 22. September 2010 1. Test: 22.09.2010

Volumenstrom Fluidtemperatur Mittlere Mittlere Volume flow rate Fluid temperature Bestrahlungsstärke Umgebungstemperatur Mean irradiance Mean ambient temperature [l/(m<sup>2</sup>min)] [°C] [W/m<sup>2</sup>] [°C] 3.7 14 1028 21.5

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

2. Prüfung: 29. Juli 2011 2. Test: 29.07.2011

Volumenstrom Volume flow rate	Fluidtemperatur Fluid temperature	Mittlere Bestrahlungsstärke <i>Mean irradiance</i>	Mittlere Umgebungstemperatur Mean ambient temperature
[l/(m²min)]	[°C]	[W/m²]	[°C]
2.2	18	979	25

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

## Schneller innerer Temperaturwechsel

Thermal shock / cold fill test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.6 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.6* 

Datum: 07. April 2011 Date: 07.04.2011

Volume flow rate	Fluid temperature	Mean irradiance [W/m²]
4.9	12	1043

Absorbertemperatur Anfang Absorber temperature beginning	Absorbertemperatur Ende Absorber temperature end	Mittlere Umgebungstemperatur Mean ambient temperature
[°C]	[°C]	[°C]
Wurde nicht gemessen Not measured	Wurde nicht gemessen Not measured	25

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

#### 6. Innendruckprüfung des Absorbers (nach der Exposition) Static pressure test (after exposure)

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.3 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.3.* 

Datum: 26. Mai 2011 Date: 26.05.2011

Max. Betriebsdruck Max. operating pressure	Prüfdruck Test pressure	Prüfdauer Test duration
[bar]	[bar]	[min]
10	15	10

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

## 7. Druckverlust

Pressure drop test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.8 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.8* 

Datum: 26. Mai 2011 Date: 26.05.2011

Bestimmung des Druckverlusts: Determination of the pressure drop	$\Delta p = a \cdot \dot{V}^2 + b \cdot \dot{V}$				
	a [(mbar h²)/l²]	0.00005278			
	b [(mbar h)/l)]	0.01273229			

(Wassertemperatur / *water temperature*  $\vartheta = 20^{\circ}C \pm 1^{\circ}C$ )



## Tabelle der aufgenommenen MesswerteTable of measuring data

Volumenstrom [l/h] Volume flow rate	0.0	48.3	101.3	151.2	202.8	250.4	289.5
Druckverlust [mbar] Pressure drop	0.0	0.8	1.8	3.2	4.7	6.5	8.5

### 8. Kollektorzeitkonstante

Collector time constant

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.9 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.9* 

Datum: 30. Mai 2011 Date: 30.05.2011





### 9. Wärmeleistung

Thermal performance test



		VIIKUII	ysyrau	KEIIIIII		- 000	· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	
			Instanta	lieousei	Therefore and the second se			
$\vdash$	_							
+ +					$\vdash$			
+								
+								
<u> </u>								
· · ·	1 0	02 0						 

$\frac{\vartheta_{m}-\vartheta_{a}}{g^{*}}$	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
η	0.777	0.740	0.701	0.662	0.621	0.579	0.536	0.492	0.447	0.401	0.353

## 10. Einfallswinkelkorrekturfaktor

Collector incident angle modifier

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.11 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.11* 

Datum: 14. – 20. April 2011 Date: 14. - 20.04.2011

 Tabelle der Einfallswinkelkorrekturfaktoren der hemisphärischen Bestrahlungsstärke

 Table of the incidence angle modifiers of the hemispherical solar irradiance

Einfallswinkel $\theta$ Incident angle $\theta$	0	30	45	60	70
Κ <sub>θ</sub> (θ):	1.00	0.98	0.94	0.86	0.72

### 11. Endkontrolle

Disassembly and final inspection

Zerlegung und Untersuchung des Kollektors nach Abschluss der vollständigen Prüffolge gemäß SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.12.

Disassembling and inspection of the collector after completion of the full test sequence according to SRCC Standard 100-08, chapter 5.12.

Datum: 02. August 2011 Date: 02.08.2011

Kollektor Komponente Collector component	Potenzieller Fehler Potential problem	Ergebnis <i>Evaluation</i>
Gehäuse, Befestigungen Collector 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
Abdeckung, Reflektor Cover, reflector	Rissbildung, Kratzer, Beulen, Ablösung, Krümmung, ausgasen <i>Cracking, crazing, buckling, delaminating, warping, out gassing</i>	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	1
Absorberbefestigung Absorber mounting	Deformation, Korrosion Deformation, corrosion	0
Wärmedämmung Thermal insulation	Wassereintrag, Ausgasen, Zersetzung Water retention, out gassing, degradation	0

#### **Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6*

0 – Kein Fehler 0 – No problem 1 – Kleiner Fehler 1 – Minor problem 2 – Ersthafter Fehler 2 – Severe problem \* - Untersuchung nicht möglich \* - Inspection not possible

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

#### Prüfverfahren 12.

#### Test methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte nach der SRCC Standard 100-08 "Test methods and minimum standard for certifying solar collectors". Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet. The test of the collector was performed according to SRCC Standard 100-08 "Test methods and minimum standard for certifying solar collectors". Water was used as heat transfer fluid.

Die Messdaten zur Ermittlung der Wärmeleistung und der Kollektorzeitkonstante wurden in einem Sonnensimulator ermittelt, die zur Ermittlung des Einfallswinkelkorrekturfaktors (IAM) im Außentest. The measurements for the determination of the thermal performance and the collector time constant were performed in a solar simulator, the measurements for the incident angle modifier were performed outdoors.

#### Eingang Prüfling: Arrival of test sample:

10.09.2010

Prüfzeitraum:

10.09.2010 - 02.08.2011 Date of measurements:

Prüfer: Persons making measurements:

Dipl.-Ing. C. Zimmermann, M. Wild, Dipl.-Ing. M. Herr Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy, Dipl.-Ing. (FH) M. Jäger

Stuttgart, den 8. August 2011

lorded Drig

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: Darstellung der aufgenommenen Messwerte

Measured Data

	G *	ṁ	Գ <sub>in</sub>	θe	ϑ <sub>in</sub> – ϑ <sub>e</sub>	ծ <sub>m</sub>	θa	ϑ <sub>m</sub> – ϑ <sub>a</sub>	$\frac{\vartheta_{\rm m}-\vartheta_{\rm a}}{{\bf G}^{*}}$	η
Nr	$\left[\frac{W}{m^2}\right]$	[kg h]	[°C]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[K]	$\left[\frac{m^2 K}{W}\right]$	[–]
1	801.93	118.16	23.02	30.34	7.31	26.68	25.87	0.81	0.0010	0.7725
2	798.11	118.26	23.02	30.29	7.28	26.66	25.72	0.93	0.0012	0.7729
3	806.44	118.06	23.05	30.40	7.36	26.72	26.06	0.67	0.0008	0.7721
4	803.87	120.58	38.61	45.11	6.50	41.86	25.08	16.78	0.0208	0.6993
5	808.61	120.73	38.63	45.16	6.53	41.90	25.10	16.80	0.0207	0.6990
6	809.31	120.73	38.67	45.21	6.53	41.94	25.14	16.80	0.0206	0.6991
7	800.98	122.84	56.89	62.44	5.55	59.67	25.71	33.96	0.0422	0.6113
8	805.81	122.76	57.00	62.58	5.58	59.79	25.64	34.15	0.0421	0.6113
9	799.15	122.77	57.01	62.54	5.53	59.77	25.59	34.19	0.0425	0.6108
10	793.97	123.73	75.36	79.93	4.56	77.64	25.29	52.36	0.0656	0.5131
11	803.47	124.02	75.39	80.03	4.63	77.71	25.47	52.24	0.0646	0.5163
12	806.15	123.97	75.41	80.07	4.66	77.74	25.61	52.13	0.0643	0.5177
13	802.04	125.12	93.70	97.41	3.71	95.55	25.79	69.77	0.0865	0.4200
14	806.46	125.14	93.72	97.45	3.74	95.58	25.80	69.78	0.0860	0.4209
15	807.60	124.87	93.72	97.46	3.75	95.59	25.79	69.80	0.0859	0.4209

## Tabelle A.1: Messwerte Table A.1: Measured values



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 B: Nomenklatur

Symbols and Units

а	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts Coefficient for calculation of pressure loss
a <sub>1</sub>	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient Heat transfer coefficient
a <sub>2</sub>	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient Temperature depending heat transfer coefficient
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts Coefficient for calculation of pressure loss
G*	[W/m²]	Hemisphärische Bestrahlungsstärke Hemispherical solar irradiance
K <sub>θ</sub> (θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke Incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance
ṁ	[kg/h]	Massenstrom Mass flow rate
Δр	[mbar]	Druckverlust Pressure drop
t <sub>c</sub>	[s]	Kollektor Zeitkonstante Collector time constant
Ý	[l/h]	Volumenstrom Volume flow rate
η	[-]	Wirkungsgrad Collector efficiency
ηο	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke Conversion factor
θ	[°C]	Temperatur Temperature
ϑa	[°C]	Umgebungstemperatur Ambient air temperature
ϑe	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur Collector outlet temperature
<del>.</del>	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur Collector inlet temperature
Ֆ <sub>m</sub>	[°C]	Mittlere Fluidtemperatur Mean fluid temperature
θ	[°]	Einfallswinkel der hemisphärischen Bestrahlungsstärke Incidence angle of the hemispherical solar irradiance



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



## **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.: 10COL972 Test Report No.: 10COL972

Stuttgart, den 02.08.2011 Stuttgart, August 2<sup>th</sup>, 2011

Auftraggeber: client:

PAPAEMMANOUEL-SA Mr. Manos Monogios 1st. Km. Inofyta-St. Thomas 32011 Inofyta-Viotia Greece **PAPAEMMANOUEL-SA** 

Hersteller: manufacturer:

ASL0580.S86RS-1,50m<sup>2</sup>

Typ: type:

Herstelljahr:

2011

year of production:

### Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben
2	Prüfergebnisse Wärmeleistung
3	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
4	Prüfverfahren
Anhang Annex	A: Ertragsvorhersage
Anhang Annex	B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen13 B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions
Anhang Annex	g C: Nomenklatur

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

Hersteller Manufacturer	PAPAEMMANOUEL-SA Mr. Manos Monogios 1st. Km. Inofyta-St. Thomas 32011 Inofyta-Viotia Greece
Ansprechpartner: contact person:	Manos Monogios Tel.: +302262031931 Fax: +302262032166 email: exports@papaemmanoul.gr email: papaemmanouel-sa@liv.forthnet.gr
Тур:	ASL0580.S86RS-1,50m <sup>2</sup>
type:	ASL0580.S86RS-1,50m <sup>2</sup>
Herstellernummer:	030811ASL0580S86RS150.012
serial no.:	030811ASL0580S86RS150.012
Interne Kennzeichnung des Prüflabors:	C972
internal identification of test laboratory:	C972
Serienprodukt oder Baumuster:	Serienprodukt
serial product or model:	serial product
Herstelljahr:	2011
year of production:	2011

Bezugsflächen	von Prüflabor bestimmt
Dimensions of collector unit	determined by test laboratory
Bruttofläche:	1.50 m <sup>2</sup>
gross area:	1.50 m <sup>2</sup>
Aperturfläche:	1.38 m <sup>2</sup>
aperture area:	1.38 m <sup>2</sup>
Absorberfläche:	1.38 m²
absorber area:	<i>1.38 m</i> ²

Kollektor/Gehäuse	
Bauart:	Flachkollektor
collector type:	flat plate collector
Länge:	1481 mm (von Prüflabor bestimmt)
<i>length:</i>	1481 mm (determined by test laboratory)
Breite:	1011 mm (von Prüflabor bestimmt)
width:	1011 mm (determined by test laboratory)
Höhe:	87 mm (von Prüflabor bestimmt)
height:	87 mm (determined by test laboratory)
Material: material:	Rahmen Aluminium, Rückwand Aluzink frame aluminium, back sheet aluzinc
Gewicht:	28 kg
weight:	<i>28 kg</i>
Dichtungsmaterialien:	EPDM + polyurethane Dichtungsmasse
sealing material:	EPDM + polyurethane sealant

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

Einbauweise:	Aufdach, Flachdach
collector mounting:	On roof, flat roof
Absorber	
Absorber Material: material:	Aluminiumblech und Kupferregister aluminium sheet and copper piping
Verbindung Absorber-Fluidkanäle:	lasergeschweißt
Joint absorber-risers:	laser welded
Dicke:	0.5 mm
thickness:	<i>0.5 mm</i>
Oberflächenbehandlung:	Alanod mirotherm
surface treatment:	Alanod mirotherm
Absorptionsgrad:	0.95
absorptance:	<i>0.95</i>
Emissionsgrad:	0.05
emittance:	<i>0.05</i>
Wärmeträgerinhalt:	1.44 Liter
heat transfer fluid content:	1.44 litres
Durchströmungsform:	parallel
flow pattern:	parallel
Abmessungen Absorberrohre:	8 x 0.4 mm
dimension absorber tubes:	<i>8 x 0.4 mm</i>
Anzahl Absorberrohre:	12
number of absorber tubes:	12
Abstand der Absorberrohre:	80 mm
distance between absorber tubes:	<i>80 mm</i>
Abmessungen Sammlerrohr:	22 x 0.7 mm
dimension of the header:	22 x 0.7 mm
Anzahl Anschlüsse:	4
number of connections:	4
Ausführung Anschlüsse:	Ø 22 mm Kupferrohr
realisation of connections:	Ø 22 mm copper pipe

Transparente Abdeckung	
Anzahl:	1
number:	1
Material:	Mistlite Sicherheitssolarglas
material:	Mistlite security solar glass
Hersteller:	Jin Jing Ltd
manufacturer:	<i>Jin Jing Ltd</i>
Produktbezeichnung:	clear tempered mistlite glass
brand name:	clear tempered mistlite glass
Transmissionsgrad:	0.84
transmittance:	<i>0.84</i>
Dicke:	4 mm
thickness:	<i>4 mm</i>

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

Wärmedämmung		
Material: material:	Rückseite back side Steinwolle rock wool	seitlich sidewards Steinwolle rock wool
Hersteller:	Knauf Insulation	Knauf Insulation
manufacturer:	Knauf Insulation	Knauf Insulation
Produktbezeichnung: Product name:	TSP Solar Board D5 BLK <i>TSP Solar Board D5</i> <i>BLK</i>	TSP Solar Board D5 BLK <i>TSP Solar Board D5</i> <i>BLK</i>
Wärmeleitfähigkeit:	0.035 W/(mK)	0.035 W/(mK)
thermal conductivity:	<i>0.035 W/(mK)</i>	0.035 W/(mK)
Wärmekapazität:	0.84 kJ/(kgK)	0.84 kJ/(kgK)
heat capacity:	<i>0.84 kJ/(kgK)</i>	<i>0.84 kJ/(kgK</i> )
Dichte:	50 kg/m³	50 kg/m³
density:	<i>50 kg/m</i> ³	50 <i>kg/m</i> ³
Dicke:	30 mm	20 mm
thickness:	<i>30 mm</i>	20 mm

#### Grenzdaten

Limitations:

Stillstandstemperatur: stagnation temperature:

max. zul. Betriebsüberdruck: max. operation pressure:

> Zulässiger Wärmeträger: allowed heat transfer fluid:

Nenndurchfluss pro Kollektor: nominal flow rate per collector: 188 °C (von Prüflabor bestimmt) 188 °C (determined by test laboratory)

10 bar 10 bar

Propylenglykol 30-50 % propylene glycol 30-50 %

110 kg/h *110 kg/h* 

#### Feststellung des Kollektors

Collector identification:

Zeichnungssatz: construction characteristics:

- ALS0580.S86RS-1,50m<sup>2</sup>, collector -Zeichnung Nr. 11022702001 - Datum: 15.06.2010
- ALS0580.S86RS-1,50m<sup>2</sup>, absorber -Zeichnung Nr. 11022702002 - Datum: 15.06.2010
- ALS0580.S86RS-1,50m<sup>2</sup>, collector drawing no. 11022702001 - date: 15.06.2010
- ALS0580.S86RS-1,50m<sup>2</sup>, absorber drawing no. 11022702002 - date: 15.06.2010

Datenblätter: technical data sheets:	<ul> <li>ITW Datenblatt Kollektor ALS0580.S8</li> <li>alanod solar, inspection certificate, 17</li> </ul>	6RS-1,5 .03.201	50m² 1
	<ul> <li>KNAUFINSULATION, Technical Chara Knauf Insulation TSP Solar Board D5 07.04.2011</li> </ul>	acteristi BLK,	cs of
	ITW data sheet collector ALS0580.S86RS	-1,50m²	
	alanod solar, inspection certificate, 17.03.2	2011	
	<ul> <li>KNAUFINSULATION, Technical Character Knauf Insulation TSP Solar Board D5 BLK</li> </ul>	ristics of , 07.04.2	2011
Kennzeichnung: labelling:	Das Typenschild enthält folgende nach 1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:	EN 12	2975-
	The collector label shows the following acc 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:	ording t	to EN
		ja	nein
	Name des Herstellers	yes	110
	name of manufacturer	$\bowtie$	
	Kollektortyp collector type	$\boxtimes$	
	Seriennummer serial number	$\boxtimes$	
	Herstellungsjahr year of production	$\boxtimes$	
	Brutto-Kollektorfläche gross area of collector	$\boxtimes$	
	Maße des Kollektors dimensions of collector	$\boxtimes$	
	Maximaler Betriebsdruck	$\boxtimes$	
	Stagnationstemperatur bei		
	1000 W/m <sup>2</sup> und 30°C stagnation temperature at 1000 W/m <sup>2</sup> and 30°C	$\boxtimes$	
	Volumen des Wärmeträgermediums volume of heat transfer fluid	$\boxtimes$	
	Leergewicht des Kollektors weight of empty collector	$\boxtimes$	
	Hergestellt in: <i>made in:</i>	$\boxtimes$	
	Das Typenschild ist gemäß EN 12 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar ange	2975-1: bracht.	2006
	The label is according to EN 12975-1:200 visible and durable attached to the collector la	3 chapte abel.	er 7.2
Installationsanweisung: instructor installation manual :	<ul> <li>INSTALLATION AND MAINTENANCE PAPAEMMANOUEL S.A.</li> </ul>	MANU	AL
	<ul> <li>INSTALLATION AND MAINTENANCE MAI PAPAEMMANOUEL S.A.</li> </ul>	VUAL	
	Die Installationsanweisung(en) enthalte nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 n Angaben:	en folg notwend	ende digen
	The installer instruction manual(s) contain according to EN 12975-1:2006 chapter information:	the foll 7.3 rec	owing quired

		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	$\boxtimes$	
	Beschreibung des Montageverfahrens description of the mounting procedure	$\boxtimes$	
	Empfehlungen für den Blitzschutz recommendations about lightning protection	$\boxtimes$	
	Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander instructions about the coupling of the collectors to one another	$\boxtimes$	
	Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger- kreislauf instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit		
	Malse von Rohranschlussen bei Kollektorgruppen bis 20 m <sup>2</sup> dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m <sup>2</sup>	$\boxtimes$	
	Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien recommendations about the heat transfer media	$\boxtimes$	
	Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind precautions to be taken during filling, operation and service	$\boxtimes$	
	maximaler Betriebsdruck maximum operation pressure	$\boxtimes$	
	Druckabfall pressure drop	$\boxtimes$	
	größter und kleinster Neigungswinkel maximum and minimum tilt angle	$\boxtimes$	
	zulässige Wind- und Schneelast permissible wind and snow load	$\boxtimes$	
	Wartungsanforderungen maintenance requirements	$\boxtimes$	
Gültigkeit Validity:	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp ASL0580.S8 1,50m <sup>2</sup> .	36RS-	

The test report is valid for collector type ASL0580.S86RS-1,50m<sup>2</sup>.

## 2 Prüfergebnisse Wärmeleistung Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung: Determination of power per collector unit:	$\dot{\mathbf{Q}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{G}^* \left( \eta_0 - \mathbf{a}_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{\mathbf{G}^*} \right)$	$-a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \bigg)$
	Konversionsfaktor η <sub>0</sub> [-] conversion factor	0.734
v	Värmedurchgangskoeffizient a1 [W/(m <sup>2</sup> K)] heat transfer coefficient	3.622
temperaturabhängiger W	ärmedurchgangskoeffizient a <sub>2</sub> [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )] temperature depending heat transfer coefficient	0.016
	Einfallswinkel-Korrekturfaktor $K_{\theta}(50^{\circ})$ [-] incidence angle modifier	0.85
fläch	enbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] area related heat capacity	12.650
	Volumenstrom [l/(m <sup>2</sup> h)] volume flow rate	72
	Aperturfläche pro Kollektormodul A [m <sup>2</sup> ] aperture area per collector unit	1.38
peak power	Peakleistung [ $W_{peak}$ ] pro Kollektormodul (G* = 1000 W/m², ( $\vartheta_m$ - $\vartheta_a$ )= 0) r [ $W_{peak}$ ] per collector unit (G* = 1000 W/m², ( $\vartheta_m$ - $\vartheta_a$ )= 0)	1013



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

#### Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

	Bestrahlungsstärke / Irradiance		
$ θ_m$ - $ θ_a$ in [K]	400 W/m <sup>2</sup>	700 W/m²	1000 W/m²
0	405	709	1013
20	296	600	904
40	170	474	778
60	26	330	634
80	0 *)	168	472
100	0 *)	0 *)	292

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

<sup>\*)</sup> Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

<sup>\*)</sup> 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. Die Leistungsprüfung wurde an Kollektor Typ ASL0580.S86RS-1,50m<sup>2</sup> durchgeführt. Die Stilstandstemperatur wurde an einem in Bezug auf die Prüfungen baugleichen Kollektor Typ ASL0580.S86RS-2,72m<sup>2</sup> ermittelt.

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 type ASL0580.S86RS-1,50m<sup>2</sup>. The stagnation temperature test was carried out at a solar collector type ASL0580.S86RS-2,72m<sup>2</sup> identical in construction.

Eingang Prüfling:<br/>Arrival of test sample:12.04.2011Prüfzeitraum:<br/>Test period:19.04. – 04.05.2011Prüfer:Dipl.-Ing. B. Traub, MDipl. lng. G. Dipl. of the second seco

Test engineer:

Dipl.-Ing. B. Traub, M. Wild, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy

Stuttgart, den 02.08.2011

flord & Duil

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 m<sup>2</sup> 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 m<sup>2</sup> as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollekto	Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)							
collector ch	aracteristics (	based on ap	erture area)					
Konversions conversion fa	faktor actor	effektiver V heat transf	/ärmedurchgang er coefficient	gskoeffizient	flächenb area rela	ezogene Wärn ated heat capad	nekapazität c <i>ity</i>	
η <sub>0</sub> = 0.73	34	a <sub>1</sub> =	3.622 W/(m	¹K)				
		a <sub>2</sub> =	0.016 W/(m	1²K²)	c =	12.650 kJ	/(m²K)	
Einfallswinke incidence an	el-Korrekturfakto gle modifier	oren						
θ	0	20	30	40	50	60	70	90
K <sub>θb</sub> (θ)	1	0.98	0.95	0.91	0.83	0.69	0.41	0

#### Berechnungsresultate

calculation results

Standort / location	Hannover	Würzburg	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m²a)] <i>radiation</i>	1022 <b>1212</b>		1354
Aperturfläche [m²] aperture area	Jährlicher Kollektorer yearly energy gain	trag <sup>1)</sup> [kWh/(m²a)]	
3	403	486	529
4	367	443	483
5	337	407	441
6	311	372	403

<sup>1)</sup> 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, $\lambda$ = 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, $\lambda$ = 0,04 W/(mK), one half of each pipe is located outside, the other half is located inside		
Speicher: <i>storage:</i>	Volumen 300 I; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15°C Volumen des Bereitschaftsteils 135 I; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit 2 λ <sub>Wasser</sub> <i>volume 300 I; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15</i> °C <i>volume auxiliary 135 I; set temperature 60</i> °C <i>stratification number 100; effective vertical heat conductivity 2 λ<sub>water</sub></i>		
Wärmeübertrager: heat exchanger:	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen (kA) <sub>WT</sub> in [W/K]; (kA) <sub>WT</sub> = 9· $A_c \cdot 9_m^{0.6}$ mit $A_c$ : Aperturfläche [m <sup>2</sup> ] $9_m$ : Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] <i>immersed heat exchanger, heat transfer capacity (kA)<sub>WT</sub> in [W/K];</i> (kA) <sub>WT</sub> = 9 · $A_c \cdot 9_m^{0.6}$ with Ac: aperture area [m <sup>2</sup> ] $9_m$ : average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]		
Warmwasser- verbrauch: <i>hot water consumption:</i>	200 I/Tag (7 <sup>00</sup> : 80 I; 12 <sup>00</sup> : 40 I; 19 <sup>00</sup> : 80 I); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a 200 I/day (7 <sup>00</sup> : 80 I; 12 <sup>00</sup> : 40 I; 19 <sup>00</sup> : 80 I); cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C annual consumption: 2936 kWh/a		

### Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter guasi-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 quasidynamischen 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

$$\boldsymbol{K}_{\partial b} = 1 - \boldsymbol{b}_0 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)$$

#### Ergebnisse der Regression

**Regression results** 

Auf Aperturfläche bezogen based on the aperture area		
<b>F</b> '(τα) <sub>en</sub> :	0.754 [-]	
b <sub>0</sub> :	0.308 [-]	
K <sub>θd</sub> :	0.883 [-]	
C <sub>1</sub> :	3.622 [W/(m²K)]	
C <sub>2</sub> :	0.016 [W/(m²K²)]	
C <sub>5</sub> :	12.650 [kJ/(m²K)]	

#### Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

<b>Einfallswinkel</b> $\theta$ <i>incident angle</i> $\theta$	0	20	30	40	50	60	70	90
K <sub>θb</sub> (θ):	1	0.98	0.95	0.91	0.83	0.69	0.41	0.00

#### Berechnung der Kollektorparameter

Calculation of the collector parameters

η <sub>0</sub> :	Konversionsfaktor / zero-loss collector efficiency ( $\eta_0$ at $\vartheta_m - \vartheta_a = 0$ ) [-] $\eta_0 = F'(\tau \alpha)_{en} K_{\partial b}(\theta = 15^\circ) \cdot 0.85 + F'(\tau \alpha)_{en} K_{\partial d} \cdot 0.15$
a <sub>1</sub> :	Wärmedurchgangskoeffizient / heat loss coefficient [W/(m <sup>2</sup> K)] $a_1 = c_1$
a <sub>2</sub> :	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient temperature dependence of the heat loss coefficient [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )] a <sub>2</sub> = c <sub>2</sub>
κ <sub>θ</sub> (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/(m <sup>2</sup> K)] c = c <sub>5</sub>

#### 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

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



**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

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 C: Nomenklatur Annex C: Symbols and Units

Α	[m²]	Aperturfläche / aperture area	
а	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts	
		coefficient for calculation of pressure loss	
<b>a</b> 1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / heat transfer coefficient	
<b>a</b> <sub>2</sub>	[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 <sub>0</sub>	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten	
		beam irradiance	
C	[k.]/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekanazität des Kollektors	
Ŭ	[((0) (11 1 ()]	area based heat capacity of the collector	
<b>C</b> 1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / heat transfer coefficient	
<b>C</b> <sub>2</sub>	[W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient	
-		temperature depending heat transfer coefficient	
<b>C</b> 5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors	
		area based heat capacity of the collector	
<b>F'(</b> τα) <sub>en</sub>	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke	
		conversion factor of the beam irradiance	
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / hemispherical solar irradiance	
G <sub>b</sub>	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / beam solar irradiance	
G <sub>d</sub>	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / diffuse solar irradiance	
K <sub>θ</sub> (θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke	
		incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance	
K <sub>θb</sub> (θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstarke	
K	[]	Finfallswinkolkorrokturfaktor der diffuson Bestrahlungsstärke	
<b>r</b> ₀ <sub>d</sub>	[-]	incident angle modifier of the diffuse solar irradiance	
(kA) <sub>wT</sub>	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers	
(· /W)	[]	heat transfer capacity of the solar heat exchanger	
m	[l/h]	Massenstrom / mass flow rate	
Ó	[\/\]	Kollektorleistung / nower per collector unit	
Q	[**]		
q	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / area based collector power	
Δр	[mbar]	Druckverlust / pressure loss	
η	[-]	Wirkungsgrad / collector efficiency	
$\eta_0$	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke	
		conversion factor	
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / heat conductivity	
θ	[°C]	Temperatur / temperature	
ϑa	[°C]	Umgebungstemperatur / ambient air temperature	
ϑe	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / collector outlet temperature	
Գ <sub>in</sub>	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / collector inlet temperature	
Ֆա	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / mean fluid temperature	
θ	<b>_</b>	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke	
_		incidence angle of the beam solar irradiance	



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



# **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.: 10COL973 Test Report No.: 10COL973

Stuttgart, den 02.08.2011 Stuttgart, August 2<sup>th</sup>, 2011

Auftraggeber: client:

PAPAEMMANOUEL-SA Mr. Manos Monogios 1st. Km. Inofyta-St. Thomas 32011 Inofyta-Viotia Greece **PAPAEMMANOUEL-SA** 

Hersteller: manufacturer:

ASL0580.S86RS-2,72m<sup>2</sup>

Typ: type:

Herstelljahr:

2011

## Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben
2	Prüfergebnisse Wärmeleistung
3	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
4	Prüfverfahren
Anhang Annex	A: Ertragsvorhersage
Anhang Annex	B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen15 B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions
Anhang Annex	g C: Nomenklatur

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

Hersteller Manufacturer	PAPAEMMANOUEL-SA Mr. Manos Monogios 1st. Km. Inofyta-St. Thomas 32011 Inofyta-Viotia Greece
Ansprechpartner: contact person:	Manos Monogios Tel.: +302262031931 Fax: +302262032166 email: exports@papaemmanoul.gr email: papaemmanouel-sa@liv.forthnet.gr
Typ:	ASL0580.S86RS-2,72m <sup>2</sup>
<i>type:</i>	ASL0580.S86RS-2,72m <sup>2</sup>
Herstellernummer:	030811ASL0580S86RS272.005
serial no.:	030811ASL0580S86RS272.005
Interne Kennzeichnung des Prüflabors:	C973A
internal identification of test laboratory:	C973A
Serienprodukt oder Baumuster:	Serienprodukt
serial product or model:	serial product
Herstelljahr:	2011
year of production:	2011

Bezugsflächen	von Prüflabor bestimmt
Dimensions of collector unit	determined by test laboratory
Bruttofläche:	2.73 m <sup>2</sup>
gross area:	2.73 m <sup>2</sup>
Aperturfläche:	2.57 m <sup>2</sup>
aperture area:	2.57 m <sup>2</sup>
Absorberfläche:	2.55 m <sup>2</sup>
absorber area:	2.55 m <sup>2</sup>

Kollektor/Gehäuse	
Bauart:	Flachkollektor
collector type:	flat plate collector
Länge:	2161 mm (von Prüflabor bestimmt)
<i>length:</i>	2161 mm (determined by test laboratory)
Breite:	1263 mm (von Prüflabor bestimmt)
width:	1263 mm (determined by test laboratory)
Höhe:	87 mm (von Prüflabor bestimmt)
height:	87 mm (determined by test laboratory)
Material: material:	Rahmen Aluminium, Rückwand Aluzink frame aluminium, back sheet aluzinc
Gewicht:	50.5 kg
weight:	<i>50.5 kg</i>
Dichtungsmaterialien:	EPDM + polyurethane Dichtungsmasse
sealing material:	EPDM + polyurethane sealant

Einbauweise:	Aufdach, Flachdach
collector mounting:	On roof, flat roof
Absorber	
Material:	Aluminiumblech und Kupferregister
material:	aluminium sheet and copper piping
Verbindung Absorber-Fluidkanäle:	lasergeschweißt
Joint absorber-risers:	laser welded
Dicke:	0.5 mm
thickness:	<i>0.5 mm</i>
Oberflächenbehandlung:	Alanod mirotherm
surface treatment:	Alanod mirotherm
Absorptionsgrad:	0.95
absorptance:	<i>0.95</i>
Emissionsgrad:	0.05
emittance:	<i>0.05</i>
Wärmeträgerinhalt:	2.2 Liter
heat transfer fluid content:	2.2 litres
Durchströmungsform:	parallel
flow pattern:	parallel
Abmessungen Absorberrohre:	8 x 0.4 mm
dimension absorber tubes:	<i>8 x 0.4 mm</i>
Anzahl Absorberrohre:	14
number of absorber tubes:	14
Abstand der Absorberrohre:	80 mm
distance between absorber tubes:	<i>80 mm</i>
Abmessungen Sammlerrohr:	22 x 0.7 mm
dimension of the header:	22 x 0.7 mm
Anzahl Anschlüsse:	4
number of connections:	4
Ausführung Anschlüsse:	Ø 22 mm Kupferrohr
realisation of connections:	Ø 22 mm copper pipe

Transparente Abdeckung	
Anzahl:	1
number:	1
Material:	Mistlite Sicherheitssolarglas
material:	<i>Mistlite security solar glass</i>
Hersteller:	Jin Jing Ltd
manufacturer:	<i>Jin Jing Ltd</i>
Produktbezeichnung:	clear tempered mistlite glass
brand name:	clear tempered mistlite glass
Transmissionsgrad:	0.84
transmittance:	<i>0.84</i>
Dicke:	4 mm
thickness:	<i>4 mm</i>

nermal insulation: Material: material:	Rückseite back side Steinwolle rock wool	seitlich sidewards Steinwolle rock wool
Hersteller:	Knauf Insulation	Knauf Insulation
manufacturer:	Knauf Insulation	Knauf Insulation
Produktbezeichnung: Product name:	TSP Solar Board D5 BLK <i>TSP Solar Board D5</i> <i>BLK</i>	TSP Solar Board D5 BLK <i>TSP Solar Board D5</i> <i>BLK</i>
Wärmeleitfähigkeit:	0.035 W/(mK)	0.035 W/(mK)
thermal conductivity:	0.035 W/(mK)	<i>0.035 W/(mK)</i>
Wärmekapazität:	0.84 kJ/(kgK)	0.84 kJ/(kgK)
heat capacity:	<i>0.84 kJ/(kgK</i> )	<i>0.84 kJ/(kgK)</i>
Dichte:	50 kg/m³	50 kg/m³
density:	<i>50 kg/m</i> ³	<i>50 kg/m</i> ³
Dicke:	30 mm	20 mm
thickness:	<i>30 mm</i>	<i>20 mm</i>

### Grenzdaten

Limitations:

Stillstandstemperatur: stagnation temperature:

max. zul. Betriebsüberdruck: max. operation pressure:

> Zulässiger Wärmeträger: allowed heat transfer fluid:

Nenndurchfluss pro Kollektor: nominal flow rate per collector: 188 °C (von Prüflabor bestimmt) 188 °C (determined by test laboratory)

10 bar *10 bar* 

Propylenglykol 30-50 % propylene glycol 30-50 %

195 kg/h *195 kg/h* 

Feststellung des Kollektors	
<section-header><section-header></section-header></section-header>	<ul> <li>ALS0580.S86RS-1,82m<sup>2</sup>, collector - Zeichnung Nr. 11022702003 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-1,82m<sup>2</sup>, absorber - Zeichnung Nr. 11022702004 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>, collector - Zeichnung Nr. 11022702005 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>, absorber - Zeichnung Nr. 11022702006 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>H, collector - Zeichnung Nr. 11022702007 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>H, absorber - Zeichnung Nr. 11022702008 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,37m<sup>2</sup>, collector - Zeichnung Nr. 11022702009 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,37m<sup>2</sup>, collector - Zeichnung Nr. 11022702010 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,72m<sup>2</sup>, absorber - Zeichnung Nr. 11022702011 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,72m<sup>2</sup>, absorber - Zeichnung Nr. 11022702012 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,72m<sup>2</sup>, absorber - Zeichnung Nr. 11022702012 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-1,82m<sup>2</sup>, collector - drawing no. 11022702003 - date: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-1,82m<sup>2</sup>, collector - drawing no. 11022702003 - date: 15.06.2010</li> </ul>
	11022702003 - date: 15.06.2010 • ALS0580.S86RS-1,82m <sup>2</sup> , absorber - drawing no. 11022702004 - date: 15.06.2010 • ALS0580.S86RS 2.00m <sup>2</sup> collector drawing no.
	<ul> <li>ALS0500.30013-2,00117, collector - drawing no. 11022702005 - date: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>, absorber - drawing no. 11022702006 - date: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>H, collector - drawing no.</li> </ul>
	11022702007 - date: 15.06.2010 ALS0580.S86RS-2,00m <sup>2</sup> H, absorber - drawing no. 11022702008 - date: 15.06.2010
	<ul> <li>ALSUS80.S86RS-2,37M<sup>2</sup>, collector - drawing no. 11022702009 - date: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,37M<sup>2</sup>, absorber - drawing no. 11022702010 - date: 15.06.2010</li> </ul>
	<ul> <li>ALS0580.S86RS-2,72m<sup>2</sup>, collector - drawing no. 11022702011 - date: 15.06.2010</li> <li>AL 20520 202220 - 272m<sup>2</sup> - date: 15.06.2010</li> </ul>
	<ul> <li>ALS0580.S86RS-2,72m<sup>2</sup>, absorber - drawing no. 11022702012 - date: 15.06.2010</li> </ul>

Datenblätter:	<ul> <li>ITW Datenblatt Kollektor ALS0580.S8</li> <li>ITW Datenblatt Kollektor AL 00500.00</li> </ul>	6RS-1,8	32m²
	<ul> <li>ITW Datenblatt Kollektor ALS0580.S8</li> <li>ITW Datenblatt Kollektor ALS0580.S8</li> </ul>	6RS-2,0 6RS-	JUM
	2,00m²H		
	<ul> <li>ITW Datenblatt Kollektor ALS0580.S8</li> </ul>	6RS-2,3	37m²
	<ul> <li>ITW Datenblatt Kollektor ALS0580.S8</li> </ul>	6RS-2,	72m²
	alanod solar, inspection certificate, 17	.03.201	1
	<ul> <li>KNAUFINSULATION, Technical Char Knauf Insulation TSP Solar Board D5 07.04.2011</li> </ul>	acteristi BLK,	ics of
	ITW data sheet collector ALS0580.S86RS	S-1,82m²	
	ITW data sheet collector ALS0580.S86RS	S-2,00m²	
	ITW data sheet collector ALS0580.S86RS	S-2,00m <sup>2</sup>	Н
	<ul> <li>ITW data sheet collector ALS0580.S86RS</li> <li>ITW data sheet collector ALS0580.S86RS</li> </ul>	$5-2,37m^2$	
	<ul> <li>If W data sheet collector ALS0560.S66RS</li> <li>alanod solar inspection certificate 17.03</li> </ul>	2,72111- 2011	
	<ul> <li>KNAUFINSULATION, Technical Characte</li> </ul>	eristics of	
Kennzeichnung: labelling:	Das Typenschild enthält folgende nach 1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben	n EN 12	2975-
	The collector label shows the following ac 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:	cording	to EN
		ja yes	nein <i>n</i> o
	Name des Herstellers name of manufacturer		
	Kollektortyp collector type	$\boxtimes$	
	Seriennummer serial number	$\boxtimes$	
	Herstellungsjahr year of production	$\boxtimes$	
	Brutto-Kollektorfläche gross area of collector	$\boxtimes$	
	Maße des Kollektors dimensions of collector	$\boxtimes$	
	Maximaler Betriebsdruck maximum operation pressure	$\boxtimes$	
	Stagnationstemperatur bei 1000 W/m <sup>2</sup> und 30°C stagnation temperature at 1000 W/m <sup>2</sup> and 30°C	$\boxtimes$	
	Volumen des Wärmeträgermediums volume of heat transfer fluid	$\boxtimes$	
	Leergewicht des Kollektors weight of empty collector	$\boxtimes$	
	Hergestellt in: made in:	$\boxtimes$	
	Das Typenschild ist gemäß EN 1 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar ange	2975-1: ebracht.	2006
	The label is according to EN 12975-1:200 visible and durable attached to the collector	)6 chapte label.	er 7.2

Installationsanweisung: instructor installation manual :	<ul> <li>INSTALLATION AND MAINTENANCE PAPAEMMANOUEL S.A.</li> </ul>	MANU	AL
	<ul> <li>INSTALLATION AND MAINTENANCE MAI PAPAEMMANOUEL S.A.</li> </ul>	NUAL	
	Die Installationsanweisung(en) enthalte nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 n Angaben:	en folg notwend	ende digen
	The installer instruction manual(s) contain according to EN 12975-1:2006 chapter information:	the foll 7.3 rec	owing quired
		ja ves	nein <i>no</i>
	Maße und Gewicht des Kollektors dimensions and weight of the collector	$\boxtimes$	
	Anweisung für dessen Transport und Handhabung instructions about the transport and handling of the collector	$\boxtimes$	
	Beschreibung des Montageverfahrens description of the mounting procedure	$\boxtimes$	
	Empfehlungen für den Blitzschutz recommendations about lightning protection	$\boxtimes$	
	Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander <i>instructions about the coupling of the</i> <i>collectors to one another</i>	$\boxtimes$	
	Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger- kreislauf instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit	$\boxtimes$	
	Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m <sup>2</sup> dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m <sup>2</sup>	$\boxtimes$	
	Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien recommendations about the heat transfer media	$\boxtimes$	
	Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind precautions to be taken during filling, operation and service	$\boxtimes$	
	maximaler Betriebsdruck	$\boxtimes$	
	Druckabfall pressure drop	$\boxtimes$	
	größter und kleinster Neigungswinkel maximum and minimum tilt angle	$\boxtimes$	
	zulässige Wind- und Schneelast permissible wind and snow load	$\boxtimes$	
	Wartungsanforderungen maintenance requirements	$\boxtimes$	

Gültigkeit Validity:	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp ASL0580.S86RS-2,72m <sup>2</sup> sowie für die baugleichen Kollektoren ASL0580.S86RS-1,82m <sup>2</sup> , ASL0580.S86RS-2,00m <sup>2</sup> , ASL0580.S86RS-2,00m <sup>2</sup> H und ASL0580.S86RS-2,37m <sup>2</sup> .
	The test report is valid for collector type ASL0580.S86RS-2,72m <sup>2</sup> as specified above as well as for the collectors ASL0580.S86RS-1,82m <sup>2</sup> , ASL0580.S86RS-2,00m <sup>2</sup> , ASL0580.S86RS-2,00m <sup>2</sup> H and ASL0580.S86RS-2,37m <sup>2</sup> identical in construction.

# 2 Prüfergebnisse Wärmeleistung Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung: Determination of power per collector unit:	$\dot{Q} = A \cdot G^* \left( \eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{G^*} \right)$	$-a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \bigg)$
	Konversionsfaktor η <sub>0</sub> [-]	0.725
Wärmo	edurchgangskoeffizient a1 [W/(m²K)] heat transfer coefficient	3.509
temperaturabhängiger Wärme	edurchgangskoeffizient <i>a</i> <sub>2</sub> [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )] temperature depending heat transfer coefficient	0.015
Einfa	allswinkel-Korrekturfaktor $K_{\theta}$ (50°) [-] incidence angle modifier	0.85
flächenbe	zogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] area related heat capacity	11.490
	Volumenstrom [l/(m <sup>2</sup> h)] volume flow rate	72
Арен	rturfläche pro Kollektormodul A [m²] aperture area per collector unit	2.57
Peal peak power [W <sub>peak</sub>	kleistung [ $W_{peak}$ ] pro Kollektormodul (G* = 1000 W/m², ( $\vartheta_m$ - $\vartheta_a$ )= 0) ] per collector unit (G* = 1000 W/m², ( $\vartheta_m$ - $\vartheta_a$ ) = 0)	1863



#### Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

	Bestrahlungsstärke / Irradiance					
$ θ_m$ - $ θ_a$ in [K]	400 W/m <sup>2</sup> 700 W/m <sup>2</sup> 1000 W/m <sup>2</sup>					
0	745	1304	1863			
20	550	1108	1667			
40	323	882	1441			
60	65	624	1183			
80	0 *)	336	895			
100	0 *)	17	576			

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

<sup>\*)</sup> Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

<sup>\*)</sup> 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.

Eingang Prüfling: Arrival of test sample:	12.04.2011
Prüfzeitraum: Test period:	19.04. – 04.05.2011
<b>Prüfer:</b> Test engineer:	DiplIng. B. Traub, M. Wild DiplIng. (FH) C. Twerdy

Stuttgart, den 02.08.2011

Maudel Duil

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 m<sup>2</sup> 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 m<sup>2</sup> as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektor	kennwe	rte (Bezug	g: Apertur	fläche)				
collector chai	racteristics (	(based on ap	erture area)					
Konversionsfal	ktor <i>tor</i>	effektiver V heat transf	Värmedurchgang er coefficient	gskoeffizient	flächenb area rela	ezogene Wärn ated heat capa	nekapazität c <i>ity</i>	
η <sub>0</sub> = 0.725	5	<b>a</b> <sub>1</sub> =	3.509 W/(m	¹K)				
		<b>a</b> <sub>2</sub> =	0.015 W/(m	1²K²)	c =	11.490 kJ	/(m²K)	
Einfallswinkel- incidence angle	Korrekturfakto e <i>modifier</i>	oren						
θ	0	20	30	40	50	60	70	90
K <sub>θb</sub> (θ)	1	0.98	0.95	0.90	0.82	0.68	0.39	0

#### Berechnungsresultate

calculation results

Standort / location	Hannover	Würzburg	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m²a)] <i>radiation</i>	1022 <b>1212</b>		1354
Aperturfläche [m²] aperture area	Jährlicher Kollektorer yearly energy gain	trag <sup>1)</sup> [kWh/(m²a)]	
3	402	485	529
4	367	443	483
5	338	407	443
6 312		374	405

<sup>1)</sup> 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 IT System data of the ITV	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, $\lambda = 0.04$ 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, $\lambda = 0.04$ W/(mK), one half of each pipe is located outside, the other half is located inside				
Speicher: <i>storage:</i>	Volumen 300 I; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15°C Volumen des Bereitschaftsteils 135 I; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit 2 $\lambda_{Wasser}$ <i>volume 300 I; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15 °C</i> <i>volume auxiliary 135 I; set temperature 60 °C</i> <i>stratification number 100; effective vertical heat conductivity 2 <math>\lambda_{water}</math></i>				
Wärmeübertrager: heat exchanger:	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen (kA) <sub>WT</sub> in [W/K]; (kA) <sub>WT</sub> = 9· $A_c \cdot 9_m^{0.6}$ mit $A_c$ : Aperturfläche [m <sup>2</sup> ] $9_m$ : Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] <i>immersed heat exchanger, heat transfer capacity (kA)<sub>WT</sub> in [W/K];</i> (kA) <sub>WT</sub> = 9 · $A_c \cdot 9_m^{0.6}$ with Ac: aperture area [m <sup>2</sup> ] $9_m$ : average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]				
Warmwasser- verbrauch: <i>hot water consumption:</i>	200 I/Tag (7 <sup>00</sup> : 80 I; 12 <sup>00</sup> : 40 I; 19 <sup>00</sup> : 80 I); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a 200 I/day (7 <sup>00</sup> : 80 I; 12 <sup>00</sup> : 40 I; 19 <sup>00</sup> : 80 I); cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C annual consumption: 2936 kWh/a				

### Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter guasi-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 quasidynamischen 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

$$\boldsymbol{K}_{\partial b} = 1 - \boldsymbol{b}_0 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)$$

#### Ergebnisse der Regression

**Regression results** 

Auf Aperturfläche bezogen based on the aperture area			
<b>F</b> '(τα) <sub>en</sub> :	0.744 [-]		
b <sub>0</sub> :	0.316 [-]		
K <sub>θd</sub> :	0.890 [-]		
C <sub>1</sub> :	3.509 [W/(m²K)]		
C <sub>2</sub> :	0.015 [W/(m²K²)]		
C <sub>5</sub> :	11.490 [kJ/(m²K)]		

#### Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

<b>Einfallswinkel</b> $\theta$ <i>incident angle</i> $\theta$	0	20	30	40	50	60	70	90
K <sub>θb</sub> (θ):	1	0.98	0.95	0.90	0.82	0.68	0.39	0.00

#### Berechnung der Kollektorparameter

Calculation of the collector parameters

η <sub>0</sub> :	Konversionsfaktor / zero-loss collector efficiency ( $\eta_0$ at $\vartheta_m - \vartheta_a = 0$ ) [-] $\eta_0 = F'(\tau \alpha)_{en} K_{\partial b}(\theta = 15^\circ) \cdot 0.85 + F'(\tau \alpha)_{en} K_{\partial d} \cdot 0.15$
a <sub>1</sub> :	Wärmedurchgangskoeffizient / heat loss coefficient [W/(m <sup>2</sup> K)] $a_1 = c_1$
a <sub>2</sub> :	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient temperature dependence of the heat loss coefficient [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )] a <sub>2</sub> = c <sub>2</sub>
κ <sub>θ</sub> (50):	Einstrahlwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke incident angle modifier for hemispherical solar irradiance [-] $\mathcal{K}_{\theta}(50) = \frac{\mathcal{K}_{\theta b}(50) \cdot 0.85 + \mathcal{K}_{\theta d} \cdot 0.15}{1 - 0.15 + \mathcal{K}_{\theta d} \cdot 0.15}$
C:	flächenbezogene Wärmekapazität / area related heat capacity [kJ/(m²K)] c = c <sub>5</sub>

#### 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

Α	[m²]	Aperturfläche / aperture area
а	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts
		coefficient for calculation of pressure loss
<b>a</b> 1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / heat transfer coefficient
<b>a</b> <sub>2</sub>	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient
		temperature depending heat transfer coefficient
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts
		coefficient for calculation of pressure loss
D <sub>0</sub>	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten
		beam irradiance
с	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors
	[	area based heat capacity of the collector
<b>C</b> <sub>1</sub>	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / heat transfer coefficient
<b>C</b> <sub>2</sub>	[W/(m²K²)]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient
		temperature depending heat transfer coefficient
<b>C</b> 5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors
		area based heat capacity of the collector
<b>F'(</b> τα) <sub>en</sub>	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke
•	F\ A / /	conversion factor of the beam irradiance
G*	[VV/m²]	nemispharische Bestrahlungsstarke / hemispherical solar irradiance
Gb	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / beam solar irradiance
G <sub>d</sub>	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / diffuse solar irradiance
K <sub>θ</sub> (θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
K (0)	[]	Finfallswinkolkorrokturfaktor der dirokton Bostrahlungsstärko
<b>№<sub>θb</sub>(Ө)</b>	[-]	incident angle modifier of the beam solar irradiance
Kad	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke
• •00		incident angle modifier of the diffuse solar irradiance
(kA) <sub>WT</sub>	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers
		heat transfer capacity of the solar heat exchanger
ṁ	[l/h]	Massenstrom / mass flow rate
Ż	[W]	Kollektorleistung / power per collector unit
ġ	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / area based collector power
Δр	[mbar]	Druckverlust / pressure loss
η	[-]	Wirkungsgrad / collector efficiency
$\eta_0$	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
		conversion factor
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / heat conductivity
θ	[°C]	Temperatur / temperature
ϑa	[°C]	Umgebungstemperatur / ambient air temperature
θ <sub>e</sub>	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / collector outlet temperature
Գ <sub>in</sub>	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / collector inlet temperature
Ֆ <sub>m</sub>	[°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** 



# **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.: 10COL973Q Test Report No.: 10COL973Q

Stuttgart, den 02.08.2011 Stuttgart, August 2<sup>nd</sup>, 2011

Auftraggeber: client:

**PAPAEMMANOUEL-SA** Mr. Manos Monogios 1st. Km. Inofyta-St. Thomas 32011 Inofyta-Viotia Greece

Hersteller: manufacturer:

ASL0580.S86RS-2,72m<sup>2</sup>

PAPAEMMANOUEL-SA

Typ: type:

Herstelljahr: year of production:

# Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben
2	Innendruckprüfung des Absorbers
3	Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit
4	Expositionstest
5	Schneller äußerer Temperaturwechsel
6	Schneller innerer Temperaturwechsel
7	Beregnungsprüfung
8	Mechanische Belastung
9	Stagnationstemperatur
10	Endkontrolle
11	Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen12 Summary of Reliability Tests
12	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
13	Prüfverfahren

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

Hersteller Manufacturer	PAPAEMMANOUEL-SA Mr. Manos Monogios 1st. Km. Inofyta-St. Thomas 32011 Inofyta-Viotia Greece
Ansprechpartner: contact person:	Manos Monogios Tel.: +302262031931 Fax: +302262032166 email: exports@papaemmanoul.gr email: papaemmanouel-sa@liv.forthnet.gr
<b>Typ:</b>	ASL0580.S86RS-2,72m <sup>2</sup>
<i>type:</i>	ASL0580.S86RS-2,72m <sup>2</sup>
Herstellernummer:	030811ALS0580S86RS272.002
serial no.:	030811ALS0580S86RS272.002
Interne Kennzeichnung des Prüflabors:	C973B
internal identification of test laboratory:	C973B
Serienprodukt oder Baumuster:	Serienprodukt
serial product or model:	serial product
Herstelljahr:	2011
year of production:	2011

Bezugsflächen	von Prüflabor bestimmt
Dimensions of collector unit	determined by test laboratory
Bruttofläche:	2.73 m <sup>2</sup>
gross area:	2.73 m <sup>2</sup>
Aperturfläche:	2.57 m <sup>2</sup>
aperture area:	2.57 m <sup>2</sup>
Absorberfläche:	2.55 m <sup>2</sup>
absorber area:	2.55 m <sup>2</sup>

Kollektor/Gehäuse Technical figures	
Bauart:	Flachkollektor,
collector type:	flat plate collector
Länge:	2163 mm (von Prüflabor bestimmt)
length:	2163 mm (determined by test laboratory)
Breite:	1261 mm (von Prüflabor bestimmt)
width:	1261 mm (determined by test laboratory)
Höhe:	87 mm (von Prüflabor bestimmt)
height:	87 mm (determined by test laboratory)
Material: material:	Rahmen Aluminium, Rückwand Aluzink frame aluminium, back sheet aluzinc
Gewicht:	51 kg
weight:	<i>51 kg</i>
Dichtungsmaterialien:	EPDM + polyurethane Dichtungsmasse
sealing material:	EPDM + polyurethane sealant

Einbauweise:	Aufdach, Flachdach
collector mounting:	On roof, flat roof
Absorber	
Absorber Material: material:	Aluminiumblech und Kupferregister aluminium sheet and copper piping
Verbindung Absorber-Fluidkanäle:	lasergeschweißt
Joint absorber-risers:	<i>laser welded</i>
Dicke:	0.5 mm
thickness:	<i>0.5 mm</i>
Oberflächenbehandlung:	Alanod mirotherm
surface treatment:	Alanod mirotherm
Absorptionsgrad:	0.95
absorptance:	<i>0.95</i>
Emissionsgrad:	0.05
emittance:	<i>0.05</i>
Wärmeträgerinhalt:	2.2 Liter
heat transfer fluid content:	2.2 litres
Durchströmungsform:	parallel
flow pattern:	parallel
Abmessungen Absorberrohre:	8 x 0.4 mm
dimension absorber tubes:	<i>8 x 0.4 mm</i>
Anzahl Absorberrohre:	14
no. of absorber tubes:	14
Abstand der Absorberrohre:	80 mm
distance between absorber tubes:	<i>80 mm</i>
Abmessungen Sammlerrohr:	22 x 0.7 mm
dimension of the header:	22 x 0.7 mm
Anzahl Anschlüsse:	4
number of connections:	4
Ausführung Anschlüsse:	Ø 22 mm Kupferrohr
realisation of connections:	Ø 22 mm copper pipe

Transparente Abdeckung	
Anzahl:	1
number:	1
Material:	Mistlite Sicherheitssolarglas
material:	Mistlite security solar glass
Hersteller:	Jin Jing Ltd
manufacturer:	<i>Jin Jing Ltd</i>
Produktbezeichnung:	clear tempered mistlite glass
brand name:	clear tempered mistlite glass
Transmissionsgrad:	0.84
transmittance:	0.84
Dicke:	4 mm
thickness:	<i>4 mm</i>

Material: material:	Rückseite back side Steinwolle rock wool	seitlich sidewards Steinwolle rock wool
Hersteller:	Knauf Insulation	Knauf Insulation
manufacturer:	Knauf Insulation	Knauf Insulation
Produktbezeichnung: Product name:	TSP Solar Board D5 BLK TSP Solar Board D5 BLK 0.025 W/(mK)	TSP Solar Board D5 BLK TSP Solar Board D5 BLK
warmeleittanigkeit:	0.035 W/(mK)	0.035 W/(mK)
thermal conductivity:	0.035 W/(mK)	0.035 W/(mK)
Wärmekapazität:	0.84 kJ/(kgK)	0.84 kJ/(kgK)
heat capacity:	<i>0.84 kJ/(kgK)</i>	<i>0.84 kJ/(kgK)</i>
Dichte:	50 kg/m³	50 kg/m³
density:	<i>50 kg/m</i> ³	<i>50 kg/m</i> ³
Dicke:	30 mm	20 mm
thickness:	<i>30 mm</i>	<i>20 mm</i>

#### Grenzdaten Limitations:

Stillstandstemperatur: stagnation temperature:

max. zul. Betriebsüberdruck: max. operation pressure:

> Zulässiger Wärmeträger: allowed heat transfer fluid:

Nenndurchfluss pro Kollektor: nominal flow rate per collector: 188 °C (von Prüflabor bestimmt) 188 °C (determined by test laboratory)

10 bar *10 bar* 

Wasser – Frostschutz - Gemisch water-antifreeze liquid mixture

195 kg/h *195 kg/h* 

#### Feststellung des Kollektors

Collector identification:

Zeichnungssatz: construction characteristics:

- ALS0580.S86RS-1,50m<sup>2</sup>, collector -Zeichnung Nr. 11022702001 - Datum: 15.06.2010
   ALS0580.S86RS-1,50m<sup>2</sup>, absorber -Zeichnung Nr. 11022702002 - Datum: 15.06.2010
   ALS0580.S86RS-1,82m<sup>2</sup>, collector -
  - Zeichnung Nr. 11022702003 Datum: 15.06.2010
- ALS0580.S86RS-1,82m<sup>2</sup>, absorber -Zeichnung Nr. 11022702004 - Datum: 15.06.2010
- ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>, collector -Zeichnung Nr. 11022702005 - Datum: 15.06.2010
- ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>, absorber -Zeichnung Nr. 11022702006 - Datum: 15.06.2010
- ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>H, collector -Zeichnung Nr. 11022702007 - Datum: 15.06.2010
- ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>H, absorber -Zeichnung Nr. 11022702008 - Datum: 15.06.2010

	<ul> <li>ALS0580.S86RS-2,37m<sup>2</sup>, collector - Zeichnung Nr. 11022702009 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,37m<sup>2</sup>, absorber - Zeichnung Nr. 11022702010 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,72m<sup>2</sup>, collector - Zeichnung Nr. 11022702011 - Datum: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,72m<sup>2</sup>, absorber - Zeichnung Nr. 11022702012 - Datum: 15.06.2010</li> </ul>
	<ul> <li>ALS0580.S86RS-1,50m<sup>2</sup>, collector - drawing no. 11022702001 - date: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-1,50m<sup>2</sup>, absorber - drawing no. 11022702002 - date: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-1,82m<sup>2</sup>, collector - drawing no. 11022702003 - date: 15.06.2010</li> </ul>
	<ul> <li>ALS0580.S86RS-1,82m<sup>2</sup>, absorber - drawing no. 11022702004 - date: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>, collector - drawing no. 11022702005 - date: 15.06.2010</li> </ul>
	<ul> <li>ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>, absorber - drawing no. 11022702006 - date: 15.06.2010</li> <li>ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>H, collector - drawing no. 11022702007 - date: 15.06.2010</li> </ul>
	<ul> <li>ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>H, absorber - drawing no. 11022702008 - date: 15.06.2010</li> </ul>
	<ul> <li>ALS0580.S86RS-2,37m<sup>2</sup>, collector - drawing no. 11022702009 - date: 15.06.2010</li> </ul>
	<ul> <li>ALS0580.S86RS-2,37m<sup>2</sup>, absorber - drawing no. 11022702010 - date: 15.06.2010</li> <li>ALS0580 S86RS-2 72m<sup>2</sup> collector - drawing no.</li> </ul>
	11022702011 - date: 15.06.2010 • ALS0580.S86RS-2,72m <sup>2</sup> , absorber - drawing no.
Datenblätter:	11022702012 - date: 15.06.2010 ITW Datenblatt Kollektor AI S0580 S86RS-1 50m <sup>2</sup>
technical data sheets:	<ul> <li>ITW Datenblatt Kollektor ALS0580.S86RS-1,82m<sup>2</sup></li> <li>ITW Datenblatt Kollektor ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup></li> <li>ITW Datenblatt Kollektor ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>H</li> <li>ITW Datenblatt Kollektor ALS0580.S86RS-2,37m<sup>2</sup></li> </ul>
	<ul> <li>ITW Datenblatt Kollektor ALS0580.S86RS-2,72m<sup>2</sup></li> <li>alanod solar, inspection certificate, 17.03.2011</li> <li>KNAUFINSULATION, Technical Characteristics of Knauf Insulation TSP Solar Board D5 BLK, 07.04.2011</li> </ul>
	<ul> <li>ITW data sheet collector ALS0580.S86RS-1,50m<sup>2</sup></li> <li>ITW data sheet collector ALS0580.S86RS-1,82m<sup>2</sup></li> <li>ITW data sheet collector ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup></li> <li>ITW data sheet collector ALS0580.S86RS-2,00m<sup>2</sup>H</li> <li>ITW data sheet collector ALS0580.S86RS-2,37m<sup>2</sup></li> <li>ITW data sheet collector ALS0580.S86RS-2,72m<sup>2</sup></li> <li>alanod solar, inspection certificate, 17.03.2011</li> <li>KNAUFINSULATION. Technical Characteristics of</li> </ul>

Knauf Insulation TSP Solar Board D5 BLK, 07.04.2011

Kennzeichnung: labelling:	Das Typenschild enthält folgende nach 1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:	EN 12	2975-
	The collector label shows the following acc 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:	cording	to EN
		ja <u>yes</u>	nein <i>n</i> o
	Name des Herstellers name of manufacturer	$\boxtimes$	
	Kollektortyp <i>collector type</i>	$\boxtimes$	
	Seriennummer serial number	$\boxtimes$	
	Herstellungsjahr year of production	$\boxtimes$	
	Brutto-Kollektorfläche gross area of collector	$\boxtimes$	
	Maße des Kollektors dimensions of collector	$\boxtimes$	
	Maximaler Betriebsdruck maximum operation pressure	$\boxtimes$	
	Stagnationstemperatur bei 1000 W/m <sup>2</sup> und 30°C stagnation temperature at 1000 W/m <sup>2</sup> and 30°C	$\bowtie$	
	Volumen des Wärmeträgermediums volume of heat transfer fluid	$\boxtimes$	
	Leergewicht des Kollektors weight of empty collector	$\boxtimes$	
	Hergestellt in: made in:	$\boxtimes$	
	Das Typenschild ist gemäß EN 1 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar ange	2975-1: bracht.	:2006
	The label is according to EN 12975-1:200 visible and durable attached to the collector l	6 chapte abel.	er 7.2
Installationsanweisung: instructor installation manual :	<ul> <li>INSTALLATION AND MAINTENANCE PAPAEMMANOUEL S.A.</li> </ul>	MANU	AL
	<ul> <li>INSTALLATION AND MAINTENANCE MAI PAPAEMMANOUEL S.A.</li> </ul>	NUAL	
	Die Installationsanweisung enthält folger 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen A The installer instruction manual(s) contain	nde nac Ingaber the foll	:h EN n: <i>Iowing</i>
	according to EN 12975-1:2006 chapter information:	7.3 red	quired
		ja <del>yes</del>	nein <i>no</i>
	Maße und Gewicht des Kollektors dimensions and weight of the collector	$\boxtimes$	
	Anweisung für dessen Transport und Handhabung instructions about the transport and handling of the collector	$\boxtimes$	
	Beschreibung des Montageverfahrens description of the mounting procedure	$\boxtimes$	

Empfehlungen für den Blitzschutz recommendations about lightning protection	$\boxtimes$	
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander instructions about the coupling of the collectors to one another	$\boxtimes$	
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 Bohranschlüssen bei		
Kollektorgruppen bis 20 m <sup>2</sup> dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m <sup>2</sup>	$\boxtimes$	
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien recommendations about the heat transfer media	$\boxtimes$	
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind precautions to be taken during filling, operation and service	$\boxtimes$	
maximaler Betriebsdruck maximum operation pressure	$\boxtimes$	
Druckabfall pressure drop	$\boxtimes$	
größter und kleinster Neigungswinkel maximum and minimum tilt angle	$\bowtie$	
zulässige Wind- und Schneelast permissible wind and snow load	$\boxtimes$	
Wartungsanforderungen maintenance requirements	$\boxtimes$	

Gültigkeit Validity:	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp ASL0580.S86RS-2,72m <sup>2</sup> sowie für die baugleichen Kollektoren ASL0580.S86RS-1.50m <sup>2</sup> , ASL0580.S86RS-1,82m <sup>2</sup> , ASL0580.S86RS-2,00m <sup>2</sup> H und ASL0580.S86RS-2,37m <sup>2</sup> .
	The test report is valid for collector type ASL0580.S86RS-2,72m <sup>2</sup> as specified above as well as for the collectors ASL0580.S86RS-1,50m <sup>2</sup> , ASL0580.S86RS-1,82m <sup>2</sup> , ASL0580.S86RS-2,00m <sup>2</sup> , ASL0580.S86RS-2,00m <sup>2</sup> H and ASL0580.S86RS-2,37m <sup>2</sup> 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: 28.06.2011 date:

max. Betriebsdruck	Prüfdruck	Prüfdauer
<i>max. operating pressure</i>	test pressure	test duration
[bar]	[bar]	[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: 28.04.2011 *date:* 

Prüfdauer	mittlere Bestrahlungsstärke	mittlere Umgebungstemperatur
test duration	<i>mean irradiance</i>	<i>mean ambient temperature</i>
[min]	[W/m²]	[°C]
60	1051	17

**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: Duration of exposure:	22.04 09.06.2011		48 Tage <i>48 days</i>
Einstrahlungssumme in Kollektorebene <i>sum of global irradiation</i>	Anzahl Tage mit mehr als 14 MJ/m <sup>2</sup> number of days with more than 14 MJ/m <sup>2</sup>	Niederschlags- summe sum of rainfall	Anzahl Stunden über 850 W/m <sup>2</sup> number of hours with more than 850 W/m <sup>2</sup>
[MJ/m²]	[d]	[l/m²]	[h]
956	39	10	76

**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: 05.05.2011

1. test:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
2.1	12	932	14

**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: 06.05.2011

2. test:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur fluid temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
2.1	12	863	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* 

# 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: 09.05.2011

1. test

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur fluid temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
1.7	12	1080	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: 25.05.2011

2. test

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur fluid temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m <sup>2</sup> ]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
1.7	12	918	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* 

## 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: 13.05.2011 date:

Volumenstrom	Fluidtemperatur	Prüfdauer
<i>flow rate</i>	<i>fluid temperature</i>	<i>test duration</i>
[l/(m²min)]	[°C]	[h]
3.7	10	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: 28.06.2011 *date:* 

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem max. Druck von 2500 Pa belastet. *The collector cover was charged with a max. pressure of 2500 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: 28.06.2011 *date:* 

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem maximalen Zug von 2500 Pa belastet. *The collector cover was charged with a max. tension of 2500 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: 28.04.2011 date:

mittlere Bestrahlungsstärke G <sub>m</sub> mean irradiance	mittlere Absorbertemperatur ૭ <sub>sm</sub> mean absorber temperature	mittlere Umgebungstemperatur ૭ <sub>am</sub> <i>mean ambient temperature</i>
[W/m²]	[°C]	[°C]
1051	183	17

**Ergebnis:** Die Stagnationstemperatur  $\vartheta_{stg}$  für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von G<sub>s</sub> = 1000 W/m<sup>2</sup> und  $\vartheta_{as}$  = 30 °C ergibt sich nach

Conclusion: The stagnation temperature  $\vartheta_{stg}$  for the required ambient conditions  $G_s = 1000 \text{ W/m}^2$  and  $\vartheta_{as} = 30 \text{ °C}$  is calculated according

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

ુ<sub>stg</sub> = 188 °C

zu <u>to</u>

# 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: 13.07.2011 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 <i>Cracking / warping / corrosion / rain penetration</i>	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	kein größerer Fehler
Internal pressure for absorber	no major failure
2. Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit	kein größerer Fehler
High temperature resistance	no major failure
3. Expositionstest	kein größerer Fehler
Exposure	no major failure
4. Schneller äußerer Temperaturwechsel	kein größerer Fehler
External shock	no major failure
5. Schneller innerer Temperaturwechsel	kein größerer Fehler
Internal shock	no major failure
6. Beregnungsprüfung	kein größerer Fehler
Rain penetration	no major failure
7. Mechanische Belastung	kein größerer Fehler
Mechanical load test	no major failure
8. Endkontrolle	kein größerer Fehler
Final inspection	no major failure

#### **11.2 Sicherheit**

Safety

Die Stagnationstemperatur bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m<sup>2</sup> und einer Umgebungstemperatur von 30 °C beträgt 188 °C.

The stagnation temperature at an irradiance of 1000 W/m<sup>2</sup> and an ambient temperature of 30°C reaches 188 °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".

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".

Eingang Prüfling:<br/>Arrival of test sample:12.04.2011Prüfzeitraum:<br/>Test period:22.04. – 13.07.2011Prüfer:<br/>Test engineer:Dipl.-Ing. B. Traub, Dipl.-Ing. C. Zimmermann,<br/>M. Wild, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy

Stuttgart, den 02.08.2011

flande Duil

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



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



# **Prüfbericht**

# Wärmeleistung und Dauerhaftigkeit eines Sonnenkollektors

Test Report Thermal Performance and Durability of a Solar Collector

nach SRCC Standard 100-08

according to SRCC Standard 100-08

Prüfbericht-Nr.: 11COL992S Test Report No.: 11COL992S

Stuttgart, den 26. September 2011 Stuttgart, 26.09.2011

Auftraggeber: Client:

Kloben Sud s.r.l. – KT Solar Località Terzerie 84061 – Ogliastro Cilento – Salerno Italia

Hersteller:

Kloben Sud S.r.I. – KT Solar

Manufacturer:

Typ:

Type:

**Sky PRO 10 CPC 58** *Sky PRO 10 CPC 58* 

Herstellungsjahr: Year of production:

**2010** 2010

# Inhaltsverzeichnis

#### Table of Contents

1	Allgemeine Angaben vom Prüflabor bestimmt
2	Eingangsprüfung
3	Innendruckprüfung des Absorbers (vor der Exposition)
4	Expositionstest
5	Schneller äußerer Temperaturwechsel
6	Schneller innerer Temperaturwechsel
7	Innendruckprüfung des Absorbers (nach der Exposition)
8	Druckverlust
9	Kollektorzeitkonstante
10	Wärmeleistung11 <i>Thermal performance test</i>
11	Einfallswinkelkorrekturfaktor
12	Endkontrolle
13	Prüfverfahren
Anhang	A: Darstellung der Aufgenommenen Messwerte14 <i>Measured Data</i>
Anhang	B: Nomenklatur
#### 1. Allgemeine Angaben vom Prüflabor bestimmt

General Specifications determined by test laboratory

\*) Separat gekennzeichnete Angaben sind Herstellerangaben

 ${}^{\ast}\!\!$  ) Separately marked specifications are according to the manufacturer

Hersteller Manufacturer	Kloben Sud s.r.l. – KT Solar Località Terzerie 84061 – Ogliastro Cilento – Salerno - Italia
Ansprechpartner: Contact person:	Claudio Accordini Tel.: +39 045 9237300 Fax: +39 045 7971866 E-Mail: <u>claudio.accordini@kloben.it</u>
<b>Тур:</b>	Sky PRO 10 CPC 58
<i>Туре:</i>	Sky PRO 10 CPC 58
Herstellernummer:	000 000 000 0003
Serial no.:	<i>000 000 000 0003</i>
Interne Kennzeichnung des Prüflabors:	C992S
Internal identification of test laboratory:	C992S

Bruttofläche:	1925 mm * 1125 mm	Fläche: 2.17 m <sup>2</sup>
Gross area:	<i>1925 mm * 1125 mm</i>	Area: 2.17 m <sup>2</sup>
Aperturfläche:	1728 mm * 1100 mm	Fläche: 1.90 m²
Aperture area:	<i>1728 mm * 1100 mm</i>	<i>Area: 1.90 m</i> ²
Absorberfläche:	10 * π * 47 mm * 1728 mm	Fläche: 2.55 m <sup>2</sup>
Absorber area:	10 * π * 47 mm * 1728 mm	Area: 2.55 m <sup>2</sup>

Bauart: Collector type:	direkt durchströmter Vakuumröhrenkollektor mit CPC Reflektor evacuated tubular collector with direct flow and CPC reflector
Gesamtmasse Kollektor ohne Fluid:	43 kg <sup>*)</sup>
Dry weight:	43 kg <sup>*)</sup>
Volumen Wärmeträgerflüssigkeit:	1470 cm³ <sup>*)</sup>
Fluid Capacity:	1470 cm³ <sup>*)</sup>
Tiefe des Gehäuses:	116 mm
Depth of the collector enclosure:	<i>116 mm</i>
Material Gehäuse Sammler:	Aluminium
Enclosure manifold material:	<i>aluminium</i>
Gehäuse Konstruktion:	geschraubt
Frame fastening methods:	screwed

11COL992S 11COL992S

26. September 2011 Datum: Date: 26.09.2011

Seite 4 von 15 Page 4 out of 15

Absorber Absorber	
Material: Material:	Glas, Aluminiumwärmeleitblech, Kupferregister glass, aluminium heat conducting plate, copper piping
Absorberbeschichtung:	selektive Beschichtung AL-N/AL *)
Absorber coating:	selective coating AL-N/AL *)
Prüfdruck:	9 bar
Test Pressure:	9 bar
Durchströmungsform:	parallel
Flow pattern:	<i>parallel</i>
Außendurchmesser und Wandstärke	18 mm x 1.0 mm
Sammerronr: Header tube outside diameter and wall thickness:	18 mm x 1.0 mm
Anordnung Sammler:	2 parallele Rohre
Header configuration:	2 parallel tubes
Anzahl Vakuumröhren:	10
Number of concentric tubes:	<i>10</i>
Abstand der Röhren:	110 mm
Center to center distance between tubes:	<i>110 mm</i>
Beschichtete Länge der Glasröhre:	1428 mm
Length of coating on the glass tube:	<i>1428 mm</i>
Außendurchmesser und Wandstärke	47 x 1.5 mm
Outside diameter and wall thickness of the coated glass tube:	47 x 1.5 mm
Länge des Absorberrohrs:	1745 mm
Length of riser tube:	1745 mm
Abstand der U-Rohre:	30 mm
Center to center distance between U-tubes:	<i>30 mm</i>
Außendurchmesser und Wandstärke	7 x 0.5 mm
Outside diameter and wall thickness of U-tubes:	7 x 0.5 mm

#### **Transparente Abdeckung** Transparent cover:

**Oberflächen Charakteristik:** Surface characteristics:

klar clear

Material: Material:

Länge \* Durchmesser \* Dicke: Length \* Diameter \* Thickness: Borosilikat Glas \*) borosilicate glass \*) 1748 mm \* 58 mm \* 1.7 mm 1748 mm \* 58 mm \* 1.7 mm

Wärmedämmung Thermal insulation:	
	Sammler <i>Manifold</i>
Material:	Mineralwolle + Schaumstoffmatte
Material:	mineral wool + foam mat
Hersteller:	Fortland DB <sup>*)</sup> , K-FLEX <sup>*)</sup>
Manufacturer:	Fortland DB <sup>*)</sup> , K-FLEX <sup>*)</sup>
Dicke:	12 - 34 mm + 10 mm
Thickness:	<i>12 - 34 mm + 10 mm</i>
Dichtungen Sealants:	
Dichtung transparente Abdeckung:	Silikon
Glazing gasket:	Silicon
Dichtung Gehäuse Durchführung:	Silikon
Inlet / outlet tube gasket:	Silicon
Grenzwerte Limitations:	
Maximale Betriebstemperatur:	220 °C
Max. temperature of operation:	220 °C
sonstige Beschränkungen: Other limitations:	-

Gültigkeit Validity:

> Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp SKY PRO 10 CPC 58. *The test report is valid for collector type SKY PRO 10* CPC 58 as specified above.

#### 2. Eingangsprüfung

Receiving inspection

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.2 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.2.* 

Datum: 03. Februar 2011 Date: 03.02.2011

Ergebnis: Kollektor unbeschädigt Conclusion: Collector is not damaged

#### 3. Innendruckprüfung des Absorbers (vor der Expostion)

Static pressure test (prior to exposure)

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.3 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.3.* 

Datum: 03. Februar 2011 Date: 03.02.2011

Max. Betriebsdruck Max. operating pressure	Prüfdruck Test pressure	Prüfdauer Test duration
[bar]	[bar]	[min]
6	9	30

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

#### 4. Expositionstest

Exposure test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.4 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.4* 

Expositionsdauer: 11.03. - 11.05.2011 (Stuttgart, Deutschland, outdoor) 62 Tage 62 days

Einstrahlungssumme in Kollektorebene Sum of hemispherical irradiation	Anzahl Tage mit mehr als 17 MJ/m <sup>2</sup> Number of days with more than 17 MJ/m <sup>2</sup>	Niederschlagssumme Sum of rainfall
[MJ/m <sup>2</sup> ]	[d]	[l/m²]
1108	36	53

#### 5. Schneller äußerer Temperaturwechsel

Thermal shock / water spray test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.5 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.5* 

1. Prüfung:	06. April 2011
1. Test:	06.04.2011

Volumenstrom Volume flow rate	Fluidtemperatur Fluid temperature	Mittlere Bestrahlungsstärke <i>Mean irradiance</i>	Mittlere Umgebungstemperatur <i>Mean ambient temperature</i>
[l/(m²min)]	[°C]	[W/m²]	[°C]
2.6	12	981	20

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

2. Prüfung: 07. April 2011 2. Test: 07.04.2011

Volumenstrom Volume flow rate	Fluidtemperatur Fluid temperature	Mittlere Bestrahlungsstärke <i>Mean irradiance</i>	Mittlere Umgebungstemperatur Mean ambient temperature
[l/(m²min)]	[°C]	[W/m²]	[°C]
2.6	12	1032	25

#### **Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6*

3.	Prüfung:	08. April 2011
3.	Test:	08.04.2011

Volumenstrom Volume flow rate	Fluidtemperatur Fluid temperature	Mittlere Bestrahlungsstärke <i>Mean irradiance</i>	Mittlere Umgebungstemperatur Mean ambient temperature
[l/(m²min)]	[°C]	[W/m²]	[°C]
2.1	12	1039	18

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

#### 6. Schneller innerer Temperaturwechsel

Thermal shock / cold fill test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.6 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.6* 

Datum: 11. April 2011 Date: 11.04.2011

Volumenstrom Volume flow rate	Fluidtemperatur Fluid temperature	Mittlere Bestrahlungsstärke Mean irradiance
[l/(m²min)]	[°C]	[W/m²]
2.1	12	1022

Absorbertemperatur Anfang Absorber temperature beginning	Absorbertemperatur Ende Absorber temperature end	Mittlere Umgebungstemperatur Mean ambient temperature
[°C]	[°C]	[°C]
Wurde nicht gemessen Not measured	Wurde nicht gemessen Not measured	23

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

#### 7. Innendruckprüfung des Absorbers (nach der Exposition) Static pressure test (after exposure)

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.3 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.3.* 

Datum: 12. Mai 2011 Date: 12.05.2011

Max. Betriebsdruck Max. operating pressure	Prüfdruck Test pressure	Prüfdauer Test duration
[bar]	[bar]	[min]
6	9	15

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

#### 8. Druckverlust

Pressure drop test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.8 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.8* 

Datum: 07. Juli 2011 Date: 07.07.2011

Bestimmung des Druckverlusts: Determination of the pressure drop	$\Delta p = a \cdot \dot{V}^2 + b \cdot \dot{V}$	
	a [(mbar h²)/l²]	0.00010526077
	b [(mbar h)/l)]	0.03409337042

(Wassertemperatur / *water temperature*  $\vartheta = 20^{\circ}C \pm 1^{\circ}C$ )



## Tabelle der aufgenommenen MesswerteTable of measuring data

Volumenstrom [l/h] Volume flow rate	0.0	51.3	97.8	149.2	199.1	249.7	298.8
Druckverlust [mbar] Pressure drop	0.0	2.0	4.4	7.4	10.9	15.0	19.6

#### 9. Kollektorzeitkonstante

Collector time constant

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.9 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.9* 

Datum: 30. Juni 2011 Date: 30.06.2011





#### 10. Wärmeleistung

Thermal performance test



) <del> </del>	<u> </u>	Insta	ntaneous	efficiency	curve	· · ·	_	 _
3								
,								
、								
)								
; +								
· +								 _
;			_	_			-	 _
·							_	
· +	<b>├──</b>			-1			+	 -

$\frac{\vartheta_{m}-\vartheta_{a}}{g^{*}}$	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
η	0.716	0.705	0.694	0.683	0.672	0.661	0.649	0.638	0.626	0.614	0.602

#### 11. Einfallswinkelkorrekturfaktor

Collector incident angle modifier

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.11 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.11* 

Datum: 18. Mai -16. Juni 2011 Date: 18.05 - 16.06.2011

 Tabelle der Einfallswinkelkorrekturfaktoren der hemisphärischen Bestrahlungsstärke

 Table of the incidence angle modifiers of the hemispherical solar irradiance

Einfallswinkel $\theta$ Incident angle $\theta$	0	30	45	60	70
K <sub>θ</sub> (θ <sub>ι</sub> ):	1.00	0.99	0.97	0.91	0.89
K <sub>θ</sub> (θ <sub>t</sub> ):	1.00	0.99	1.03	1.10	1.14

#### 12. Endkontrolle

Disassembly and final inspection

Zerlegung und Untersuchung des Kollektors nach Abschluss der vollständigen Prüffolge gemäß SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.12.

Disassembling and inspection of the collector after completion of the full test sequence according to SRCC Standard 100-08, chapter 5.12.

Datum: 23. September 2011 Date: 23.09.2011

Kollektor Komponente Collector component	Potenzieller Fehler Potential problem	Ergebnis Evaluation
Gehäuse, Befestigungen Collector 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
Abdeckung, Reflektor Cover, reflector	Rissbildung, Kratzer, Beulen, Ablösung, Krümmung, ausgasen <i>Cracking, crazing, buckling, delaminating, warping, out gassing</i>	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	1
Absorberbefestigung Absorber mounting	Deformation, Korrosion Deformation, corrosion	0
Wärmedämmung Thermal insulation	Wassereintrag, Ausgasen, Zersetzung Water retention, out gassing, degradation	0

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

0 – Kein Fehler	1 – Kleiner Fehler	2 – Ersthafter Fehler	* - Untersuchung nicht möglich
0 – No problem	1 – Minor problem	2 – Severe problem	* - Inspection not possible

#### 13. Prüfverfahren

#### Test methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte nach SRCC Standard 100-08 "Test methods and minimum standard for certifying solar collectors". Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet. The test of the collector was performed according to SRCC Standard 100-08 "Test methods and minimum standard for certifying solar collectors". Water was used as heat transfer fluid.

Die Messdaten zur Ermittlung der Wärmeleistung und der Kollektorzeitkonstante wurden in einem Sonnensimulator ermittelt, die zur Ermittlung des Einfallswinkelkorrekturfaktors (IAM) im Außentest. The measurements for the determination of the thermal performance and the collector time constant were performed in a solar simulator, the measurements for the incident angle modifier were performed outdoors.

#### Eingang Prüfling:

31.01.2011

Arrival of test sample:

**Prüfzeitraum:** Date of measurements: 03.02.2011 - 23.09.2011

Prüfer:

Persons making measurements: Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy

Dipl.-Ing. M. Herr, Dipl.-Ing. C. Zimmermann, M. Wild, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy

Stuttgart, den 26. September 2011

Mardel Duil

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:	Darstellung d	ler aufgenommenen	Messwerte
-----------	---------------	-------------------	-----------

Measured Data

	G *	ṁ	Գin	Գ <sub>e</sub>	ϑ <sub>in</sub> – ϑ <sub>e</sub>	ծ <sub>m</sub>	ϑa	$\vartheta_{m} - \vartheta_{a}$	$\frac{\vartheta_{\rm m}-\vartheta_{\rm a}}{{\rm G}^{\ast}}$	η
Nr	$\left[\frac{W}{m^2}\right]$	[kg h]	[°C]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[K]	$\left[\frac{m^2 K}{W}\right]$	[–]
1	764.77	137.36	20.62	27.10	6.48	23.86	20.74	3.12	0.0041	0.7112
2	756.96	137.33	20.66	27.09	6.42	23.87	20.96	2.92	0.0039	0.7124
3	754.73	137.31	20.70	27.12	6.43	23.91	20.79	3.12	0.0041	0.7146
4	766.48	140.95	38.99	45.04	6.05	42.01	20.80	21.22	0.0277	0.6808
5	772.45	141.05	39.03	45.18	6.15	42.10	21.31	20.80	0.0269	0.6864
6	769.64	141.10	39.05	45.17	6.12	42.11	21.40	20.70	0.0269	0.6860
7	760.35	143.04	57.42	63.14	5.73	60.28	21.15	39.13	0.0515	0.6601
8	762.07	143.24	57.43	63.16	5.73	60.30	21.00	39.29	0.0516	0.6600
9	754.74	142.96	57.43	63.14	5.71	60.29	21.11	39.18	0.0519	0.6627
10	740.09	143.60	75.96	81.25	5.29	78.60	21.61	56.99	0.0770	0.6317
11	742.35	143.69	75.99	81.29	5.30	78.64	21.71	56.93	0.0767	0.6317
12	742.63	143.76	76.01	81.30	5.29	78.65	21.21	57.45	0.0774	0.6303
13	756.50	145.12	94.47	99.54	5.07	97.00	21.37	75.63	0.1000	0.6029
14	758.32	145.20	94.52	99.61	5.09	97.06	21.52	75.54	0.0996	0.6042
15	759.62	145.25	94.52	99.63	5.10	97.08	21.60	75.48	0.0994	0.6045

#### Tabelle A.1: Messwerte

Table A.1: Measured values



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

Prüfbericht-Nr.	11COL992S	Datum:	26. September 2011	Seite 15 von 15
Test Report no	11COL992S	Date:	26.09.2011	Page 15 out of 15

# Anhang B: Nomenklatur Symbols and Units

а	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts Coefficient for calculation of pressure loss
a <sub>1</sub>	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient Heat transfer coefficient
a <sub>2</sub>	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient Temperature depending heat transfer coefficient
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts Coefficient for calculation of pressure loss
G*	[W/m²]	Hemisphärische Bestrahlungsstärke Hemispherical solar irradiance
K <sub>θ</sub> (θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke Incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance
ṁ	[kg/h]	Massenstrom Mass flow rate
∆р	[mbar]	Druckverlust Pressure drop
t <sub>c</sub>	[s]	Kollektor Zeitkonstante Collector time constant
Ý	[l/h]	Volumenstrom Volume flow rate
η	[-]	Wirkungsgrad Collector efficiency
η₀	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke Conversion factor
θ	[°C]	Temperatur Temperature
ϑa	[°C]	Umgebungstemperatur Ambient air temperature
ϑe	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur Collector outlet temperature
<del>.</del> Ձin	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur Collector inlet temperature
ծ <sub>m</sub>	[°C]	Mittlere Fluidtemperatur Mean fluid temperature
θ	[°]	Einfallswinkel der hemisphärischen Bestrahlungsstärke Incidence angle of the hemispherical solar irradiance



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



## Prüfbericht mechanische Belastung der Befestigungselemente eines Sonnenkollektors

Test Report Mechanical load test of the mounting elements of a Solar Collector

Prüfbericht-Nr.: 11COL992Q

Test Report No.: 11COL992Q

Stuttgart, den 22.09.2011 Stuttgart, September 22<sup>th</sup>, 2011

Auftraggeber: client:	Kloben Sud s.r.l. – KT Solar Località Terzerie 84061 – Ogliastro Cilento – Salerno Italia
Hersteller: manufacturer:	Kloben Sud S.r.I. – KT Solar
Тур:	Sky PRO 10 CPC 58

Sky PRO 10 CPC 58

2010

Typ: type:

Herstelljahr: year of production:

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	Einleitung
2	Mechanische Belastung
3	Prüfverfahren

### 1 Einleitung

Gegenstand der Untersuchung war die Beurteilung der mechanischen Belastbarkeit der Befestigungselemente des Kollektors Sky PRO 10 CPC 58. Im Folgenden sind die Ergebnisse der Untersuchung dargestellt.

Subject of the test was the assessment of the mechanical load capacity of the mounting elements of the collector Sky PRO 10 CPC 58. The results of the test are represented in the following.

#### 2 Mechanische Belastung

Mechanical load test

#### 2.1 Überdruckprüfung der Kollektorbefestigung

Positive pressure test of the collector mountings

Durchführung und Randbedingungen in Anlehnung an EN 12975-2:2006 – Teil 2, Kapitel 5.9.1. *Execution and boundary conditions referring to EN 12975-2:2006 – part 2, chapter 5.9.1.* 

Datum: 13.09.2011 date:13. September. 2011

Die Kollektorbefestigung wurde mit einem max. Druck von 3000 Pa belastet. *The collector mountings were charged with a max. pressure of 3000 Pa.* 

**Ergebnis:** kein größerer Fehler in Anlehnung an EN 12975-1:2006, Kapitel 5.9.1 *Conclusion: no major failure referring to EN 12975-1:2006, chapter 5.9.1* 

#### 2.2 Unterdruckprüfung der Kollektorbefestigung

Negative pressure test of the collector mountings

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2001 – Teil 2, Kapitel 5.9.3. *Execution and boundary conditions according to EN 12975-2:2001 – part 2, chapter 5.9.3.* 

Datum: 05.09.2011 date: 09. September. 2011

Die Kollektorbefestigung wurde mit einem maximalen Zug von 3000 Pa belastet. *The collector mountings were charged with a max. tension of 3000 Pa.* 

**Ergebnis:** kein größerer Fehler nach EN 12975-1:2001, Kapitel 5.9.3 *Conclusion: no major failure according to EN 12975-1:2001, chapter 5.9.3* 

#### 3 Prüfverfahren

Test Methods

Die Prüfungen des Kollektors erfolgten in Anlehnung an die EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" und nach EN 12975-2:2001 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". In Anlehnung bedeutet in diesem Fall, dass die Prüfung wie in der Norm vorgesehen durchgeführt wurde, mit dem Unterschied dass der Kollektor nicht eben auflag sondern mit montierten Befestigungselementen belastet wurde.

The tests of the collector were carried referring to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods" and according to EN 12975-2:2001 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods. In this case referring to means that the test was carried out as provided by the standard, with the difference that the collector didn't just lie on a flat ground, but became loaded with mounting elements assembled.

Eingang Prüfling: Arrival of test sample: 05.08.2010

Prüfzeitraum: *Test period:* Prüfer:

Test engineer:

05.09. – 13.09.2011

Dipl.-Ing. M. Herr, M. Wild

Stuttgart, den 22.09.2011

House Drich

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



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



## Prüfbericht

## Wärmeleistung und Dauerhaftigkeit eines Sonnenkollektors

Test Report Thermal Performance and Durability of a Solar Collector

nach SRCC Standard 100-08

according to SRCC Standard 100-08

Prüfbericht-Nr.: 10COL993S Test Report No.: 10COL993S

Stuttgart, den 10. August 2011 Stuttgart, 10.08.2011

Auftraggeber: *Client:*  Kloben Sud s.r.l. – KT Solar Località Terzerie 84061 – Ogliastro Cilento – Salerno Italia

Hersteller: Manufacturer: Kloben Sud S.r.l. – KT Solar

Typ: Type:

Sky PRO 8L CPC 58 Sky PRO 8L CPC 58

Herstellungsjahr: Year of production:

**2010** 2010

#### Inhaltsverzeichnis

#### Table of Contents

1	Allgemeine Angaben vom Prüflabor bestimmt
2	Eingangsprüfung
3	Innendruckprüfung des Absorbers (vor der Exposition)
4	Expositionstest
5	Schneller äußerer Temperaturwechsel
6	Schneller innerer Temperaturwechsel
7	Innendruckprüfung des Absorbers (nach der Exposition)
8	Druckverlust
9	Kollektorzeitkonstante
10	Wärmeleistung11 <i>Thermal performance test</i>
11	Einfallswinkelkorrekturfaktor
12	Endkontrolle
13	Prüfverfahren
Anhang	A: Darstellung der Aufgenommenen Messwerte14 <i>Measured Data</i>
Anhang	B: Nomenklatur

Engloque

#### 1. Allgemeine Angaben vom Prüflabor bestimmt

General Specifications determined by test laboratory

\*) Separat gekennzeichnete Angaben sind Herstellerangaben

\*) Separately marked specifications are according to the manufacturer

Hersteller Manufacturer	Kloben Sud s.r.l. – KT Solar Località Terzerie 84061 – Ogliastro Cilento – Salerno - Italia
Ansprechpartner: Contact person:	Claudio Accordini Tel.: +39 045 9237300 Fax: +39 045 7971866 E-Mail: <u>claudio.accordini@kloben.it</u>
<b>Тур:</b>	Sky PRO 8L CPC 58
<i>Туре:</i>	Sky PRO 8L CPC 58
Herstellernummer:	000 000 000 0001
Serial no.:	<i>000 000 000 0001</i>
Interne Kennzeichnung des Prüflabors:	C993S
Internal identification of test laboratory:	C993S

Bruttofläche:	1625 mm * 910 mm	Fläche: 1.48 m <sup>2</sup>
Gross area:	<i>1625 mm * 910 mm</i>	Area: 1.48 m <sup>2</sup>
Aperturfläche:	880 mm * 1430 mm	Fläche: 1.26 m <sup>2</sup>
Aperture area:	880 mm * 1430 mm	Area: 1.26 m <sup>2</sup>
Absorberfläche:	8 * π * 47 mm * 1430 mm	Fläche: 1.69 m <sup>2</sup>
Absorber area:	<i>8 * π * 47 mm * 1430 mm</i>	Area: 1.69 m <sup>2</sup>

LIGOSUIC	
Bauart: Collector type:	direkt durchströmter Vakuumröhrenkollektor mit CPC Reflektor evacuated tubular collector with direct flow and CPC reflector
Gesamtmasse Kollektor ohne Fluid:	27 kg <sup>*)</sup>
Dry weight:	27 kg <sup>*)</sup>
Volumen Wärmeträgerflüssigkeit:	1050 cm³ <sup>*)</sup>
Fluid Capacity:	<i>1050 cm</i> ³ <sup>*)</sup>
Tiefe des Gehäuses:	116 mm
Depth of the collector enclosure:	<i>116 mm</i>
Material Gehäuse Sammler:	Aluminium <sup>*)</sup>
Enclosure manifold material:	aluminium <sup>*)</sup>
Gehäuse Konstruktion:	geschraubt
Frame fastening methods:	<i>screwed</i>

10COL993S 10COL993S

10. August 2011 Datum: 10.08.2011 Date:

Seite 4 von 15 Page 4 out of 15

Absorber Absorber	
Material:	Glas, Aluminiumwärmeleitblech, Kupferregister *)
Material:	<i>glass,</i> aluminium heat conducting plate, copper piping *)
Absorberbeschichtung:	selektive Beschichtung AL-N/AL *)
Absorber coating:	selective coating AL-N/AL *)
Prüfdruck:	6 bar
Test Pressure:	<u>6 bar</u>
Durchströmungsform:	Parallel
Flow pattern:	Parallel
Außendurchmesser und Wandstärke	18 mm x 1.0 mm
Sammierronr: Header tube outside diameter and wall thickness:	18 mm x 1.0 mm
Anordnung Sammler:	2 parallele Rohre
Header configuration:	2 parallel tubes
Anzahl Vakuumröhren:	8
Number of concentric tubes:	8
Abstand der Röhren:	110 mm
Center to center distance between tubes:	<i>110 mm</i>
Beschichtete Länge der Glasröhre:	1430 mm
Length of coating on the glass tube:	<i>1430 mm</i>
Außendurchmesser und Wandstärke	47 x 1.6 mm
Outside diameter and wall thickness of the coated glass tube:	47 x 1.6 mm
Länge des Absorberrohrs:	1445 mm
Length of riser tube:	<i>1445 mm</i>
Abstand der U-Rohre:	30 mm
Center to center distance between U-tubes:	30 mm
Außendurchmesser und Wandstärke der U-Robre	7 x 0.5 mm
Outside diameter and wall thickness of U-tubes:	7 x 0.5 mm

#### **Transparente Abdeckung** Transparent cover:

**Oberflächen Charakteristik:** Surface characteristics:

klar clear Borosilikat Glas \*) borosilicate glass \*)

Material: Material:

Länge \* Durchmesser \* Dicke: Length \* Diameter \* Thickness: 1505 mm \* 58 mm \* 1.8 mm 1505 mm \* 58 mm \* 1.8 mm

Wärmedämmung	
memal mouation.	Sammler Manifold
Material:	Mineralwolle <sup>*)</sup> + Armaflex
Material:	mineral wool <sup>*)</sup> + Armaflex
Hersteller:	Fortlan DB <sup>*)</sup> , Armacell
Manufacturer:	<i>Fortlan DB<sup>*)</sup></i> , Armacell
Dicke:	15 - 40 mm + 10 mm
Thickness:	<i>15 -40 mm + 10 mm</i>
Dichtungen Sealants:	
Dichtung transparente Abdeckung:	Silikon
Glazing gasket:	Silicon
Dichtung Gehäuse Durchführung:	Silikon
Inlet / outlet tube gasket:	Silicon
Grenzwerte Limitations:	
Maximale Betriebstemperatur:	259 °C
Max. temperature of operation:	259 °C

\_

-

sonstige Beschränkungen: Other limitations:

Gültigkeit Validity:

> Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp SKY PRO 8L CPC 58. The test report is valid for collector type SKY PRO 8L CPC 58 as specified above.

#### 2. Eingangsprüfung

Receiving inspection

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.2 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.2.* 

Datum: 03. Februar 2011 Date: 03.02.2011

**Ergebnis:** Kollektor unbeschädigt *Conclusion: Collector is not damaged* 

#### 3. Innendruckprüfung des Absorbers (vor der Expostion)

Static pressure test (prior to exposure)

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.3 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.3.* 

Datum: 03. Februar 2011 Date: 03.02.2011

Max. Betriebsdruck Max. operating pressure	Prüfdruck Test pressure	Prüfdauer Test duration
[bar]	[bar]	[min]
6	9	20

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

#### 4. Expositionstest

Exposure test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.4 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.4* 

Expositionsdauer: 11.03. - 11.05.2011 (Stuttgart, Deutschland, outdoor) 62 Tage 62 days

Einstrahlungssumme in Kollektorebene Sum of hemispherical irradiation	Anzahl Tage mit mehr als 17 MJ/m <sup>2</sup> Number of days with more than 17 MJ/m <sup>2</sup>	Niederschlagssumme Sum of rainfall
[MJ/m <sup>2</sup> ]	[d]	[l/m²]
1108	36	0.3

#### 5. Schneller äußerer Temperaturwechsel

Thermal shock / water spray test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.5 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.5* 

1. Prüfung:	06. April 2011
1. Test:	06.04.2011

Volumenstrom Volume flow rate	Fluidtemperatur Fluid temperature	FluidtemperaturMittlereFluid temperatureBestrahlungsstärkeMean irradiance	
[l/(m²min)]	[°C]	[W/m²]	[°C]
3.9	12	981	20

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

2. Prüfung: 07. April 2011 2. Test: 07.04.2011

Volumenstrom Volume flow rate	Fluidtemperatur Fluid temperature	FluidtemperaturMittlereFluid temperatureBestrahlungsstärkeMean irradiance	
[l/(m²min)]	[°C] [W/m²]		[°C]
3.9	12	1052	25

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

3. Prüfung: 08. April 2011 3. Test: 08.04.2011

Volumenstrom Volume flow rate	Fluidtemperatur Fluid temperature	Mittlere Bestrahlungsstärke <i>Mean irradiance</i>	Mittlere Umgebungstemperatur Mean ambient temperature
[l/(m²min)]	[°C]	[W/m²]	[°C]
3.2	12	1039	18

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

#### 6. Schneller innerer Temperaturwechsel

Thermal shock / cold fill test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.6 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.6* 

Datum: 11. April 2011 Date: 11.04.2011

Volumenstrom Volume flow rate	Fluidtemperatur Fluid temperature	Mittlere Bestrahlungsstärke Mean irradiance
[l/(m²min)]	[°C]	[W/m²]
3.2	12	1030

Absorbertemperatur Anfang Absorber temperature beginning	Absorbertemperatur Ende Absorber temperature end	Mittlere Umgebungstemperatur Mean ambient temperature
[°C]	[°C]	[°C]
Wurde nicht gemessen Not measured	Wurde nicht gemessen Not measured	23

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

#### 7. Innendruckprüfung des Absorbers (nach der Exposition) Static pressure test (after exposure)

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.3 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.3.* 

Datum: 12. Mai 2011 Date: 12.05.2011

Max. Betriebsdruck Max. operating pressure	Prüfdruck Test pressure	Prüfdauer Test duration
[bar]	[bar]	[min]
6	9	15

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

### 8. Druckverlust

Pressure drop test

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.8 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.8* 

Datum: 07. Juli 2011 Date: 07.07.2011

Bestimmung des Druckverlusts: Determination of the pressure drop	$\Delta p = a \cdot \dot{V}^2 + b \cdot \dot{V}$	
	a [(mbar h²)/l²]	0.00016381680
	b [(mbar h)/l)]	0.02472408731

(Wassertemperatur / water temperature  $\vartheta = 20^{\circ}C \pm 1^{\circ}C$ )



## Tabelle der aufgenommenen MesswerteTable of measuring data

Volumenstrom [l/h] Volume flow rate	0.0	50.1	98.6	149.0	200.1	249.3	299.0
Druckverlust [mbar] Pressure drop	0.0	2.0	4.3	7.4	11.3	15.7	22.5

#### 9. Kollektorzeitkonstante

Collector time constant

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.9 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.9* 

Datum: 29. Juni 2011 Date: 29.06.2011





#### 10. Wärmeleistung

Thermal performance test



+	 Instantaneous efficiency curve							
ł	 							
	 			-				
<b></b>	 			_				
				r.				

$\frac{\vartheta_{m}-\vartheta_{a}}{g^{*}}$	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
η	0.719	0.707	0.695	0.683	0.671	0.659	0.646	0.633	0.621	0.608	0.594

#### 11. Einfallswinkelkorrekturfaktor

Collector incident angle modifier

Durchführung und Randbedingungen nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.11 *Execution and boundary conditions acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 5.11* 

Datum: 18. Mai -16. Juni 2011 Date: 18.05 – 16.06.2011

 Tabelle der Einfallswinkelkorrekturfaktoren der hemisphärischen Bestrahlungsstärke

 Table of the incidence angle modifiers of the hemispherical solar irradiance

Einfallswinkel $\theta$ Incident angle $\theta$	0	30	45	60	70
K <sub>θ</sub> (θ <sub>ι</sub> ):	1.00	0.98	0.96	0.89	0.86
K <sub>θ</sub> (θ <sub>t</sub> ):	1.00	0.99	1.03	1.10	1.16

#### 12. Endkontrolle

Disassembly and final inspection

Zerlegung und Untersuchung des Kollektors nach Abschluss der vollständigen Prüffolge gemäß SRCC Standard 100-08, Kapitel 5.12.

Disassembling and inspection of the collector after completion of the full test sequence according to SRCC Standard 100-08, chapter 5.12.

Datum: 26. Juli 2011 Date: 26.07.2011

Kollektor Komponente Collector component	Potenzieller Fehler Potential problem	Ergebnis <i>Evaluation</i>
Gehäuse, Befestigungen Collector 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
Abdeckung, Reflektor Cover, reflector	Rissbildung, Kratzer, Beulen, Ablösung, Krümmung, ausgasen <i>Cracking, crazing, buckling, delaminating, warping, out gassing</i>	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
Wärmedämmung Thermal insulation	Wassereintrag, Ausgasen, Zersetzung Water retention, out gassing, degradation	0

**Ergebnis:** kein Fehler nach SRCC Standard 100-08, Kapitel 6 *Conclusion: no failure acc. to SRCC Standard 100-08, chapter 6* 

0 – Kein Fehler	1 – Kleiner Fehler	2 – Ersthafter Fehler	<ul> <li>* - Untersuchung nicht möglich</li> </ul>
0 – No problem	1 – Minor problem	2 – Severe problem	* - Inspection not possible

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

#### 13. Prüfverfahren

#### Test methods

Die Prüfung des Kollektors erfolgte nach der SRCC Standard 100-08 "Test methods and minimum standard for certifying solar collectors". Als Wärmeträger wurde Wasser verwendet. The test of the collector was performed according to SRCC Standard 100-08 "Test methods and minimum standard for certifying solar collectors". Water was used as heat transfer fluid.

Die Messdaten zur Ermittlung der Wärmeleistung und der Kollektorzeitkonstante wurden in einem Sonnensimulator ermittelt, die zur Ermittlung des Einfallswinkelkorrekturfaktors (IAM) im Außentest. The measurements for the determination of the thermal performance and the collector time constant were performed in a solar simulator, the measurements for the incident angle modifier were performed outdoors.

#### Eingang Prüfling: 31.01.2011

Arrival of test sample:

Prüfzeitraum: Date of measurements:

03.02.2011 - 26.07.2011

Prüfer: Persons making measurements: Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy

Dipl.-Ing. M. Herr, Dipl.-Ing. C. Zimmermann, M. Wild,

Stuttgart, den 10. August 2011

la, Id Dail

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

Prüfbericht-Nr.	10COLS
Test Report no	10COL9

Anhang A:	Darstellung der	aufgenommenen	Messwerte
/			

Measured Data

	G *	ṁ	Գin	θe	ϑ <sub>in</sub> – ϑ <sub>e</sub>	ծ <sub>m</sub>	θa	$\vartheta_{m} - \vartheta_{a}$	$\frac{\vartheta_{\rm m}-\vartheta_{\rm a}}{{\bf G}^{*}}$	η
Nr	$\left[\frac{W}{m^2}\right]$	[kg h]	[°C]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[K]	$\left[\frac{m^2 K}{W}\right]$	[–]
1	759.28	91.59	22.45	28.88	6.42	25.66	22.37	3.30	0.0043	0.7139
2	758.13	91.70	22.50	28.89	6.38	25.69	22.23	3.46	0.0046	0.7118
3	749.06	91.76	22.53	28.87	6.34	25.70	22.31	3.39	0.0045	0.7154
4	766.55	94.01	38.04	44.11	6.07	41.08	22.14	18.93	0.0247	0.6869
5	754.95	94.04	38.09	44.11	6.03	41.10	22.22	18.88	0.0250	0.6921
6	762.41	94.21	38.12	44.17	6.05	41.15	22.40	18.75	0.0246	0.6892
7	755.55	95.98	55.96	61.59	5.63	58.77	22.29	36.49	0.0483	0.6611
8	747.39	95.93	55.99	61.57	5.58	58.78	22.29	36.49	0.0488	0.6624
9	758.93	95.74	56.01	61.69	5.69	58.85	22.40	36.45	0.0480	0.6628
10	745.91	97.30	73.95	79.17	5.22	76.56	23.20	53.36	0.0715	0.6313
11	764.09	97.30	73.96	79.30	5.35	76.63	22.65	53.98	0.0706	0.6317
12	757.31	97.35	73.99	79.26	5.26	76.62	22.75	53.88	0.0711	0.6276
13	762.19	98.47	91.67	96.66	4.99	94.16	22.95	71.21	0.0934	0.6013
14	765.11	98.26	91.73	96.75	5.02	94.24	23.33	70.91	0.0927	0.6018
15	748.30	98.36	91.81	96.76	4.95	94.28	23.38	70.90	0.0947	0.6066

#### Tabelle A.1: Messwerte

Table A.1: Measured values



### Anhang B: Nomenklatur

Symbols and Units

а	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts Coefficient for calculation of pressure loss
a <sub>1</sub>	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient Heat transfer coefficient
a <sub>2</sub>	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient Temperature depending heat transfer coefficient
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts Coefficient for calculation of pressure loss
G*	[W/m²]	Hemisphärische Bestrahlungsstärke Hemispherical solar irradiance
K <sub>θ</sub> (θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke Incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance
ṁ	[kg/h]	Massenstrom Mass flow rate
Δр	[mbar]	Druckverlust Pressure drop
t <sub>c</sub>	[s]	Kollektor Zeitkonstante Collector time constant
Ý	[l/h]	Volumenstrom Volume flow rate
η	[-]	Wirkungsgrad Collector efficiency
η₀	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke Conversion factor
θ	[°C]	Temperatur Temperature
ϑa	[°C]	Umgebungstemperatur Ambient air temperature
ϑe	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur Collector outlet temperature
<del>Ձ</del> in	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur Collector inlet temperature
Գ <sub>m</sub>	[°C]	Mittlere Fluidtemperatur Mean fluid temperature
θ	[°]	Einfallswinkel der hemisphärischen Bestrahlungsstärke Incidence angle of the hemispherical solar irradiance



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



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.: 11COL1006 Test Report No.: 11COL1006

Stuttgart, den 30.11.2011 Stuttgart, November 30<sup>th</sup>, 2011

Auftraggeber: <sup>client:</sup>	Sustainable Technologies Limited Unit 9, Balmakeith Business Park, Nairn, IV12 5QR
	United Kingdom
Hersteller: manufacturer:	Sustainable Technologies Limited
Typ: type:	STL2.3 HI
Herstelljahr:	2011

#### Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben
2	Innendruckprüfung des Absorbers
3	Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit
4	Expositionstest
5	Schneller äußerer Temperaturwechsel
6	Schneller innerer Temperaturwechsel
7	Beregnungsprüfung
8	Mechanische Belastung
9	Stagnationstemperatur
10	Endkontrolle
11	Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen14 Summary of Reliability Tests
12	Prüfergebnisse Wärmeleistung15 Test Results Thermal Performance
13	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
14	Prüfverfahren
Anhang Annex	A: Ertragsvorhersage
Anhang Annex	B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen20 B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions
Anhang Annex	C: Prüfergebnisse Druckverlust
Anhang Annex	p D: Nomenklatur

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

Hersteller Manufacturer	Sustainable Technologies Limited Unit 9, Balmakeith Business Park, Nairn, IV12 5QR United Kingdom
Ansprechpartner: contact person:	Thomas Kocinski Tel.: +44 (0) 1667 455 307 email: tk@sustaintech.co.uk
<b>Тур:</b> <i>type:</i>	STL 2.3 HI <u>STL 2.3 HI</u>
Herstellernummer: serial no.:	0411007, 0411002 <i>0411007, 0411002</i>
Interne Kennzeichnung des Prüflabors: internal identification of test laboratory:	C1006A, C1006B <i>C1006A, C1006B</i>
Serienprodukt oder Baumuster: serial product or model:	Serienprodukt serial product
Herstelljahr: year of production:	2011 2011
Bezugsflächen	von Prüflabor bestimmt
Dimensions of collector unit	determined by test laboratory

Bruttofläche:	2.27 m <sup>2</sup>
gross area:	2.27 m <sup>2</sup>
Aperturfläche:	2.07 m <sup>2</sup>
aperture area:	2.07 m <sup>2</sup>
Absorberfläche:	2.01 m <sup>2</sup>
absorber area:	2.01 m <sup>2</sup>

Kollektor/Gehäuse	
Bauart:	Flachkollektor
collector type:	flat plate collector
Länge:	1914 mm (von Prüflabor bestimmt)
length:	<i>1914 mm (determined by test laboratory)</i>
Breite:	1188 mm (von Prüflabor bestimmt)
width:	1188 mm (determined by test laboratory)
Höhe:	64 mm (von Prüflabor bestimmt)
height:	64 mm (determined by test laboratory)
Material:	Holz + Alu Rahmen, Sperrholz Rückwand
material:	wood + aluminium frame, plywood back sheet
Gewicht:	38 kg
weight:	<i>38 kg</i>
Dichtungsmaterialien:	Silicon
sealing material:	structural silicon
Einbauweise:	dachintegriert
collector mounting:	in roof

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

Absorber Absorber	
Material:	Aluminiumblech und Kupferregister
material:	aluminium sheet and copper piping
Verbindung Absorber-Fluidkanäle:	lasergeschweißt
Joint absorber-risers:	laser welded
Dicke:	0.5 mm
thickness:	<i>0.5 mm</i>
Oberflächenbehandlung:	alanod Miro-Therm
surface treatment:	alanod Miro-Therm
Absorptionsgrad:	0.95
absorptance:	<i>0.95</i>
Emissionsgrad:	0.05
emittance:	<i>0.05</i>
Wärmeträgerinhalt:	1.5 Liter
heat transfer fluid content:	1.5 litres
Durchströmungsform:	Mäander
flow pattern:	meander
Abmessungen Absorberrohre:	12 x 0.4 mm
dimension absorber tubes:	12 x 0.4 mm
Anzahl Absorberrohre:	1
number of absorber tubes:	1
Abstand der Absorberrohre:	112 mm
distance between absorber tubes:	<i>112 mm</i>
Anzahl Anschlüsse:	2
number of connections:	2
Ausführung Anschlüsse:	15 mm Kupferrohr
realisation of connections:	<i>15 mm copper pipe</i>

Transparente Abdeckung			
Anzahl:	1		
number:	1		
Material:	eisenarmes Gussglass		
material:	low iron cast glass		
Hersteller:	Saint Gobain Glass		
manufacturer:	<i>Saint Gobain Glass</i>		
Produktbezeichnung:	SGG Securit Albarino T Diamant		
brand name:	SSG Securit Albarino T Diamant		
Transmissionsgrad:	0.91		
transmittance:	<i>0.91</i>		
Dicke:	3.2 mm		
Wärmedämmung			
-----------------------	------------------------	------------------------------	--
	Rückseite back side	seitlich <i>sidewards</i>	
Material:	Mineralwolle	Holz	
material:	mineral wool	wood	
Hersteller:	Knauf Insulation	keine Angabe	
manufacturer:	Knauf Insulation	not specified	
Produktbezeichnung:	Rocksilk RS45	keine Angabe	
Product name:	Rocksilk RS45	not specified	
Wärmeleitfähigkeit:	0.035 W/(mK)	keine Angabe	
thermal conductivity:	<i>0.035 W/(mK)</i>	not specified	
Wärmekapazität:	keine Angabe	keine Angabe	
heat capacity:	not specified	not specified	
Dichte:	50 kg/m³	keine Angabe	
density:	<i>50 kg/m</i> ³	not specified	
Dicke:	30 mm	30 mm	
thickness:	<i>30 mm</i>	<i>30 mm</i>	

#### Grenzdaten

Limitations:

Stillstandstemperatur: stagnation temperature:

max. zul. Betriebsüberdruck: max. operation pressure:

> Zulässiger Wärmeträger: allowed heat transfer fluid:

Nenndurchfluss pro Kollektor: nominal flow rate per collector: 185 °C (von Prüflabor bestimmt) 185 °C (determined by test laboratory)

6 bar 6 bar

Wasser mit bis zu 50 % Glykol water with up to 50% glycol

70 kg/h 70 kg/h

#### Feststellung des Kollektors

Collector identification:

Zeichnungssatz: construction characteristics:

- STL 2.3 HI; Pipe Connections Revision 1.0 -Zeichnung Nr. 00050 - Datum: 29.09.11
- STL 2.3 HI; Mounting Brackets Revision 1.0 -Zeichnung Nr. 00051 - Datum: 29.09.11
- STL 2.3 HI; Pipe Connections Revision 1.0 -Zeichnung Nr. 00053 - Datum: 22.11.11
- Absorber WR-STL Zeichnung Nr. 20522-5 -Datum: 12.07.2010
- STL 2.3 HI; Pipe Connections Revision 1.0 drawing no. 00050 - Revision 1.0 - date: 29.09.11
- STL 2.3 HI; Mounting Brackets Revision 1.0 drawing no. 00051 - Revision 1.0 - date: 29.09.11
- STL 2.3 HI; Pipe Connections Revision 1.0 drawing no. 00053 - Revision 1.0 - date: 22.11.11
- Absorber WR-STL drawing no. 20522-5 date: 12.07.2010

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

Datenblätter: technical data sheets:	<ul> <li>ITW Datenblatt Kollektor STL 2.3 HI</li> <li>Saint-Gobain Glass – SSG SECURIT A T DIAMANT 3,2 mm M102616T</li> <li>alanod SOLAR Abnahmeprüfzeugnis</li> <li>KNAUF INSULATION Earthwool University</li> </ul>	LBAR rsal Sla	INO abs
	<ul> <li>ITW data sheet collector STL 2.3 HI</li> <li>Saint-Gobain Glass – SSG SECURIT ALBA DIAMANT 3,2 mm M102616T</li> <li>alanod SOLAR Abnahmeprüfzeugnis</li> <li>KNAUF INSULATION Earthwool Universal</li> </ul>	.RINO <sup>-</sup> Slabs	Т
Kennzeichnung: labelling:	Das Typenschild enthält folgende nach 1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:	EN 12	975-
	The collector label shows the following accord 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:	ording t	o EN
		ja <del>yes</del>	nein <i>n</i> o
	Name des Herstellers name of manufacturer	$\boxtimes$	
	Kollektortyp collector type	$\boxtimes$	
	Seriennummer serial number	$\square$	
	Herstellungsjahr year of production	$\boxtimes$	
	Brutto-Kollektorfläche gross area of collector	$\boxtimes$	
	Maße des Kollektors dimensions of collector	$\boxtimes$	
	Maximaler Betriebsdruck maximum operation pressure	$\square$	
	Stagnationstemperatur bei 1000 W/m <sup>2</sup> und 30°C stagnation temperature at 1000 W/m <sup>2</sup> and 30°C	$\boxtimes$	
	Volumen des Wärmeträgermediums volume of heat transfer fluid	$\boxtimes$	
	Leergewicht des Kollektors weight of empty collector	$\boxtimes$	
	Hergestellt in: made in:	$\boxtimes$	
	Das Typenschild ist gemäß EN 12 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar angeb	975-1:: racht.	2006
	The label is according to EN 12975-1:2006 visible and durable attached to the collector la	chapte bel.	er 7.2

Installationsanweisung: instructor installation manual :	<ul> <li>Sustainable TECHNOLOGIES – Install Instruction Manual – Roof Integrated H Performance Solar Thermal Flat Plate STL 2.3 HI</li> </ul>	er igh Collecto	or
	<ul> <li>Sustainable TECHNOLOGIES – Installer Ir Manual – Roof Integrated High Performanc Thermal Flat Plate Collector STL 2.3 HI</li> </ul>	struction e Solar	า
	Die Installationsanweisung enthält folger 12975-1:2006 Kapitel 7.3 notwendigen A	nde nac Angaber	h EN n:
	The installer instruction manual(s) contain according to EN 12975-1:2006 chapter information:	the foll 7.3 rec	owing quired
		ja ves	nein <i>n</i> o
	Maße und Gewicht des Kollektors dimensions and weight of the collector	$\boxtimes$	
	Anweisung für dessen Transport und Handhabung instructions about the transport and handling of the collector	$\boxtimes$	
	Beschreibung des Montageverfahrens description of the mounting procedure	$\boxtimes$	
	Empfehlungen für den Blitzschutz recommendations about lightning protection	$\boxtimes$	
	Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander instructions about the coupling of the collectors to one another	$\boxtimes$	
	Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger- kreislauf instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit	$\boxtimes$	
	Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m <sup>2</sup> dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m <sup>2</sup>	$\boxtimes$	
	Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien recommendations about the heat transfer media	$\boxtimes$	
	Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind precautions to be taken during filling, operation and service	$\boxtimes$	
	maximaler Betriebsdruck maximum operation pressure	$\boxtimes$	
	Druckabfall pressure drop	$\boxtimes$	
	größter und kleinster Neigungswinkel maximum and minimum tilt angle	$\boxtimes$	
	zulässige Wind- und Schneelast permissible wind and snow load	$\boxtimes$	
	Wartungsanforderungen maintenance requirements	$\boxtimes$	

Gültigkeit Validity:	Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp STL 2.3 HI sowie für die baugleichen Kollektoren mit den Anschlussvarianten 12 mm Kupferrohr und flexibler Gewebeschlauch mit 15 mm sst Anschlussstück.
	The test report is valid for collector type STL 2.3 HI as specified above as well as for the collectors with connection variants 12 mm copper pipe and flexible brained hose with straight 15 mm sst tail 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: 30.08.2011 date:

max. Betriebsdruck	Prüfdruck	Prüfdauer
<i>max. operating pressure</i>	test pressure	test duration
[bar]	[bar]	[min]
6	9	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* 

### 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: 26.06.2011 date:

Prüfdauer	mittlere Bestrahlungsstärke	mittlere Umgebungstemperatur
test duration	<i>mean irradiance</i>	<i>mean ambient temperature</i>
[min]	[W/m²]	[°C]
60	998	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* 

#### **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: Duration of exposure:	17.05 28.07.2011		73 Tage 73 days
Einstrahlungssumme in Kollektorebene <i>sum of global irradiation</i>	Anzahl Tage mit mehr als 14 MJ/m <sup>2</sup> number of days with more than 14 MJ/m <sup>2</sup>	Niederschlags- summe sum of rainfall	Anzahl Stunden über 850 W/m <sup>2</sup> number of hours with more than 850 W/m <sup>2</sup>
[MJ/m²]	[d]	[l/m²]	[h]
1068	44	73	58

### 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: 25.05.2011

1. test:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur fluid temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
1.9	12	982	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* 

2. Prüfung: 30.05.2011

2. test:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur fluid temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
1.9	12	990	27

**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: 28.06.2011

1. test

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur fluid temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m <sup>2</sup> ]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
1.9	17	911	25

#### 2. Prüfung: 04.07.2011

2. test

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur fluid temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
1.9	17	984	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: 18.08.2011 date:

Volumenstrom	Fluidtemperatur	Prüfdauer
<i>flow rate</i>	fluid temperature	<i>test duration</i>
[l/(m²min)]	[°C]	[h]
5.7	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: 30.08.2011 date:

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

# 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: 30.08.2011 *date:* 

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem maximalen Zug von 2500 Pa belastet. *The collector cover was charged with a max. tension of 2500 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: 26.06.2011 date:

mittlere Bestrahlungsstärke G <sub>m</sub> <i>mean irradiance</i>	mittlere Absorbertemperatur ૭ <sub>sm</sub> mean absorber temperature	mittlere Umgebungstemperatur રુ <sub>am</sub> <i>mean ambient temperature</i>		
[W/m²]	[°C]	[°C]		
998	181	26		

**Ergebnis:** Die Stagnationstemperatur  $\vartheta_{stg}$  für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von G<sub>s</sub> = 1000 W/m<sup>2</sup> und  $\vartheta_{as}$  = 30 °C ergibt sich nach

Conclusion: The stagnation temperature  $\vartheta_{stg}$  for the required ambient conditions  $G_s = 1000 \text{ W/m}^2$  and  $\vartheta_{as} = 30 \text{ °C}$  is calculated according

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

zu <u>to</u>

## 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: 30.08.2011 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 does not exist

Gehäuse / Collector box	Rissbildung / Verwerfung / Korrosion / eindringendes Regenwasser <i>Cracking / warping / corrosion / rain penetration</i>	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

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

#### **11.2 Sicherheit**

Safety

Die Stagnationstemperatur bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m<sup>2</sup> und einer Umgebungstemperatur von 30 °C beträgt 185 °C.

The stagnation temperature at an irradiance of 1000 W/m<sup>2</sup> and an ambient temperature of 30°C reaches 185 °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





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

#### Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

	Bestrahlungsstärke / Irradiance							
$ θ_m-θ_a in [K] $	400 W/m <sup>2</sup> 700 W/m <sup>2</sup> 1000 W/m <sup>2</sup>							
0	633	1107	1581					
20	450	925	1399					
40	251	725	1200					
60	35	510	984					
80	0 *)	278	752					
100	0 *)	29	503					

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

<sup>\*)</sup> Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

<sup>\*)</sup> 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.

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.

Eingang Prüfling: Arrival of test sample: 06.05.2011

Prüfzeitraum: Test period:

Prüfer: Test engineer: 17.05. – 10.11.2011

Dipl.-Ing. M. Herr, Dipl.-Ing. B. Traub, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy, M. Wild

Stuttgart, den 30.11.2011

Marald Price

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 m<sup>2</sup> 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 m<sup>2</sup> as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektork	Collektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)								
collector chara	acteristics	(based on ap	erture area)						
Konversionsfaktor conversion factor		effektiver V heat transf	iver Wärmedurchgangskoeffizient ransfer coefficient			flächenbezogene Wärmekapazität area related heat capacity			
η <sub>0</sub> = 0.764		<b>a</b> <sub>1</sub> =	4.209 W/(m	¹K)					
		<b>a</b> <sub>2</sub> =	0.010 W/(m	1²K²)	c =	6.824 kJ	/(m²K)		
Einfallswinkel-K	orrekturfakte modifier	oren							
θ	0	20	30	40	50	60	70	90	
Κ <sub>θb</sub> (θ)	1	0.99	0.98	0.95	0.91	0.85	0.70	0	

#### Berechnungsresultate

calculation results

Standort / location	Hannover	Würzburg	Stötten	
Einstrahlung [kWh/(m²a)] <i>radiation</i>	1022 <b>1212</b>		1354	
Aperturfläche [m²] aperture area	Jährlicher Kollektorer yearly energy gain	trag <sup>1)</sup> [kWh/(m²a)]		
3	446	538	586	
4	407	491	533	
5	373	447	485	
6	344	407	440	

<sup>1)</sup> 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 IT System data of the ITV	W Referenzanlage zur Trinkwassererwärmung V 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, $\lambda$ = 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, $\lambda$ = 0,04 W/(mK), one half of each pipe is located outside, the other half is located inside
Speicher: <i>storage:</i>	Volumen 300 I; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15°C Volumen des Bereitschaftsteils 135 I; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit 2 $\lambda_{Wasser}$ <i>volume 300 I; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15</i> °C <i>volume auxiliary 135 I; set temperature 60</i> °C <i>stratification number 100; effective vertical heat conductivity 2</i> $\lambda_{water}$
Wärmeübertrager: heat exchanger:	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen (kA) <sub>WT</sub> in [W/K]; (kA) <sub>WT</sub> = 9· $A_c \cdot 9_m^{0.6}$ mit $A_c$ : Aperturfläche [m <sup>2</sup> ] $g_m$ : Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] <i>immersed heat exchanger, heat transfer capacity (kA)<sub>WT</sub> in [W/K];</i> (kA) <sub>WT</sub> = 9 · $A_c \cdot 9_m^{0.6}$ with Ac: aperture area [m <sup>2</sup> ] $g_m$ : average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]
Warmwasser- verbrauch: <i>hot water consumption:</i>	200 I/Tag (7 <sup>00</sup> : 80 I; 12 <sup>00</sup> : 40 I; 19 <sup>00</sup> : 80 I); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a 200 I/day (7 <sup>00</sup> : 80 I; 12 <sup>00</sup> : 40 I; 19 <sup>00</sup> : 80 I); cold water temperature 10 °C; hot water temperature 45 °C annual consumption: 2936 kWh/a

#### Anhang B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter guasi-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 quasidynamischen 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

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} \mathcal{K}_{\theta b}(\theta) \mathcal{G}_{b} + F'(\tau\alpha)_{en} \mathcal{K}_{\theta d} \mathcal{G}_{d} - \mathcal{C}_{1}(\vartheta_{m} - \vartheta_{a}) - \mathcal{C}_{2}(\vartheta_{m} - \vartheta_{a})^{2} - \mathcal{C}_{5} \frac{d\vartheta_{m}}{dt}$$

mit/with

$$\boldsymbol{K}_{\partial b} = 1 - \boldsymbol{b}_0 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)$$

#### Ergebnisse der Regression

**Regression results** 

Auf Aperturfläche bezogen based on the aperture area					
<b>F</b> '(τα) <sub>en</sub> :	0.771 [-]				
b <sub>0</sub> :	0.154 [-]				
K <sub>θd</sub> :	0.967 [-]				
C <sub>1</sub> :	4.209 [W/(m²K)]				
C <sub>2</sub> :	0.010 [W/(m²K²)]				
C <sub>5</sub> :	6.824 [kJ/(m²K)]				

#### Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel $\theta$ incident angle $\theta$	0	20	30	40	50	60	70	90
Κ <sub>θb</sub> (θ):	1	0.99	0.98	0.95	0.91	0.85	0.70	0.000

#### Berechnung der Kollektorparameter

Calculation of the collector parameters

η <sub>0</sub> :	Konversionsfaktor / zero-loss collector efficiency ( $\eta_0$ at $\vartheta_m - \vartheta_a = 0$ ) [-] $\eta_0 = F(\tau \alpha)_{en} K_{\partial b}(\theta = 15^\circ) \cdot 0.85 + F(\tau \alpha)_{en} K_{\partial d} \cdot 0.15$
a <sub>1</sub> :	Wärmedurchgangskoeffizient / heat loss coefficient [W/(m <sup>2</sup> K)] $a_1 = c_1$
a <sub>2</sub> :	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient <i>temperature dependence of the heat loss coefficient</i> [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )] a <sub>2</sub> = c <sub>2</sub>
κ <sub>θ</sub> (50):	Einstrahlwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier for hemispherical solar irradiance</i> [-] $\mathcal{K}_{\theta}(50) = \frac{\mathcal{K}_{\theta b}(50) \cdot 0.85 + \mathcal{K}_{\theta d} \cdot 0.15}{1 - 0.15 + \mathcal{K}_{\theta d} \cdot 0.15}$
C:	flächenbezogene Wärmekapazität / area related heat capacity [kJ/(m <sup>2</sup> K)] c = c <sub>5</sub>

#### 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

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 C: Prüfergebnisse Druckverlust

Annex C: Test Results Pressure Loss



(Wassertemperatur / water temperature  $\vartheta = 20^{\circ}C \pm 1^{\circ}C$ )



## Tabelle der aufgenommenen Messwerte

Table of measuring data

Volumenstrom [l/h] volume flow	0.0	27.6	50.2	73.2	99.6	123.5	151.8	201.7	251.4	296.5
Druckverlust [mbar] pressure loss	0.0	4.8	9.3	17.5	32.7	47.9	63.6	106.6	155.9	208.7

# Anhang D: Nomenklatur Annex D: Symbols and Units

Α	[m²]	Aperturfläche / aperture area
а	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts
		coefficient for calculation of pressure loss
<b>a</b> 1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / heat transfer coefficient
<b>a</b> <sub>2</sub>	[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 <sub>0</sub>	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten
		bestianiungsstarke / racior to determine the incident angle modifier of the
<b>C</b>	[k ]/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekanazität des Kollektors
Ŭ		area based heat capacity of the collector
C1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / heat transfer coefficient
<b>C</b> <sub>2</sub>	[W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient
-2	[()]	temperature depending heat transfer coefficient
<b>C</b> 5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors
		area based heat capacity of the collector
<b>F'(</b> τα) <sub>en</sub>	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke
		conversion factor of the beam irradiance
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / hemispherical solar irradiance
G <sub>b</sub>	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / beam solar irradiance
G <sub>d</sub>	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / diffuse solar irradiance
K <sub>θ</sub> (θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
		incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance
K <sub>θb</sub> (θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstarke
K	[]	Finfallswinkolkorrokturfaktor der diffuson Bestrahlungsstärke
κ <sub>θd</sub>	[-]	incident angle modifier of the diffuse solar irradiance
(kA) <sub>wT</sub>	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers
( /W)	[]	heat transfer capacity of the solar heat exchanger
ṁ	[l/h]	Massenstrom / mass flow rate
Ó	[\/\]	Kollektorleistung / power per collector unit
Q	[**]	
<i>q</i>	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / area based collector power
Δр	[mbar]	Druckverlust / pressure loss
η	[-]	Wirkungsgrad / collector efficiency
$\eta_0$	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
		conversion factor
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / heat conductivity
θ	[°C]	Temperatur / temperature
ϑa	[°C]	Umgebungstemperatur / ambient air temperature
θ <sub>e</sub>	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / collector outlet temperature
Գ <sub>in</sub>	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / collector inlet temperature
Ֆ <sub>m</sub>	[°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



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.: 11COL1012 Test Report No.: 11COL1012

Stuttgart, den 02.11.2011 Stuttgart, November 02<sup>th</sup>, 2011

Auftraggeber: *client:* 

Flamm AG Kellershaustr. 19 D-52078 Aachen- Germany

Hersteller: *manufacturer*:

FLAMM ASSTEK Tecknik Montaj A.S.

Typ: type:

Flachkollektor

2011

Herstelljahr: year of production:

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
2	Innendruckprüfung des Absorbers
3	Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit9 High Temperature Resistance
4	Expositionstest
5	Schneller äußerer Temperaturwechsel
6	Schneller innerer Temperaturwechsel
7	Beregnungsprüfung
8	Mechanische Belastung
9	Stagnationstemperatur
10	Endkontrolle
11	Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen
12	Prüfergebnisse Wärmeleistung
13	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
14	Prüfverfahren
Anhang Annex	A: Ertragsvorhersage
Anhang Annex Anhang Annex	B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen20 B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions G C: Nomenklatur

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

Hersteller Manufacturer Ansprechpartner: contact person:	FLAMM ASSTEK Teknik Montaj A. S. Cerkezköy 2. Org. Sanayi Bölgesi Fevzi Pasa Caddesi Karaagac Yolu TR 59500 Cerkezköy- Tekirdag Türkei Dr. Nouri Alkishriwi Tel.: 0241 - 92 822-40 Fax: 0241 - 52 12 55 email: alkishriwi@flamm-ag.de
Typ:	Flachkollektor
<i>type:</i>	<i>Flachkollektor</i>
Herstellernummer:	2011000007, 2011000002
serial no.:	2011000007, 2011000002
Interne Kennzeichnung des Prüflabors:	C1012A, C1012B
internal identification of test laboratory:	<i>C1012A, C1012B</i>
Serienprodukt oder Baumuster:	Serienprodukt
serial product or model:	serial product
Herstelljahr:	2011
year of production:	2011

Bezugsflächen Dimensions of collector unit	von Prüflabor bestimmt determined by test laboratory
Bruttofläche:	2.20 m <sup>2</sup>
gross area:	2.20 m <sup>2</sup>
Aperturfläche:	1.97 m²
aperture area:	1.97 m <sup>2</sup>
Absorberfläche:	1.97 m²
absorber area:	1.97 m <sup>2</sup>

Kollektor/Gehäuse
Technical figures

E: Flachkollektor <i>flat plate collector</i>
2066 mm (von Prüflabor bestimmt) 2066 mm (determined by test laboratory)
<ul> <li>1064 mm (von Prüflabor bestimmt)</li> <li>1064 mm (determined by test laboratory)</li> </ul>
<ul> <li>92 mm (von Prüflabor bestimmt)</li> <li>92 mm (determined by test laboratory)</li> </ul>
l: Aluminium <i>I: Aluminium</i>
:: 40 kg <i>t: 40 kg</i>
M3-Klebeband + Silikon <i>M3-tape + silicon</i>
: Aufdach g: On roof

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

-

Absorber Absorber	
Material:	Aluminium
material:	<i>aluminium</i>
Verbindung Absorber-Fluidkanäle:	Keine, Roll-Bond-Verfahren
Joint absorber-risers:	none, roll bonding
Dicke:	1.4 mm
thickness:	<i>1.4 mm</i>
Oberflächenbehandlung:	selektive Beschichtung
surface treatment:	selective coating
Absorptionsgrad:	0.96
absorptance:	<i>0.96</i>
Emissionsgrad:	0.28
emittance:	<i>0.28</i>
Wärmeträgerinhalt:	2.7 Liter
heat transfer fluid content:	2.7 litres
Durchströmungsform:	parallel
flow pattern:	<i>parallel</i>
Abmessungen Absorberrohre:	86 ovale Kanäle mit Außenmaßen: 10.14 mm, 4.2 mm und Querschnittsfläche 19.2 mm <sup>2</sup> 2 ovale Kanäle mit Außenmaßen: 9.06 mm, 4.2 mm und Querschnittsfläche 17.2 mm <sup>2</sup>
dimension absorber tubes:	86 oval channels with external dimensions: 10.14 mm, 4.2 mm and cross sectional area 19.2 mm <sup>2</sup> 2 oval channels with external dimensions: 9.06 mm, 4.2 mm and cross sectional area 17.2 mm <sup>2</sup>
Anzahl Absorberrohre:	86 + 2
number of absorber tubes:	86 + 2
Abstand der Absorberrohre:	1 mm
distance between absorber tubes:	<i>1 mm</i>
Anzahl Anschlüsse:	2
number of connections:	2
Ausführung Anschlüsse:	3/4" Außengewinde
realisation of connections:	3/4" external threat

Transparente Abdeckung			
Anzahl:	1		
number:	1		
Material:	Eisenarmes prismiertes Glas, Antireflex- Beschichtung		
materiai:	Low Iron prism glass, antirenective-coating		
Hersteller:	Sise cam Türkei + SunArc Dänemark		
manufacturer:	Sise cam Türkei + SunArc Dänemark		
Produktbezeichnung:	DUOSOLAR P + PRISM		
brand name:	DUOSOLAR P + PRISM		
Transmissionsgrad:	0.95		
transmittance:	<i>0.95</i>		
Dicke:	4.0 mm		
thickness:	4.0 mm		

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

Wärmedämmung			
Material: material:	Rückseite back side Steinwolle rock wool	seitlich sidewards Steinwolle rock wool	
Hersteller:	iZOCAM	iZOCAM	
manufacturer:	iZOCAM	iZOCAM	
Produktbezeichnung:	Keine Angaben	Keine Angaben	
Product name:	Not specified	Not specified	
Wärmeleitfähigkeit:	0.040 W/(mK)	0.040 W/(mK)	
thermal conductivity:	<i>0.040 W/(mK)</i>	0.040 W/(mK)-	
Wärmekapazität:	Keine Angaben	Keine Angaben	
heat capacity:	Not specified	Not specified	
Dichte:	40 kg/m³	40 kg/m³	
density:	<i>40 kg/m</i> ³	<i>40 kg/m</i> ³	
Dicke:	60 mm	30 mm	
thickness:	<i>60 mm</i>	<i>30 mm</i>	

## Grenzdaten

Stillstandstemperatur: stagnation temperature:

max. zul. Betriebsüberdruck: max. operation pressure:

> Zulässiger Wärmeträger: allowed heat transfer fluid:

Nenndurchfluss pro Kollektor: nominal flow rate per collector: 172 °C (von Prüflabor bestimmt) 172 °C (determined by test laboratory)

3 bar <u>3 bar</u>

Propylen-Glykol-Wasser-Mischung Propylene-glycol-water-mixture

100 kg/h *100 kg/h* 

#### Feststellung des Kollektors

Collector identification:

Zeichnungssatz: construction characteristics:

- Flachkollektor Zeichnung Nr.: K-04-2011-01 -Datum: 02.03.11
- FLAMM. ABSORBER, 501 x 1990 plate, 990 x 1990 completed -Zeichnung Nr.: FLAM.08042010 -Datum: 22.09.10
- Flatplate Collector drawing no.: K-04-2011-01 date: 02.03.11
- FLAMM. ABSORBER, 501 x 1990 plate, 990 x 1990 completed - drawing no.: FLAM.08042010 date: 22.09.10

Г			
Datenblätter: technical data sheets:	<ul> <li>ITW Datenblatt Kollektor</li> <li>DATA SHEET FOR SOLAR GLASS DURASOLAR P + PRISM AND SANDY PATTERNS</li> <li>technisches Datenblatt iZOCAM Kollek Dämmung</li> <li>ASSAN ALÜMINIYUM INSPECTON CERTIFICATE</li> <li>ITW data sheet collector</li> <li>DATA SHEET FOR SOLAR GLASS DURA PRISM AND SANDY PATTERNS</li> <li>technical datasheet iZOCAM collector insul</li> <li>ASSAN ALÜMINIYUM INSPECTON CERT</li> </ul>	tor SOLAR ation IFICAT	? P + E
Kennzeichnung: labelling:	Das Typenschild enthält folgende nach 1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben: The collector label shows the following account	EN 12	2975- to EN
	12975-1:2006 chapter 7.2 required data:	J	
		ja <u>yes</u>	nein <i>n</i> o
	Name des Herstellers name of manufacturer	$\boxtimes$	
	Kollektortyp collector type	$\boxtimes$	
	Seriennummer serial number	$\boxtimes$	
	Herstellungsjahr year of production	$\boxtimes$	
	Brutto-Kollektorfläche gross area of collector	$\square$	
	Maße des Kollektors dimensions of collector	$\boxtimes$	
	Maximaler Betriebsdruck maximum operation pressure	$\boxtimes$	
	Stagnationstemperatur bei 1000 W/m <sup>2</sup> und 30°C stagnation temperature at 1000 W/m <sup>2</sup> and 30°C	$\boxtimes$	
	Volumen des Wärmeträgermediums volume of heat transfer fluid	$\boxtimes$	
	Leergewicht des Kollektors weight of empty collector	$\boxtimes$	
	Hergestellt in: made in:	$\boxtimes$	
	Das Typenschild lag dem Prüfling bei 12975-1:2006 Kapitel 7.2 ist es gut si haltbar am Kollektor anzubringen.	Nach chtbar	n EN und
	The label was delivered as specimen. Accord 12975-1:2006 chapter 7.2 it must be attache durable to the collector.	ording t d visibl	to EN e and

Installationsanweisung: instructor installation manual :	<ul> <li>Flachkollektor FL-04-2011/01 - Montageanleitung</li> <li>Flatplate Collector FL-042011/01- Technical Manual</li> </ul>		
	Die Installationsanweisung(en) enthalten nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 n Angaben:	en folge notwend	ende ligen
	The installer instruction manual(s) contain according to EN 12975-1:2006 chapter information:	the follo 7.3 req	wing uired
		ja <u>yes</u>	nein <i>no</i>
	Maße und Gewicht des Kollektors dimensions and weight of the collector	$\boxtimes$	
	Anweisung für dessen Transport und Handhabung instructions about the transport and handling of the collector	$\boxtimes$	
	Beschreibung des Montageverfahrens description of the mounting procedure	$\boxtimes$	
	Empfehlungen für den Blitzschutz recommendations about lightning protection	$\boxtimes$	
	Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander instructions about the coupling of the collectors to one another	$\boxtimes$	
	Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger- kreislauf instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit	$\boxtimes$	
	Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m <sup>2</sup> dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m <sup>2</sup>	$\boxtimes$	
	Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien recommendations about the heat transfer media	$\boxtimes$	
	Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind precautions to be taken during filling, operation and service	$\boxtimes$	
	maximaler Betriebsdruck maximum operation pressure	$\boxtimes$	
	Druckabfall pressure drop	$\boxtimes$	
	größter und kleinster Neigungswinkel maximum and minimum tilt angle	$\boxtimes$	
	zulässige Wind- und Schneelast permissible wind and snow load	$\boxtimes$	
	Wartungsanforderungen maintenance requirements	$\boxtimes$	

## Gültigkeit

Validity:

Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp Flachkollektor.

The test report is valid for collector type Flachkollektor 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: 10.06.2011 date:

max. Betriebsdruck	Prüfdruck	Prüfdauer
<i>max. operating pressure</i>	test pressure	test duration
[bar]	[bar]	[min]
3	4.5	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: 08.05.2011 date:

Prüfdauer	mittlere Bestrahlungsstärke	mittlere Umgebungstemperatur
test duration	<i>mean irradiance</i>	<i>mean ambient temperature</i>
[min]	[W/m²]	[°C]
60	1066	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* 

#### **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: 22.04. - 15.05.2011 und 20.05 - 09.06.2011 45 Tage *Duration of exposure: 45 days* 

Einstrahlungssumme in Kollektorebene sum of global irradiation	Anzahl Tage mit mehr als 14 MJ/m <sup>2</sup> number of days with more than 14 MJ/m <sup>2</sup>	Niederschlags- summe sum of rainfall	Anzahl Stunden über 850 W/m <sup>2</sup> number of hours with more than 850 W/m <sup>2</sup>
[MJ/m²]	[d]	[l/m²]	[h]
911	37	62	75

### 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: 09.05.2011

1. test:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur fluid temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
2.0	12	1078	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: 30.05.2011

2. test:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
2.0	12	973	27

**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: 06.05.2011

1. test:

Volumenstrom	Fluidtemperatur	Bestrahlungsstärke	mittlere Umgebungstemperatur
<i>flow rate</i>	fluid temperature	mean irradiance	mean ambient temperature
[l/(m²min)]	[°C]	[W/m <sup>2</sup> ]	[°C]
2.5	12	984	22

#### 2. Prüfung: 25.05.2011

2. test:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur fluid temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
2.5	12	905	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* 

## 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: 19.05.2011 date:

Volumenstrom	Fluidtemperatur	Prüfdauer
<i>flow rate</i>	fluid temperature	test duration
[l/(m²min)]	[°C]	[h]
5.0	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: 17.06.2011 *date:* 

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

# 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: 17.06.2011 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: 28.04.2011 date:

mittlere Bestrahlungsstärke G <sub>m</sub> <i>mean irradiance</i>	mittlere Absorbertemperatur ૭ <sub>sm</sub> mean absorber temperature	mittlere Umgebungstemperatur ૭ <sub>am</sub> <i>mean ambient temperature</i>
[W/m²]	[°C]	[°C]
1050	166	17

**Ergebnis:** Die Stagnationstemperatur  $\vartheta_{stg}$  für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von G<sub>s</sub> = 1000 W/m<sup>2</sup> und  $\vartheta_{as}$  = 30 °C ergibt sich nach

Conclusion: The stagnation temperature  $\vartheta_{stg}$  for the required ambient conditions  $G_s = 1000 \text{ W/m}^2$  and  $\vartheta_{as} = 30 \text{ °C}$  is calculated according

$$\boldsymbol{\vartheta}_{stg} = \boldsymbol{\vartheta}_{as} + \frac{\boldsymbol{G}_s}{\boldsymbol{G}_m} \left(\boldsymbol{\vartheta}_{sm} - \boldsymbol{\vartheta}_{am}\right)$$

ુ<sub>stg</sub> = 172 °C

zu 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: 17.06.2011 *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 does not exist

Gehäuse / Collector box	Rissbildung / Verwerfung / Korrosion / eindringendes Regenwasser <i>Cracking / warping / corrosion / rain penetration</i>	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

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

#### **11.2 Sicherheit**

Safety

Die Stagnationstemperatur bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m<sup>2</sup> und einer Umgebungstemperatur von 30 °C beträgt 172 °C.

The stagnation temperature at an irradiance of 1000 W/m<sup>2</sup> and an ambient temperature of 30 °C reaches 172 °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





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

#### 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/m <sup>2</sup>
0	663	1160	1657
20	458	955	1452
40	238	735	1232
60	2	499	996
80	0 *)	247	744
100	0 *)	0 *)	477

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

<sup>\*)</sup> Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

<sup>\*)</sup> 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.

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.

Eingang Prüfling: Arrival of test sample: 21.04.2011

Prüfzeitraum: Test period:

22.04. - 17.06.2011

Prüfer: Test engineer: Dipl.-Ing. C. Zimmermann, Dipl.-Ing. B. Traub, M. Wild, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy

Stuttgart, den 02.11.2011

Marda Duil

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 m<sup>2</sup> 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 m<sup>2</sup> as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kolle	ktorkennv	verte (Bezu	g: Apertur	fläche)				
collector	r characteristi	ics (based on ap	erture area)					
Konversio conversio	onsfaktor on factor	effektiver V heat transf	Värmedurchgang fer coefficient	jskoeffizient	flächenbe area rela	ezogene Wärm ted heat capac	nekapazität c <i>ity</i>	
$\eta_0 = 0$	).841	a <sub>1</sub> =	4.989 W/(m	ו²K)				
		a <sub>2</sub> =	0.010 W/(m	<b>℩²K²)</b>	c =	16.13 kJ	/(m²K)	
Einfallswi <i>incidence</i>	inkel-Korrektur angle modifie	faktoren r				-		
	θ 0	20	30	40	50	60	70	90
K <sub>θb</sub> (θ	<b>))</b> 1	0.99	0.97	0.94	0.90	0.82	0.65	0

#### Berechnungsresultate

calculation results

Standort / location	Hannover	Würzburg	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m²a)] <i>radiation</i>	1022 <b>1212</b>		1354
Aperturfläche [m²] aperture area	Jährlicher Kollektorer yearly energy gain	trag <sup>1)</sup> [kWh/(m²a)]	
3	448	541	589
4	403	488	529
5	366	440	477
6	334	398	430

<sup>1)</sup> 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, $\lambda = 0.04$ 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, $\lambda = 0.04$ W/(mK), one half of each pipe is located outside, the other half is located inside		
Speicher: <i>storage:</i>	Volumen 300 I; Wärmeverlustrate 2,2 W/K; Umgebungstemperatur 15°C Volumen des Bereitschaftsteils 135 I; Solltemperatur 60 °C Schichtungskennzahl 100; effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit 2 $\lambda_{Wasser}$ <i>volume 300 I; heat loss rate 2.2 W/K; ambient temperature 15 °C</i> <i>volume auxiliary 135 I; set temperature 60 °C</i> <i>stratification number 100; effective vertical heat conductivity 2 <math>\lambda_{water}</math></i>		
Wärmeübertrager: heat exchanger:	eingetauchter Wärmeübertrager, Wärmeübertragungsvermögen (kA) <sub>WT</sub> in [W/K]; (kA) <sub>WT</sub> = 9· A <sub>c</sub> · $9_m^{0.6}$ mit A <sub>c</sub> : Aperturfläche [m <sup>2</sup> ] $9_m$ : Mittelwert aus WT-Eintrittstemperatur und lokaler Speichertemperatur [°C] <i>immersed heat exchanger, heat transfer capacity (kA)<sub>WT</sub> in [W/K];</i> (kA) <sub>WT</sub> = 9 · A <sub>c</sub> · $9_m^{0.6}$ with Ac: aperture area [m <sup>2</sup> ] $9_m$ : average value of heat exchanger inlet temperature and local storage temperature in [°C]		
Warmwasser- verbrauch: <i>hot water consumption:</i>	200 I/Tag (7 <sup>00</sup> : 80 I; 12 <sup>00</sup> : 40 I; 19 <sup>00</sup> : 80 I); Kaltwassertemperatur 10 °C; Warmwassertemperatur 45 °C; Jahresverbrauch 2936 kWh/a 200 I/day (7 <sup>00</sup> : 80 I; 12 <sup>00</sup> : 40 I; 19 <sup>00</sup> : 80 I); 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 quasidynamischen 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

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} \mathcal{K}_{\theta b}(\theta) \mathcal{G}_{b} + F'(\tau\alpha)_{en} \mathcal{K}_{\theta d} \mathcal{G}_{d} - \mathcal{C}_{1}(\vartheta_{m} - \vartheta_{a}) - \mathcal{C}_{2}(\vartheta_{m} - \vartheta_{a})^{2} - \mathcal{C}_{5} \frac{d\vartheta_{m}}{dt}$$

mit/with

$$\boldsymbol{K}_{\theta b} = 1 - \boldsymbol{b}_0 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)$$

#### **Ergebnisse der Regression**

Regression results

Auf Aperturfläche bezogen based on the aperture area			
<b>F</b> '(τα) <sub>en</sub> :	0.857 [-]		
b <sub>0</sub> :	0.183 [-]		
κ <sub>θd</sub> :	0.916 [-]		
C <sub>1</sub> :	4.989 [W/(m²K)]		
C <sub>2</sub> :	0.010 [W/(m²K²)]		
C <sub>5</sub> :	16.130 [kJ/(m²K)]		

#### Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel $\theta$ incident angle $\theta$	0	20	30	40	50	60	70	90
K <sub>θb</sub> (θ):	1	0.99	0.97	0.94	0.90	0.82	0.65	0

#### Berechnung der Kollektorparameter

Calculation of the collector parameters

η <sub>0</sub> :	Konversionsfaktor / zero-loss collector efficiency ( $\eta_0$ at $\vartheta_m - \vartheta_a = 0$ ) [-] $\eta_0 = F'(\tau \alpha)_{en} K_{\partial b}(\theta = 15^\circ) \cdot 0.85 + F'(\tau \alpha)_{en} K_{\partial d} \cdot 0.15$
a <sub>1</sub> :	Wärmedurchgangskoeffizient / heat loss coefficient [W/(m <sup>2</sup> K)] $a_1 = c_1$
a <sub>2</sub> :	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient temperature dependence of the heat loss coefficient [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )] a <sub>2</sub> = c <sub>2</sub>
κ <sub>θ</sub> (50):	Einstrahlwinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke <i>incident angle modifier for hemispherical solar irradiance</i> [-] $K_{\theta}(50) = \frac{K_{\theta b}(50) \cdot 0.85 + K_{\theta d} \cdot 0.15}{1 - 0.15 + K_{\theta d} \cdot 0.15}$
C:	flächenbezogene Wärmekapazität / area related heat capacity [kJ/(m <sup>2</sup> K)] c = c <sub>5</sub>

#### 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

Α	[m²]	Aperturfläche / aperture area		
а	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts		
		coefficient for calculation of pressure loss		
<b>a</b> 1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / heat transfer coefficient		
a <sub>2</sub>	[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 <sub>0</sub>	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten		
		bestianiungsstarke / racior to determine the incident angle modifier of the		
C	[k,]/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekanazität des Kollektors		
C		area based heat capacity of the collector		
C1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / heat transfer coefficient		
C <sub>2</sub>	[W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient		
-2	[()]	temperature depending heat transfer coefficient		
<b>C</b> 5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors		
		area based heat capacity of the collector		
<b>F</b> '(τα) <sub>en</sub>	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke		
		conversion factor of the beam irradiance		
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / hemispherical solar irradiance		
G <sub>b</sub>	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / beam solar irradiance		
G <sub>d</sub>	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / diffuse solar irradiance		
K <sub>θ</sub> (θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke		
		incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance		
K <sub>θb</sub> (θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstärke		
	[]	Finfallowinkolkerrekturfekter der diffusen Bestrahlungsstörke		
<b>r</b> ₀ <sub>d</sub>	[-]	incident angle modifier of the diffuse solar irradiance		
(kA) <sub>wT</sub>	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers		
(10.700)	[[]]]]]	heat transfer capacity of the solar heat exchanger		
ṁ	[l/h]	Massenstrom / mass flow rate		
Ó	[\/]	Kollektorleistung / nower per collector unit		
Q		Konektorieistung / power per conector unit		
q	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / area based collector power		
Δр	[mbar]	Druckverlust / pressure loss		
η	[-]	Wirkungsgrad / collector efficiency		
$\eta_0$	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke		
		conversion factor		
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / heat conductivity		
θ	[°C]	Temperatur / temperature		
ϑa	[°C]	Umgebungstemperatur / ambient air temperature		
θe	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / collector outlet temperature		
Գ <sub>in</sub>	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / collector inlet temperature		
Ֆm	[°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



# 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.: 11COL1016 Test Report No.: 11COL1016

Stuttgart, den 12.01.2012 Stuttgart, January 12<sup>th</sup>, 2012

Auftraggeber: *client:*  CAMEL SOLAR LTD Veljko Vlahovic 18 (mezanin) 1000 Skopje Republic of Macedonia

Hersteller: manufacturer: CAMEL SOLAR LTD

Typ: type: Vacuum CS 10

Herstelljahr: year of production: 2011

## Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben		
2	Prüfergebnisse Wärmeleistung9 Test Results Thermal Performance		
3	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors		
4	Prüfverfahren		
Anhang Annex A	A: Ertragsvorhersage		
Anhang Annex	B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen13 B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions		
Anhang C: Nomenklatur			

# 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: <u>v_ristov@hotmail.com</u>
Typ:	Vacuum CS 10
type:	Vacuum CS 10
Herstellernummer:	No 80404
serial no.:	No 80404
Interne Kennzeichnung des Prüflabors:	C1016
internal identification of test laboratory:	<i>C1016</i>
Serienprodukt oder Baumuster:	Serienprodukt
serial product or model:	serial product
Herstelljahr:	2011
year of production:	2011

Bezugsflächen	von Prüflabor bestimmt
Dimensions of collector unit	determined by test laboratory
Bruttofläche:	1.60 m <sup>2</sup>
gross area:	1.60 m <sup>2</sup>
Aperturfläche:	0.95 m²
aperture area:	<i>0.95 m</i> ²
Absorberfläche:	0.81 m²
absorber area:	<i>0.81 m</i> ²

Kol	lekto	r/Ge	ehä	use
Tooh	nical fi	auroo		

l echnical tidures		
	Bauart: collector type:	direkt durchströmter Vakuumröhrenkollektor evacuated tubular collector with direct flow
	Länge: <i>length:</i>	1988 mm (von Prüflabor bestimmt) 1988 mm (determined by test laboratory)
	Breite: width:	807 mm (von Prüflabor bestimmt) 807 mm (determined by test laboratory)
	Höhe: height:	158 mm (von Prüflabor bestimmt) <i>158 mm (determined by test laboratory)</i>
	Material: material:	Aluminium Rahmen + Sammlerkasten aluminium frame + manifold
	Gewicht: weight:	32 kg <i>32 kg</i>
	Dichtungsmaterialien: sealing material:	Gummi <i>rubber</i>
	Einbauweise: collector mounting:	Aufdach, Flachdach <i>On roof, flat roof</i>

Absorber Absorber	
Material:	Glas
material:	<i>glass</i>
Verbindung Absorber-Fluidkanäle:	Aluminium Wärmeleitblech
Joint absorber-risers:	aluminium heat transfer sheet
Dicke:	1.5 mm
thickness:	<i>1.5 mm</i>
Oberflächenbehandlung:	CU/SS-ALN(H) / SS-ALN(L)ALN
surface treatment:	<i>CU/SS-ALN(H) / SS-ALN(L)ALN</i>
Absorptionsgrad:	0.92 - 0.96
absorptance:	0.92 - 0.96
Emissionsgrad:	0.04 - 0.06
emittance:	0.04 - 0.06
Wärmeträgerinhalt:	1.74 Liter
heat transfer fluid content:	1.74 litres
Durchströmungsform:	parallel
flow pattern:	<i>parallel</i>
Abmessungen Absorberrohre:	8 x 0.4 mm (U-Rohr)
dimension absorber tubes:	<i>8 x 0.4 mm (U pipe)</i>
Anzahl Absorberrohre:	10
number of absorber tubes:	<i>10</i>
Abstand der Absorberrohre:	75 mm
distance between absorber tubes:	75 mm
Abmessungen Sammlerrohr:	22 x 0.8 mm
dimension of the header:	22 x 0.8 mm
Anzahl Anschlüsse:	2
number of connections:	2
Ausführung Anschlüsse:	Kupferrohr Ø 22 mm
realisation of connections:	<i>Copper pipe Ø 22 mm</i>

## Transparente Abdeckung

I ransparent cover:	
Anzahl:	1
number:	1
Außendurchmesser der Glasröhre:	58 mm
outer diameter glass tube :	<u>58 mm</u>
Material:	Borosilikat 3.3 Glas
material:	high borosilicate 3.3 glass
Hersteller: manufacturer:	HAINING BAOGUANG HEAT COLLECTION TUBES CO:; LTD - China HAINING BAOGUANG HEAT COLLECTION TUBES CO:; LTD - China
Produktbezeichnung:	Three target vacuum tube
brand name:	Three target vacuum tube
Transmissionsgrad:	0.92
transmittance:	<i>0.9</i> 2
Dicke:	1.5 mm
thickness:	1.5 mm

Wärmedämmung Thermal insulation:	
	Sammler header
Material:	Steinwolle
material:	rockwool
Hersteller:	Febran, Greece
manufacturer:	<i>Febran, Greece</i>
Produktbezeichnung:	Geolan B-001
product name:	Geolan B-001
Wärmeleitfähigkeit:	0.035 W/mK
thermal conductivity:	0.035 W/mK
Wärmekapazität:	keine Angabe
heat capacity:	not specified
Dichte:	100 kg/m³
density:	100 kg/m³
Dicke:	20 mm
thickness:	20 mm

#### Grenzdaten

Limitations:		
	Stillstandstemperatur: stagnation temperature:	250 °C (von Prüflabor bestimmt) 250 °C (determined by test laboratory)
	max. zul. Betriebsüberdruck: max. operation pressure:	10 bar <i>10 bar</i>
	Zulässiger Wärmeträger: allowed heat transfer fluid:	Glykol-Wassermischung Glycol/water mixture
l	Nenndurchfluss pro Kollektor: nominal flow rate per collector:	60 kg/h <i>60 kg/h</i>

#### Feststellung des Kollektors

Collector identification:

Zeichnungssatz:	-
construction characteristics:	

- Vacuum collector CS10 Zeichnung Nr. CS10-9 -Datum: 08.2011
- Vacuum collector CS10 side view
   Zeichnung Nr. CS10-10 Datum: 08.2011
- Vacuum tube Zeichnung Nr. CS10-6 -Datum: 08.2011
- Manifold Zeichnung Nr. CS10-3 -Datum: 08.2011
- Copper pipe 830 Zeichnung Nr. CS10-2/1 -Datum: 08.2011
- Copper pipe 710 Zeichnung Nr. CS10-2/2 -Datum: 08.2011
- Heat transfer sheet Zeichnung Nr. CS10-1 -Datum: 08.2011
- Copper pipe for the absorber Zeichnung Nr. CS10-5 Datum: 08.2011

	<ul> <li>Vacuum collector CS10 - drawing no. CS date: 08.2011</li> </ul>	10-9 -	
	<ul> <li>Vacuum collector CS10 side view</li> <li>drawing pp. CS10-10 - date: 08 2011</li> </ul>		
	<ul> <li>Vacuum tube - drawing no. CS10-6 - date</li> </ul>	: 08.201	1
	Manifold - drawing no. CS10-3 - date: 08	.2011	
	<ul> <li>Copper pipe 830 - drawing no. CS10-2/1 date: 08.2011</li> </ul>		
	<ul> <li>Copper pipe 710 - drawing no. CS10-2/2 date: 08.2011</li> </ul>		
	<ul> <li>Heat transfer sheet - drawing no. CS10-1 date: 08.2011</li> </ul>	-	
	<ul> <li>Copper pipe for the absorber - drawing no date: 08.2011</li> </ul>	). CS10-{	5 -
Datenblätter:	ITW Datenblatt Kollektor Vacuum CS	10	
technical data sheets:	<ul> <li>Vacuum CS10 – Material, Doc.n.: 7.1.</li> </ul>	/2	
	<ul> <li>BAOGUANG Heat Collection Tubes C Three-target vacuum tube performance specification</li> </ul>	Co., Ltd. ce and	
	<ul> <li>Fibron EC Declaration of Conformity,</li> </ul>	stone w	lool
	ITW data sheet collector Vacuum CS 10		
	Vacuum CS10 – Material, Doc.n.: 7.1/2		
	<ul> <li>BAOGUANG Heat Collection Tubes Co., target vacuum tube performance and spe</li> </ul>	Ltd. Thre cification	e-
	Fibron EC Declaration of Conformity, stor	e wool	
Kennzeichnung: labelling:	Das Typenschild enthält folgende nach 1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben	n EN 12 .:	2975-
	The collector label shows the following ac 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:	cording	to EN
		ja <del>yes</del>	nein <i>n</i> o
	Name des Herstellers name of manufacturer	$\boxtimes$	
	Kollektortyp <i>collector type</i>	$\boxtimes$	
	Seriennummer serial number	$\boxtimes$	
	Herstellungsjahr year of production	$\boxtimes$	
	Brutto-Kollektorfläche gross area of collector	$\boxtimes$	
	Maße des Kollektors dimensions of collector	$\boxtimes$	
	Maximaler Betriebsdruck maximum operation pressure	$\boxtimes$	
	Stagnationstemperatur bei 1000 W/m <sup>2</sup> und 30°C stagnation temperature at 1000 W/m <sup>2</sup> and 30°C	$\boxtimes$	
	Volumen des Wärmeträgermediums volume of heat transfer fluid	$\boxtimes$	
	Leergewicht des Kollektors weight of empty collector	$\boxtimes$	
	Hergestellt in: made in:	$\boxtimes$	

	Das Typenschild ist gemäß EN 12 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar ange The label is according to EN 12975-1:2000	2975-1:2 bracht. 6 <i>chapt</i> e	2006 er 7.2			
Installationsanweisung:	<ul> <li>INSTALLATION MANUAL – for installe</li> </ul>	<ul> <li>the collector label.</li> <li>– for installers – camel</li> </ul>				
instructor installation manual :	solar – CS VACUUM -10 – CS VACUU	M -15	olar –			
	CS VACUUM -10 – CS VACUUM -15	ounior of				
	Die Installationsanweisung(en) enthalte nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 r Angaben:	en folge notwend	ende ligen			
	The installer instruction manual(s) contain according to EN 12975-1:2006 chapter information:	the follo 7.3 req	owing Juired			
		ja	nein			
	Maße und Gewicht des Kollektors					
	dimensions and weight of the collector					
	Handhabung instructions about the transport and handling of the collector	$\boxtimes$				
	Beschreibung des Montageverfahrens description of the mounting procedure	$\boxtimes$				
	Empfehlungen für den Blitzschutz recommendations about lightning protection	$\boxtimes$				
	Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander instructions about the coupling of the collectors to one another	$\boxtimes$				
	Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger- kreislauf instructions about the connection of the collector field to the heat transfer circuit	$\boxtimes$				
	Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m <sup>2</sup> dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m <sup>2</sup>	$\boxtimes$				
	Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien recommendations about the heat transfer media	$\boxtimes$				
	Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind precautions to be taken during filling, operation and service	$\boxtimes$				
	maximaler Betriebsdruck	$\boxtimes$				
	Druckabfall pressure drop	$\boxtimes$				
	größter und kleinster Neigungswinkel	$\boxtimes$				

Gültigkeit	Der Prüfbericht ist gültig für den ober beschriebenen Kollektortyp Vacuum	n CS 10.	
	Wartungsanforderungen maintenance requirements	$\boxtimes$	
	zulässige Wind- und Schneelast permissible wind and snow load	$\boxtimes$	

The test report is valid for collector type Vacuum CS 10 as specified above as.

# 2 Prüfergebnisse Wärmeleistung Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung: Determination of power per collector unit:	$\dot{\mathbf{Q}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{G}^* \left( \eta_0 - \mathbf{a}_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{\mathbf{G}^*} \right)$	$-a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*}$
	Konversionsfaktor η <sub>0</sub> [-] conversion factor	0.730
w	/ärmedurchgangskoeffizient a1 [W/(m²K)] heat transfer coefficient	1.726
temperaturabhängiger Wa	ärmedurchgangskoeffizient a <sub>2</sub> [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )] temperature depending heat transfer coefficient	0.012
I	Einfallswinkel-Korrekturfaktor $K_{\theta}$ (50°) [-] incidence angle modifier	siehe Seite: 13 see page: 13
fläche	enbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] area related heat capacity	56.202
	Volumenstrom [l/(m <sup>2</sup> h)] volume flow rate	72
	Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] aperture area per collector unit	0.95
peak power	Peakleistung [ $W_{peak}$ ] pro Kollektormodul (G <sup>*</sup> = 1000 W/m <sup>2</sup> , ( $\vartheta_m$ - $\vartheta_a$ )= 0) [ $W_{peak}$ ] per collector unit (G <sup>*</sup> = 1000 W/m <sup>2</sup> , ( $\vartheta_m$ - $\vartheta_a$ ) = 0)	694



#### Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

	Bestrahlungsstärke / Irradiance						
$ θ_m$ - $ θ_a$ in [K]	400 W/m <sup>2</sup> 700 W/m <sup>2</sup> 1000 W/m <sup>2</sup>						
0	277	485	694				
20	240	448	656				
40	194	402	610				
60	138	346	554				
80	73	281	489				
100	0 *)	207	416				

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

<sup>\*)</sup> Die Kollektorleistung ist mit Null angegeben, da sich rechnerisch bei diesen Betriebsbedingungen eine negative Kollektorleistung ergibt.

<sup>\*)</sup> 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.

Eingang Prüfling: Arrival of test sample:	03.08.2011
Prüfzeitraum: Test period:	12.08. – 07.11.2011
<b>Prüfer:</b> Test engineer:	M. Wild

Stuttgart, den 12.01.2012

Morald Drich

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 m<sup>2</sup> 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 m<sup>2</sup> 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		flächenb area rela	flächenbezogene Wärmekapazität area related heat capacity			
η <sub>0</sub> = 0.730		a <sub>1</sub> =	1.726 W/(m	ı²K)				
		a <sub>2</sub> =	0.012 W/(m	1²K²)	c =	56.202 kJ	/(m²K)	
Einfallswinkel-Ko	Einfallswinkel-Korrekturfaktoren							
	θ	0	20	40	50	60	70	90
$K_{ ext{ hetad}}$ = 1.20	$K_{\theta b}(\theta_l)$	1.00	1.00	0.99	0.95	0.83	0.62	0.00
	$K_{\theta b}(\theta_t)$	1.00	1.08	1.39	1.63	1.65	1.65	0.00

Berec	hnung	Isresu	Itate

calculation results

Standort / location	Hannover	Würzburg	Stötten
Einstrahlung [kWh/(m²a)] <i>radiation</i>	1022	1212	1354
Aperturfläche [m²] aperture area	Jährlicher Kollektorertrag <sup>1)</sup> [kWh/(m²a)] yearly energy gain		
3	626	759	829
4	565	673	728
5	507	587	631
6	455	514	548

<sup>1)</sup> 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

10

#### 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 quasidynamischen 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

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\Theta b}(\theta_1, \theta_1) G_b + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\Theta d} G_d - c_1(\theta_m - \theta_a) - c_2(\theta_m - \theta_a)^2 - c_5 \frac{d\theta_m}{dt}$$

mit/with

$$K_{\Theta b}(\theta_l, \theta_t) = K_{\theta b}(\theta_l, 0) \cdot K_{\theta b}(0, \theta_t)$$

Ergebnisse der Regression

Regression results

auf Aperturfläche bezogen based on the aperture area		
<b>F</b> '(τα) <sub>en</sub> :	0.686 [-]	
κ <sub>θd</sub> :	1.200 [-]	
C <sub>1</sub> :	1.726 [W/(m²K)]	
C <sub>2</sub> :	0.012 [W/(m²K²)]	
C <sub>5</sub> :	56.202 [kJ/(m²K)]	

#### Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel $\theta$ incident angle $\theta$	0	20	40	50	60	70	90
К <sub>θb</sub> (θ <sub>l</sub> ):	1.00	1.00	0.99	0.95	0.83	0.62	0.00
K <sub>θb</sub> (θ <sub>t</sub> ):	1.00	1.08	1.39	1.63	1.65	1.65	0.00

#### Berechnung der Kollektorparameter

Calculation of the collector parameters

η <sub>0</sub> :	Konversionsfaktor / zero-loss collector efficiency ( $\eta_0$ at $\vartheta_m - \vartheta_a = 0$ ) [-]
	$\eta_0 = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\Theta b}(\theta_1 = 10,7^\circ; \theta_t = 10,7^\circ) \cdot 0.85 + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\Theta d} \cdot 0.15$
a <sub>1</sub> :	Wärmedurchgangskoeffizient / heat loss coefficient [W/(m <sup>2</sup> K)]
	$a_1 = c_1$
a <sub>2</sub> :	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient
	temperature dependence of the heat loss coefficient [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]
	$a_2 = c_2$
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

Α	[m²]	Aperturfläche / aperture area
а	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts
		coefficient for calculation of pressure loss
<b>a</b> 1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / heat transfer coefficient
a <sub>2</sub>	[W/(m²K²)]	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient
		temperature depending heat transfer coefficient
b	[(mbar h)/l]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts
		coefficient for calculation of pressure loss
D <sub>0</sub>	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkeikorrekturfaktors der direkten
		beam irradiance
С	[k,J/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors
	[	area based heat capacity of the collector
<b>C</b> <sub>1</sub>	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / heat transfer coefficient
<b>C</b> <sub>2</sub>	[W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient
	• • · · -	temperature depending heat transfer coefficient
<b>C</b> 5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors
		area based heat capacity of the collector
<b>F'(</b> τα) <sub>en</sub>	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke
	5477 01	conversion factor of the beam irradiance
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / hemispherical solar irradiance
G <sub>b</sub>	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / beam solar irradiance
G <sub>d</sub>	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / diffuse solar irradiance
K <sub>θ</sub> (θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
K (0)	r 1	Incident angle modilier of the hemispherical solar madiance
К <sub>θb</sub> (⊎)	[-]	EINTAIISWINKEIKOFFEKTUITAKTOF GEF GIFEKTEN BESTFAHIUNGSSTAFKE
K.	[_]	Finfallswinkelkorrekturfaktor der diffusen Bestrahlungsstärke
r∿θd	1 1	incident angle modifier of the diffuse solar irradiance
(kA) <sub>WT</sub>	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers
, ,	• •	heat transfer capacity of the solar heat exchanger
m	[l/h]	Massenstrom / mass flow rate
Ż	[W]	Kollektorleistung / power per collector unit
ġ	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / area based collector power
Δр	[mbar]	Druckverlust / pressure loss
η	[-]	Wirkungsgrad / collector efficiency
$\eta_0$	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke
-		conversion factor
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / heat conductivity
θ	[°C]	Temperatur / temperature
θa	[°C]	Umgebungstemperatur / ambient air temperature
θe	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / collector outlet temperature
Գin	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / collector inlet temperature
Ֆա	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / mean fluid temperature
θ.	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke
Ŭ		incidence angle of the beam solar irradiance



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



# 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.: 11COL1017 Test Report No.: 11COL1017

Stuttgart, den 12.01.2012 Stuttgart, January 12<sup>th</sup>, 2012

Auftraggeber: *client:*  CAMEL SOLAR LTD Veljko Vlahovic 18 (mezanin) 1000 Skopje Republic of Macedonia

Hersteller: manufacturer: CAMEL SOLAR LTD

Typ: type: Vacuum CS 15

Herstelljahr: year of production: 2011

## Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben
2	Prüfergebnisse Wärmeleistung9 Test Results Thermal Performance
3	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
4	Prüfverfahren
Anhang Annex	A: Ertragsvorhersage
Anhang Annex	B: Erklärung zu den Ergebnissen der Messungen unter quasi-dynamischen Bedingungen13 B: Explanation upon the Measurements under quasi-dynamic Conditions
Anhang Annex	g C: Nomenklatur

# 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: <u>v_ristov@hotmail.com</u>
Typ:	Vacuum CS 15
type:	Vacuum CS 15
Herstellernummer:	No 11206
serial no.:	<i>No 1120</i> 6
Interne Kennzeichnung des Prüflabors:	C1017A
internal identification of test laboratory:	C1017A
Serienprodukt oder Baumuster:	Serienprodukt
serial product or model:	serial product
Herstelljahr:	2011
year of production:	2011

Bezugsflächen	von Prüflabor bestimmt
Dimensions of collector unit	determined by test laboratory
Bruttofläche:	2.35 m <sup>2</sup>
gross area:	2.35 m <sup>2</sup>
Aperturfläche:	1.42 m²
aperture area:	<i>1.42 m</i> ²
Absorberfläche:	1.21 m²
absorber area:	1.21 m²

Kol	lektor	/Geł	näuse
Tooh	nicol fia	uroo	

l'echnical fidures		
	Bauart: collector type:	direkt durchströmter Vakuumröhrenkollektor evacuated tubular collector with direct flow
	Länge: length:	1990 mm (von Prüflabor bestimmt) 1990 mm (determined by test laboratory)
	Breite: width:	1180 mm (von Prüflabor bestimmt) 1180 mm (determined by test laboratory)
	Höhe: height:	158 mm (von Prüflabor bestimmt) 158 mm (determined by test laboratory)
	Material: material:	Aluminium Rahmen + Sammlerkasten aluminium frame + manifold
	Gewicht: weight:	45 kg <i>45 kg</i>
	Dichtungsmaterialien: sealing material:	Gummi <i>rubber</i>
	Einbauweise: collector mounting:	Aufdach, Flachdach <i>On roof, flat roof</i>

Absorber Absorber	
Material:	Glas
material:	<i>glass</i>
Verbindung Absorber-Fluidkanäle:	Aluminium Wärmeleitblech
Joint absorber-risers:	aluminium heat transfer sheet
Dicke:	1.5 mm
thickness:	<i>1.5 mm</i>
Oberflächenbehandlung:	CU/SS-ALN(H) / SS-ALN(L)ALN
surface treatment:	<i>CU/SS-ALN(H) / SS-ALN(L)ALN</i>
Absorptionsgrad:	0.92 – 0.96
absorptance:	0.92 – 0.96
Emissionsgrad:	0.04 - 0.06
emittance:	0.04 - 0.06
Wärmeträgerinhalt:	2.95 Liter
heat transfer fluid content:	2.95 litres
Durchströmungsform:	parallel
flow pattern:	<i>parallel</i>
Abmessungen Absorberrohre:	8 x 0.4 mm (U-Rohr)
dimension absorber tubes:	<i>8 x 0.4 mm (U pipe)</i>
Anzahl Absorberrohre:	15
number of absorber tubes:	<i>15</i>
Abstand der Absorberrohre:	75 mm
distance between absorber tubes:	75 mm
Abmessungen Sammlerrohr:	22 x 0.8 mm
dimension of the header:	22 x 0.8 mm
Anzahl Anschlüsse:	2
number of connections:	2
Ausführung Anschlüsse:	Kupferrohr Ø 22 mm
realisation of connections:	<i>Copper pipe Ø 22 mm</i>

## Transparente Abdeckung

Transparent cover:	
Anzahl:	1
number:	1
Außendurchmesser der Glasröhre: outer diameter glass tube :	58 mm 58 mm
Material: material:	Borosilikat 3.3 Glas high borosilicate 3.3 glass
Hersteller: manufacturer:	HAINING BAOGUANG HEAT COLLECTION TUBES CO:; LTD - China HAINING BAOGUANG HEAT COLLECTION TUBES CO:; LTD - China
Produktbezeichnung: brand name:	Three target vacuum tube Three target vacuum tube
Transmissionsgrad: transmittance:	0.92 0.92
Dicke: thickness:	1.5 mm <i>1.5 mm</i>

Wärmedämmung Thermal insulation:	
	Sammler header
Material:	Steinwolle
material:	rockwool
Hersteller:	Febran, Greece
manufacturer:	<i>Febran, Greece</i>
Produktbezeichnung:	Geolan B-001
product name:	Geolan B-001
Wärmeleitfähigkeit:	0.035 W/mK
thermal conductivity:	0.035 W/mK
Wärmekapazität:	keine Angabe
heat capacity:	not specified
Dichte:	100 kg/m³
density:	100 kg/m³
Dicke:	20 mm
thickness:	20 mm

#### Grenzdaten

Limitations:		
	Stillstandstemperatur: stagnation temperature:	250 °C (von Prüflabor bestimmt) 250 °C (determined by test laboratory)
	max. zul. Betriebsüberdruck: max. operation pressure:	10 bar <i>10 bar</i>
	Zulässiger Wärmeträger: allowed heat transfer fluid:	Glykol-Wassermischung Glycol/water mixture
I	Nenndurchfluss pro Kollektor: nominal flow rate per collector:	90 kg/h <i>90 kg/h</i>

#### Feststellung des Kollektors

Collector identification:

initiation.	
Zeichnungssatz:	• \
construction characteristics:	0

- Vacuum collector CS15 Zeichnung Nr. CS15-9 -Datum: 08.2011
- Vacuum collector CS15 side view
   Zeichnung Nr. CS15-10 Datum: 08.2011
- Vacuum tube Zeichnung Nr. CS15-6 -Datum: 08.2011
- Manifold Zeichnung Nr. CS15-3 -Datum: 08.2011
- Copper pipe 830 Zeichnung Nr. CS15-2/1 -Datum: 08.2011
- Copper pipe 710 Zeichnung Nr. CS15-2/2 -Datum: 08.2011
- Heat transfer sheet Zeichnung Nr. CS15-1 -Datum: 08.2011
- Copper pipe for the absorber Zeichnung Nr. CS15-5 - Datum: 08.2011

	<ul> <li>Vacuum collector CS15 - drawing no. CS date: 08.2011</li> </ul>	15-9 -	
	<ul> <li>Vacuum collector CS15 side view</li> <li>drawing no. CS15-10 - date: 08 2011</li> </ul>		
	<ul> <li>Vacuum tube - drawing no. CS15-6 - date</li> </ul>	e: 08.201	1
	<ul> <li>Manifold - drawing no. CS15-3 - date: 08</li> </ul>	.2011	
	<ul> <li>Copper pipe 830 - drawing no. CS15-2/1 date: 08.2011</li> </ul>	-	
	<ul> <li>Copper pipe 710 - drawing no. CS15-2/2 date: 08.2011</li> </ul>	-	
	<ul> <li>Heat transfer sheet - drawing no. CS15-1 date: 08.2011</li> </ul>	-	
	<ul> <li>Copper pipe for the absorber - drawing no date: 08.2011</li> </ul>	D. CS15-	5 -
Datenblätter:	ITW Datenblatt Kollektor Vacuum CS	15	
technical data sheets:	Vacuum CS15 – Material, Doc.n.: 7.1	/1	
	<ul> <li>BAOGUANG Heat Collection Tubes ( Three-target vacuum tube performan- specification</li> </ul>	Co., Ltd. ce and	
	<ul> <li>Fibron EC Declaration of Conformity,</li> </ul>	stone w	ool
	ITW data sheet collector Vacuum CS 15		
	Vacuum CS15 – Material, Doc.n.: 7.1/1		
	<ul> <li>BAOGUANG Heat Collection Tubes Co., target vacuum tube performance and spe</li> </ul>	Ltd. Thre	e-
	Fibron EC Declaration of Conformity, stor	ne wool	
Kennzeichnung: labelling:	Das Typenschild enthält folgende nac 1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaber	h EN 12 n:	2975-
	The collector label shows the following ac 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:	cording	to EN
		ja <del>yes</del>	nein <i>n</i> o
	Name des Herstellers name of manufacturer	$\boxtimes$	
	Kollektortyp collector type	$\boxtimes$	
	Seriennummer serial number	$\boxtimes$	
	Herstellungsjahr year of production	$\boxtimes$	
	Brutto-Kollektorfläche gross area of collector	$\boxtimes$	
	Maße des Kollektors dimensions of collector	$\boxtimes$	
	Maximaler Betriebsdruck maximum operation pressure	$\boxtimes$	
	Stagnationstemperatur bei 1000 W/m <sup>2</sup> und 30°C stagnation temperature at 1000 W/m <sup>2</sup> and 30°C	$\boxtimes$	
	Volumen des Wärmeträgermediums volume of heat transfer fluid	$\boxtimes$	
	Leergewicht des Kollektors weight of empty collector	$\boxtimes$	
	Hergestellt in: made in:	$\boxtimes$	

	Das Typenschild ist gemäß EN 12 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar angel	2975-1:2 bracht.	2006
	The label is according to EN 12975-1:2006 visible and durable attached to the collector la	6 chapte abel.	r 7.2
Installationsanweisung: instructor installation manual :	<ul> <li>INSTALLATION MANUAL – for installer solar – CS VACUUM -10 – CS VACUU</li> </ul>	rs – can M -15	nel
	<ul> <li>INSTALLATION MANUAL – for installers – CS VACUUM -10 – CS VACUUM -15</li> </ul>	camel so	olar –
	Die Installationsanweisung(en) enthalte nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 r Angaben:	en folge notwend	ende ligen
	The installer instruction manual(s) contain according to EN 12975-1:2006 chapter information:	the follo 7.3 req	owing uired
		ja ves	nein no
	Maße und Gewicht des Kollektors dimensions and weight of the collector	$\boxtimes$	
	Anweisung für dessen Transport und		
	Handhabung instructions about the transport and handling of the collector	$\boxtimes$	
	Beschreibung des Montageverfahrens description of the mounting procedure	$\boxtimes$	
	Empfehlungen für den Blitzschutz recommendations about lightning protection	$\boxtimes$	
	Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander instructions about the coupling of the collectors to one another	$\boxtimes$	
	Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger- kreislauf <i>instructions about the connection of the</i> <i>collector field to the heat transfer circuit</i>	$\boxtimes$	
	Maße von Rohranschlüssen bei Kollektorgruppen bis 20 m <sup>2</sup> dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m <sup>2</sup>	$\boxtimes$	
	Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien recommendations about the heat transfer media	$\bowtie$	
	Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind precautions to be taken during filling, operation and service		
	maximaler Betriebsdruck	$\boxtimes$	
	Druckabfall pressure drop	$\boxtimes$	
	größter und kleinster Neigungswinkel maximum and minimum tilt angle	$\boxtimes$	

Gültigkeit Validity:	Der Prüfbericht ist gültig für den ober beschriebenen Kollektortyp Vacuum	า CS 15.	
	Wartungsanforderungen maintenance requirements		
	zulässige Wind- und Schneelast permissible wind and snow load	$\boxtimes$	

The test report is valid for collector type Vacuum CS 15 as specified above as.

# 2 Prüfergebnisse Wärmeleistung Test Results Thermal Performance

Bestimmung der Kollektorleistung: Determination of power per collector unit:	$\dot{\mathbf{Q}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{G}^* \left( \eta_0 - \mathbf{a}_1 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)}{\mathbf{G}^*} \right)$	$-a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*}$
	Konversionsfaktor η <sub>0</sub> [-] conversion factor	0.738
w	/ärmedurchgangskoeffizient a1 [W/(m²K)] heat transfer coefficient	1.725
temperaturabhängiger Wa	ärmedurchgangskoeffizient a <sub>2</sub> [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )] temperature depending heat transfer coefficient	0.010
	Einfallswinkel-Korrekturfaktor $K_{\theta}$ (50°) [-] incidence angle modifier	siehe Seite: 13 see page: 13
fläche	enbezogene Wärmekapazität c [kJ/(m²K)] area related heat capacity	58.407
	Volumenstrom [I/(m <sup>2</sup> h)] volume flow rate	72
	Aperturfläche pro Kollektormodul A [m²] aperture area per collector unit	1.42
peak power	Peakleistung [ $W_{peak}$ ] pro Kollektormodul (G* = 1000 W/m <sup>2</sup> , ( $\vartheta_m$ - $\vartheta_a$ )= 0) : [ $W_{peak}$ ] per collector unit (G* = 1000 W/m <sup>2</sup> , ( $\vartheta_m$ - $\vartheta_a$ ) = 0)	1048



#### Kollektorleistung pro Modul [W]

Power output per collector unit [W]

	Bestrahlungsstärke / Irradiance				
ુ <sub>m</sub> -ુain [K]	400 W/m <sup>2</sup> 700 W/m <sup>2</sup> 1000 W/m <sup>2</sup>				
0	419	734	1048		
20	365	679	993		
40	298	613	927		
60	221	535	850		
80	132	447	761		
100	32	347	661		

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

## 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.

Eingang Prüfling: Arrival of test sample:	03.08.2011
Prüfzeitraum: Test period:	12.08. – 07.11.2011
<b>Prüfer:</b> Test engineer:	M. Wild

Stuttgart, den 12.01.2012

Marula Drich

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 m<sup>2</sup> 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 m<sup>2</sup> as well as for reference climate data of Hannover, Würzburg and Stötten (Ostalb).

Kollektork	Kollektorkennwerte (Bezug: Aperturfläche)							
collector chara	cteristics (b	based on ape	erture area)					
Konversionsfakte	Conversionsfaktoreffektiver WärmedurchgangskoeffizientConversion factorheat transfer coefficient		flächenbezogene Wärmekapazität area related heat capacity					
$\eta_0 = 0.738$		a <sub>1</sub> =	1.725 W/(m²K)					
		a <sub>2</sub> =	0.010 W/(m²K²)		c =	58.407 kJ	/(m²K)	
Einfallswinkel-Ko	orrekturfaktoi <i>modifier</i>	ren						
	θ	0	20	40	50	60	70	90
$K_{ ext{ hetad}}$ = 1.20	K <sub>θb</sub> (θι)	1.00	1.00	1.00	0.96	0.84	0.65	0.00
	$K_{\theta b}(\theta_t)$	1.00	1.07	1.39	1.62	1.63	1.60	0.00

Berechnungsresultate
----------------------

calculation results

Standort / location	Hannover	Würzburg	Stötten				
Einstrahlung [kWh/(m²a)] <i>radiation</i>	1022 <b>1212</b>		1354				
Aperturfläche [m²] aperture area	Jährlicher Kollektorertrag <sup>1)</sup> [kWh/(m²a)] yearly energy gain						
3	632	766	838				
4	571	680	737				
5	515	594	639				
6	464	521	557				

<sup>1)</sup> 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

#### 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 quasidynamischen 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

$$\dot{q} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\Theta b}(\theta_{l},\theta_{t})G_{b} + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\Theta d}G_{d} - c_{1}(\theta_{m} - \theta_{a}) - c_{2}(\theta_{m} - \theta_{a})^{2} - c_{5}\frac{d\theta_{m}}{dt}$$

mit/with

$$K_{\Theta b}(\theta_l, \theta_t) = K_{\theta b}(\theta_l, 0) \cdot K_{\theta b}(0, \theta_t)$$

**Ergebnisse der Regression** 

Regression results

auf Aperturfläche bezogen based on the aperture area				
<b>F</b> '(τα) <sub>en</sub> :	0.695 [-]			
κ <sub>θd</sub> :	1.203 [-]			
C <sub>1</sub> :	1.725 [W/(m²K)]			
C <sub>2</sub> :	0.010 [W/(m²K²)]			
C <sub>5</sub> :	58.407 [kJ/(m²K)]			

#### Tabelle der Einfallswinkelkorrektur der direkten Bestrahlungsstärke

Table of the incidence angle modifier of the direct solar irradiance

Einfallswinkel $\theta$ incident angle $\theta$	0	20	40	50	60	70	90
К <sub>θb</sub> (θ <sub>l</sub> ):	1.00	1.00	1.00	0.96	0.84	0.65	0.00
K <sub>θb</sub> (θ <sub>t</sub> ):	1.00	1.07	1.39	1.62	1.63	1.60	0.00
#### Berechnung der Kollektorparameter

Calculation of the collector parameters

η <sub>0</sub> :	Konversionsfaktor / zero-loss collector efficiency ( $\eta_0$ at $\vartheta_m - \vartheta_a = 0$ ) [-]	
	$\eta_0 = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\Theta b}(\theta_1 = 10,7^\circ; \theta_t = 10,7^\circ) \cdot 0.85 + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\Theta d} \cdot 0.15$	
a <sub>1</sub> :	Wärmedurchgangskoeffizient / heat loss coefficient [W/(m²K)]	
	$a_1 = c_1$	
a <sub>2</sub> :	Temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient	
	temperature dependence of the heat loss coefficient [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]	
	$a_2 = c_2$	
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*

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 C: Nomenklatur Annex C: Symbols and Units

Α	[m²]	Aperturfläche / aperture area	
а	[(mbar h²)/l²]	Koeffizient zur Berechnung des Druckverlusts	
		coefficient for calculation of pressure loss	
<b>a</b> 1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / heat transfer coefficient	
a <sub>2</sub>	[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 <sub>0</sub>	[-]	Faktor zur Bestimmung des Einfallwinkelkorrekturfaktors der direkten	
		beam irradiance	
C	[k,]/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekanazität des Kollektors	
Ŭ		area based heat capacity of the collector	
C1	[W/(m²K)]	Wärmedurchgangskoeffizient / heat transfer coefficient	
<b>C</b> <sub>2</sub>	[W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient	
- 2		temperature depending heat transfer coefficient	
<b>C</b> 5	[kJ/(m²K)]	flächenbezogene Wärmekapazität des Kollektors	
		area based heat capacity of the collector	
<b>F</b> '(τα) <sub>en</sub>	[-]	Konversionsfaktor der direkten Bestrahlungsstärke	
		conversion factor of the beam irradiance	
G*	[W/m²]	hemisphärische Bestrahlungsstärke / hemispherical solar irradiance	
G <sub>b</sub>	[W/m²]	direkte Bestrahlungsstärke / beam solar irradiance	
G <sub>d</sub>	[W/m²]	diffuse Bestrahlungsstärke / diffuse solar irradiance	
K <sub>θ</sub> (θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke	
		incident angle modifier of the hemispherical solar irradiance	
K <sub>θb</sub> (θ)	[-]	Einfallswinkelkorrekturfaktor der direkten Bestrahlungsstarke	
	[]	Finfollowinkolkerrekturfekter der diffusen Bestrehlungsstörke	
<b>n</b> <sub>θd</sub>	[-]	incident angle modifier of the diffuse solar irradiance	
(kA) <sub>wr</sub>	[W/K]	Wärmeübertragungsvermögen des Solarwärmeübertragers	
(10.700)	[]	heat transfer capacity of the solar heat exchanger	
ṁ	[l/h]	Massenstrom / mass flow rate	
Ó	[\\\/]	Kollektorleistung / nower per collector unit	
Q		Nonektoneistung / power per conector unit	
ġ	[W/m²]	flächenbezogene Kollektorleistung / area based collector power	
∆р	[mbar]	Druckverlust / pressure loss	
η	[-]	Wirkungsgrad / collector efficiency	
ηο	[-]	Konversionsfaktor der hemisphärischen Bestrahlungsstärke	
-		conversion factor	
λ	[W/(mK)]	Wärmeleitfähigkeit / heat conductivity	
θ	[°C]	Temperatur / temperature	
θa	[°C]	Umgebungstemperatur / ambient air temperature	
θe	[°C]	Kollektoraustrittstemperatur / collector outlet temperature	
9 <sub>in</sub>	[°C]	Kollektoreintrittstemperatur / collector inlet temperature	
 Գա	[°C]	mittlere Fluidtemperatur / mean fluid temperature	
Ĥ	[°]	Einfallswinkel der direkten Bestrahlungsstärke	
		incidence angle of the beam solar irradiance	



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



## **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.: 11COL1017Q Test Report No.: 11COL1017Q

Stuttgart, den 12.01.2012 Stuttgart, January 12<sup>th</sup>, 2012

Auftraggeber: *client:*  CAMEL SOLAR LTD Veljko Vlahovic 18 (mezanin) 1000 Skopje Republic of Macedonia CAMEL SOLAR LTD

Hersteller: manufacturer:

Typ: type: Vacuum CS 15

Herstelljahr: year of production:

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

2011

## Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben
2	Innendruckprüfung des Absorbers
3	Prüfung der Hochtemperaturbeständigkeit9 High Temperature Resistance
4	Expositionstest
5	Schneller äußerer Temperaturwechsel
6	Schneller innerer Temperaturwechsel10 Internal Thermal Shock
7	Beregnungsprüfung11 Rain Penetration
8	Mechanische Belastung
10	Stagnationstemperatur
11	Endkontrolle
12	Zusammenfassung der Zuverlässigkeitsprüfungen13 Summary of Reliability Tests
13	Prüfvorkommnisse und Betriebsverhalten des Kollektors
14	Prüfverfahren

## 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: <u>v_ristov@hotmail.com</u>
<b>Typ:</b>	Vacuum CS 15
<i>type:</i>	<i>Vacuum</i> CS 15
Herstellernummer:	No 11201, No 0000409
serial no.:	<i>No 11201, No 0000409</i>
Interne Kennzeichnung des Prüflabors:	C1017B, C1017C
internal identification of test laboratory:	<i>C1017B</i> , <i>C1017C</i>
Serienprodukt oder Baumuster:	Serienprodukt
serial product or model:	serial product
Herstelljahr:	2011
year of production:	2011

von Prüflabor bestimmt determined by test laboratory
2.35 m <sup>2</sup>
2.35 m <sup>2</sup>
1.42 m <sup>2</sup>
1.42 m <sup>2</sup>
1.21 m <sup>2</sup>
1.21 m <sup>2</sup>

Kol	lektor	/Geh	näuse
Tech	nical figu	iroc	

Technical liquies		
5	Bauart: collector type:	direkt durchströmter Vakuumröhrenkollektor evacuated tubular collector with direct flow
	Länge: length:	1990 mm (von Prüflabor bestimmt) 1990 mm (determined by test laboratory)
	Breite: width:	1180 mm (von Prüflabor bestimmt) 1180 mm (determined by test laboratory)
	Höhe: height:	158 mm (von Prüflabor bestimmt) 158 mm (determined by test laboratory)
	Material: material:	Aluminium Rahmen + Sammlerkasten aluminium frame + manifold
	Gewicht: weight:	45 kg <i>45 kg</i>
	Dichtungsmaterialien: sealing material:	Gummi <i>rubber</i>
	Einbauweise: collector mounting:	Aufdach, Flachdach On roof, flat roof

Absorber Absorber	
Material:	Glas
material:	glass
Verbindung Absorber-Fluidkanäle:	Aluminium Wärmeleitblech
Joint absorber-risers:	aluminium heat transfer sheet
Dicke:	1.5 mm
thickness:	<i>1.5 mm</i>
Oberflächenbehandlung:	CU/SS-ALN(H) / SS-ALN(L)ALN
surface treatment:	<i>CU/SS-ALN(H) / SS-ALN(L)ALN</i>
Absorptionsgrad:	0.92 – 0.96
absorptance:	<i>0.92 – 0.96</i>
Emissionsgrad:	0.04 - 0.06
emittance:	0.04 - 0.06
Wärmeträgerinhalt:	2.95 Liter
heat transfer fluid content:	2.95 litres
Durchströmungsform:	parallel
flow pattern:	<i>parallel</i>
Abmessungen Absorberrohre:	8 x 0.4 mm (U-Rohr)
dimension absorber tubes:	<i>8 x 0.4 mm (U pipe)</i>
Anzahl Absorberrohre:	15
no. of absorber tubes:	<i>15</i>
Abstand der Absorberrohre:	75 mm
distance between absorber tubes:	75 mm
Abmessungen Sammlerrohr:	22 x 0.8 mm
dimension of the header:	22 x 0.8 mm
Anzahl Anschlüsse:	2
number of connections:	2
Ausführung Anschlüsse:	Kupferrohr Ø 22 mm
realisation of connections:	Copper pipe Ø 22 mm

## Transparente Abdeckung

Transparent cover:	
Anzahl:	1
number:	1
Außendurchmesser der Glasröhre:	58 mm
outer diameter glass tube :	58 mm
Material:	Borosilikat 3.3 Glas
material:	high borosilicate 3.3 glass
Hersteller:	HAINING BAOGUANG HEAT COLLECTION
manufacturer:	TUBES CO:; LTD - China
	HAINING BAOGUANG HEAT COLLECTION TUBES
	CO:; LTD - China
Produktbezeichnung:	Three target vacuum tube
brand name:	Three target vacuum tube
Transmissionsgrad:	0.92
transmittance:	0.92
Dicke:	1.5 mm
thickness:	1.5 mm
	•••

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

Wärmedämmung Thermal insulation:	
	Sammler header
Material:	Steinwolle
material:	rockwool
Hersteller:	Febran, Greece
manufacturer:	<i>Febran, Greece</i>
Produktbezeichnung:	Geolan B-001
product name:	Geolan B-001
Wärmeleitfähigkeit:	0.035 W/mK
thermal conductivity:	<i>0.035 W/mK</i>
Wärmekapazität:	keine Angabe
heat capacity:	not specified
Dichte:	100 kg/m³
density:	100 kg/m³
Dicke:	20 mm
thickness:	20 mm

#### Grenzdaten

Limitations:		
	Stillstandstemperatur: stagnation temperature:	250 °C (von Prüflabor bestimmt) 250 °C (determined by test laboratory)
	max. zul. Betriebsüberdruck: max. operation pressure:	10 bar <i>10 bar</i>
	Zulässiger Wärmeträger: allowed heat transfer fluid:	Glykol-Wassermischung Glycol/water mixture
I	Nenndurchfluss pro Kollektor: nominal flow rate per collector:	90 kg/h <i>90 kg/h</i>

#### Feststellung des Kollektors

Collector identification:

Zeichnungssatz: construction characteristics:

- Vacuum collector CS15 Zeichnung Nr. CS15-9 -Datum: 08.2011
- Vacuum collector CS15 side view
   Zeichnung Nr. CS15-10 Datum: 08.2011
- Vacuum tube Zeichnung Nr. CS15-6 -Datum: 08.2011
- Manifold Zeichnung Nr. CS15-3 -Datum: 08.2011
- Copper pipe 830 Zeichnung Nr. CS15-2/1 -Datum: 08.2011
- Copper pipe 710 Zeichnung Nr. CS15-2/2 -Datum: 08.2011
- Heat transfer sheet Zeichnung Nr. CS15-1 -Datum: 08.2011
- Copper pipe for the absorber Zeichnung Nr. CS15-5 - Datum: 08.2011

	<ul> <li>Vacuum collector CS10 - Zeichnung Nr. CS10-9 - Datum: 08.2011</li> </ul>
	<ul> <li>Vacuum collector CS10 side view</li> <li>Zeichnung Nr. CS10-10 - Datum: 08.2011</li> </ul>
	<ul> <li>Vacuum tube - Zeichnung Nr. CS10-6 - Datum: 08.2011</li> </ul>
	<ul> <li>Manifold - Zeichnung Nr. CS10-3 - Datum: 08.2011</li> </ul>
	<ul> <li>Copper pipe 830 - Zeichnung Nr. CS10-2/1 - Datum: 08.2011</li> </ul>
	<ul> <li>Copper pipe 710 - Zeichnung Nr. CS10-2/2 - Datum: 08.2011</li> </ul>
	<ul> <li>Heat transfer sheet - Zeichnung Nr. CS10-1 - Datum: 08.2011</li> </ul>
	<ul> <li>Copper pipe for the absorber - Zeichnung Nr. CS10-5 - Datum: 08.2011</li> </ul>
	<ul> <li>Vacuum collector CS15 - drawing no. CS15-9 - date: 08.2011</li> </ul>
	<ul> <li>Vacuum collector CS15 side view</li> <li>drawing no. CS15-10 - date: 08.2011</li> </ul>
	Vacuum tube - drawing no. CS15-6 - date: 08.2011
	Manifold - drawing no. CS15-3 - date: 08.2011
	Copper pipe 830 - drawing no. CS15-2/1 - date: 08.2011
	Copper pipe 710 - drawing no. CS15-2/2 - date: 08.2011
	Heat transfer sheet - drawing no. CS15-1 - date: 08.2011
	<ul> <li>Copper pipe for the absorber - drawing no. CS15-5 - date: 08.2011</li> </ul>
	<ul> <li>Vacuum collector CS10 - drawing no. CS10-9 - date: 08.2011</li> <li>Vacuum collector CS10 side view</li> </ul>
	- drawing no. CS10-10 - date: 08.2011
	Vacuum tube - drawing no. CS10-6 - date: 08.2011
	Manifold - drawing no. CS10-3 - date: 08.2011
	Copper pipe 830 - drawing no. CS10-2/1 - date: 08.2011
	<ul> <li>Copper pipe 710 - drawing no. CS10-2/2 - date: 08.2011</li> </ul>
	Heat transfer sheet - drawing no. CS10-1 - date: 08.2011
	<ul> <li>Copper pipe for the absorber - drawing no. CS10-5 - date: 08.2011</li> </ul>
Datenblätter:	ITW Datenblatt Kollektor Vacuum CS 15
technical data sheets:	ITW Datenblatt Kollektor Vacuum CS 10
	Vacuum CS15 – Material, Doc.n.: 7.1/1
	Vacuum CS10 – Material, Doc.n.: 7.1/2
	<ul> <li>BAOGUANG Heat Collection Tubes Co., Ltd. Three-target vacuum tube performance and specification</li> </ul>
	<ul> <li>Fibron EC Declaration of Conformity, stone wool</li> </ul>

	ITW data sheet collector Vacuum CS 15		
	ITW data sheet collector Vacuum CS 10		
	<ul> <li>Vacuum CS15 – Material, Doc.n.: 7.1/1</li> <li>Vacuum CS10 – Material, Doc.n.: 7.1/2</li> </ul>		
	RAOGUANG Heat Collection Tubes Co. 1	td Thre	e-
	target vacuum tube performance and spec	ification	Ŭ
	Fibron EC Declaration of Conformity, stone	e wool	
Kennzeichnung: labelling:	Das Typenschild enthält folgende nach 1:2006 Kapitel 7.2 geforderten Angaben:	EN 12	2975-
	The collector label shows the following acc 12975-1:2006 chapter 7.2 required data:	ording t	to EN
		ja <del>yes</del>	nein <i>n</i> o
	Name des Herstellers name of manufacturer	$\boxtimes$	
	Kollektortyp <i>collector type</i>	$\boxtimes$	
	Seriennummer serial number	$\boxtimes$	
	Herstellungsjahr year of production	$\boxtimes$	
	Brutto-Kollektorfläche gross area of collector	$\boxtimes$	
	Maße des Kollektors dimensions of collector	$\boxtimes$	
	Maximaler Betriebsdruck maximum operation pressure	$\boxtimes$	
	Stagnationstemperatur bei		
	stagnation temperature at 1000 W/m <sup>2</sup> and 30°C	$\boxtimes$	
	Volumen des Wärmeträgermediums volume of heat transfer fluid	$\boxtimes$	
	Leergewicht des Kollektors weight of empty collector	$\boxtimes$	
	Hergestellt in: <i>made in:</i>	$\boxtimes$	
	Das Typenschild ist gemäß EN 1 Kapitel 7.2 gut sichtbar und haltbar ange	2975-1: bracht.	2006
	The label is according to EN 12975-1:200 visible and durable attached to the collector l	6 chapte abel.	er 7.2
Installationsanweisung:	<ul> <li>INSTALLATION MANUAL – for installe</li> <li>color CS VACUUM 10 CS VACUUM</li> </ul>	rs – cai	mel
	<ul> <li>INSTALLATION MANUAL – for installers – CS VACUUM -10 – CS VACUUM -15</li> </ul>	camel s	olar —
	Die Installationsanweisung(en) enthalte nach EN 12975-1:2006 Kapitel 7.3 i Angaben:	en folg notwend	ende digen
	The installer instruction manual(s) contain according to EN 12975-1:2006 chapter information:	the foll 7.3 rec	owing quired

	ja <u>yes</u>	nein <i>n</i> o
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	$\boxtimes$	
Beschreibung des Montageverfahrens description of the mounting procedure	$\boxtimes$	
Empfehlungen für den Blitzschutz recommendations about lightning protection	$\boxtimes$	
Anweisung für die Verbindung der Kollektoren untereinander instructions about the coupling of the collectors to one another	$\boxtimes$	
Anweisungen für den Anschluss des Kollektorfeldes an den Wärmeträger- kreislauf <i>instructions about the connection of the</i> <i>collector field to the heat transfer circuit</i> Maße von Pohranschlüssen hei	$\boxtimes$	
Kollektorgruppen bis 20 m <sup>2</sup> dimensions of pipe connections for collector arrays up to 20 m <sup>2</sup>	$\boxtimes$	
Hinweise hinsichtlich der verwendbaren Wärmeträgermedien recommendations about the heat transfer media	$\boxtimes$	
Vorsichtsmaßnahmen die beim Füllen, Betrieb und Wartung zu treffen sind precautions to be taken during filling, operation and service		
maximaler Betriebsdruck maximum operation pressure	$\boxtimes$	
Druckabfall pressure drop	$\boxtimes$	
größter und kleinster Neigungswinkel maximum and minimum tilt angle	$\boxtimes$	
zulässige Wind- und Schneelast permissible wind and snow load	$\boxtimes$	
Wartungsanforderungen maintenance requirements	$\boxtimes$	
Day Dyöthayiahtiat göltig för dag alaga		

Gültigkeit	
Validity:	

Der Prüfbericht ist gültig für den oben beschriebenen Kollektortyp Vacuum CS 15 sowie für den baugleichen Kollektor Vacuum CS 10.

The test report is valid for collector type Vacuum CS 15 as specified above as well as for the collector Vacuum CS 10 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: 14.10.2011 *date:* 

max. Betriebsdruck	Prüfdruck	Prüfdauer
<i>max. operating pressure</i>	test pressure	test duration
[bar]	[bar]	[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: 31.08.2011 *date:* 

Prüfdauer	mittlere Bestrahlungsstärke	mittlere Umgebungstemperatur
test duration	<i>mean irradiance</i>	<i>mean ambient temperature</i>
[min]	[W/m²]	[°C]
60	1025	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* 

### **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: Duration of exposure:	10.08 27.09.2011		48 Tage <i>48 day</i> s
Einstrahlungssumme in Kollektorebene sum of global irradiation	Anzahl Tage mit mehr als 14 MJ/m <sup>2</sup> number of days with more than 14 MJ/m <sup>2</sup>	Niederschlags- summe sum of rainfall	Anzahl Stunden über 850 W/m <sup>2</sup> number of hours with more than 850 W/m <sup>2</sup>
[MJ/m²]	[d]	[l/m²]	[h]
869	33	49	81

**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: 17.08.2011

1. test:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m <sup>2</sup> ]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
4.2	13	944	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: 18.08.2011

2. test:

Volumenstrom <i>flow rate</i> [I/(m²min)]	Fluidtemperatur fluid temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m <sup>2</sup> ]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
4.2	13	1046	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* 

## 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: 17.08.2011

1. test

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur fluid temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
1.4	12	1034	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: 18.08.2011

2. test

Volumenstrom <i>flow rate</i> [l/(m²min)]	Fluidtemperatur <i>fluid temperature</i> [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m <sup>2</sup> ]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
1.4	15	884	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* 

### 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: 30.11.2011 *date:* 

Volumenstrom	Fluidtemperatur	Prüfdauer
<i>flow rate</i>	<i>fluid temperature</i>	<i>test duration</i>
[l/(m²min)]	[°C]	[h]
3.6	14	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

#### 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: 05.10.2011 *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* 

#### 10 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: 31.08.2011 *date:* 

mittlere Bestrahlungsstärke G <sub>m</sub> mean irradiance	mittlere Absorbertemperatur ૭ <sub>sm</sub> mean absorber temperature	mittlere Umgebungstemperatur θ <sub>am</sub> <i>mean ambient temperature</i>
[W/m²]	[°C]	[°C]
1025	246	21

**Ergebnis:** Die Stagnationstemperatur  $\vartheta_{stg}$  für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von

#### $G_s = 1000 \text{ W/m}^2 \text{ und } \vartheta_{as} = 30 \text{ °C ergibt sich nach}$

Conclusion: The stagnation temperature  $\vartheta_{stg}$  for the required ambient conditions  $G_s = 1000 \text{ W/m}^2$  and  $\vartheta_{as} = 30 \text{ °C}$  is calculated according

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

zu  $\vartheta_{stg} = 250 \ ^{\circ}C$ 

### 11 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: 30.11.2011 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

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

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	1

**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* 

## 12 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".

#### 12.1 Prüfungen

Tests

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

#### 12.2 Sicherheit

Safety

Die Stagnationstemperatur bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m<sup>2</sup> und einer Umgebungstemperatur von 30 °C beträgt 250 °C.

The stagnation temperature at an irradiance of 1000 W/m<sup>2</sup> and an ambient temperature of 30°C reaches 250 °C.

#### 12.3 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).

#### 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".

Die Dauerhaftigkeits- und Zuverlässigkeitsprüfung wurde mit Ausnahme der Beregnungsprüfung an dem Kollektor mit der internen Prüflingsnummer C1017B durchgeführt. Die Beregnungsprüfung wurde an dem Kollektor mit der internen Prüflingsnummer C1017C 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 C1017B with the exception of rain penetration test. The rain penetration test was accomplished at the collector with internal identification C1017C.

**Eingang Prüfling:** Arrival of test sample: 03.08.2011, 29.11.2011

Prüfzeitraum: Test period: Prüfer: Test engineer: 10.08. – 30.11.2011

Dipl.-Ing. M. Herr, Dipl.-Ing. D. Traub, M. Wild, M.Sc. P. Kofler, Dipl.-Ing. (FH) C. Twerdy

Stuttgart, den 12.01.2012

Maidel Driel

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



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



## Prüfbericht Bestimmung der Wärmeverlustrate eines Trinkwasserspeichers

Prüfbericht-Nr.: 11STO199

Stuttgart, den 02.05.2011

Auftraggeber: Langendorf Dämmtechnik GmbH Hansastrasse 9 49134 Wallenhorst

Hersteller:Langendorf Dämmtechnik GmbHSpeichertyp:USW2-750L-FS/M4Herstelljahr:2011

## 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
5	Bemerkung	. 6
6	Prüfverfahren	. 6

1 Technische Daten							
Hersteller:				Тур:			
	Dinox-D	)		Trink	wasserspeicher		
Herstelljahr:	Herstellnummer:	Nenni	nhalt:	Ausführung:			
2010	J/2473	75	0 Liter	Edelsta	hl-Standspeicher		
Wärmeleistun	g oder Leistungszahl:	Prüfung nac	h DIN 4753	Gewicht Speicher:			
	k. A.	k.	А.		k. A.		
				Wass	erraum:		
Wasserse	itiger Korrosionss	chutz:		Ede	elstahl		
zulässiger	Betriebsüberdruc	ck:		k. A.			
zulässige	Betriebstemperat	ur:		k. A.			
Wärmedä	mmung:		Deckel:	Deckel: 100 mm Weichschaum			
(interne B	ezeichnung: M4)		Mantel:	100 mm Weichso	chaum		
			Boden:	120 mm Polyester	rfaservlies		
			Ringrau	Ringraum: ohne			
Wärmeübertrager			Kol	lektorkreis	Nachheizung		
zulässiger Betriebsüberdruck [bar]:				k. A.	k. A.		
zulässige	Betriebstemperati	ur [°C]:		k. A.	k. A.		
Inhalt des	Wärmeübertrage	rs [Liter]:		k. A.	k. A.		
Ausführu	ng und Fläche:		Glat	ttrohr, 2,4 $m^2$	Glattrohr, 1,4 m <sup>2</sup>		

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> lt. Angabe des Herstellers

TZS Stuttgart Pfaffenwaldring 6 70550 Stuttgart



AG = Außengewinde

IG = Innengewinde

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> laut Angabe des Herstellers

## 3 Prüfergebnisse

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'. Zusätzlich wurde die Wärmeverlustrate im Betrieb nach ENV 12977-3:2001 'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 3: Performance characterisation of stores for solar heating systems' bestimmt. Hierbei wurden die folgenden Größen ermittelt:

3.1 Geometrische Größen								
Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Dur	chmesser:	Durchmes	ser Wasserraum:			
2,17 m 1,73 m			0,95 m		0,75 m			
3.2 Volumina								
Wasserraum:		Solarkreiswärmeüb	ertrager:	Nachhe	izkreiswärmeübertrager:			
<b>749,2</b> Liter 19,			Liter 9,6 Liter					
3.3 Wärme	everlustrate							
Wärmeverlustrate (Be	etrieb):		Wärmeverlustrate (Stillstand):					
			4,17 ± (	<b>),07</b> <sup>3</sup> W/K				
Wärmeverlustrate De	stand):	Wärmeverlustra	ate Boden (Still	stand):				
			1,97	W/K				

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Standardabweichung der Regressionsanalyse

#### 4 Prüfvorkommisse

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 **nicht** erfüllt.

### 6 Prüfverfahren

#### 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: Prüfungszeitraum: Identifikation Prüfling: Ort der Prüfungen Prüfer: 08.02.2011 14.02.2011 bis 25.02.2011 Aufkleber: 11STO199 Stuttgart, Pfaffenwaldring 10 Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 2. Mai 2011

Marald Drid

Dr. Ing. Harald Drück - Leiter TZS -



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



## Prüfbericht Speicher zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung (Kombispeicher) Bestimmung der Wärmeverlustrate

Prüfbericht-Nr.: 11STO201

Stuttgart, den 10.05.2011

Auftraggeber: Monier Braas GmbH Frankfurter Landstrasse 2-4 61440 Oberursel

Hersteller:Monier Braas GmbHSpeichertyp:Braas Solar Kombispeicher CW+Herstelljahr:2011

## Inhaltsverzeichnis

S	Seite
1 Technische Daten	
2 Schematischer Aufbau	
3 Prüfergebnisse	
3.1 Geometrische Größen	
3.2 Volumina	
3.3 Wärmetechnische Kenngrößen	
4 Prüfvorkommnisse	
5 Bemerkung 6	
6 Prüfverfahren	
6.1 Allgemeines	

1 Technische Daten							
Hersteller:					Тур:		
	Monier Braas	s GmbH			Braas Solar k	Kombispeicher CW+	
Herstelljahr:	Herstellnummer:	Nenn	inhalt	:	Ausführung:		
2011	69092	8	00	Liter	Stahl-S	Standspeicher	
Wärmeleistun	g oder Leistungszahl:	Prüfung nac	ch DI	N 4753	Gewicht Speicher (lee	r, ohne Wärmedämmung):	
	k. A.	k	к. А			160 kg	
					Wasse	rraum:	
Wasserse	itiger Korrosionss	chutz:			Nicht vo	rhanden	
zulässige	r Betriebsüberdru	ek:		3 bar			
zulässige	Betriebstemperat	ur:		95 °C			
Wärmedä	immungen:			Deckel	Deckel: 120 mm Polyesterfaservlies		
"Symbio"	' und "Symbio NT	<b>~</b> ((		Mantel 120 mm Polyesterfaservlies			
				Boden 60 mm Polyesterfaservlies			
Wärmeübertrager				Ко	llektorkreis	Trinkwasser	
zulässiger	r Betriebsüberdru	ek [bar]:		10		6	
zulässige	Betriebstemperat	ur [°C]:			95	95	
Inhalt des	s Wärmeübertrage	rs [Liter]:		k. A.		30	
Ausführu	ng:			Glattrohr Edelstahl-Wellrohr			

Die beiden verwendeten Wärmedämmungen unterscheiden sich in der Dichte und in der Wärmeleitfähigkeit:

,,Symbio":  $\rho = 13 \text{ kg/m}^3$ ,  $\lambda = 0,0386 \text{ W/(m·K)}$ ,,Symbio NT":  $\rho = 15 \text{ kg/m}^3$ ,  $\lambda = 0,0349 \text{ W/(m·K)}$ 

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> lt. Angabe des Herstellers

TZS Stuttgart Pfaffenwaldring 6 70550 Stuttgart



T = Thermometer

IG = Innengewinde

AG = Außengewinde

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> laut Angabe des Herstellers

## 3 Prüfergebnisse

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' '. Zusätzlich wurde die Wärmeverlustrate im Betrieb nach ENV 12977-3:2001 'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 3: Performance characterisation of stores for solar heating systems' bestimmt.

Hierbei wurden die folgenden Größen ermittelt:

3.1 Geometrische Größen									
Maximale Höhe: Höhe Wasserraum: Max. Durchmesser: Durchmesser Wasserraum:									
1,87 m		1,59 m			1,00 m		0,79 m		
3.2 Volumina									
Wasserraum:			Kollektor	kreiswärm	eübertrager:	Trinkwas	serwärmeübertrager:		
734,7	Liter <sup>3</sup>	3		4,0	Liter		30,0 Liter		
3.3 Wärme	etech	nische	e Ken	ngröß	en	·			
Thermische Kapazita	ät des ge	samten Spei	ichers:						
			323	9,1 kJ/	$/K^{3} \pm 2,5 \%$				
Wärmedäm	mung	g "Symt	oio":						
Wärmeverlustrate (E	Betrieb):	Wärmeverlu Deckel+Ma	ustrate ntel (Stills	tand)	Wärmeverlustrate Boden (Stillstand):		Wärmeverlustrate gesamt (Stillstand):		
3,42 W/K <b>3,12</b> W/			12 W/I	K	<b>0,55</b> W/K		<b>3,67</b> W/K		
Wärmedämmung "Symbio NT":									
Wärmeverlustrate (Betrieb): Wärmeverlustrate Deckel+Mantel (Stillsta			tand)	Wärmeverlustrate Boden (Stillstand):		Wärmeverlustrate gesamt (Stillstand):			
3,23 W/K <b>2,75</b> W/K			K	<b>0,54</b> W	//K	<b>3,29</b> W/K			

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Mittelwert aus 2 Messungen

### 4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

## **5** Bemerkung

Mit einer Wärmeverlustrate von 3,67 W/K bzw. 3,29 W/K im Stillstand (stand-by) 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

#### 6.1 Allgemeines

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.

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

Eingang Prüfling: Prüfungszeitraum: Identifikation Prüfling: Ort der Prüfungen Prüfer: 15.04.2011 20.04.2011 bis 09.05.2011 Aufkleber: 11STO201 Stuttgart, Pfaffenwaldring 10 Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 10. Mai 2011

Mar Il Duich

Dr. Ing. Harald Drück - Leiter TZS -



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



## Prüfbericht Speicher zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung (Kombispeicher) Bestimmung der Wärmeverlustrate

Prüfbericht-Nr.: 11STO202

Stuttgart, den 31.05.2011

Auftraggeber:

Ten Cate Enbi GmbH Stauffenbergstrasse 3 51379 Leverkusen

Hersteller (Speicher): Speichertyp: Herstelljahr: Panarotto Hygiosol 800/9m<sup>2</sup> 2011

## 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	.6
5 Bemerkung	.6
6 Prüfverfahren	.6
6.1 Allgemeines	.6

1 Technische Daten							
Hersteller:					Тур:		
	Panaro	otto			Hygie	osol 800/9m <sup>2</sup>	
Herstelljahr:	Herstellnummer:	1	Nenninhalt:		Ausführung:		
2011	11150		720 L	Liter	Stahl-S	Standspeicher	
Wärmeleistun	ig oder Leistungszahl:	Prüfun	ig nach DIN 4	4753	Gewicht Speicher (leer	, ohne Wärmedämmung):	
N	L = 2,2		ja			180	
					Wasse	raum:	
Wasserse	itiger Korrosionss	schutz			Nicht vo	rhanden	
zulässiger	r Betriebsüberdru	ck:		3 bar			
zulässige	Betriebstemperat	ur:		85 °C			
Wärmedä	immungen (TH65	und T	(H80) <sup>2</sup> :	Deckel:	130 mm Polyeste	rfaservlies	
				Mantel	100 mm Polyester	faservlies	
				Boden 50 mm Polyesterfaservlies			
Wärmeübertrager				Kol	lektorkreis	Trinkwasser	
zulässiger	r Betriebsüberdru	ck [ba	ır]:	15		8	
zulässige	Betriebstemperat	ur [°C	ː]:	150		85	
Inhalt des	s Wärmeübertrage	ers [Lit	ter]:		16,4	59,3	
Ausführu	ng:			Glattrohr Edelstahl-Wellrohr			

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> lt. Angabe des Herstellers

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Die beiden untersuchten Wärmedämmungen unterscheiden sich in der Breite der konischen Mantelsegmente. Bei der Wärmedämmung TH65 beträgt die Breite 65 mm, bei der Wärmedämmung TH80 beträgt sie 80 mm.

TZS Stuttgart Pfaffenwaldring 6 70550 Stuttgart



IG = Innengewinde

AG = Außengewinde

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> laut Angabe des Herstellers

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Verwendung nicht bezeichneter Anschlüsse je nach Anlagenkonzept

## 3 Prüfergebnisse

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'.

Hierbei wurden die folgenden Größen ermittelt:

3.1 Geometrische Größen									
Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:		Max. Durchmesser:	Durchmesser Wasserraum:					
1,76 m 1,45 m			0,99 m	0,79 m					
3.2 Volumina									
Wasserraum:		Kollektor	kreiswärmeübertrager:	Trinkwasserwärmeübertrager:					
623,75	Liter <sup>5</sup>		16,4 Liter <sup>6</sup>	59,3 Liter <sup>6</sup>					
3.3 Wärme	etechnische	e Ken	ngrößen						
Wärmedäm	mung "TH65	5":							
Wärmeverlustrate ge	esamt:	Wärmev	erlustrate Deckel+Mantel:	Wärmeverlustrate Boden:					
3,05	W/K		2,37 W/K	0,68 W/K					
Wärmedämmung "TH80":									
Wärmeverlustrate ge	esamt:	Wärmev	erlustrate Deckel+Mantel:	Wärmeverlustrate Boden:					
3,17	W/K		2,60 W/K	0,57 W/K					

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> Mittelwert aus 2 Messungen

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> Angabe des Herstellers, da der Wärmeübertrager nicht vollständig entleert werden kann

### 4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

## 5 Bemerkung

Mit einer Wärmeverlustrate von 3,17 W/K bzw. 3,05 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

#### 6.1 Allgemeines

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.

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

Eingang Prüfling:	
Prüfungszeitraum:	
Identifikation Prüfling:	
Ort der Prüfungen	
Prüfer:	

05.05.2011 11.05.2011 bis 28.05.2011 Aufkleber: 11STO202 Stuttgart, Pfaffenwaldring 10 Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 31. Mai 2011

Mar Id Dris

Dr. Ing. Harald Drück - Leiter TZS -




# Prüfbericht Bestimmung der Wärmeverlustrate eines Trinkwasserspeichers

Prüfbericht-Nr.: 11STO203

Stuttgart, den 03.05.2011

Auftraggeber: Langendorf Dämmtechnik GmbH Hansastrasse 9 49134 Wallenhorst

Hersteller:Langendorf Dämmtechnik GmbHSpeichertyp:USW2-750L-FS/M1Herstelljahr:2011

## Inhaltsverzeichnis

1	Technische Daten	Seite
2	Schematischer Aufbau	. 4
3	Prüfergebnisse	. 5
	3.1 Geometrische Größen	. 5
	3.2 Volumina	. 5
	3.3 Wärmeverlustrate	. 5
5	Bemerkung	. 6
6	Prüfverfahren	. 6

1 Technische Daten							
Hersteller:				Тур:			
	Dinox-D	)		Trink	wasserspeicher		
Herstelljahr:	Herstellnummer:	Nenni	nhalt:	Ausführung:			
2010	J/2473	75	0 Liter	Edelsta	hl-Standspeicher		
Wärmeleistun	g oder Leistungszahl:	Prüfung nac	h DIN 4753	Gewicht Speicher:			
	k. A.	k.	А.		k. A.		
				Wass	erraum:		
Wasserse	itiger Korrosionss	chutz:		Ede	elstahl		
zulässiger	Betriebsüberdruc	ck:		k. A.			
zulässige	Betriebstemperat	ır:	k. A.				
Wärmedä	mmung:		Deckel: 180 mm Polyesterfaservlies				
(interne B	ezeichnung: M1)		Mantel:	Mantel: 110 mm Polyesterfaservlies			
			Boden:	Boden: 120 mm Polyesterfaservlies			
			Ringrau	Ringraum: 200 mm Polyesterfaservlies			
Wärmeübertrager			Kol	lektorkreis	Nachheizung		
zulässiger	Betriebsüberdruc	k [bar]:		k. A.	k. A.		
zulässige	Betriebstemperati	ur [°C]:		k. A.	k. A.		
Inhalt des Wärmeübertragers [Liter]:				k. A.	k. A.		
Ausführung und Fläche:			Glat	trohr, 2,4 $m^2$	Glattrohr, 1,4 m <sup>2</sup>		

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> lt. Angabe des Herstellers



AG = Außengewinde

IG = Innengewinde

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> laut Angabe des Herstellers

### **3** Prüfergebnisse

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'. Zusätzlich wurde die Wärmeverlustrate im Betrieb nach ENV 12977-3:2001 'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 3: Performance characterisation of stores for solar heating systems' bestimmt. Hierbei wurden die folgenden Größen ermittelt:

3.1 Geometrische Größen							
Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Dur	chmesser:	Durchmesser Wasserraum:			
2,17 m	1,73 m		0,95 m	0,75 m			
3.2 Volumina							
Wasserraum:		Solarkreiswärmeüt	ertrager:	Nachheizkreiswärmeübertrager:			
747,0	Liter	19,7 Liter		9,6 Liter			
3.3 Wärme	3.3 Wärmeverlustrate						
Wärmeverlustrate (Be	etrieb):		Wärmeverlustrate (Stillstand):				
	3,12 W/K		<b>2,82 ± 0,06</b> <sup>3</sup> W/K				
Wärmeverlustrate De	ckel und Mantel (Stills	stand):	Wärmeverlustrate Boden (Stillstand):				
	<b>2,32</b> W/K			<b>0,50</b> W/K			

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Standardabweichung der Regressionsanalyse

### 4 Prüfvorkommisse

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

#### 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: Prüfungszeitraum: Identifikation Prüfling: Ort der Prüfungen Prüfer: 08.02.2011 14.03.2011 bis 21.03.2011 Aufkleber: 11STO203 Stuttgart, Pfaffenwaldring 10 Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 3. Mai 2011

they Id Dris

Dr. Ing. Harald Drück - Leiter TZS -





# Prüfbericht Bestimmung der Wärmeverlustrate eines Trinkwasserspeichers

Prüfbericht-Nr.: 11STO204

Stuttgart, den 03.05.2011

Auftraggeber: Langendorf Dämmtechnik GmbH Hansastrasse 9 49134 Wallenhorst

Hersteller:Langendorf Dämmtechnik GmbHSpeichertyp:USW2-750L-FS/M2Herstelljahr:2011

## 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
5	Bemerkung	. 6
6	Prüfverfahren	. 6

1 Technische Daten							
Hersteller:				Тур:			
	Dinox-D	)		Trink	wasserspeicher		
Herstelljahr:	Herstellnummer:	Nenn	nhalt:	Ausführung:			
2010	J/2473	75	0 Liter	Edelsta	hl-Standspeicher		
Wärmeleistun	g oder Leistungszahl:	Prüfung nac	h DIN 4753	Gewicht Speicher:			
	k. A.	k.	А.		k. A.		
				Wass	erraum:		
Wasserse	itiger Korrosionss	chutz:		Ede	elstahl		
zulässiger	Betriebsüberdruc	ck:		k. A.			
zulässige	Betriebstemperat	ur:	k. A.				
Wärmedä	mmung:		Deckel:	Deckel: 180 mm Polyesterfaservlies			
(interne B	ezeichnung: M2)		Mantel:	140 mm Polyeste	orfaservlies		
			Boden:	Boden: 120 mm Polyesterfaservlies			
			Ringrau	Ringraum: 200 mm Polyesterfaservlies			
Wärmeübertrager			Kol	lektorkreis	Nachheizung		
zulässigen	Betriebsüberdruc	ck [bar]:		k. A.	k. A.		
zulässige	Betriebstemperat	ur [°C]:		k. A.	k. A.		
Inhalt des Wärmeübertragers [Liter]:				k. A.	k. A.		
Ausführung und Fläche:			Glat	ttrohr, 2,4 $m^2$	Glattrohr, 1,4 m <sup>2</sup>		

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> lt. Angabe des Herstellers



AG = Außengewinde

IG = Innengewinde

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> laut Angabe des Herstellers

### **3** Prüfergebnisse

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'. Zusätzlich wurde die Wärmeverlustrate im Betrieb nach ENV 12977-3:2001 'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 3: Performance characterisation of stores for solar heating systems' bestimmt. Hierbei wurden die folgenden Größen ermittelt:

3.1 Geometrische Größen							
Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Dure	chmesser:	Durchmesser Wasserraum:			
2,17 m 1,73 m			0,95 m	0,75 m			
3.2 Volumina							
Wasserraum:		Solarkreiswärmeübertrager:		Nachheizkreiswärmeübertrager:			
746,9	Liter	19,7 Liter		9,6 Liter			
3.3 Wärme	everlustrate						
Wärmeverlustrate (Be	etrieb):		Wärmeverlustrate (Stillstand):				
	3,06 W/K		<b>2,74 ± 0,07</b> <sup>3</sup> W/K				
Wärmeverlustrate De	ckel und Mantel (Stills	stand):	Wärmeverlustrate Boden (Stillstand):				
	<b>2,08</b> W/K			<b>0,66</b> W/K			

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Standardabweichung der Regressionsanalyse

### 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

#### 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: Prüfungszeitraum: Identifikation Prüfling: Ort der Prüfungen Prüfer: 08.02.2011 07.03.2011 bis 14.03.2011 Aufkleber: 11STO204 Stuttgart, Pfaffenwaldring 10 Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 3. Mai 2011

May Id Drie

Dr. Ing. Harald Drück - Leiter TZS -

Standardidy elebenty der Regressfortrausiges





# Prüfbericht Bestimmung der Wärmeverlustrate eines Trinkwasserspeichers

Prüfbericht-Nr.: 11STO205

Stuttgart, den 03.05.2011

Auftraggeber: Langendorf Dämmtechnik GmbH Hansastrasse 9 49134 Wallenhorst

Hersteller:Langendorf Dämmtechnik GmbHSpeichertyp:USW2-750L-FS/M3Herstelljahr:2011

## Inhaltsverzeichnis

1	Technische Daten	Seite
2	Schematischer Aufbau	. 4
3	Prüfergebnisse	. 5
	3.1 Geometrische Größen	. 5
	3.2 Volumina	. 5
	3.3 Wärmeverlustrate	. 5
5	Bemerkung	. 6
6	Prüfverfahren	. 6

1 Technische Daten							
Hersteller:				Тур:			
	Dinox-D	)		Trink	wasserspeicher		
Herstelljahr:	Herstellnummer:	Nennii	nhalt:	Ausführung:			
2010	J/2473	750	) Liter	Edelsta	hl-Standspeicher		
Wärmeleistun	g oder Leistungszahl:	Prüfung nac	h DIN 4753	Gewicht Speicher:			
	k. A.	k	А.		k. A.		
				Wass	erraum:		
Wasserser	itiger Korrosionss	chutz:		Ede	elstahl		
zulässiger	Betriebsüberdruc	ck:	k. A.				
zulässige	Betriebstemperat	ur:	k. A.				
Wärmedä	mmung:		Deckel: 180 mm Polyesterfaservlies				
(interne B	Rezeichnung: M3)		Mantel:	100 mm Polyeste	erfaservlies		
			Boden:	Boden: 120 mm Polyesterfaservlies			
			Ringraum: 200 mm Polyesterfaservlies				
Wärmeübertrager			Kol	lektorkreis	Nachheizung		
zulässiger Betriebsüberdruck [bar]:			k. A.		k. A.		
zulässige Betriebstemperatur [°C]:				k. A.	k. A.		
Inhalt des Wärmeübertragers [Liter]:				k. A.	k. A.		
Ausführung und Fläche:			Glat	trohr, 2,4 $m^2$	Glattrohr, 1,4 m <sup>2</sup>		

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> lt. Angabe des Herstellers



AG = Außengewinde

IG = Innengewinde

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> laut Angabe des Herstellers

### 3 Prüfergebnisse

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'. Zusätzlich wurde die Wärmeverlustrate im Betrieb nach ENV 12977-3:2001 'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 3: Performance characterisation of stores for solar heating systems' bestimmt. Hierbei wurden die folgenden Größen ermittelt:

3.1 Geometrische Größen							
Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Dur	chmesser:	Durchmess	er Wasserraum:		
2,17 m 1,73 m			0,95 m		0,75 m		
3.2 Volumina							
Wasserraum:		Solarkreiswärmeüb	ertrager:	Nachheiz	kreiswärmeübertrager:		
747,9	Liter	19,7 Liter			9,6 Liter		
3.3 Wärme	everlustrate						
Wärmeverlustrate (Be	etrieb):		Wärmeverlustrate (Stillstand):				
		<b>2,92 ± 0,05</b> <sup>3</sup> W/K					
Wärmeverlustrate De	stand):	Wärmeverlustrate Boden (Stillstand):					
			0,65	W/K			

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Standardabweichung der Regressionsanalyse

### 4 Prüfvorkommisse

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

#### 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: Prüfungszeitraum: Identifikation Prüfling: Ort der Prüfungen Prüfer: 08.02.2011 28.03.2011 bis 04.04.2011 Aufkleber: 11STO205 Stuttgart, Pfaffenwaldring 10 Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 3. Mai 2011

hod Mardd

Dr. Ing. Harald Drück - Leiter TZS -





# Prüfbericht Bestimmung der Wärmeverlustrate eines Trinkwasserspeichers

Prüfbericht-Nr.: 11STO206

Stuttgart, den 03.05.2011

Auftraggeber: Langendorf Dämmtechnik GmbH Hansastrasse 9 49134 Wallenhorst

Hersteller:Langendorf Dämmtechnik GmbHSpeichertyp:USW2-750L-FS/M5Herstelljahr:2011

## Inhaltsverzeichnis

1	Technische Daten	Seite
2	Schematischer Aufbau	. 4
3	Prüfergebnisse	. 5
	3.1 Geometrische Größen	. 5
	3.2 Volumina	. 5
	3.3 Wärmeverlustrate	. 5
5	Bemerkung	. 6
6	Prüfverfahren	. 6

1 Technische Daten									
Hersteller:					Тур:				
	Dinox-D				Trin	kwasserspeicher			
Herstelljahr:	Herstellnummer:		Nenr	ninhalt:	Ausführung:				
2010	J/2473		75	0 Liter	Edelst	ahl-Standspeicher			
Wärmeleistun	g oder Leistungszahl:	Prüfu 4753	ing na	ch DIN	Gewicht Speicher:				
	k. A.		k.	A.		k. A.			
					Was	serraum:			
Wasserse	itiger Korrosionss	chut	z:		Edelstahl				
zulässigen	r Betriebsüberdruc	ck:		k. A.					
zulässige	Betriebstemperat	ur:		k. A.					
Wärmedä	mmung:			Deckel: 180 mm Polyesterfaservlies, 16 mm Armaflex					
(interne B	Bezeichnung: M5)			Mantel: 100 mm Polyesterfaservlies, 16 mm Armaflex					
				Boden: 120 mm Polyesterfaservlies					
				Ringraum: ohne					
Wärmeübertrager				Kollektorkreis		Nachheizung			
zulässiger Betriebsüberdruck [bar]:			ar]:	k. A.		k. A.			
zulässige Betriebstemperatur [°C]:			C]:	k. A.		k. A.			
Inhalt des Wärmeübertragers [1]:			k. A.		k. A.				
Ausführu	Ausführung und Fläche:			Glat	trohr, 2,4 $m^2$	Glattrohr, 1,4 m <sup>2</sup>			

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> lt. Angabe des Herstellers



AG = Außengewinde

IG = Innengewinde

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> laut Angabe des Herstellers

### 3 Prüfergebnisse

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'. Zusätzlich wurde die Wärmeverlustrate im Betrieb nach ENV 12977-3:2001 'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 3: Performance characterisation of stores for solar heating systems' bestimmt. Hierbei wurden die folgenden Größen ermittelt:

3.1 Geometrische Größen							
Maximale Höhe:	Höhe Wasserraum:	Max. Dure	chmesser:	Durchmesser Wasserraum:			
2,17 m 1,73 m			0,95 m	0,75 m			
3.2 Volumina							
Wasserraum:		Solarkreiswärmeübertrager:		Nachheizkreiswärmeübertrager:			
747,2	Liter	19,7 Liter		9,6 Liter			
3.3 Wärme	everlustrate						
Wärmeverlustrate (Be	etrieb):		Wärmeverlustrate (Stillstand):				
	3,00 W/K		<b>2,54 ± 0,07</b> <sup>3</sup> W/K				
Wärmeverlustrate De	ckel und Mantel (Stills	stand):	Wärmeverlustrate Boden (Stillstand):				
	<b>1,94</b> W/K			<b>0,60</b> W/K			

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Standardabweichung der Regressionsanalyse

### 4 Prüfvorkommisse

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

#### 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: Prüfungszeitraum: Identifikation Prüfling: Ort der Prüfungen Prüfer: 08.02.2011 28.02.2011 bis 07.03.2011 Aufkleber: 11STO206 Stuttgart, Pfaffenwaldring 10 Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 3. Mai 2011

Ma, Il Drive

Dr. Ing. Harald Drück - Leiter TZS -





# Prüfbericht Bestimmung der Wärmeverlustrate eines Trinkwasserspeichers

Prüfbericht-Nr.: 11STO207

Stuttgart, den 03.05.2011

Auftraggeber: Langendorf Dämmtechnik GmbH Hansastrasse 9 49134 Wallenhorst

Hersteller:Langendorf Dämmtechnik GmbHSpeichertyp:USW2-750L-FS/M6Herstelljahr:2011

## Inhaltsverzeichnis

1	Technische Daten	Seite
2	Schematischer Aufbau	. 4
3	Prüfergebnisse	. 5
	3.1 Geometrische Größen	. 5
	3.2 Volumina	. 5
	3.3 Wärmeverlustrate	. 5
5	Bemerkung	. 6
6	Prüfverfahren	. 6

1 Technische Daten							
Hersteller:					Тур:		
Dinox-D					Trinkwasserspeicher		
Herstelljahr:	Herstellnummer:		Nenn	nhalt: Ausführung:			
2010	J/2473	J/2473 75		0 Liter	Edelst	elstahl-Standspeicher	
Wärmeleistung oder Leistungszahl: Prüfung na 4753			ng na	h DIN Gewicht Speicher:			
	k. A.		k.	A.	A. k. A.		
					Was	serraum:	
Wasserse	itiger Korrosionss	chutz	z:	Edelstahl			
zulässigen	Betriebsüberdruc	ck:		k. A.			
zulässige	Betriebstemperat	ur:		k. A.			
Wärmedämmung:				Deckel: 180 mm Polyesterfaservlies			
(interne Bezeichnung: M6)				Mantel: 120 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 [1]:				k. A.		k. A.	
Ausführung und Fläche:				Glattrohr, 2,4 m <sup>2</sup> Glattrohr, 1,4 n		Glattrohr, 1,4 m <sup>2</sup>	

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> lt. Angabe des Herstellers



AG = Außengewinde

IG = Innengewinde

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> laut Angabe des Herstellers

### **3** Prüfergebnisse

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'. Zusätzlich wurde die Wärmeverlustrate im Betrieb nach ENV 12977-3:2001 'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 3: Performance characterisation of stores for solar heating systems' bestimmt. Hierbei wurden die folgenden Größen ermittelt:

3.1 Geometrische Größen							
Maximale Höhe: Höhe Wasserraum:		Max. Durchmesser:		Durchmess	Durchmesser Wasserraum:		
2,17 m 1,73 m			0,95 m		0,75 m		
3.2 Volumina							
Wasserraum:		Solarkreiswärmeüb	ertrager:	Nachheiz	kreiswärmeübertrager:		
748,3	Liter	19,7 Liter			9,6 Liter		
3.3 Wärmeverlustrate							
Wärmeverlustrate (Be	etrieb):		Wärmeverlustrate (Stillstand):				
		<b>2,89 ± 0,07</b> <sup>3</sup> W/K					
Wärmeverlustrate De	stand):	Wärmeverlustrate Boden (Stillstand):					
		<b>0,90</b> W/K					

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Standardabweichung der Regressionsanalyse

#### 4 Prüfvorkommisse

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

#### 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: Prüfungszeitraum: Identifikation Prüfling: Ort der Prüfungen Prüfer: 08.02.2011 22.03.2011 bis 28.03.2011 Aufkleber: 11STO207 Stuttgart, Pfaffenwaldring 10 Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 3. Mai 2011

Hould Drie

Dr. Ing. Harald Drück - Leiter TZS -



## Storage Test Report Domestic hot water storage

Test Report No.: 11STO208

Stuttgart, June 7<sup>th</sup>, 2011

Claimant:

Huch GmbH Behälterbau Temnitz-Park-Chausee 22 16818 Werder bei Neuruppin

Manufacturer:Huch GmbH BehälterbauType:WST50ELConstruction Year:2011

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

### Contents

## 

### Figures

Figure 1: Draw-off profile ( $\dot{V} \approx 3.3$ l/min.) immediately after charging of the storage and
after 40.6 hours standby6
Figure 2: Heat transfer capacity rate of the collector loop heat exchanger for different flow
rates6
Figure 3: Pressure drop of the collector loop heat exchanger7

1 Technical data						
Manufacturer: Type:					Weight (empty, with insulation):	
Huch	GmbH	WST50EL		<b>.</b>	85.3 kg	
Year	Serial No.:	Nominal volu	me:	Design:		
2011 20991991 50 ga		I. (US) Upright steel tank with immersed heat exchanger for collector loop				
			Domestic hot water volume			
Corrosion	protection:		enamelled with Mg-anode			
Max opera	tion pressure []	psi]:	150.0			
Max opera	tion temperatu	re [°F]:	203.0			
Thermal in	sulation:		Rigid foam, 50 mm			
Heat exc	hanger:		Collector loop			
Max opera	tion pressure []	psi]:	116.0			
Max opera	tion temperatu	re [°F]:	275.0			
Volume of	heat exchange	r [gal.]:	No reference			
Area [ft <sup>2</sup> ]:			9.8			

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> as stated by the manufacturer



OT = outside thread

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> as stated by the manufacturer

### **3** Test results

According to SRCC Document TM-1 the following parameters were determined:

3.1 Geometrical Data						
Maximum Height: Height of water volume: Max. di			eter / width:	Diameter of water volume:		
1.17 m 0.95 m		0	.60 m	0.50 m		
3.2 Volum	ina					
Utilized hot water vo	lume:		Collector loop heat exchanger:			
	<b>180.1</b> liters		5.5 liters			
3.3 Thermal parameters						
Heat loss rate:						
<b>1.91</b> W/K						
Heat transfer capacity rate of collector loop heat exchanger:						
$(kA)_{HX,Sol} = 125.0 \cdot \dot{m}^{0.263} \cdot \vartheta_m^{0.459} [W/K]^{3,4}$						
determined for a volume flow rate between 1 l/min. and 16 l/min. and a transferred heating power between 1.2 and 14.0 kW						

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup>  $\dot{m}$  = mass flow through heat exchanger [kg/s]

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup>  $\vartheta_m$  = mean local temperature in °C (mean value of heat exchanger-inlet temperature and local storage temperature)





Figure 1: Draw-off profile ( $\dot{V} \approx 3.3$  l/min.) immediately after charging of the storage and after 40.6 hours stand-by



Figure 2: Heat transfer capacity rate of the collector loop heat exchanger for different flow rates


**Figure 3:** Pressure drop of the collector loop heat exchanger

### **4** Pressure tests

	Pressure at the beginning [kPa/psi]	Pressure after 15 min. [kPa/psi]	
Storage tank	1100 / 159.54	1080 / 156.64	
Heat exchanger	1100 / 159.54	1090 / 158.09	

### **5** Remarks

No special incidents

## 6 Test procedure

The testing of the storage was performed according to SRCC Document TM-1.

The **bold** printed values were determined by means of parameter identification.

Water was used as heat transfer fluid.

The reproduction of single pages of this test report is not allowed without permission of ITW.

Arrival of test sample:	10.05.2011
Testing period:	18.05.2011 to 25.05.2011
Identification of test sample:	Adhesive label 11STO208
Test location	Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Test engineer:	DiplIng. S. Bachmann

Stuttgart, June 7<sup>th</sup>, 2011

Marad Drie

Dr.-Ing. Harald Drück - head of TZS -



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



# Storage Test Report Domestic hot water storage

Test Report No.: 11STO209

Stuttgart, June 29<sup>th</sup>, 2011

Claimant:

Huch GmbH Behälterbau Temnitz-Park-Chausee 22 16818 Werder bei Neuruppin

Manufacturer:Huch GmbH BehälterbauType:WST80ELConstruction Year:2011

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

### Contents

# 

# Figures

Figure 1: Draw-off profile ( $\dot{V}\approx7.5$ l/min.) immediately after charging of the storage and	
after 56.2 hours standby	5
Figure 2: Heat transfer capacity rate of the collector loop heat exchanger for different	~
now rates	Э
Figure 3: Pressure drop of the collector loop heat exchanger	7

1 Technical data <sup>1</sup>					
Manufacturer:		Туре:			Weight (empty, with insulation):
Huch	GmbH		WST80EL		121.0 kg
Year	Serial No.:	Nominal volu	me:	Design:	
2011	20991992	80 ga	l. (US)	Upright s excl	steel tank with immersed heat hanger for collector loop
			C	Domestic	hot water volume
Corrosion	protection:		enamelled with Mg-anode		
Max opera	tion pressure []	psi]:	150.0		
Max opera	tion temperatu	re [°F]:			203.0
Thermal in	sulation:			Rigid	foam, 50 mm
Heat exchanger:			Coll	lector loop	
Max operation pressure [psi]:		116.0			
Max operation temperature [°F]:		275.0		275.0	
Volume of heat exchanger [gal.]:		No reference			
Area [ft <sup>2</sup> ]:		14.0			

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> as stated by the manufacturer

TZS Stuttgart Pfaffenwaldring 6 70550 Stuttgart



OT = outside thread

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> as stated by the manufacturer

## **3** Test results

According to SRCC Document TM-1 the following parameters were determined:

3.1 Geometrical Data						
Maximum Height:	Height of water volume:	Max. diam	eter / width:	Diameter of water volume:		
1.28 m	1.07 m	C	0.70 m	0.60 m		
3.2 Volum	ina					
Utilized hot water vo	lume:		Collector loop hea	t exchanger:		
	<b>289.1</b> liters			9.3 liters		
3.3 Therm	al parameters					
Heat loss rate:	Heat loss rate:					
<b>2.24</b> W/K						
Heat transfer capacity rate of collector loop heat exchanger:						
$(kA)_{HX,Sol} = 237.5 \cdot \dot{m}^{0.355} \cdot \vartheta_m^{0.431} [W/K]^{3,4}$						
determined for a volume flow rate between 1 l/min. and 16 l/min. and a transferred heating power between 1.2 and 14.0 kW						

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup>  $\dot{m}$  = mass flow through heat exchanger [kg/s]

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup>  $\vartheta_m$  = mean local temperature in °C (mean value of heat exchanger-inlet temperature and local storage temperature)





**Figure 1:** Draw-off profile ( $\overline{\dot{V}} \approx 7.5$  l/min.) immediately after charging of the storage and after 56.2 hours stand-by



Figure 2: Heat transfer capacity rate of the collector loop heat exchanger for different flow rates





**Figure 3:** Pressure drop of the collector loop heat exchanger

### **4** Pressure tests

	Pressure at the beginning [kPa/psi]	Pressure after 15 min. [kPa/psi]	
Storage tank	1100 / 159.54	1085 / 157.36	
Heat exchanger	1100 / 159.54	1090 / 158.09	

### 5 Remarks

No special incidents

## 6 Test procedure

The testing of the storage was performed according to SRCC Document TM-1.

The **bold** printed values were determined by means of parameter identification.

Water was used as heat transfer fluid.

The reproduction of single pages of this test report is not allowed without permission of ITW.

Arrival of test sample:	10.05.2011
Testing period:	27.05.2011 to 07.06.2011
Identification of test sample:	Adhesive label 11STO209
Test location	Stuttgart, Pfaffenwaldring 10
Test engineer:	DiplIng. S. Bachmann

Stuttgart, June 29th, 2011

Rayeld

Dr.-Ing. Harald Drück - head of TZS -



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



# Storage Test Report Domestic hot water storage

Test Report No.: 11STO210

Stuttgart, June 29<sup>th</sup>, 2011

Claimant:

Huch GmbH Behälterbau Temnitz-Park-Chausee 22 16818 Werder bei Neuruppin

Manufacturer:Huch GmbH BehälterbauType:WST119ELConstruction Year:2011

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

### Contents

# 

# Figures

Figure 1: Draw-off profile ( $\dot{V}\approx7.5$ l/min.) immediately after charging of the storage and	
after 62.4 hours standby	5
Figure 2: Heat transfer capacity rate of the collector loop heat exchanger for different flow rates	6
Figure 3: Pressure drop of the collector loop heat exchanger	7

1 Technical data					
Manufacturer:		Туре:			Weight (empty, with insulation):
Huch	GmbH		WST119EL		170.0 kg
Year	Serial No.:	Nominal volu	me:	Design:	
2011	20991993	119 ga	al. (US)	Upright s excl	steel tank with immersed heat hanger for collector loop
			ſ	Domestic	hot water volume
Corrosion	protection:		enamelled with Mg-anode		
Max opera	tion pressure []	psi]:	150.0		
Max opera	tion temperatu	re [°F]:			203.0
Thermal in	sulation:			Rigid	foam, 50 mm
Heat exchanger:			Col	lector loop	
Max operation pressure [psi]:		116.0			
Max operation temperature [°F]:			275.0		
Volume of heat exchanger [gal.]:		No reference			
Area [ft <sup>2</sup> ]:		14.0			

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> as stated by the manufacturer

TZS Stuttgart Pfaffenwaldring 6 70550 Stuttgart



OT = outside thread

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> as stated by the manufacturer

## **3** Test results

According to SRCC Document TM-1 the following parameters were determined:

3.1 Geometrical Data						
Maximum Height:	Height of water volume:	Max. diameter / width:	Diameter of water volume:			
1.58 m	1.36 m	0.75 m	0.65 m			
3.2 Volum	ina					
Utilized hot water vo	lume:	Collector loop hea	at exchanger:			
	<b>431.1</b> liters		10.2 liters			
3.3 Therm	3.3 Thermal parameters					
Heat loss rate:						
<b>2.85</b> W/K						
Heat transfer capacity rate of collector loop heat exchanger:						
$(kA)_{HX,Sol} = 356.4 \cdot \dot{m}^{0.358} \cdot \vartheta_m^{0.353} [W/K]^{3,4}$						
determined for a volume flow rate between 1 l/min. and 16 l/min. and a transferred heating power between 1.2 and 14.0 kW						

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup>  $\dot{m}$  = mass flow through heat exchanger [kg/s]

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup>  $\vartheta_m$  = mean local temperature in °C (mean value of heat exchanger-inlet temperature and local storage temperature)





Figure 1: Draw-off profile (  $\dot{V} \approx 7.5$  l/min. ) immediately after charging of the storage and after 62.4 hours stand-by



Figure 2: Heat transfer capacity rate of the collector loop heat exchanger for different flow rates





**Figure 3:** Pressure drop of the collector loop heat exchanger

### **4** Pressure tests

	Pressure at the beginning [kPa/psi]	Pressure after 15 min. [kPa/psi]	
Storage tank	1100 / 159.54	1080 / 156.64	
Heat exchanger	1100 / 159.54	1085 / 157.36	

### 5 Remarks

No special incidents

# 6 Test procedure

The testing of the storage was performed according to SRCC Document TM-1.

The **bold** printed values were determined by means of parameter identification.

Water was used as heat transfer fluid.

The reproduction of single pages of this test report is not allowed without permission of ITW.

10.05.2011	
10.06.2011 to 22.06.2011	
Adhesive label 11STO210	
Stuttgart, Pfaffenwaldring 10	
DiplIng. S. Bachmann	
	10.05.2011 10.06.2011 to 22.06.2011 Adhesive label 11STO210 Stuttgart, Pfaffenwaldring 10 DiplIng. S. Bachmann

Stuttgart, June 29th, 2011

Mondel Duil

Dr.-Ing. Harald Drück - head of TZS -



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



# Prüfbericht Speicher zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung (Kombispeicher)

Prüfbericht-Nr.: 11STO225

Stuttgart, den 24.01.2012

Auftraggeber: Schüco International KG Karolinenstrasse 1-15 33609 Bielefeld

Hersteller:Schüco International KGSpeichertyp:TTE 1000 FA1Herstelljahr:2011

# Inhaltsverzeichnis

C	- 1	4 -
``	ρ1	τe
2	νı	ιu

1 Technische Daten	
2 Schematischer Aufbau	
3 Prüfergebnisse	
3.1 Geometrische Größen	
3.2 Volumina	
3.3 Wärmetechnische Kenngrößen	
3.4 Anschlüsse7	
3.5 Thermometer	
4 Prüfvorkommnisse	3
5 Prüfverfahren	3
5.1 Ermittlung der "Nutzbaren Warmwassermenge"13	3
5.2 Hinweis zur Bestimmung der anteiligen Energieeinsparung 13	3
5.3 Allgemeines	ļ
Anhang A: Anlagenschema mit Kombispeicher TTE 1000 FA1 15	5

# Abbildungsverzeichnis

Bild 1:	Entnahmeprofile (bei $\overline{\dot{V}} \approx 400 \text{ l/h}$ ) sofort nach der direkten Beladung der oberen Hälfte des Speichers sowie nach 48 h Stillstand
Bild 2:	Normierte Darstellung der Entnahmeprofile aus Bild 1 8
Bild 3:	Temperaturprofil bei der Beladung des Speichers über den Kollektorkreiswärme- übertrager bei einer Leistung von 1,5 kW und einem Volumenstrom von ca. 150 l/h9
Bild 4:	Temperaturprofil bei der Entladung des zuvor vollständig beladenen Speichers über den Trinkwasserwärmeübertrager mit einem Volumenstrom von ca. 200 l/h9
Bild 5:	Temperaturprofil bei der Entladung des zuvor vollständig beladenen Speichers über den Trinkwasserwärmeübertrager mit einem Volumenstrom von ca. 600 l/h10
Bild 6:	Temperaturprofil bei der Entladung des Bereitschaftsvolumens über den Trinkwasserwärmeübertrager mit einem Volumenstrom von ca. 600 l/h10
Bild 7:	Wärmeübertragungsvermögen des Kollektorkreiswärmeübertragers11

Bild 8:	Wärmeübertragungsvermögen des Trinkwasserwärmeübertragers11
Bild 9:	Entnahmeprofil bei der Ermittlung der "Nutzbaren Warmwassermenge"12

1 Technische Daten <sup>1</sup>						
Hersteller:	Hersteller:			Тур:		
Schüco International KG			KG	ТТ	TE 1000 FA1	
Herstelljahr:	Herstellnummer:	N	lenninhalt:	Ausführung:		
2011	133371	1	1000 Liter	Stahl-Standspeicher		
Wärmeleistun	g oder Leistungszahl:	Prüfung	nach DIN 4753	Gewicht Speicher (leer, ohne Wärmedämmung):		
N	L = 1,4		k. A.	185 kg		
				Wasserraum:		
Wasserse	itiger Korrosionss	schutz:		Nicht vorhanden		
zulässiger	r Betriebsüberdruc	ck [bar]	·]:	3		
zulässige Betriebstemperatur [°C]:			:	95		
Wärmedämmung:			Deckel:	Deckel: 115 mm Weichschaum		
		Mantel:	Mantel: 115 mm Weichschaum			
			Boden:	Boden: ohne Wärmedämmung		
Wärmeübertrager			Kol	lektorkreis	Trinkwasser	
zulässiger Betriebsüberdruck [bar]:			·]:	10	6	
zulässige Betriebstemperatur [°C]:			:	110	95	
Inhalt des Wärmeübertragers [Liter]:			er]:	22	27,5	
Fläche [m <sup>2</sup> ]:				3,1	5,5	

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> lt. Angabe des Herstellers

TZS Stuttgart Pfaffenwaldring 6 70550 Stuttgart



T = Thermometer

IG = Innengewinde

AG = Außengewinde

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> laut Angabe des Herstellers

# 3 Prüfergebnisse

Nach CEN/TS 12977-4:2010 'Thermal solar systems and components, Custom built systems, Part 4: Performance test methods for solar combistores' wurden folgende Größen ermittelt:

3.1 Geometrische Größen							
Maximale Höhe: Höhe Wasserraum:				Max. Durchmesser:	Durchmesser W	asserraum:	
2,	17 m	1,84 m		1,03 m	0,79 m		
3.2	Volum	ina					
Nutzbar	res Volumen	Wasserraum:	Kollektor	kreiswärmeübertrager:	Trinkwasserwä	Trinkwasserwärmeübertrager:	
837,0 Liter		22,0 Liter		30,0 Liter			
3.3	Wärme	etechnische	e Ken	ngrößen			
effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit:		Nutzbare	e thermische Kapazität des Bere	eitschaftsteils:	Schichtungskennzahl:		
0,70 W/(m·K)			siehe Abschnitt 5	5.1	100		
Wärmeverlustrate gesamt (Stillstand):			Wärmeverlustrate Deckel und Mantel: Wärmeverlustrate Boden:				
<b>4,04</b> W/K		<b>3,24</b> W/K		0	<b>,80</b> W/K		
Wärmeübertragungsvermögen des Kollektorkreiswärmeübertragers:							
$(kA)_{sol} = 282, 2 \cdot \dot{m}^{0,031} \cdot \vartheta_m^{0,432} [W/K]^{3, 4}$							
Ermittelt für einen Massenstrom von 150 kg/h bis 300 kg/h und einer Leistung von 1,5 kW bis 10 kW							
Wärmeübertragungsvermögen des Trinkwasserwärmeübertragers: $(kA)_{sol} = 149,7 \cdot \dot{m}^{0,343} \cdot \vartheta_m^{0,958} [W/K]^{3,4}$							
Ermittelt für einen Massenstrom von 200 kg/h bis 600 kg/h und einer Leistung von 2 kW bis 28 kW							

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup>  $\dot{m}$  = Massenstrom durch den Wärmeübertrager [kg/s]

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> 9<sub>m</sub> = mittlere lokale Temperatur in °C (Mittelwert aus Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur und der jeweiligen Temperatur der entsprechenden Schicht im Speicher)

3.4 Anschlüsse				
	relative Höhe5	Verwendung		
A1	0,0	Entleerung		
A2	1,0	Entlüftung		
A3	0,24	Vorlauf Kollektor (Eintritt)		
A4	0,0	Rücklauf Kollektor (Austritt)		
A5	0,30	Kaltwasser		
A6	0,97	Warmwasser		
A7	0,83	Vorlauf Nachheizung (Eintritt)		
A8	0,53	Rücklauf Nachheizung (Austritt)		
A9	0,41	Rücklauf Raumheizung (Eintritt)		
A10	0,49	Vorlauf Raumheizung (Austritt)		
3.5 Th	ermometer			
	Relative Höhe <sup>5</sup>	Verwendung		
T1	0,20	Kollektorkreispumpe		
T2	0,41	Raumheizung		
Т3	0,57	Nachheizung Trinkwasser		
T4	0,94	zusätzlich für Test		

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> 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  $\dot{V} \approx 400 \text{ l/h}$ ) sofort nach der direkten Beladung der oberen Hälfte des Speichers sowie nach 48 h Stillstand



Bild 2: Normierte Darstellung der Entnahmeprofile aus Bild 1





**Bild 3:** Temperaturprofil bei der Beladung des Speichers über den Kollektorkreiswärmeübertrager bei einer Leistung von 1,5 kW und einem Volumenstrom von ca. 150 l/h



**Bild 4:** Temperaturprofil bei der Entladung des zuvor vollständig beladenen Speichers über den Trinkwasserwärmeübertrager mit einem Volumenstrom von ca. 200 l/h



**Bild 5:** Temperaturprofil bei der Entladung des zuvor vollständig beladenen Speichers über den Trinkwasserwärmeübertrager mit einem Volumenstrom von ca. 600 l/h



**Bild 6:** Temperaturprofil bei der Entladung des Bereitschaftsvolumens über den Trinkwasserwärmeübertrager mit einem Volumenstrom von ca. 600 l/h



Bild 7: Wärmeübertragungsvermögen des Kollektorkreiswärmeübertragers



Bild 8: Wärmeübertragungsvermögen des Trinkwasserwärmeübertragers



Bild 9: Entnahmeprofil bei der Ermittlung der "Nutzbaren Warmwassermenge"

### 4 Prüfvorkommnisse

Keine besonderen Vorkommnisse

# 5 Prüfverfahren

#### 5.1 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). In Bild 9 sind die Entnahmeprofile bei der Bestimmung der "Nutzbaren Warmwassermenge" dargestellt. Hierzu wurde der Speicher zunächst auf eine einheitliche Temperatur von 30 °C vorkonditioniert. Anschließend erfolgte die Beladung des Bereitschaftsvolumens des Speichers über die Anschlüsse A7 (Eintritt) und A8 (Austritt) mit einer Leistung von ca. 7 kW bei einem Volumenstrom von ca. 1000 l/h, bis am Thermometer T3 eine Temperatur von  $\vartheta_{TW,soll} = 57 \text{ °C}$ erreicht wurde. Hierbei wurde dem Speicher eine Wärmemenge von 49,96 MJ zugeführt. Unmittelbar nach der Beladung des Bereitschaftsteils erfolgte die Entladung des Speichers über den Trinkwasserwärmeübertrager 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 33,33 MJ entnommen werden, bis eine Temperaturdifferenz  $\Delta T = 30 \text{ K}$ zwischen der von Warmwasseraustrittsund Kaltwassereintrittstemperatur dauerhaft unterschritten wurde. Mit dieser Wärmemenge kann rechnerisch ein Volumen von 230 Litern Wasser von 10 °C auf 45 °C erwärmt werden. Dieses Volumen wird als "Nutzbare Warmwassermenge" bezeichnet.

### 5.2 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 Abschalttemperatur  $\vartheta_{TW,soll}$ , wie sie zur messtechnischen Bestimmung der "nutzbaren Warmwassermenge" verwendet wurde, durchzuführen.

Telefon (0711) 685-63536 Telefax (0711) 685-63503 tzs@itw.uni-stuttgart.de

#### **5.3** Allgemeines

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.

Weitere Erläuterungen zu diesem Prüfbericht und dem geprüften Speicher können der beiliegenden Dokumentation mit dem Titel "Erläuterungen zur Speicherprüfung, Prüfbericht Nr. 11STO225" entnommen werden.

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

Eingang Prüfling:	13.12.2011
Prüfungszeitraum:	14.12.2011 bis 18.01.2012
Identifikation Prüfling:	Aufkleber: 11STO225
Prüfer:	DiplIng. S. Bachmann

Stuttgart, den 24. Januar 2012

Mardel Duil

Dr. Ing. Harald Drück - Leiter TZS -

## Anhang A: Anlagenschema mit Kombispeicher TTE 1000 FA1

Die Integration des Kombispeichers TTE 1000 FA1 in eine Solaranlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizung mit Wärmepumpe ist in Bild A1 dargestellt.

Das Trinkwasser wird in einem Edelstahlwellrohr im Speicher erwärmt. Die Energie des Kollektorkreises wird dem Speicherwasser über einen internen Wärmeübertrager zugeführt. Der Speicher dient gleichzeitig als Puffer für die Raumheizung.



Bild A1: Anlagenschema mit dem Kombispeicher TTE 1000 FA1

# Erläuterungen zur Speicherprüfung Prüfbericht Nr. 11STO225

Die folgenden Seiten enthalten zusätzliche Erläuterungen und Hinweise zum Speichertest-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 Kombispeicher zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizungsunterstützung. Um die Lesbarkeit des Textes zu verbessern, wird im Folgenden der Begriff **Speicher** verwendet. Die Erwärmung des Trinkwassers erfolgt bei diesem Speicher über einen internen Edelstahlwellrohr-Wärmeübertrager.

### 1 Technische Daten

Die im Abschnitt "1. Technische Daten" des Prüfberichts angegebenen Informationen basieren auf den Angaben des Herstellers.

### 2 Schematischer Aufbau

Hier sind der schematische Aufbau des Speichers sowie die Positionen der Anschlüsse und Thermometer laut Angaben des Herstellers dargestellt. Ein Anlagenschema, aus dem die Integration des Speichers in die gesamte Solaranlage hervorgeht ist aus Anhang A des Prüfberichts ersichtlich.

### 3 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. Die *Volumina der Wärmeübertrager* sind hier nicht berücksichtigt. Sie wurden durch Auslitern ermittelt. 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 ( $\rho = 992,42 \text{ kg/m}^3$ ) und die spezifische Wärmekapazität ( $c_p = 4,181 \text{ kJ/(kg·K)}$ ) 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 den Kollektorkreiswärmeübertrager mit einer Leistung von 10 kW und einem Volumenstrom von 1200 l/h solange beladen, bis die Austrittstemperatur 60°C erreichte. Anschließend erfolgte eine Stillstandsphase von 100 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. 400 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<sup>2</sup> Einstrahlung, 5 m<sup>2</sup> Kollektorfläche, Kollektorwirkungsgrad  $\eta =$ 

TZS Stuttgart	Telefon (0711) 685-63536	Seite 3 von 6
Pfaffenwaldring 6	Telefax (0711) 685-63503	Erläuterungen zum
70550 Stuttgart	tzs@itw.uni-stuttgart.de	Prüfbericht-Nr.: 11STO225

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 A2 (Eintritt) und A1 (Austritt) mit einem Volumenstrom von ca. 300 l/h bei einer Eintrittstemperatur von 60°C.

Die Entladung erfolgte über die Anschlüsse A1 (Eintritt) und A2 (Austritt) mit einem Volumenstrom von ca. 400 l/h bei einer Eintrittstemperatur von 20°C.

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 <u>ohne</u> innere Einbauten, ergeben sich für die effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit Werte, die im Bereich der Wärmeleitfähigkeit des Wassers liegen (ca.  $0.6 \text{ W/(m \cdot K)}$ ).

Bei guten Speichern <u>mit</u> eingetauchten Wärmeübertragern beträgt die effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit ca. 1 - 1,5 W/(m K).

Wie durch entsprechende Simulationsrechnungen für eine Standard-Solaranlage  $(5 \text{ m}^2 \text{ Flachkollektor}, 300 \text{ l-Speicher})$  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 %.

# Beladung des Speichers über den Kollektorkreiswärmeübertrager über die Anschlüsse A3 (Eintritt) und A4 (Austritt):

In Bild 3 ist das Temperaturprofil bei der Beladung des Speichers über den Kollektorkreiswärmeübertrager bei einer Leistung von ca. 1,5 kW dargestellt. Die Beladung erfolgte mit einem Volumenstrom von ca. 150 l/h. Das an den Speicherthermometern  $T_1$  bis  $T_4$  gemessene Temperaturprofil zeigt, dass hierbei eine leichte inverse thermische Schichtung entsteht. Diese wird wahrscheinlich durch eingebaute Trennbleche oberhalb des Kollektorkreiswärmeübertragers verursacht. Diese verhindern eine ungestörte Konvektion im Speicher.

# Entladung des vollständig beladenen Speichers über den Trinkwasserwärmeübertrager über die Anschlüsse A5 (Eintritt) und A6 (Austritt):

In den Bildern 4 und 5 ist das Temperaturprofil bei der Entladung des vollständig beladenen Speichers über die Anschlüsse A5 und A6 dargestellt. Die Beladung erfolgte zuvor über den

TZS Stuttgart	Telefon (0711) 685-63536	Seite 5 von 6
Pfaffenwaldring 6	Telefax (0711) 685-63503	Erläuterungen zum
70550 Stuttgart	tzs@itw.uni-stuttgart.de	Prüfbericht-Nr.: 11STO225

Kollektorkreiswärmeübertrager mit einer Leistung von 10 kW und einem Volumenstrom von ca. 1200 l/h bis eine Austrittstemperatur von 60°C erreicht wurde. Man erkennt, dass während der Entladung eine thermische Schichtung aufgebaut wird, die vom Zapfvolumenstrom abhängt. Bei höherem Volumenstrom (siehe Bild 5) ist die Schichtung weniger stark ausgeprägt. Außerdem ist die Warmwassertemperatur bei hohem Volumenstrom bei gleichem, entnommenen Volumen niedriger. Bild 5 zeigt deutlich den Abfall der Warmwassertemperatur zu Beginn der Entladung, nachdem das Volumen des Wärmeübertragers das erste Mal vollständig ausgetauscht wurde.

## Entladung des Bereitschaftsteils des Speichers über den Trinkwasserwärmeübertrager über die Anschlüsse A5 (Eintritt) und A6 (Austritt):

In Bild 6 ist das Temperaturprofil bei der Entladung des Bereitschaftsvolumens des Speichers über die Anschlüsse A5 und A6 dargestellt. Die Beladung erfolgte zuvor mit einer Leistung von ca. 7 kW bei einem Volumenstrom von ca. 1000 l/h über die Anschlüsse A7 (Eintritt) und A8 (Austritt), bis am Thermometer  $T_3$  eine Temperatur von 57°C erreicht war. Man erkennt, dass hierbei ebenfalls eine thermische Schichtung aufgebaut wird. Außerdem ist der Abfall der Warmwassertemperatur nach dem erstmaligen Austausch des Volumens des Wärmeübertragers im Bereitschaftsteil deutlich erkennbar.

In den Bildern 7 und 8 ist das *Wärmeübertragungsvermögen* des Kollektorkreis- und des Trinkwasserwärmeübertragers in Abhängigkeit von der mittleren lokalen Temperatur dargestellt. Das Wärmeübertragungsvermögen gibt an, welche thermische Leistung je Kelvin (mittlerer logarithmischer) Temperaturdifferenz übertragen werden kann. Dieser Sachverhalt soll an einem Beispiel näher erläutert werden:

Beispiel:

Es werden folgende Größen angenommen:

- Speichertemperatur einheitlich 30°C
- Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur 60°C
- Wärmeübertrager-Austrittstemperatur 40°C
- Wärmeübertragungsvermögen des Wärmeübertragers 500 W/K
- (bei einer mittlern lokalen Temperatur von 45°C)

<u>Vereinfacht</u> ergibt sich damit für die vom Wärmeübertrager übertragene Leistung  $\dot{Q}_{WT}$ :

$$\dot{Q}_{WT} = 500 \text{ W/K} \bullet \left[\frac{-60 + 40}{2} - 30\right] \text{K} = 10000 \text{ W} = 10 \text{ kW}$$

Wie aus den Bildern 7 und 8 ersichtlich ist, ist das Wärmeübertragungsvermögen der beiden Wärmeübertrager von der *mittleren lokalen Temperatur* abhängig. Die mittlere lokale Temperatur berechnet sich als arithmetischer Mittelwert aus der Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur und der jeweiligen Temperatur der entsprechenden Schicht des Speichers. Mit zunehmendem Temperaturniveau (mittlere lokale Temperatur) steigt das Wärmeübertragungsvermögen an, da die Viskosität des Wassers abnimmt (das Wasser wird dünnflüssiger) und der Wärmeübertrager besser umströmt wird. Ergibt sich bei höherem Massenstrom durch den Wärmeübertrager ein besseres Wärmeübertragungsvermögen, so ist dies

TZS Stuttgart	Telefon (0711) 685-63536	Seite 6 von 6
Pfaffenwaldring 6	Telefax (0711) 685-63503	Erläuterungen zum
70550 Stuttgart	tzs@itw.uni-stuttgart.de	Prüfbericht-Nr.: 11STO225

auf den mit zunehmendem Massenstrom steigenden inneren Wärmeübergangskoeffizienten zurückzuführen. Dies trifft vor allem für den Trinkwasserwärmeübertrager zu. Beim Kollektorkreiswärmeübertrager ist dieser Effekt durch die durch Trennbleche erschwerte Konvektion im Speicher und dem damit verbundenen höheren äußeren Wärmeleitwiderstand deutlich geringer ausgeprägt.

In Bild 9 ist das Entnahmeprofil bei der Bestimmung der "Nutzbaren Warmwassermenge" dargestellt. Nähere Erläuterungen hierzu siehe Prüfbericht Kapitel 5.1.

### 4 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.•

S. Bachmann, den 24. Januar 2012





## 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 EN 12976:2006 according to EN 12976:2006

Prüfbericht-Nr.: 11SYS83 Test Report No.: 11SYS83

Stuttgart, den 06.02.2012 Stuttgart, February 06<sup>th</sup>, 2012

Hersteller manufacturer ITHO DAALDEROP B.V. Adm. de Ruyterstraat 2 3115 HB Schiedam The Netherlands

Fabrikat

ITHO

Typ type FL 150 T

Herstelljahr year of production 2010

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	Allgemei General	ne Angaben (gemäß Herstellerangaben) specifications (acc. to manufacturer)	3 3
2	Frostbes	tändigkeit	6 6
3	Übertem	peraturschutz	6
4	Druckbe	ständigkeit	7
5	Water co	ontamination	7
6	Sicherhe	itsausrüstung	8
7	Beschild	erung	8
8	Leistung	o sprüfung	9
9	Ertragsb	erechnung	10
10	Rücklauf	schutz	13
11	Elektrisc	he Sicherheit	.13
12	Hochtem	peraturbeständigkeit	13
13	Schnelle	außere Temperaturwechsel	14
14	Beregnu	ngsprüfung	14 14
15	Mechania	etration sche Belastung	14 15
	Mechani 15.1	cal load test Überdruckprüfung für die Kollektorabdeckung	15 15
	15.2	Unterdruckprüfung für die Kollektorabdeckung Negative pressure test of the collector cover	15 15 15
16	Stagnation Stagnation	onstemperatur	16 16
17	Endkonti Final insi	olle	16 16
18	Zusamm	enfassung	17
19	Prüfverfa Test met	, Ihren bod	18
Anha	ng A:	Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19
Anha	ng B:	Ertragsberechnung an zusätzlichen Standorten	20
Anha	ng C:	Berechnung der thermischen Leistungsfähigkeit am Niederländischen Standort Del in Anlehnung an NPR 7976:2009	Bilt
Anne	x C:	Calculation of the thermal performance at the location DeBilt, the Netherlands, according to the standard NPR 7976:2009	
Anha Anne	ng D: x D:	Symbole und Abkürzung Symbols and abbreviations	24 24

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

### 1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)

General specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller Manufacturer	ITHO DAALDEROP B.V. Adm. de Ruyterstraat 2 3115 HB Schiedam The Netherlands
Fabrikat brand	ITHO
Ansprechpartner contact person	Mr. Leon van Bohemen Tel: + 31 10 42 78 777 Fax: +31 10 42 78 897 e-mail: <u>I.v.bohemen@ithodaalderop.nl</u>
Тур	FL 150 T
type	<i>FL 150 T</i>
Herstellnummer	ICS – KA1111163
serial number	<i>ICS – KA111116</i> 3
Serienprodukt oder Prototyp	Serienprodukt
serial product or prototype	serial product
Herstelljahr	2010
year of production	2010



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

Integrierter Kollektor Speicher (IKS) Integrated collector store (ICS)	
Typ:	FL 150 T
type	<i>FL 150 T</i>
Länge:	1970 mm (von Prüflabor bestimmt)
<i>length:</i>	1970 mm (determined by test laboratory)
Breite:	1441 mm (von Prüflabor bestimmt)
width:	1441 mm (determined by test laboratory)
Höhe:1220 mm (von Prüflabor bestimmt)height:1220 mm (determined by test laboratory)	
Bruttofläche:	2,84 m <sup>2</sup> (von Prüflabor bestimmt)
gross area:	2.84 m <sup>2</sup> (determined by test laboratory)
Aperturfläche:	1,85 m² (von Prüflabor bestimmt)
aperture area:	1.85 m² (determined by test laboratory)
Absorberfläche:	1,54 m² (von Prüflabor bestimmt)
absorber area:	1.54 m² (determined by test laboratory)
Gewicht:	55 kg
weight:	<i>55 kg</i>
Herstelljahr	2010
year of production	<i>2010</i>
Herstellernummern	ICS-KA1111163
serial no.	ICS-KA1111163
Bauart Speicher:	Edelstahlspeicher
Storage type:	stainless steel tank
Länge x Durchmesser Speicher:	ca. 1550 x 360 mm
length x diameter store:	<i>approx. 1550 x 360 mm</i>
Nennvolumen Speicher:	150 l
nominal volume store:	<i>150 l</i>
zulässige Betriebstemperatur:	95 °C
max. operating temperature:	<i>95</i> °C
zulässiger Betriebsüberdruck:	8 bar
max. operating pressure:	<i>8 bar</i>
Effektives Volumen effective volume	140 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers C <sub>s</sub> . Siehe Kapitel 8, Leistungsprüfung) 140 I (determined by using the thermal heat capacity of the store C <sub>s</sub> . See chapter 8, thermal performance test)
Wärmedämmung:	nicht vorhanden
thermal insulation:	<i>non existent</i>
Wasserseitiger Korrosionsschutz:	nicht benötigt (Edelstahlspeicher)
corrosion protection:	not required (stainless steel tank)
Elektrische Zusatzheizung:	nicht vorhanden
auxiliary electric heater:	<i>non existent</i>
Wärmeübertrager Kollektorkreis:	nicht benötigt
solar loop heat exchanger:	<i>not required</i>
Wärmeübertrager Trinkwasser:	nicht benötigt
drinking water heat exchanger:	<i>not required</i>

Regelung	Nicht benötigt
Controller:	not required

Komponenten der Pumpen- und Sicherheitsbaugrupp Pump and safety components:	
Sicherheitsventil	Überdruckventil
safety valve	pressure relief valve
Öffnungsdruck	8 bar
relief pressure	8 bar
Brauchwassermischer	vorhanden
Cold water mixing device	existent
Rückflussverhinderer	nicht benötigt
reverse flow protection	<i>not required</i>
Durchflussmesser	nicht vorhanden
flow meter	non existent
Absperrhahn	nicht vorhanden
shut-off valve	non existent
Ausdehnungsgefäß	nicht benötigt
expansion vessel	<i>not required</i>
Kollektorkreispumpe	nicht benötigt
solar loop pump	not required

0	Dokumentation	January 2012	
Documentation		Installer Manual ITHO SOLIOR FL150T	V0
		User Manual ITHO SOLIOR FL150T	V0
		Installer Manual ITHO SOLIOR FL 150T	VO
		User Manual ITHO SOLIOR FL150T	VO
	Unterlagen für den Installateur Documentation for the installer	Die Dokumentation enthält alle in EN 129 1:2006 geforderten Angaben. The documentation does include all, acc. to E 1:2006 required information.	176- IN 12976-
	Unterlagen für den Nutzer Documentation for the user	Die Dokumentation enthält alle in EN 129 1:2006 geforderten Angaben. The documentation does include all, acc. to E 1:2006 required information.	176- N 12976-

Gü	ltigkeit
Val	iditv

Der Prüfbericht ist gültig für den integrierten Kollektorspeicher (IKS) ITHO FL 150 T.

The test report is valid for the integrated collector storage (ICS) ITHO FL 150 T.

### 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:	29.04.2011
Test:	04/29/2011

Die Anlage ist nicht für Frostregionen ausgelegt. Es ist keine Prüfung notwendig. The solar 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:	08.06. – 19.06.2011	
Test:	09/08 — 06/19/2011	

Kollektorneigung inclination of collector surface	Anzahl Tage mit mehr als 20 MJ/m <sup>2</sup> number of days with more than 20 MJ/m <sup>2</sup> [d]	aufgetretene Fehler failure during test
20°	3	keine / none
Datum <i>date</i>	Bestrahlungssumme in Kollektorebene <i>irradiation in collector plane</i> [MJ/m²/d]	Umgebungstemperatur bei Sonnenhöchststand <i>Ambient temperature at solar noon</i> [°C]
08.06.11	7.6	12.7
09.06.11	8.5	13.9
10.06.11	20.8	17.1
11.06.11	14.1	16.2
12.06.11	18.6	20.0
13.06.11	10.9	15.7

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

Prüfbericht-Nr. / *Test Report No.:* 11SYS83 Datum / date: 06.02.2012

14.06.11	11.3	18.5
15.06.11	17.1	18.3
16.06.11	25.2	22.1
17.06.11	24.3	21.5

**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: 29.04.2011 *Test:* 04/29/2011

Speicher

Store

max. Betriebsdruck	Prüfdruck	Prüfdauer
<i>max. operating pressure</i>	test pressure	test duration
[bar]	[bar]	[min]
8.0	12.0	15

	12.0	11.9	keine / <i>none</i>	
] וק	Druck Testbeginn ressure at test begin [bar]	Druck Testende pressure at test end [bar]	aufgetretene Fehler / Bemerkungen failure / comments	

**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:	29.04.2011	
Test:	04/29/2011	

**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: 29.04.2011 *Test:* 04/29/2011

Sicherheitsventil	entspricht EN 12976-2:2006
Safety valve	acc. to EN 12976-2:2006
Sicherheits- und Ausdehnungsleitungen	nicht benötigt
Safety lines and expansion lines	not required
Ausblaseleitungen	vorhanden
Blow off lines	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: 19.05.2011 *Test:* 05/19/2011

Kennzeichnung der System identification	Anlage		
	Typenschild System system label	enthält alle notwendigen Daten contains all information required	

**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 ITHO FL 150 T Model parameters (incl. standard deviations) for ITHO FL 150 T							
A <sub>c</sub> * [m²]		u <sub>c</sub> * [W/(m²K)]		<sup>k</sup> U <sub>s</sub> C <sub>s</sub> <sup>2</sup> K)] [W/K] [MJ/K]		D <sub>L</sub> [-]	S <sub>c</sub> [-]
1.758	3	7.9	932	2.951	0.581	-	-
± 0.23	6	± 2	.590	± 0.328	$\pm0.017$	-	-
	1						
A <sub>c</sub> *	[n	n²]	Modell effective	Modellparameter für die effektive Kollektorfläche effective collector loop area			
u <sub>c</sub> *	[W/(I	m²K)]	Modellparameter für den effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten des gesamten Kollektorkreislaufs effective collector loop heat loss coefficient				izienten des
Us	[W	//K]	Modell heat los	Modellparameter für die Wärmeverlustrate des Speichers heat loss rate of the store			
Cs	[M.	J/K]	Modell thermal	Modellparameter für die Wärmekapazität des Speichers thermal heat capacity of the store			
DL	[	-]	Hilfsgröße zur Charakterisierung der Mischvorgänge im Speicher während der Entnahme mixing constant, describing mixing effects during draw-off				
Sc	[	-]	Modellparameter zur Beschreibung der thermisch geschichteten Beladung im Speicher <i>collector loop stratification parameter</i>				

**Hinweis:** Der erste Durchlauf der Parameteridentifikation wurde mit dem Modellparameter zur Beschreibung der thermisch geschichteten Beladung im Speicher, Sc, durchgeführt. Da das Ergebnis dieses Wertes in derselben Größenordnung wie seine Standardabweichung lag, wurde eine erneute Parameteridentifikation ohne den Parameter Sc durchgeführt. Ebenso wurde aus gleichen Gründen mit dem Parameter zur Charakterisierung der Mischvorgänge im Speicher DL verfahren.

**Remark:** The first run of the parameter identification was performed with the S<sub>c</sub>-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<sub>c</sub>-switch turned off. Similar procedure for similar reason was performed with the mixing constant, describing the mixing effects during draw-off  $D_L$ .

### 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	110 - 200 Liter / Tag, Entnahme um 18 <sup>00</sup> jahreszeitabhängige Kaltwassertemperatur Warmwassersolltemperatur: 45 °C			
	110 - 200 liters / day, draw of at: 18 <sup>00</sup> seasonal depending cold water temperature hot water demand temperature: 45 °C			
Bemessungslast des Systems design load of system	140 Liter / Tag <i>140 liters / day</i>			
Speicherumgebungstemperatur ambient temperature of store	Außentemperatur Outside temperature			
Thermische Leistungskenngröße Performance indicator				
solarer Deckungsanteil [%] solar fraction [%]	$f_{sol} = \frac{Q_L}{Q_d} \cdot 100$			

\_\_\_\_

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 110I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 110 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]	
Stockholm (59.6° N)	6107	3395	0	55.6	
Würzburg (49.5° N)	5854	3401	0	58.1	
Davos (46.8° N)	6628	5044	0	76.1	
Athen (38.0° N)	4545	4049	0	89.1	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 140 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 140 I/d				
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]
Stockholm (59.6° N)	7772	4073	0	52.4
Würzburg (49.5° N)	7450	4105	0	55.1
Davos (46.8° N)	8435	6014	0	71.3
Athen (38.0° N)	5784	4963	0	85.8

# 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

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]	
Stockholm (59.6° N)	9438	4370	0	46.3	
Würzburg (49.5° N)	9047	4514	0	49.9	
Davos (46.8° N)	10243	6422	0	62.7	
Athen (38.0° N)	7024	5584	0	79.5	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]	
Stockholm (59.6° N)	11103	4508	0	40.6	
Würzburg (49.5° N)	10643	4757	0	44.7	
Davos (46.8° N)	12050	6579	0	54.6	
Athen (38.0° N)	8263	6057	0	73.3	

# 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

### 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:
 29.04.2011

 Test:
 04/29/2011

**Ergebnis:** Die in EN 12976-2:2006, Kapitel 5.10 geforderten Kriterien werden erfüllt. Hinweis: Rücklaufschutz erfüllt, da integrierter Kollektorspeicher (IKS).

Conclusion: Criteria acc. to EN 12976-2:2006 - chapter 5.10 are fulfilled. Remarks: Reverse flow protection fulfilled, as system is an integrated collector storage (ICS).

### 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:	29.04.2011
Test:	04/29/2011

**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 Hochtemperaturbeständigkeit

High-temperature resistance

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Kapitel 5.3. *Performance and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – chapter 5.3.* 

	60	1000	22
Prü <i>test</i> [	ifdauer <i>duration</i> [min]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
Prüfung: <i>Test:</i>	16.09.2011 <i>09/16/2011</i>		

**Ergebnis:** keine größeren Fehler nach EN 12975-1: 2006, Kapitel 5.3.1 *Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-2:2006, chapter 5.3.1* 

### 13 Schnelle äußere Temperaturwechsel

External thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Kapitel 5.5. *Performance and boundary conditions acc. to EN* 12975-2:2006 – *chapter 5.5.* 

1. Prüfung: 15.09.2011 1. test: 09/15/2011

Volumenstrom <i>Flow rate</i> [l/m²/min]	Fluidtemperatur fliud temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
1.8	20	949	18

**Ergebnis:** keine größeren Fehler nach EN 12975-1: 2006, Kapitel 5.3.1 *Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-2:2006, chapter 5.3.1* 

2. Prüfung:	12.09.2011
2. test:	09/21/2011

Volumenstrom <i>Flow rate</i> [l/m²/min]	Fluidtemperatur fliud temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
1.8	19	1008	19

**Ergebnis:** keine größeren Fehler nach EN 12975-1: 2006, Kapitel 5.3.1 *Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-2:2006, chapter 5.3.1* 

### 14 Beregnungsprüfung

#### Rain penetration

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:	29.11.2011
Test:	11/29/2011

Volumenstrom	Fluidtemperatur	Prüfdauer
<i>flow rate</i>	fluid temperature	<i>test duration</i>
[l/(m²min)]	[°C]	[h]
5.3	11	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* 

### 15 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.* 

### 15.1 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.* 

Prüfung:15.12.2011Test:12/15/2011

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem max. Druck von 1000 Pa belastet. *The collector cover was charged with a max. pressure of 1000 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* 

### 15.2 Unterdruckprüfung für die Kollektorabdeckung

Negative 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.* 

Prüfung:	15.12.2011
Test:	12/15/2011

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem max. Druck von -1700 Pa belastet. *The collector cover was charged with a max. pressure of -1700 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* 

#### Stagnationstemperatur 16

Stagnation temperature

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

Prüfung:	16.09.2011
Test:	09/16/2011

mittlere Bestrahlungsstärke G <sub>m</sub> <i>mean irradiance</i>	mittlere Absorbertemperatur ૭ <sub>sm</sub> mean absorber temperature	mittlere Umgebungstemperatur ૭ <sub>am</sub> <i>mean ambient temperature</i>
[W/m²]	[°C]	[°C]
1000	184	22

Ergebnis: Die Stagnationstemperatur 9<sub>sta</sub> für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von  $G_s = 1000 \text{ W/m}^2 \text{ und } \vartheta_{as} = 30 \text{ °C ergibt sich nach}$ 

Conclusion: The stagnation temperature  $\theta_{stg}$  for the required ambient conditions  $G_s = 1000 \text{ W/m}^2$  and  $\theta_{as} = 30 \text{ °C}$ is calculated according

$$\mathcal{9}_{stg} = \mathcal{9}_{as} + \frac{G_s}{G_m} \left( \mathcal{9}_{sm} - \mathcal{9}_{am} \right)$$

**θ**<sub>stq</sub> = 192 °C zu

to

#### 17 Endkontrolle

#### Final inspection

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

to EN 12975-2:2006 - 5.11.

Prüfung:	16.12.2011
Test:	12/16/2011

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

### 18 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 <i>Type of test</i>	Ergebnis <i>Result</i>
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. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled.</i>
Sicherheitsausrüstung <i>Safety equipment</i>	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled.</i>
Beschilderung <i>Marking</i>	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled.</i>
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. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled</i>
Elektrische Sicherheit Electrical safety	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled</i>
Hochtemperaturbeständigkeit <i>High temperature resistance</i>	Die in EN 12975-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12975-2:2006 are fulfilled</i>
Schnelle äußere Temperaturwechsel External thermal shock	Die in EN 12975-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12975-2:2006 are fulfilled</i>
Beregnung <i>Rain penetration</i>	Die in EN 12975-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled</i>
Mechanische Belastung Mechanical load test	Die in EN 12975-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12975-2:2006 are fulfilled</i>
Endkontrolle Endkontrolle	Die in EN 12975-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12975-2:2006 are fulfilled</i>

### 19 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 zusätzlichen in Kapitel 12-17 beschriebenen Qualitätsprüfungen (siehe Seite 13-16) erfolgten nach EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". 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 additional quality tests described in chapter 12 to 17 (see page 13-16) were performed according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – 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 Prüflinge	10.01.2011
Receipt of test samples	<i>01/10/2011</i>
Identifikation Prüflinge	11SYS83
Identification of test sample	11SYS83
Prüfzeitraum	29.04.2011 – 16.12.2011
Test period	<i>04/29/2011 – 12/16/2011</i>

Prüfer Test engineer

Dipl.-Ing. F. Bertsch, Dipl.-Ing. B. Traub, Dipl.-Ing. M. Herr, M. Wild

Stuttgart, den 06.02.2012

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				Met	eorologica (average	al conditio values)	ns				
Seq.No.	Filename	Sequence type	days	A-days	A-valid	B-days	B-valid	S-days	S-valid	x-days	x-valid	Գ <sub>C,amb</sub> [°C]	Ձ <sub>S,amb</sub> [°C]	E <sub>C,glob</sub> [W/m²]	V <sub>C</sub> [m/s]
1	1121SOLA	Sol	3	3	3							13.9	13.9	319.8	0.1
2	1121SOLB	Sol	4			4	3					16.0	16.0	247.6	0.1
3	1121STO1	Sto	4			2	2	2	2			18.6	18.6	130.3	0.0

Die Anlagenkennwerte, Standardabweichung und Korrelationsmatrix System parameters, standard deviations and cross correlation matrix						
A <sub>C</sub> * [m²]	u <sub>c</sub> * [W/(m²K)]	U <sub>s</sub> [W/K]	C <sub>s</sub> [MJ/K]			
1.758	7.932	2.951	0.581			
± 0.236	± 2.590	± 0.328	± 0.017			
	Cross co	rrelation matrix				
1.0000000	0.8496710	-0.1145153	0.3320610			
0.8496710	1.0000000	-0.5286973	0.1539284			
-0.1145153	-0.5286973	1.0000000	0.3017707			
0.3320610	0.1539284	0.3017707	1.000000			

### Anhang B: Ertragsberechnung an zusätzlichen Standorten

Annex B: Solar Thermal performance characterization for additional locations

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.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 110I/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 <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]				
Beirut (33.5° N)	4024	3843	0	95.5				
Malaga (36.4° N)	4527	4427	0	97.8				
Valletta (35.9° N)	4354	4240	0	97.4				

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 <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]			
Beirut (33.5° N)	5121	4773	0	93.2			
Malaga (36.4° N)	5762	5548	0	96.3			
Valletta (35.9° N)	5541	5330	0	96.2			

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d							
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]			
Beirut (33.5° N)	6219	5547	0	89.2			
Malaga (36.4° N)	6996	6479	0	92.6			
Valletta (35.9° N)	6728	6257	0	93.0			

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d								
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]				
Beirut (33.5° N)	7316	6204	0	84.8				
Malaga (36.4° N)	8231	7186	0	87.3				
Valletta (35.9° N)	7916	7005	0	88.5				

**Hinweis:** Die Kaltwassertemperaturen der Stadtorte Beirut (Libanon), Málaga (Spanien) und Valletta (Malta) sind nicht bekannt. Aus diesem Grund wurde angenommen, dass die Jahresmitteltemperatur des Trinkwassers der Jahresmitteltemperatur der Luft entspricht. Als jahreszeitliche Temperaturschwankung des Kaltwassers wurden 7.4 K angenommen.

Die Wetterdaten der zusätzlichen Standorte sind den Wetterdaten von Meteonorm entnommen.

**Remark:** The cold water temperatures of the locations Beirut (Lebanon), Malaga (Spain) and Valletta (Malta) are not known. Thus the yearly mean ambient air temperatures were used as yearly mean cold water temperatures. The seasonal dependent variation in temperature was assumed to be  $\pm$  7.4 K. The weather data of the additional locations are from the meteonorm data set.

1

# Anhang C: Berechnung der thermischen Leistungsfähigkeit am Niederländischen Standort DeBilt in Anlehnung an NPR 7976:2009

Annex C: Calculation of the thermal performance at the location DeBilt, the Netherlands, according to the standard NPR 7976:2009

Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung Reference conditions for performance characterisation						
Kollektorausrichtung collector orientation	Süd south					
Wetterdaten weather data	Debuilt Debuilt					
Warmwasserverbrauch hot water demand	80 - 350 Liter / Tag, Entnahmen zu jeweils 20 % um 7, 8, 13, 18 und 19 Uhr Kaltwassertemperatur: 10°C Warmwassertemperatur: 60 °C 80 - 350 liters / day, draw of at 7 am, 8 am, 1 pm, 6 pm and 7 pm, 20% each cold water temperature: 10°C hot water demand temperature: 60 °C					
Speicherumgebungstemperatur	20°C					
ambient temperature of store	20°C					
Thermische Leistungskenngröße Performance indicator						
jährlicher externer Energiebedarf [MJ] annual total external energy [MJ]	$Q_{ext} = Q_{aux} + Q_{par}$					
jährliche Energieeinsparung [MJ] <sup>1</sup> annual energy savings [MJ]	$Q_{sav} = Q_{aux,ref} - Q_{ext}$ mit / with $Q_{aux,ref} = Q_d + Q_{aux,loss}$					

Wärmeverluste eines Warmwasserspeichers einer konventionellen Anlage vergleichbarer Größe mit einer Wärmeverlustrate von  $Q_{aux,loss} = 0.0096 \text{ W/K/I}$ 

heat losses of hot water store of corresponding conventional hot water system with Q<sub>aux,loss</sub> = 0.0096 W/K/I

#### Ertragsberechnung

#### Thermal performance characterization

Unter Verwendung des Rechenmodells nach ISO 9495-5:2007 in Verbindung mit den bei der Prüfung ermittelten Kennwerten das thermische Verhalten der Solaranlage simuliert und der Jahresenergieertrag der Anlage für die in NPR 7976:2009 beschriebenen Referenzbedingungen 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 the reference conditions defined in NPR 7976:2009.

Reference load	Hot Water demand	Q	Quint and	Quar	Qout	Q
-	MJ/d	⊶∟ MJ/a	MJ/a	⊶ <sub>par</sub> MJ/a	MJ/a	⊂sav MJ/a
1	16,72	2765	3338	0	3338	2765
2	22,99	3457	4934	0	4934	3457
3	29,26	4005	6675	0	6675	4005
4	35,53	4435	8533	0	8533	4435
5	41,80	4653	10604	0	10604	4653
6	48,07	4860	12685	0	12685	4860
7	54,34	5038	14796	0	14796	5038
8	60,61	5177	16946	0	16946	5177
9	66,88	5346	19065	0	19065	5346
10	73,15	5500	21200	0	21200	5500

### Anhang D: Symbole und Abkürzung

Annex D: Symbols and abbreviations

А	[m²]	Gesamtkollektorfläche (Apertur) Total collector area (aperture)
A <sub>c</sub> *	[m²]	Modellparameter für die Wärmekapazität des Speichers thermal heat capacity of the store
(A/V) <sub>sys</sub>	[m²/m³]	Verhältnis von Gesamtkollektorfläche zu Nennvolumen Speicher einer Anlage ratio of total collector area to nominal store volume of one system
(A/V) <sub>average</sub>	[m²/m³]	Durchschnittliches Verhältnis von Gesamtkollektorfläche zu Nennvolumen Speicher Average ratio of total collector area to nominal store volume
Cs	[MJ/K]	Modellparameter für die Wärmekapazität des Speichers thermal heat capacity of the store
DL	[-]	Hilfsgröße zur Charakterisierung der Mischvorgänge im Speicher während der Entnahme mixing constant, describing mixing effects during draw-off
E <sub>C,glob</sub>	[W/m²]	mittlere Betrahlungsstärke in Kollektorebene average global radiation in collector plane
f <sub>sol</sub>	[-]	Solarer Deckungsanteil solar fraction
f <sub>sav</sub>	[-]	Anteilige Energieeinsparung Fractional energy savings
Q <sub>aux</sub>	[MJ/a]	Wärmebedarf der Nachheizung Annual auxiliary heat demand
Q <sub>aux,loss</sub>	[MJ/a]	Jährlicher Wärmeverluste des nicht solaren Referenz-Warmwasser Systems, definiert in NPR 7976 Annual heat loss of the reference non-solar hot water system defined in NPR 7976
Q <sub>aux,net</sub>	[MJ/a]	Netto Wärmebedarf der Nachheizung, geliefert in den Speicher oder in das Warmwassernetz Net auxiliary heat demand delivered by the auxiliary heater to the store or directly to the distribution system
Q <sub>aux,ref</sub>	[MJ/a]	Jährlicher Energieverbrauch des nicht solaren Referenz-Warmwasser Systems, definiert in NPR 7976 Annual heat consumption of the reference non-solar hot water system defined in NPR 7976
Q <sub>d</sub>	[MJ/a]	Wärmebedarf heat demand
Q <sub>ext</sub>	[MJ/a]	jährlicher externer Energiebedarf Annual total external energy
QL	[MJ/a]	von der solaren Heizungsanlage gelieferte Wärme (Last) heat delivered by the solar heating system (load)
Q <sub>par</sub>	[MJ/a]	Hilfsenergie (elektrisch) für Pumpe(n) des Kollektorkreislaufs und der Regelungsbaugruppe parasitic energy (electricity) for the collector loop pump(s) and control unit
Q <sub>sav</sub>	[MJ/a]	Jährliche Energieeinsparung Annual energy savings

S <sub>c</sub>	[-]	Modellparameter zu Beschreibung der thermisch geschichteten Beladung im Speicher <i>collector loop stratification parameter</i>
u <sub>c</sub> *	[W/(m²K)]	Modellparameter für den effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten des gesamten Kollektorkreislaufs effective collector loop heat loss coefficient
Us	[W/K]	Modellparameter für die Wärmeverlustrate des Speichers heat loss rate of the store
V	[m³]	Nennvolumen Speicher Nominal store volume
V <sub>C</sub>	[m/s]	mittlere Windgeschwindigkeit in Kollektorebene average wind speed in collector plane
$\vartheta_{\rm c,amb}$	[°C]	mittlere Kollektortemperatur average collector temperature
$\vartheta_{s,amb}$	[°C]	mittlere Speicherumgebungstemperatur average store temperature





## **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 EN 12976:2006 according to EN 12976:2006

Prüfbericht-Nr.: 11SYS84 Test Report No.: 11SYS84

Stuttgart, den 23.02.2012 Stuttgart, February 23rd, 2012

Hersteller manufacturer **ITHO DAALDEROP B.V.** Adm. de Ruyterstraat 2 3115 HB Schiedam The Netherlands

Fabrikat brand

### ITHO DAALDEROP

Typ type

**FL150** FL150

Herstelljahr year of production 2010

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	Allgemei General	ne Angaben (gemäß Herstellerangaben) specifications (acc. to manufacturer)	3 3			
2	Frostbes	tändigkeit	6 6			
3	Übertem	peraturschutz	6			
4	Druckbe	ständigkeit	7			
5	Wasserk	ontamination	7			
6	Sicherhe	itsausrüstung	8			
7	Beschild	erung	8			
8	Leistung	o sprüfung	9			
9	Ertragsb	erechnung	10			
10	Rücklauf	schutz	13			
11	Elektrisc	he Sicherheit	.13			
12	Hochtemperaturbeständigkeit					
13	Schnelle äußere Temperaturwechsel					
14	Beregnu	ngsprüfung	14			
15	Mechania	etration sche Belastung	15			
	Mechani 15.1	Cal load test Überdruckprüfung für die Kollektorabdeckung	15 15			
	15.2	Unterdruckprüfung für die Kollektorabdeckung Negative pressure test of the collector cover	15 15 15			
16	Stagnation	onstemperatur	16			
17	Endkontr Einal inst	olle	16			
18	Zusamm	enfassungv	17			
19	Prüfverfa Test met	, Ihren hod	18 18			
Anha Anne	ng A: x A:	Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse Presentation of measured data and test results	19 19			
Anha Anne	ng B: x B:	Ertragsberechnung an zusätzlichen Standorten Solar Thermal performance characterization for additional locations	20			
Anha	ng C:	Berechnung der thermischen Leistungsfähigkeit am Niederländischen Standort Del in Anlehnung an NPR 7976:2009	Bilt			
Anne	x C:	Calculation of the thermal performance at the location DeBilt, the Netherlands, according to the standard NPR 7976:2009	22			
Anha Anne	ng D: x D:	Symbole und Abkürzung Symbols and abbreviations	24 24			

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

### 1 Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)

General specifications (acc. to manufacturer)

Hersteller Manufacturer	ITHO DAALDEROP B.V. Adm. de Ruyterstraat 2 3115 HB Schiedam The Netherlands
Fabrikat brand	ITHO
Ansprechpartner contact person	<b>Mr. Leon van Bohemen</b> Tel: + 31 10 42 78 777 Fax: +31 10 42 78 897 e-mail: <u>I.v.bohemen@ithodaalderop.nl</u>
Typ	FL150
type	<i>FL150</i>
Herstellnummer	ICS – KA1111122
serial number	ICS – KA1111122
Serienprodukt oder Prototyp	Serienprodukt
serial product or prototype	serial product
Herstelljahr	2010
year of production	2010



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

Integrierter Kollektor Speicher (IKS) Integrated collector store (ICS)	
Typ:	FL150
type	<i>FL150</i>
Länge:	1970 mm (von Prüflabor bestimmt)
length:	1970 mm (determined by test laboratory)
Breite:	1441 mm (von Prüflabor bestimmt)
width:	1441 mm (determined by test laboratory)
Höhe:	1220 mm (von Prüflabor bestimmt)
height:	1220 mm (determined by test laboratory)
Bruttofläche:	2,84 m <sup>2</sup> (von Prüflabor bestimmt)
gross area:	2.84 m <sup>2</sup> (determined by test laboratory)
Aperturfläche:	1,85 m² (von Prüflabor bestimmt)
aperture area:	1.85 m² (determined by test laboratory)
Absorberfläche:	1,54 m² (von Prüflabor bestimmt)
absorber area:	1.54 m² (determined by test laboratory)
Gewicht:	55 kg
weight:	<i>55 kg</i>
Herstelljahr	2010
year of production	<i>2010</i>
Herstellernummern	ICS-KA1111122
serial no.	ICS-KA1111122
Bauart Speicher:	Edelstahlspeicher
Storage type:	stainless steel tank
Länge x Durchmesser Speicher:	ca. 1550 x 360 mm
length x diameter store:	<i>approx. 1550 x 360 mm</i>
Nennvolumen Speicher:	150 l
nominal volume store:	<i>150 l</i>
zulässige Betriebstemperatur:	95 °C
max. operating temperature:	95 °C
zulässiger Betriebsüberdruck:	8 bar
max. operating pressure:	<i>8 bar</i>
Effektives Volumen effective volume	145 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers C <sub>s</sub> . Siehe Kapitel 8, Leistungsprüfung) 145 I (determined by using the thermal heat capacity of the store C <sub>s</sub> . See chapter 8, thermal performance test)
Wärmedämmung:	nicht vorhanden
thermal insulation:	<i>non existent</i>
Wasserseitiger Korrosionsschutz:	nicht benötigt (Edelstahlspeicher)
corrosion protection:	not required (stainless steel tank)
Elektrische Zusatzheizung:	nicht vorhanden
auxiliary electric heater:	non existent
Wärmeübertrager Kollektorkreis:	nicht benötigt
solar loop heat exchanger:	not required
Wärmeübertrager Trinkwasser:	nicht benötigt
drinking water heat exchanger:	not required

Regelung	Nicht benötigt
Controller:	not required

Komponenten der Pumpen- und Sicherheitsbaugrupp Pump and safety components:	
Sicherheitsventil	Überdruckventil
safety valve	pressure relief valve
Öffnungsdruck	8 bar
relief pressure	<i>8 bar</i>
Brauchwassermischer	vorhanden
Cold water mixing device	existent
Rückflussverhinderer	nicht benötigt
reverse flow protection	<i>not required</i>
Durchflussmesser	nicht vorhanden
flow meter	non existent
Absperrhahn	nicht vorhanden
shut-off valve	non existent
Ausdehnungsgefäß	nicht benötigt
expansion vessel	<i>not required</i>
Kollektorkreispumpe	nicht benötigt
solar loop pump	<i>not required</i>

Dokumentation	January 2012	
Documentation	Installer Manual ITHO SOLIOR FL150	V1
	User Manual ITHO SOLIOR FL150	V1
	Installer Manual ITHO SOLIOR FL 150	V1
	User Manual ITHO SOLIOR FL150	V1
Unterlagen für den Installateur Documentation for the installer	Die Dokumentation enthält alle in EN 129 1:2006 geforderten Angaben. The documentation does include all, acc. to E 1:2006 required information.	76- N 12976-
Unterlagen für den Nutzer Documentation for the user	Die Dokumentation enthält alle in EN 129 1:2006 geforderten Angaben. The documentation does include all, acc. to E 1:2006 required information.	76- N 12976-

Gü	ltigkeit
Val	iditv

Der Prüfbericht ist gültig für den integrierten Kollektorspeicher (IKS) ITHO FL150.

The test report is valid for the integrated collector storage (ICS) ITHO FL150.

### 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:	29.04.2011
Test:	04/29/2011

Die Anlage ist für Frostregionen ausgelegt. Gefrieren des Speichers wird durch das automatische öffnen eines Ventils und den damit hergestellten Durchfluss von Wasser unterbunden. *The solar system is constructed to be used in regions of frost. Freezing of the store is prohibited by an automatic drain valve.* 

**Ergebnis:** keine Prüfung notwendig *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:	08.06 19.06.2011
Test:	09/08 – 06/19/2011

Kollektorneigung inclination of collector surface	Anzahl Tage mit mehr als 20 MJ/m <sup>2</sup> number of days with more than 20 MJ/m <sup>2</sup> [d]	aufgetretene Fehler failure during test
20°	3	keine / none
Datum <i>date</i>	Bestrahlungssumme in Kollektorebene <i>irradiation in collector plane</i> [MJ/m²/d]	Umgebungstemperatur bei Sonnenhöchststand ambient temperature at solar noon [°C]
08.06.11	7.6	12.7
09.06.11	8.5	13.9
10.06.11	20.8	17.1
11.06.11	14.1	16.2
12.06.11	18.6	20.0
13.06.11	10.9	15.7
14.06.11	11.3	18.5
15.06.11	17.1	18.3
16.06.11	25.2	22.1
17.06.11	24.3	21.5

**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: 29.04.2011 *Test:* 04/29/2011

#### Speicher

Store

max. Betriebsdruck	Prüfdruck	Prüfdauer
<i>max. operating pressure</i>	test pressure	test duration
[bar]	[bar]	[min]
8.0	12.0	15

Druck Testbeginn	Druck Testende	aufgetretene Fehler
pressure at test begin	pressure at test end	/ Bemerkungen
[bar]	[bar]	failure / comments
12.0	12.0	keine / <u>none</u>

**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: 29.04.2011 *Test:* 04/29/2011

**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: 29.04.2011 *Test:* 04/29/2011

Sicherheitsventil	entspricht EN 12976-2:2006
Safety valve	acc. to EN 12976-2:2006
Sicherheits- und Ausdehnungsleitungen	nicht benötigt
Safety lines and expansion lines	not required
Ausblaseleitungen	vorhanden
Blow off lines	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: 19.05.2011 *Test:* 05/19/2011

Kennzeichnung der Anlage System identification			
	Typenschild System system label	enthält alle notwendigen Daten contains all information required	

**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 ITHO FL150 Model parameters (incl. standard deviations) for ITHO FL150							
A <sub>C</sub> * [m²] [		u [W/(	c <sup>*</sup> m²K)]	U <sub>s</sub> [W/K]	C <sub>S</sub> [MJ/K]	D <sub>L</sub> [-]	S <sub>c</sub> [-]
2.668	3	16	.64	3.484	0.601	-	-
± 0.92	9	± 4	.970	± 0.263	± 0.012	-	-
A <sub>c</sub> *	c* [m²] Modell		Modell effective	odellparameter für die effektive Kollektorfläche fective collector loop area			
u <sub>c</sub> *	[W/(m²K)]		Modellparameter für den effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten des gesamten Kollektorkreislaufs effective collector loop heat loss coefficient				
Us	[W/K]		Modellparameter für die Wärmeverlustrate des Speichers heat loss rate of the store				
Cs	[MJ/K]		Modellparameter für die Wärmekapazität des Speichers thermal heat capacity of the store				
DL	[-]		Hilfsgröße zur Charakterisierung der Mischvorgänge im Speicher während der Entnahme mixing constant, describing mixing effects during draw-off			eicher während	
Sc	。 [-]		Modell Speich collecto	Modellparameter zur Beschreibung der thermisch geschichteten Beladung im Speicher <i>collector loop stratification parameter</i>			

**Hinweis:** Der erste Durchlauf der Parameteridentifikation wurde mit dem Modellparameter zur Beschreibung der thermisch geschichteten Beladung im Speicher, S<sub>c</sub>, durchgeführt. Da das Ergebnis dieses Wertes in derselben Größenordnung wie seine Standardabweichung lag, wurde eine erneute Parameteridentifikation ohne den Parameter S<sub>c</sub> durchgeführt. Entsprechend wurde aus gleichen Gründen mit dem Parameter zur Charakterisierung der Mischvorgänge im Speicher D<sub>L</sub> verfahren. *Remark:* The first run of the parameter identification was performed with the S<sub>c</sub>-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<sub>c</sub>-switch turned off. The corresponding procedure for similar reason was used with the mixing constant, describing the mixing effects during draw-off D<sub>L</sub>.

# 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	110 - 200 Liter / Tag, Entnahme um 18 <sup>00</sup> jahreszeitabhängige Kaltwassertemperatur Warmwassersolltemperatur: 45 °C		
	110 - 200 liters / day, draw of at: 18 <sup>00</sup> seasonal depending cold water temperature hot water demand temperature: 45 °C		
Bemessungslast des Systems design load of system	140 Liter / Tag <i>140 liters / day</i>		
Speicherumgebungstemperatur ambient temperature of store	Außentemperatur Outside temperature		
Thermische Leistungskenngröße Performance indicator			
solarer Deckungsanteil [-] solar fraction [-]	$f_{sol} = \frac{Q_L}{Q_d} \cdot 100$		

\_\_\_\_

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 <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]
Stockholm (59.6° N)	6107	3145	0	51.5
Würzburg (49.5° N)	5854	3161	0	54.0
Davos (46.8° N)	6628	4633	0	69.9
Athen (38.0° N)	4545	3881	0	85.4

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 140 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 140 I/d				
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]
Stockholm (59.6° N)	7772	3871	0	49.8
Würzburg (49.5° N)	7450	3874	0	52.0
Davos (46.8° N)	8435	5668	0	67.2
Athen (38.0° N)	5784	4836	0	83.6

\_\_\_\_

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 <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]
Stockholm (59.6° N)	9438	4143	0	43.9
Würzburg (49.5° N)	9047	4297	0	47.5
Davos (46.8° N)	10243	6094	0	59.5
Athen (38.0° N)	7024	5457	0	77.7

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d				
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]
Stockholm (59.6° N)	11103	4230	0	38.1
Würzburg (49.5° N)	10643	4491	0	42.2
Davos (46.8° N)	12050	6194	0	51.4
Athen (38.0° N)	8263	5883	0	71.2

# 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:
 29.04.2011

 Test:
 04/29/2011

**Ergebnis:** Die in EN 12976-2:2006, Kapitel 5.10 geforderten Kriterien werden erfüllt. Hinweis: Rücklaufschutz erfüllt, da integrierter Kollektorspeicher (IKS).

Conclusion: Criteria acc. to EN 12976-2:2006 - chapter 5.10 are fulfilled Remarks: Reverse flow protection fulfilled, as system is an integrated collector storage (ICS).

# 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:	29.04.2011	
Test:	04/29/2011	

**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 Hochtemperaturbeständigkeit

High-temperature resistance

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Kapitel 5.3. *Performance and boundary conditions acc. to EN 12975-2:2006 – chapter 5.3.* 

	60	1000	22
Prü <i>test</i> [	ifdauer <i>duration</i> [min]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
Prüfung: <i>Test:</i>	16.09.2011 <i>09/16/2011</i>		

**Ergebnis:** keine größeren Fehler nach EN 12975-1: 2006, Kapitel 5.3.1 *Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-2:2006, chapter 5.3.1* 

# 13 Schnelle äußere Temperaturwechsel

External thermal shock

Durchführung und Randbedingungen nach EN 12975-2:2006 – Kapitel 5.5. *Performance and boundary conditions acc. to EN* 12975-2:2006 – *chapter* 5.5.

1. Prüfung: 15.09.2011 1. test: 09/15/2011

Volumenstrom <i>Flow rate</i> [l/m²/min]	Fluidtemperatur fliud temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
1.8	18	853	18

**Ergebnis:** keine größeren Fehler nach EN 12975-1: 2006, Kapitel 5.3.1 *Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-2:2006, chapter 5.3.1* 

2. Prüfung:	21.09.2011
2. test:	09/21/2011

Volumenstrom <i>Flow rate</i> [l/m²/min]	Fluidtemperatur fliud temperature [°C]	mittlere Bestrahlungsstärke <i>mean irradiance</i> [W/m²]	mittlere Umgebungstemperatur mean ambient temperature [°C]
1.8	18	971	19

**Ergebnis:** keine größeren Fehler nach EN 12975-1: 2006, Kapitel 5.3.1 *Conclusion: no major failure acc. to EN 12975-2:2006, chapter 5.3.1* 

# 14 Beregnungsprüfung

#### Rain penetration

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:	29.11.2011
Test:	11/29/2011

Volumenstrom	Fluidtemperatur	Prüfdauer
<i>flow rate</i>	fluid temperature	<i>test duration</i>
[l/(m²min)]	[°C]	[h]
5.3	11	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* 

# 15 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.* 

# 15.1 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.* 

Prüfung:15.12.2011Test:12/15/2011

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem max. Druck von 1000 Pa belastet. *The collector cover was charged with a max. pressure of 1000 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* 

# 15.2 Unterdruckprüfung für die Kollektorabdeckung

Negative 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.* 

Prüfung:	15.12.2011
Test:	12/15/2011

Die Kollektorabdeckung wurde mit einem max. Druck von -1700 Pa belastet. *The collector cover was charged with a max. pressure of -1700 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* 

### 16 Stagnationstemperatur

Stagnation temperature

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

Prüfung:	16.09.2011
Test:	09/16/2011

mittlere Bestrahlungsstärke G <sub>m</sub> mean irradiance	mittlere Absorbertemperatur ૭ <sub>sm</sub> mean absorber temperature	mittlere Umgebungstemperatur ૭ <sub>am</sub> <i>mean ambient temperature</i>
[W/m²]	[°C]	[°C]
1000	180	22

**Ergebnis:** Die Stagnationstemperatur  $\vartheta_{stg}$  für die vorgeschriebenen Umgebungsbedingungen von G<sub>s</sub> = 1000 W/m<sup>2</sup> und  $\vartheta_{as}$  = 30 °C ergibt sich nach

Conclusion: The stagnation temperature  $\vartheta_{stg}$  for the required ambient conditions  $G_s = 1000 \text{ W/m}^2$  and  $\vartheta_{as} = 30 \text{ °C}$  is calculated according

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

**Ձ**stg = 188 °C

zu <u>to</u>

# 17 Endkontrolle

#### Final inspection

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

Prüfung:	16.12.2011
Test:	12/16/2011

**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* 

# 18 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 <i>Type of test</i>	Ergebnis <i>Result</i>
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. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled.</i>
Sicherheitsausrüstung Safety equipment	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled.</i>
Beschilderung <i>Marking</i>	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled.</i>
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. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled</i>
Elektrische Sicherheit <i>Electrical safety</i>	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled</i>
Hochtemperaturbeständigkeit High temperature resistance	Die in EN 12975-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12975-2:2006 are fulfilled</i>
Schnelle äußere Temperaturwechsel External thermal shock	Die in EN 12975-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12975-2:2006 are fulfilled</i>
Beregnung Rain penetration	Die in EN 12975-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled</i>
Mechanische Belastung Mechanical load test	Die in EN 12975-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12975-2:2006 are fulfilled</i>
Endkontrolle Endkontrolle	Die in EN 12975-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12975-2:2006 are fulfilled</i>

# 19 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 zusätzlichen in Kapitel 12-17 beschriebenen Qualitätsprüfungen (siehe Seite 13-16) erfolgten nach EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – Part 2: Test methods". 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 additional quality tests described in chapter 12 to 17 (see page 13-16) were performed according to EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components – Solar Collectors – 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 Prüflinge	10.01.2011
Receipt of test samples	<i>01/10/2011</i>
Identifikation Prüflinge	11SYS84
Identification of test sample	11SYS84
Prüfzeitraum	29.04.2011 – 16.12.2011
Test period	<i>04/29/2011 – 12/16/2011</i>

Prüfer Test engineer

Dipl.-Ing. F. Bertsch, Dipl.-Ing. B. Traub, Dipl.-Ing. M. Herr, M. Wild

Stuttgart, den 23.02.2012

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				Met	eorologica (average	al conditio values)	ns				
Seq.No.	Filename	Sequence type	days	A-days	A-valid	B-days	B-valid	S-days	S-valid	x-days	x-valid	Գ <sub>C,amb</sub> [°C]	Ձ <sub>S,amb</sub> [°C]	E <sub>C,glob</sub> [W/m²]	V <sub>C</sub> [m/s]
1	1131SOLA	Sol	3	3	3							18.4	18.4	254.4	0.0
2	1131SOLB	Sol	3			3	3					18.9	18.9	326.7	0.2
3	1131STO1	Sto	4			2	2	2	2			18.5	18.5	160.6	0.1

Die Anlagenkennwerte, Standardabweichung und Korrelationsmatrix System parameters, standard deviations and cross correlation matrix								
A <sub>C</sub> * [m²]	u <sub>c</sub> * [W/(m²K)]	U <sub>s</sub> [W/K]	C <sub>s</sub> [MJ/K]					
2.668	16.64	3.484	0.601					
± 0.929	± 4.970	± 0.263	± 0.012					
	Cross correlation matrix							
1.0000000	0.8496710	-0.1145153	0.3320610					
0.8496710	1.0000000	-0.5286973	0.1539284					
-0.1145153	-0.5286973	1.0000000	0.3017707					
0.3320610	0.1539284	0.3017707	1.000000					

# Anhang B: Ertragsberechnung an zusätzlichen Standorten

Annex B: Solar Thermal performance characterization for additional locations

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.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 110 I/d							
	Performance indicate on annual b	ors for solar only and s ase for a demand volu	olar preheat systems me of 110 l/d				
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]			
Beirut (33.5° N)	4024	3730	0	92.7			
Malaga (36.4° N)	4527	4328	0	95.6			
Valletta (35.9° N)	4354	4166	0	95.7			

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 140 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 140 I/d							
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]			
Beirut (33.5° N)	5121	4676	0	91.3			
Malaga (36.4° N)	5762	5445	0	94.5			
Valletta (35.9° N)	5541	5258	0	94.9			

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d								
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Standort (Breitengrad)Qd [MJ/a]QL [MJ/a]Qpar [MJ/a]fsol [%]							
Beirut (33.5° N)	6219	5429	0	87.3				
Malaga (36.4° N)	6996	6318	0	90.3				
Valletta (35.9° N)	6728	6136	0	91.2				

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d				
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [%]
Beirut (33.5° N)	7316	5985	0	81.8
Malaga (36.4° N)	8231	6939	0	84.3
Valletta (35.9° N)	7916	6752	0	85.3

**Hinweis:** Die Kaltwassertemperaturen der Stadtorte Beirut (Libanon), Málaga (Spanien) und Valletta (Malta) sind nicht bekannt. Aus diesem Grund wurde angenommen, dass die Jahresmitteltemperatur des Trinkwassers der Jahresmitteltemperatur der Luft entspricht. Als jahreszeitliche Temperaturschwankung des Kaltwassers wurden 7.4 K angenommen.

Die Wetterdaten der zusätzlichen Standorte sind den Wetterdaten von Meteonorm entnommen.

**Remark:** The cold water temperatures of the locations Beirut (Lebanon), Malaga (Spain) and Valletta (Malta) are not known. Thus the yearly mean ambient air temperatures were used as yearly mean cold water temperatures. The seasonal dependent variation in temperature was assumed to be  $\pm$  7.4 K. The weather data of the additional locations are from the meteonorm data set.

1

# Anhang C: Berechnung der thermischen Leistungsfähigkeit am Niederländischen Standort DeBilt in Anlehnung an NPR 7976:2009

Annex C: Calculation of the thermal performance at the location DeBilt, the Netherlands, according to the standard NPR 7976:2009

Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung Reference conditions for performance characterisation		
Kollektorausrichtung collector orientation	Süd south	
Wetterdaten weather data	Debuilt <i>Debuilt</i>	
Warmwasserverbrauch hot water demand	80 - 350 Liter / Tag, Entnahmen zu jeweils 20 % um 7, 8, 13, 18 und 19 Uhr Kaltwassertemperatur: 10°C Warmwassertemperatur: 60 °C 80 - 350 liters / day, draw of at 7 am, 8 am, 1 pm, 6 pm and 7 pm, 20% each cold water temperature: 10°C hot water demand temperature: 60 °C	
Speicherumgebungstemperatur	20°C	
ambient temperature of store	20°C	
Thermische Leistungskenngröße Performance indicator		
jährlicher externer Energiebedarf [MJ] annual total external energy [MJ]	$Q_{ext} = Q_{aux} + Q_{par}$	
jährliche Energieeinsparung [MJ] <sup>1</sup> annual energy savings [MJ]	$Q_{sav} = Q_{aux,ref} - Q_{ext}$ mit / with $Q_{aux,ref} = Q_d + Q_{aux,loss}$	

Wärmeverluste eines Warmwasserspeichers einer konventionellen Anlage vergleichbarer Größe mit einer Wärmeverlustrate von  $Q_{aux,loss} = 0.0096 \text{ W/K/l}$ 

heat losses of hot water store of corresponding conventional hot water system with Q<sub>aux,loss</sub> = 0.0096 W/K/I

#### Ertragsberechnung

#### Thermal performance characterization

Unter Verwendung des Rechenmodells nach ISO 9495-5:2007 in Verbindung mit den bei der Prüfung ermittelten Kennwerten das thermische Verhalten der Solaranlage simuliert und der Jahresenergieertrag der Anlage für die in NPR 7976:2009 beschriebenen Referenzbedingungen 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 the reference conditions defined in NPR 7976:2009.

Reference load	Hot Water demand	Q	Qaux not	Q <sub>par</sub>	Qavt	Q <sub>sav</sub>
-	MJ/d	MJ/a	MJ/a	MJ/a	MJ/a	MJ/a
1	16,72	2386	3717	0	3717	2386
2	22,99	3122	5270	0	5270	3122
3	29,26	3781	6899	0	6899	3781
4	35,53	4344	8624	0	8624	4344
5	41,80	4714	10543	0	10543	4714
6	48,07	5000	12545	0	12545	5000
7	54,34	5276	14558	0	14558	5276
8	60,61	5509	16614	0	16614	5509
9	66,88	5737	18675	0	18675	5737
10	73,15	5981	20719	0	20719	5981

# Anhang D: Symbole und Abkürzung

Annex D: Symbols and abbreviations

А	[m²]	Gesamtkollektorfläche (Apertur) Total collector area (aperture)
A <sub>c</sub> *	[m²]	Modellparameter für die Wärmekapazität des Speichers thermal heat capacity of the store
(A/V) <sub>sys</sub>	[m²/m³]	Verhältnis von Gesamtkollektorfläche zu Nennvolumen Speicher einer Anlage ratio of total collector area to nominal store volume of one system
(A/V) <sub>average</sub>	[m²/m³]	Durchschnittliches Verhältnis von Gesamtkollektorfläche zu Nennvolumen Speicher Average ratio of total collector area to nominal store volume
Cs	[MJ/K]	Modellparameter für die Wärmekapazität des Speichers thermal heat capacity of the store
DL	[-]	Hilfsgröße zur Charakterisierung der Mischvorgänge im Speicher während der Entnahme mixing constant, describing mixing effects during draw-off
E <sub>C,glob</sub>	[W/m²]	mittlere Betrahlungsstärke in Kollektorebene average global radiation in collector plane
f <sub>sol</sub>	[-]	Solarer Deckungsanteil solar fraction
f <sub>sav</sub>	[-]	Anteilige Energieeinsparung Fractional energy savings
Q <sub>aux</sub>	[MJ/a]	Wärmebedarf der Nachheizung Annual auxiliary heat demand
Q <sub>aux,loss</sub>	[MJ/a]	Jährlicher Wärmeverluste des nicht solaren Referenz-Warmwasser Systems, definiert in NPR 7976 Annual heat loss of the reference non-solar hot water system defined in NPR 7976
Q <sub>aux,net</sub>	[MJ/a]	Netto Wärmebedarf der Nachheizung, geliefert in den Speicher oder in das Warmwassernetz Net auxiliary heat demand delivered by the auxiliary heater to the store or directly to the distribution system
Q <sub>aux,ref</sub>	[MJ/a]	Jährlicher Energieverbrauch des nicht solaren Referenz-Warmwasser Systems, definiert in NPR 7976 Annual heat consumption of the reference non-solar hot water system defined in NPR 7976
Q <sub>d</sub>	[MJ/a]	Wärmebedarf heat demand
Q <sub>ext</sub>	[MJ/a]	jährlicher externer Energiebedarf Annual total external energy
QL	[MJ/a]	von der solaren Heizungsanlage gelieferte Wärme (Last) heat delivered by the solar heating system (load)
Q <sub>par</sub>	[MJ/a]	Hilfsenergie (elektrisch) für Pumpe(n) des Kollektorkreislaufs und der Regelungsbaugruppe parasitic energy (electricity) for the collector loop pump(s) and control unit
Q <sub>sav</sub>	[MJ/a]	Jährliche Energieeinsparung Annual energy savings

S <sub>c</sub>	[-]	Modellparameter zu Beschreibung der thermisch geschichteten Beladung im Speicher <i>collector loop stratification parameter</i>
u <sub>c</sub> *	[W/(m²K)]	Modellparameter für den effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten des gesamten Kollektorkreislaufs effective collector loop heat loss coefficient
Us	[W/K]	Modellparameter für die Wärmeverlustrate des Speichers heat loss rate of the store
V	[m³]	Nennvolumen Speicher Nominal store volume
V <sub>C</sub>	[m/s]	mittlere Windgeschwindigkeit in Kollektorebene average wind speed in collector plane
$\vartheta_{\rm c,amb}$	[°C]	mittlere Kollektortemperatur average collector temperature
$\vartheta_{s,amb}$	[°C]	mittlere Speicherumgebungstemperatur average store temperature





# 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 EN 12976:2006

according to EN 12976:2006 Prüfbericht-Nr.: 11SYS87 Test Report No.: 11SYS87

Stuttgart, den 2.11.2011 Stuttgart, November 2<sup>nd</sup>, 2011

Hersteller manufacturer PAPAEMMANOUEL-SA 1st. Km. Inofyta-St. Thomas 32011 Inofyta-Viotia Greece

Fabrikat

SOLAR FLAME

Typ type

Herstelljahr year of production 300ABL450 300ABL450

2011

# Inhaltsverzeichnis

Table of Contents

1	Allgemeine Angaben (gemäß Herstellerangaben)	4
2	Frostbeständigkeit	10
3	Übertemperaturschutz	10
4	Over temperature protection	10
4	Pressure resistance	.11
5	Wasserkontamination	11 11
6	Sicherheitsausrüstung	12 12
7	Beschilderung Marking	12 12
8	Leistungsprüfung Thermal performance test	13 <mark>13</mark>
9	Ertragsberechnung	14 14
10	Rücklaufschutz	17
	Reverse flow protection	17
11	Electrical safety	17 17
12	Zusammenfassung	18
12	Brüfvorfahron	10
13	Fluivenanien	
	Test method	19
Anha	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19 20
Anha Anne:	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse x A: Presentation of measured data and test results	19 20 20
Anha Anne Anha	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse x A: Presentation of measured data and test results ng B: Solar Keymark Scheme Rules für System Familien	19 20 20 21
Anhai Anne: Anhai Anne:	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse x A: Presentation of measured data and test results ng B: Solar Keymark Scheme Rules für System Familien x B: Solar Keymark Scheme rules for system families	19 20 20 21 21
Anhai Anne Anhai Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse x A: Presentation of measured data and test results ng B: Solar Keymark Scheme Rules für System Familien x B: Solar Keymark Scheme rules for system families Übersicht aller Mitglieder der Systemfamilie	19 20 20 21 21 22
Anhai Anne: Anhai Anne:	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse x A: Presentation of measured data and test results ng B: Solar Keymark Scheme Rules für System Familien x B: Solar Keymark Scheme rules for system families Übersicht aller Mitglieder der Systemfamilie Overview of all members of the system family	19 20 20 21 21 22 22
Anhai Anne: Anhai Anne:	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19 20 20 21 21 22 22 23
Anhai Anne Anhai Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19 20 20 21 21 22 22 23 23
Anha Anne Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19 20 20 21 21 22 23 23 23 26
Anha Anne Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19 20 20 21 21 22 23 23 26 26 26
Anha Anne Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19 20 20 21 21 22 23 23 23 26 26 29
Anha Anne Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19 20 20 21 21 22 23 23 26 26 29 29 29
Anha Anne Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19 20 20 21 21 22 23 23 26 26 29 29 32 32
Anha Anne Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19 20 20 21 21 22 23 23 26 26 29 29 32 32 32 35
Anha Anne Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19 20 20 21 21 22 23 23 26 26 29 29 32 32 35 35
Anhai Anne: Anhai Anne:	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19 20 20 21 22 23 23 26 26 29 29 32 32 35 35 38
Anha Anne Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19 20 20 21 21 22 23 23 26 26 29 32 32 32 35 35 38 38
Anha Anne Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19 20 20 21 21 22 23 23 26 26 29 32 32 35 35 38 38 41
Anha Anne Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19        20         20        21         21         22         23         26         29         32         35         38         341         41
Anha Anne Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19        20         20        21         21         22         23         26         29         32         35         38         41         44
Anhai Anne: Anhai Anne:	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19        20         20        21         21         22         23         26         29         32         35         35         38         41         44
Anhai Anne: Anhai Anne:	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19        20         20        21         21         22         23         26         29         32         35         35         35         38         41         44         47
Anha Anha Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19        20         20        21         21         22         23         26         29         32         35         38         41         44         47         47
Anha Anha Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19        20         20        21         21         22         23         26         29         32         35         38         41         44         47         50
Anha Anha Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19        20         20        21         21         22         23         26         29         32         35         38         41         44         47         50
Anha Anne Anha Anne	Test method ng A: Darstellung der aufgenommenen Messwerte und Prüfergebnisse	19        20         20        21         21         22         23         26         29         32         35         38         41         44         47         50         53

Anhang B12: Typ 200ABL400	56
Annex B12: Type 200ABL400	56
Anhang B13: Typ 200ABL364	59
Annex B13: Type 200ABL364	59
Anhang B14: Typ 300ABL300	62
Annex B14: Type 300ABL300	62
Anhang B15: Typ 300ABL237	65
Annex B15: Type 300ABL237	65
Anhang B16: Typ 300ABL364	68
Annex B16: Type 300ABL364	68
Anhang B17: Typ 300ABL400	71
Annex B17: Type 300ABL400	71
Anhang B18: Typ 300ABL474	74
Annex B18: Type 300ABL474	74
Anhang B19: Typ 300ABL600	77
Annex B19: Type 300ABL600	77
Anhang C: Symbole und Abkürzung	80
Annex C: Symbols and abbreviations	80

#### 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
Ansprechpartner	Mr. Manos Monogios
contact person	e-mail: exports@papaemmanouel.gr
Тур	300ABL450
<sub>type</sub>	300ABL450
Herstellnummer	Keine (separate Herstellnummer für Speicher und Kollektor)
serial number	none (separate serial number for store and collector)
Serienprodukt oder Prototyp	Serienprodukt
serial product or prototype	serial product
Herstelljahr	2011
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

Kollektor – Solar Flame Collector – Solar Flame	
Typ:	ASL0580-S86RS
type	<i>ASL0580-S86RS</i>
Bauart:	Flachkollektor
collector type:	<i>flat plate</i>
Länge:	1480 mm (von Prüflabor bestimmt)
<i>length:</i>	1480mm (determined by test laboratory)
Breite:	1010 mm (von Prüflabor bestimmt)
width:	1010 mm (determined by test laboratory)
Höhe:	86 mm (von Prüflabor bestimmt)
height:	86 mm (determined by test laboratory)
Bruttofläche:	1,50 m <sup>2</sup> (von Prüflabor bestimmt)
gross area:	1.50 m <sup>2</sup> (determined by test laboratory)
Aperturfläche:	1,38 m² (von Prüflabor bestimmt)
aperture area:	1.38 m² (determined by test laboratory)
Absorberfläche:	1,38 m² (von Prüflabor bestimmt)
absorber area:	1.38 m² (determined by test laboratory)
Gewicht:	28 kg
weight:	28 kg
Herstelljahr	2011
year of production	2011
Herstellernummern serial no.	030811ASL0580S86RS150.016 030811ASL0580S86RS150.013 030811ASL0580S86RS150.004 030811ASL0580S86RS150.016 030811ASL0580S86RS150.013 030811ASL0580S86RS150.004

EN 12975-2:2006	Prüfbericht ITW 10COL972 und 10COL973Q
EN 12975-2:2006	vom 02.08.2011
	Test report ITW 10COL972 and 10COL973Q, dated August 2 <sup>nd</sup> 2011
Solar-Keymark	erteilt durch DIN CERTCO, Nr. 011-7S1674 F
Solar Keymark	issued by DIN CERTCO, No. 011-7S1674 F

Speicher Solar Flame Store Solar Flame	
Typ:	BA11CC-300
type	BA11CC-300
Bauart:	emaillierter Stahlspeicher
<i>type:</i>	enamelled steel tank
Länge x Durchmesser:	ca. 1750 x 580 mm
length x diameter:	<i>ca. 1750 x 580 mm</i>
Nennvolumen:	300 l
nominal volume:	<i>300 l</i>
zulässige Betriebstemperatur:	99 °C
max. operating temperature:	99 °C

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

zulässiger Betriebsüberdruck:	10 bar
max. operating pressure:	<i>10 bar</i>
Effektives Volumen	273 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	273 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )
Wärmedämmung:	Polyurethan
thermal insulation:	polyurethane
Wasserseitiger Korrosionsschutz:	Magnesium Anode
corrosion protection:	magnesium anode
Elektrische Zusatzheizung:	Vorhanden, CE-geprüft
auxiliary electric heater:	existent , CE -tested
Wärmeübertrager Kollektorkreis:	Mantel-Wärmeübertrager
solar loop heat exchanger:	jacket heat exchanger
Wärmeübertrager Trinkwasser:	nicht vorhanden
drinking water heat exchanger:	non existent
Herstelljahr	2011
year of production	2011
Herstellernummer	110315BBAG-DE-300 1001
serial no.	<i>110315BBAG-DE-300 1001</i>

Regelung Controller: Nicht benötigt not required

#### Komponenten der Pumpen- und Sicherheitsbaugrupp Pump and safety components: Trinkwasserkreis of drinking water circuit Sicherheitsventil Kombiniertes Druck-/ Temperaturventil Combined pressure / temperature relief valve safety valve Öffnungsdruck / Öffnungstemperatur 7 bar oder 95°C relief pressure / relief temperature 7 bar or 95°C vorhanden Brauchwassermischer existent Cold water mixing device Solarkreis solar circuit Rückflussverhinderer nicht benötigt not required reverse flow protection Durchflussmesser nicht vorhanden flow meter non existent Absperrhahn vorhanden shut-off valve existent Sicherheitsventil Vorhanden, Ansprechdruck 2,0 bar expansion valve existent, relief pressure 2,0 bar Ausdehnungsgefäß vorhanden expansion vessel existent Kollektorkreispumpe nicht benötigt solar loop pump not required

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

Rohrleitungen Kollektork Piping solar loop	reis Werkstoff <i>material</i>	Die in EN 12976-1:2006, Kapitel 4.3.3 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-1:2006, chapter 4.3.3 are</i> <i>fulfilled</i>
Dokumentation	General	I Manual – Juni 2011

Documentation	General Manual – June 2011
Unterlagen für den Installateur	Die Dokumentation enthält nicht alle in EN 12976-1:2006 geforderten Angaben. Folgende Angaben fehlen:
	I) Die erforderliche Solarstrahlung in der Kollektorebene oder die Mindest-Solarlampen-Bestrahlungsstärke in der Kollektorebene, für die der Übertemperaturschutz der Anlage nach EN 12976-2:2006, 5.2 geprüft worden ist, und die Anforderung, dass die Anlage in Klimazonen mit höheren Strahlungswerten als die vorgenannten nicht eingesetzt werden darf.
Documentation for the installer	The documentation does not include all, acc. to EN 12976-1:2006 required information. Following information is missing:
	I) The required solar irradiation on the plane of the collector or the minimum solar lamp irradiance at the plane of the collector for which overheating protection of the system has been tested according to 5.2 of EN 12976-2:2006, and the requirement that the system shall not be used in climate zones with higher irradiation values than these values.

Die Dokumentation enthält nicht alle in EN 12976-1:2006 geforderten Angaben. Folgende Angaben fehlen:
<ul> <li>h) Leistungsdaten für die Anlage (siehe auch 4.8):</li> <li>1) der empfohlene Lastbereich für die Anlage (in I/Tag) bei vorgeschriebener Temperatur,</li> <li>2) Wärmeleistung und solarer Deckungsgrad der Anlage nach EN 12976-2:2006, 5.9 für Lasten im angegebenen empfohlenen Lastbereich,</li> </ul>
i) die erforderliche Solarstrahlung in der Kollektorebene oder die Mindest-Solarlampen-Bestrahlungsstärke in der Kollektorebene, für die der Übertemperaturschutz der Anlage nach EN 12976-2:2006, 5.2 geprüft worden ist, und die Anforderung, dass die Anlage in Klimazonen mit höheren Strahlungswerten als die vorgenannten nicht eingesetzt werden darf
The documentation does not include all, acc. to EN 12976-1:2006 required information. Following information is missing:
<ul> <li>h) Performance data for the system (see also 4.8):</li> <li>1) the recommended load range for the system (in I/day) at specified temperature;</li> <li>2) the thermal performance and solar fraction of the system according to 5.9 of EN 12976-2:2006, for loads in the specified recommended load range;</li> </ul>
i) The required solar irradiation on the plane of the collector or the minimum solar lamp irradiance at the plane of the collector for which overheating protection of the system has been tested according to 5.2 of EN 12976-2:2006 and, the requirement that the system shall not be used in climate zones with higher irradiation values than these values

#### Systemfamilie System family

Solar Keymark Scheme rules Version 11.04, Anhang D: Solar Keymark Scheme Rules Version 11.04, annex D: Für alle Prüfungen, außer der Übertemperaturschutzprüfung, ist die Anlage der Familie mit dem mittleren Verhältnis von Kollektorfläche zu Speichervolumen zu wählen. Diese Prüfungen wurden an der Anlage des Typs 300ABL450 durchgeführt. Die Übertemperaturschutzprüfung wird an der Anlage der Systemfamilie mit dem größten Verhältnis von Kollektorfläche zu Speichervolumen durchgeführt und erfolgte bei der Anlage des Typs 150ABL300. Eine Aufstellung aller zur "Solar Flame"-Systemfamilie gehörenden Anlagen ist im Anhang B aufgeführt.

All tests for a system family except the over temperature protection test shall be performed at the system closest to the medium ratio of collector area to store volume. The tests were performed at the system type 300ABL450. The over temperature protection test shall be performed at the system of the family with the maximum ratio of collector area to store volume. This test was performed at the system type 150ABL300. A list of all "Solar Flame"-system family members is listed in appendix B.

Gültigkeit Validity	Der Prüfbericht ist gültig für die folgenden Systemtypen: PAPAEMMANOUEL SOALR FLAME: 120ABL150, 120ABL182, 120ABL200, 150ABL150, 150ABL182, 150ABL200, 150ABL237, 150ABL300, 200ABL200, 200ABL237, 200ABL300, 200ABL364, 200ABL400, 300ABL237, 300ABL300, 300ABL364, 300ABL400, 300ABL450, 300ABL474, 300ABL600
	The test report is valid for the following system types: PAPAEMMANOUEL SOLAR FLAME: 120ABL150, 120ABL182, 120ABL200, 150ABL150, 150ABL182, 150ABL200, 150ABL237, 150ABL300, 200ABL200, 200ABL237, 200ABL300, 200ABL374, 200ABL400, 300ABL237, 300ABL300, 300ABL364, 300ABL400, 300ABL450, 300ABL474, 300ABL600

# 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:	30.08.2011	
Test:	08/30/2011	

Der Kollektorkreis der Anlage wird mit einer Mischung aus Frostschutzmittel und Wasser betrieben. Es ist keine Prüfung notwendig.

The solar loop of the system is filled with a mixture of antifreeze fluid and water. No freeze resistance test is necessary.

Angaben zum Frostschutzmittel Specification of anti freeze fluid	
Тур	Papaemmanouel S.A.
type	Papaemmanouel S.A.
Substanz substance	Propylenglykol propylene glycol
Gefrierpunkt freezing point	-35 °C (bei 53% Frostschutzmittel und 47% Wasser) -35 °C (using 53% anti freeze fluid and 47% water)

**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. <i>Test: 07/2</i>	07. – 04.08.2011 23 – <i>08/04/2011</i>	
Kollektorneigung inclination of collector surface	Anzahl Tage mit mehr als 20 MJ/m <sup>2</sup> number of days with more than 20 MJ/m <sup>2</sup> [d]	aufgetretene Fehler failure during test
49°	5	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

**Hinweis:** Der Test wurde nach den Solar Keymark scheme rules Version 11.04, Anhang D, an dem System der Familie mit dem größten Verhältnis von Kollektorfläche zu Speichervolumen durchgeführt. Der Test erfolgte bei der Anlage des Typs 150ABL300. Weitere Ergebnisse zu diesem System sind finden sich im Anhang B dieses Prüfberichts.

**Remark:** according to the Solar Keymark Scheme Rules version 11.04, annex D, the over temperature protection test shall be performed at the system of the family with the maximum ratio of collector area to store volume. This test was performed at the system type 150ABL300. Further results of this system type can be found in the Appendix B of this test report.

# 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: 01.07.2011 *Test:* 07/01/2011

#### Wärmeübertrager Kollektorkreis

Heat exchanger collector loop

max. Betriebsdruck	Prüfdruck	Prüfdauer
<i>max. operating pressure</i>	<i>test pressure</i>	<i>test duration</i>
[bar]	[bar]	[min]
3.0	4.5	15

Druck Testbeginn	Druck Testende	aufgetretene Fehler
<i>pressure at test begin</i>	pressure at test end	/ Bemerkungen
[bar]	[bar]	failure / comments
4.5	4.5	keine / <u>none</u>

#### Speicher

Store

max. Betriebsdruck	Prüfdruck	Prüfdauer
<i>max. operating pressure</i>	test pressure	test duration
[bar]	[bar]	[min]
10.0	15.0	15

[bar] 15.0	[bar] 14.9	keine / none
Druck Testbeginn pressure at test begin	Druck Testende pressure at test end	aufgetretene Fehler / Bemerkungen failure / comments

**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: 01.07.2011 *Test:* 07/01/2011

**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: 15.08.2011 *Test:* 08/15/2011

Sicherheitsventil Safety valve Sicherheits- und Ausdehnungs entspricht EN 12976-2:2006 acc. to EN 12976-2:2006

Sicherheits- und Ausdehnungsleitungen Safety lines and expansion lines nicht benötigt not required

Ausblaseleitungen Blow off lines nicht benötigt not required

**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: 15.08.2011 *Test: 08/15/2011* 

Kennzeichnung der Anlage System identification	
Typenschild System system label	nicht vorhanden non existent
Typenschild Kollektor collector label	enthält alle notwendigen Daten contains all information required.
Typenschild Speicher store label	enthält alle notwendigen Daten contains all information required.

**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 300ABL450 Model parameters (incl. standard deviations) for 300ABL450							
A <sub>c</sub> * [m²]		u <sub>C</sub> * [W/(m²K)]		U <sub>s</sub> [W/K]	C <sub>S</sub> [MJ/K]	DL [-]	S <sub>C</sub> [-]
2.24	48		4.459	2.900	1.132	0.0411	0.0687
± 0.0	)29	<u>+</u>	0.286	± 0.205	± 0.017	± 0.0091	± 0.0058
A <sub>c</sub> *	[m	2]	Modellpar effective c	Modellparameter für die effektive Kollektorfläche effective collector loop area			
u <sub>c</sub> *	[W/(m	1²K)]	Modellparameter für den effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten des gesamten Kollektorkreislaufs effective collector loop heat loss coefficient				ienten des
Us	[W/	K]	Modellparameter für die Wärmeverlustrate des Speichers heat loss rate of the store				
Cs	[MJ	/K]	Modellparameter für die Wärmekapazität des Speichers thermal heat capacity of the store				
DL	[-]	]	Hilfsgröße zur Charakterisierung der Mischvorgänge im Speicher während der Entnahme mixing constant, describing mixing effects during draw-off				
S <sub>c</sub>	[-]	]	Modellparameter zur Beschreibung der thermisch geschichteten Beladung im Speicher collector loop stratification parameter				

# 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	200 - 400 Liter / Tag, Entnahme um 18 <sup>00</sup> jahreszeitabhängige Kaltwassertemperatur Warmwassertemperatur: 45 °C			
	200 - 400 liters / day, draw of at: 18 <sup>00</sup> seasonal depending cold water temperature hot water demand temperature: 45 °C			
Bemessungslast des Systems design load of system	250 Liter / Tag 250 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 200I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q <sub>L</sub> [MJ/a]	<b>Q<sub>par</sub></b> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	11103	6107	0	0.550	
Würzburg (49.5° N)	10643	6226	0	0.585	
Davos (46.8° N)	12050	9170	0	0.761	
Athen (38.0° N)	8263	7304	0	0.884	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	13879	6925	0	0.499	
Würzburg (49.5° N)	13304	7171	0	0.539	
Davos (46.8° N)	15063	10288	0	0.683	
Athen (38.0° N)	10329	8573	0	0.830	

# 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

\_\_\_\_

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	16655	7445	0	0.447	
Würzburg (49.5° N)	15965	7791	0	0.488	
Davos (46.8° N)	18075	10899	0	0.603	
Athen (38.0° N)	12395	9556	0	0.771	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 400 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 400 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]		
Stockholm (59.6° N)	22206	7750	0	0.349		
Würzburg (49.5° N)	21286	8280	0	0.389		
Davos (46.8° N)	24100	11182	0	0.464		
Athen (38.0° N)	16526	10940	0	0.662		

# 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:	16.08.2011	
Test:	08/16/2011	

**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:	16.08.2011
Test:	08/16/2011

**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	Ergebnis
<i>Type of test</i>	<i>Result</i>
Frostbeständigkeit	Prüfung entfällt
Freeze resistance	No test required
Übertemperaturschutz	Keine Fehler nach EN 12976-2:2006
Over temperature protection	No failure acc. to EN 12976-2:2006
Druckbeständigkeit	Keine Fehler nach EN 12976-2:2006
Pressure resistance	No failure acc. to EN 12976-2:2006
Wasserkontamination Water contamination	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled.</i>
Sicherheitsausrüstung Safety equipment	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled.</i>
Beschilderung Marking	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled.</i>
Leistungsprüfung	Ergebnisse siehe Abschnitt 8
Thermal performance test	results see chapter 8
Ertragsberechnung	Ergebnisse siehe Abschnitt 9
Thermal performance characterisation	results see chapter 9
Rücklaufschutz Reverse flow protection	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled</i>
Elektrische Sicherheit Electrical safety	Die in EN 12976-2:2006 geforderten Kriterien werden erfüllt. <i>Criteria acc. to EN 12976-2:2006 are fulfilled</i>

## 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 Prüflinge	09.04.2011
Receipt of test samples	<i>04/09/2011</i>
Identifikation Prüflinge	11SYS87A (300ABL450), 11SYS87B (150ABL300)
Identification of test sample	11SYS87A (300ABL450), 11SYS87B (150ABL300)
Prüfzeitraum	12.06.2011 – 30.08.2011
Test period	<i>06/12/2011 – 08/30/2011</i>

Prüfer	
Test enginee	ər

Dipl.-Ing. F. Bertsch

Stuttgart, den 2.11.2011

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			Met	eorologica (average	al conditio values)	ns						
Seq.No.	Filename	Sequence type	days	A-days	A-valid	B-days	B-valid	S-days	S-valid	x-days	x-valid	9 <sub>C,amb</sub> [°C]	Ձ <sub>S,amb</sub> [°C]	E <sub>C,glob</sub> [W/m²]	v <sub>c</sub> [m/s]
1	1122SoIA	SolA	4	4	3							16.1	16.1	205.7	0.1
2	1122SolB	SolB	4			3	3					14.6	14.6	163.9	0.0
3	1122Sto1	Store	4			2	2	2	2			16.9	26.9	100.6	0.0

Die Anlagenkennwerte, Standardabweichung und Korrelationsmatrix System parameters, standard deviations and cross correlation matrix								
A <sub>C</sub> * [m²]	u <sub>c</sub> * [W/(m²K)]	U <sub>s</sub> [W/K]	C <sub>s</sub> [MJ/K]	DL [-]	S <sub>c</sub> [-]			
2.248	4.459	2.900	1.132	0.0411	0.0687			
± 0.029	± 0.286	± 0.205	± 0.017	± 0.0091	± 0.0058			
	Cross correlation matrix							
1.0000000	0.1658474	0.1328556	0.1661975	0.3616464	-0.0154492			
0.1658474	1.0000000	-0.6305835	0.0858665	0.1072261	0.6994056			
0.1328556	-0.6305835	1.0000000	0.1380354	-0.2553868	-0.4265391			
0.1661975	0.0858665	0.1380354	1.0000000	-0.0423954	0.2131360			
0.3616464	0.1072261	-0.2553868	-0.0423954	1.0000000	-0.1053282			
-0.0154492	0.6994056	-0.4265391	0.2131360	-0.1053282	1.0000000			

## 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 300ABL450 (Referenzsystem), 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 300ABL450 (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 <i>type</i>	Nenn- volumen Speicher nominal store volume	Anzahl der Kollektoren number of collectors	Gesamtkollektor- fläche (Brutto) total collector area (gross area)	Verhältnis von Gesamtkollektor- fläche zu Nenn- volumen Speicher ratio of total collector area to nominal store volume	Betrag der Differenz von Absolute value of difference from (A/V) <sub>sys</sub> - (A/V) <sub>average</sub>
	V		А	(A/V) <sub>sys</sub>	
	[I]	[-]	[m²]	[m²/m³]	[m²/m³]
120ABL150	120	1	1.50	12.5	1.74
120ABL182	120	1	1.82	15.2	0.93
120ABL200	120	1	2.00	16.7	2.43
150ABL150	150	1	1.50	10.0	4.24
150ABL182	150	1	1.82	12.1	2.11
150ABL200	150	1	2.00	13.3	0.91
150ABL237	150	1	2.37	15.8	1.56
150ABL300	150	2	3.00	20.0	5.76
200ABL200	200	1	2.00	10.0	4.24
200ABL237	200	1	2.37	11.9	2.39
200ABL300	200	2	3.00	15.0	0.76
200ABL400	200	2	4.00	20.0	5.76
200ABL364	200	2	3.64	18.2	3.96
300ABL300	300	2	3.00	10.0	4.24
300ABL237	300	1	2.37	7.9	6.34
300ABL364	300	2	3.64	12.1	2.11
300ABL400	300	2	4.00	13.3	0.91
300ABL474	300	2	4.74	15.8	1.56
300ABL450	300	3	4.50	15.0	0.76
300ABL600	300	3	6.00	20.0	5.76
Arithmetischer M Arithmetical mean	14,24 14.24				

**Hinweis:** Die verwendeten Kollektoren entstammen der am ITW unter den Prüfberichtsnummern 10COL972 und 10COL973Q vom 02.08.2011 geprüften und von DIN CERTCO SolarKeymark zertifizierten (011-7S1674 F) Kollektorfamilie. Die Kollektoren haben Bruttoflächen von 1.50 m<sup>2</sup>, 1.82 m<sup>2</sup>, 2.00 m<sup>2</sup> und 2.37 m<sup>2</sup>.

**Remark:** The collectors used are all from one collector family tested at ITW under the test report number 10COL972 and 10COL973Q, dated August 2<sup>nd</sup> 2011 and Solar Keymark certified by DIN CERTCO (No. 011-7S1674). The collectors are available in the gross areas 1.50 m<sup>2</sup>, 1.82 m<sup>2</sup>, 2.00 m<sup>2</sup> and 2.37 m<sup>2</sup>.

## Anhang B1: Typ 120ABL150

Annex B1: Type 120ABL150

### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	1
no. of collectors	1
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	1,50 m²
total collector area (gross area)	<i>1.50 m</i> ²
Speicher: Store:	
Nennvolumen	120
nominal volume	<i>120  </i>
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1090 x 520 mm ca. 1090 x 520 mm
Effektives Volumen	109 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	109 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

### Skalierung & Ertragsberechnung 120ABL150

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 120ABL150

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 120ABL150 Model parameters for 120ABL150						
A <sub>C</sub> * [m²]	u <sub>c</sub> * [W/(m²K)]	U <sub>s</sub> [W/K]	C <sub>s</sub> [MJ/K]	D <sub>L</sub> [-]		
0.915	7.373	0.902	0.4516	0.1837		

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 80I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 80 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q <sub>L</sub> [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]		
Stockholm (59.6° N)	4441	2225	0	0.501		
Würzburg (49.5° N)	4257	2290	0	0.538		
Davos (46.8° N)	4820	3311	0	0.687		
Athen (38.0° N)	3305	2760	0	0.835		

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 <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]		
Stockholm (59.6° N)	6107	2589	0	0.424		
Würzburg (49.5° N)	5854	2710	0	0.463		
Davos (46.8° N)	6628	3784	0	0.571		
Athen (38.0° N)	4545	3404	0	0.749		

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 <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]		
Stockholm (59.6° N)	7772	2759	0	0.355		
Würzburg (49.5° N)	7450	2920	0	0.392		
Davos (46.8° N)	8435	3981	0	0.472		
Athen (38.0° N)	5784	3875	0	0.670		

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 <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]		
Stockholm (59.6° N)	9438	2822	0	0.299		
Würzburg (49.5° N)	9047	2994	0	0.331		
Davos (46.8° N)	10243	4056	0	0.396		
Athen (38.0° N)	7024	4151	0	0.591		

## Anhang B2: Typ 120ABL182

Annex B2: Type 120ABL182

### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	1
no. of collectors	1
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	1,82 m²
total collector area (gross area)	<i>1.82 m</i> ²
Speicher: Store:	
Nennvolumen	120 l
nominal volume	120 l
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1090 x 520 mm ca. 1090 x 520 mm
Effektives Volumen	109 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	109 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

### Skalierung & Ertragsberechnung 120ABL182

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 120ABL182

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 120ABL182 Model parameters for 120ABL182							
A <sub>C</sub> * [m²]	u <sub>c</sub> * [W/(m²K)]	U <sub>s</sub> [W/K]	C <sub>s</sub> [MJ/K]	D <sub>L</sub> [-]			
1.105	7.316	1.095	0.4516	0.1837			

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 80I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 80 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]		
Stockholm (59.6° N)	4441	2380	0	0.536		
Würzburg (49.5° N)	4257	2427	0	0.570		
Davos (46.8° N)	4820	3567	0	0.740		
Athen (38.0° N)	3305	2882	0	0.872		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 110 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 110 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]					
Stockholm (59.6° N)	6107	2852	0	0.467	
Würzburg (49.5° N)	5854	2950	0	0.504	
Davos (46.8° N)	6628	4215	0	0.636	
Athen (38.0° N)	4545	3627	0	0.798	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 140 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 140 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Qd [MJ/a]QL [MJ/a]Qpar [MJ/a]fsol [MJ/a]					
Stockholm (59.6° N)	7772	3101	0	0.399	
Würzburg (49.5° N)	7450	3263	0	0.438	
Davos (46.8° N)	8435	4521	0	0.536	
Athen (38.0° N)	5784	4176	0	0.722	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	andort tengrad) on (latitude) $Q_d$ $Q_L$ $Q_{par}$ $f_{sol}$ [MJ/a] [MJ/a] [-]					
Stockholm (59.6° N)	9438	3190	0	0.338		
Würzburg (49.5° N)	9047	3383	0	0.374		
Davos (46.8° N)	10243	4630	0	0.452		
Athen (38.0° N)	7024	4558	0	0.649		

## Anhang B3: Typ 120ABL200

Annex B3: Type 120ABL200

### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	1
no. of collectors	1
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	2,00 m <sup>2</sup>
total collector area (gross area)	2.00 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen	120 l
nominal volume	120 l
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1090 x 520 mm ca. 1090 x 520 mm
Effektives Volumen	109 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	109 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

#### Skalierung & Ertragsberechnung 120ABL200

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 120ABL200

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 120ABL200 Model parameters for 120ABL200					
A <sub>C</sub> * u <sub>C</sub> * U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²] [W/(m²K)] [W/K] [MJ/K] [-]					
1.211 7.366 1.203 0.4516 0.1837					

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 80I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 80 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	4441	2447	0	0.551	
Würzburg (49.5° N)	4257	2478	0	0.582	
Davos (46.8° N)	4820	3668	0	0.761	
Athen (38.0° N)	3305	2928	0	0.886	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 110 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 110 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Standort eitengrad) tion (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]					
Stockholm (59.6° N)	6107	2962	0	0.485		
Würzburg (49.5° N)	5854	3044	0	0.520		
Davos (46.8° N)	6628	4401	0	0.664		
Athen (38.0° N)	4545	3718	0	0.818		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 140 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 140 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Qd [MJ/a]QL [MJ/a]Qpar [MJ/a]fsol [-]					
Stockholm (59.6° N)	7772	3249	0	0.418	
Würzburg (49.5° N)	7450	3405	0	0.457	
Davos (46.8° N)	8435	4766	0	0.565	
Athen (38.0° N)	5784	4303	0	0.744	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	) Q <sub>d</sub> Q <sub>L</sub> Q <sub>par</sub> f <sub>sol</sub> [MJ/a] [MJ/a] [MJ/a] [-]					
Stockholm (59.6° N)	9438	3369	0	0.357		
Würzburg (49.5° N)	9047	3564	0	0.394		
Davos (46.8° N)	10243	4896	0	0.478		
Athen (38.0° N)	7024	4727	0	0.673		

# 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

## Anhang B4: Typ 150ABL150

Annex B4: Type 150ABL150

### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	1
no. of collectors	1
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	1,50 m²
total collector area (gross area)	<i>1.50 m</i> ²
Speicher: Store:	
Nennvolumen	150 l
nominal volume	<i>150 l</i>
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1290 x 520 mm ca. 1290 x 520 mm
Effektives Volumen	136 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	136 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

### Skalierung & Ertragsberechnung 150ABL150

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 150ABL150

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 150ABL150 Model parameters for 150ABL150					
A <sub>C</sub> * u <sub>C</sub> * U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²] [W/(m²K)] [W/K] [MJ/K] [-]					
0.919 7.404 0.902 0.5645 0.1837					

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

\_

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 110I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 110 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Qd [MJ/a]QL [MJ/a]Qpar [MJ/a]fsol [MJ/a]					
Stockholm (59.6° N)	6107	2626	0	0.430	
Würzburg (49.5° N)	5854	2745	0	0.469	
Davos (46.8° N)	6628	3831	0	0.578	
Athen (38.0° N)	4545	3431	0	0.755	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 140 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 140 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	$\begin{array}{c c} \mathbf{A} & \mathbf{Q}_{L} & \mathbf{Q}_{par} & \mathbf{f}_{sol} \\ \hline \mathbf{A} & [MJ/a] & [MJ/a] & [MJ/a] & [I] \end{array}$					
Stockholm (59.6° N)	7772	2845	0	0.366		
Würzburg (49.5° N)	7450	3002	0	0.403		
Davos (46.8° N)	8435	4091	0	0.485		
Athen (38.0° N)	5784	3945	0	0.682		

# 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

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]					
Stockholm (59.6° N)	9438	2954	0	0.313	
Würzburg (49.5° N)	9047	3130	0	0.346	
Davos (46.8° N)	10243	4230	0	0.413	
Athen (38.0° N)	7024	4298	0	0.612	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	id) Q <sub>d</sub> Q <sub>L</sub> Q <sub>par</sub> f <sub>sol</sub> [MJ/a] [MJ/a] [MJ/a] [-]					
Stockholm (59.6° N)	11103	3009	0	0.271		
Würzburg (49.5° N)	10643	3193	0	0.300		
Davos (46.8° N)	12050	4302	0	0.357		
Athen (38.0° N)	8263	4487	0	0.543		

## Anhang B5: Typ 150ABL182

Annex B5: Type 150ABL182

### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	1
no. of collectors	1
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	1,82 m²
total collector area (gross area)	<i>1.82 m</i> ²
Speicher: Store:	
Nennvolumen	150 l
nominal volume	<i>150 l</i>
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1290 x 520 mm ca. 1290 x 520 mm
Effektives Volumen	136 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	136 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

#### Skalierung & Ertragsberechnung 150ABL182

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 150ABL182

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 150ABL182 Model parameters for 150ABL182					
A <sub>C</sub> * u <sub>C</sub> * U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²] [W/(m²K)] [W/K] [MJ/K] [-]					
1.111	7.278	1.095	0.5645	0.1837	

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

\_\_\_\_

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 110l/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 110 l/d					
Standort (Breitengrad)Qd [MJ/a]QL [MJ/a]Qpar [MJ/a]fsol [MJ/a]Location (latitude)[MJ/a][MJ/a][-]					
Stockholm (59.6° N)	6107	2907	0	0.476	
Würzburg (49.5° N)	5854	3003	0	0.513	
Davos (46.8° N)	6628	4295	0	0.648	
Athen (38.0° N)	4545	3668	0	0.807	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 140 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 140 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [MJ/a]						
Stockholm (59.6° N)	7772	3210	0	0.413		
Würzburg (49.5° N)	7450	3367	0	0.452		
Davos (46.8° N)	8435	4673	0	0.554		
Athen (38.0° N)	5784	4263	0	0.737		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Standort reitengrad) ation (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]					
Stockholm (59.6° N)	9438	3369	0	0.357		
Würzburg (49.5° N)	9047	3564	0	0.394		
Davos (46.8° N)	10243	4865	0	0.475		
Athen (38.0° N)	7024	4720	0	0.672		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	d) Q <sub>d</sub> Q <sub>L</sub> Q <sub>par</sub> f <sub>sol</sub> [MJ/a] [MJ/a] [MJ/a] [MJ/a]					
Stockholm (59.6° N)	11103	3453	0	0.311		
Würzburg (49.5° N)	10643	3651	0	0.343		
Davos (46.8° N)	12050	4965	0	0.412		
Athen (38.0° N)	8263	5032	0	0.609		

# 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

## Anhang B6: Typ 150ABL200

Annex B6: Type 150ABL200

### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	1
no. of collectors	1
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	2,00 m <sup>2</sup>
total collector area (gross area)	2.00 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen	150 l
nominal volume	<i>150 l</i>
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1290 x 520 mm ca. 1290 x 520 mm
Effektives Volumen	136 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	136 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

### Skalierung & Ertragsberechnung 150ABL200

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 150ABL200

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 150ABL200 Model parameters for 150ABL200					
A <sub>C</sub> * u <sub>C</sub> * U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²] [W/(m²K)] [W/K] [MJ/K] [-]					
1.217 7.389 1.203 0.5645 0.1837					

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 110l/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} [MJ/a]						
Stockholm (59.6° N)	6107	3017	0	0.494		
Würzburg (49.5° N)	5854	3097	0	0.529		
Davos (46.8° N)	6628	4480	0	0.676		
Athen (38.0° N)	4545	3758	0	0.827		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 140 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 140 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]						
Stockholm (59.6° N)	7772	3365	0	0.433		
Würzburg (49.5° N)	7450	3516	0	0.472		
Davos (46.8° N) 8435 4934 0 0.585						
Athen (38.0° N)	5784	4396	0	0.760		

\_

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d							
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]							
Stockholm (59.6° N)	9438	3558	0	0.377			
Würzburg (49.5° N)	9047	3763	0	0.416			
Davos (46.8° N)	Davos (46.8° N) 10243 5162 0 0.504						
Athen (38.0° N)	7024	4895	0	0.697			

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]						
Stockholm (59.6° N)	11103	3653	0	0.329		
Würzburg (49.5° N)	10643	3863	0	0.363		
Davos (46.8° N) 12050 5278 0 0.438						
Athen (38.0° N)	8263	5255	0	0.636		

## Anhang B7: Typ 150ABL237

Annex B7: Type 150ABL237

### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	1
no. of collectors	1
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	2,37 m <sup>2</sup>
total collector area (gross area)	2.37 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen	150 l
nominal volume	<i>150 l</i>
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1290 x 520 mm ca. 1290 x 520 mm
Effektives Volumen	136 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	136 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

### Skalierung & Ertragsberechnung 150ABL237

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 150ABL237

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 150ABL237 Model parameters for 150ABL237					
A <sub>C</sub> * u <sub>C</sub> * U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²] [W/(m²K)] [W/K] [MJ/K] [-]					
1.436 7.272 1.426 0.5645 0.1837					

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 110I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 110 I/d							
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [MJ/a]							
Stockholm (59.6° N)	6107	3212	0	0.526			
Würzburg (49.5° N)	5854	3272	0	0.559			
Davos (46.8° N)	Davos (46.8° N) 6628 4805 0 0.725						
Athen (38.0° N)	4545	3917	0	0.862			

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} [MJ/a]						
Stockholm (59.6° N)	7772	3661	0	0.471		
Würzburg (49.5° N)	7450	3777	0	0.507		
Davos (46.8° N) 8435 5424 0 0.643						
Athen (38.0° N)	5784	4639	0	0.802		

\_\_\_\_

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d							
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [MJ/a]							
Stockholm (59.6° N)	9438	3926	0	0.416			
Würzburg (49.5° N)	9047	4125	0	0.456			
Davos (46.8° N)	Davos (46.8° N) 10243 5756 0 0.562						
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 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]						
Stockholm (59.6° N)	11103	4064	0	0.366		
Würzburg (49.5° N)	10643	4289	0	0.403		
Davos (46.8° N) 12050 5905 0 0.490						
Athen (38.0° N)	8263	5660	0	0.685		

## Anhang B8: Typ 150ABL300

Annex B8: Type 150ABL300

### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	2
no. of collectors	2
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	3,00 m <sup>2</sup>
total collector area (gross area)	3.00 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen	150 l
nominal volume	<i>150 l</i>
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1290 x 520 mm ca. 1290 x 520 mm
Effektives Volumen	136 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	136 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ ))

### Skalierung & Ertragsberechnung 150ABL300

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 150ABL300

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 150ABL300 Model parameters for 150ABL300					
A <sub>C</sub> * u <sub>C</sub> * U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²] [W/(m²K)] [W/K] [MJ/K] [-]					
1.805 7.188 1.805 0.5645 0.1837					

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 110I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 110 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]					
Stockholm (59.6° N)	6107	3444	0	0.564	
Würzburg (49.5° N)	5854	3460	0	0.591	
Davos (46.8° N) 6628 5163 0 0.779					
Athen (38.0° N)	4545	4077	0	0.897	

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	4003	0	0.515		
Würzburg (49.5° N)	7450	4068	0	0.546		
Davos (46.8° N) 8435 5980 0 0.709						
Athen (38.0° N)	5784	4911	0	0.849		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d							
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]							
Stockholm (59.6° N)	9438	4388	0	0.465			
Würzburg (49.5° N)	9047	4541	0	0.502			
Davos (46.8° N)	Davos (46.8° N) 10243 6514 0 0.636						
Athen (38.0° N)	7024	5598	0	0.797			

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]						
Stockholm (59.6° N)	11103	4608	0	0.415		
Würzburg (49.5° N)	10643	4832	0	0.454		
Davos (46.8° N) 12050 6784 0 0.563						
Athen (38.0° N)	8263	6139	0	0.743		

## Anhang B9: Typ 200ABL200

Annex B9: Type 200ABL200

### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	1
no. of collectors	1
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	2,00 m <sup>2</sup>
total collector area (gross area)	2.00 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen	200 l
nominal volume	200 l
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1290 x 580 mm ca. 1290 x 580 mm
Effektives Volumen	181 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	181 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

### Skalierung & Ertragsberechnung 200ABL200

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 200ABL200

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 200ABL200 Model parameters for 200ABL200						
A <sub>c</sub> * u <sub>c</sub> * U <sub>s</sub> C <sub>s</sub> D <sub>L</sub> [m²] [W/(m²K)] [W/K] [MJ/K] [-]						
1.223 7.366 1.203 0.7527 0.1837						

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]						
Stockholm (59.6° N)	9438	3690	0	0.391		
Würzburg (49.5° N)	9047	3890	0	0.430		
Davos (46.8° N)	10243	5336	0	0.521		
Athen (38.0° N)	7024	4994	0	0.711		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]						
Stockholm (59.6° N)	11103	3842	0	0.346		
Würzburg (49.5° N)	10643	4066	0	0.382		
Davos (46.8° N) 12050 5519 0 0.458						
Athen (38.0° N)	8263	5437	0	0.658		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 I/d							
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [MJ/a]							
Stockholm (59.6° N)	13879	3997	0	0.288			
Würzburg (49.5° N)	13304	4231	0	0.318			
Davos (46.8° N)	Davos (46.8° N) 15063 5709 0 0.379						
Athen (38.0° N)	10329	5918	0	0.573			

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 I/d						
Standort (Breitengrad)Qd [MJ/a]QL [MJ/a]Qpar [MJ/a]fsol [MJ/a]Location (latitude)[MJ/a][MJ/a][MJ/a][-]						
Stockholm (59.6° N)	16655	4047	0	0.243		
Würzburg (49.5° N)	15965	4294	0	0.269		
Davos (46.8° N) 18075 5766 0 0.319						
Athen (38.0° N)	12395	6073	0	0.490		

## Anhang B10: Typ 200ABL237

Annex B10: Type 200ABL237

### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren no. of collectors	1 1
Gesamtkollektorfläche (Brutto) total collector area (gross area)	2,37 m <sup>2</sup> 2.37 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen nominal volume	200 l 200 l
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1290 x 580 mm <i>ca. 1290 x 580 mm</i>
Effektives Volumen effective volume	181 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ ) 181 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

### Skalierung & Ertragsberechnung 200ABL237

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 200ABL237

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. *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 300ABL45.* 

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 200ABL237 Model parameters for 200ABL237					
A <sub>C</sub> * u <sub>C</sub> * U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²] [W/(m²K)] [W/K] [MJ/K] [-]					
1.444 7.272 1.426 0.7527 0.1837					

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d					
Standort (Breitengrad)Qd [MJ/a]QL [MJ/a]Qpar [MJ/a]fsol [MJ/a]Location (latitude)[MJ/a][MJ/a][MJ/a][-]					
Stockholm (59.6° N)	9438	4086	0	0.433	
Würzburg (49.5° N)	9047	4261	0	0.471	
Davos (46.8° N)	10243	5971	0	0.583	
Athen (38.0° N)	7024	5324	0	0.758	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	lort Igrad) Iatitude) Q <sub>d</sub> [MJ/a] Q <sub>L</sub> Q <sub>par</sub> [MJ/a] [MJ/a] [MJ/a]					
Stockholm (59.6° N)	11103	4297	0	0.387		
Würzburg (49.5° N)	10643	4534	0	0.426		
Davos (46.8° N)	12050	6230	0	0.517		
Athen (38.0° N)	8263	5842	0	0.707		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]					
Stockholm (59.6° N)	13879	4497	0	0.324	
Würzburg (49.5° N)	13304	4763	0	0.358	
Davos (46.8° N)	15063	6462	0	0.429	
Athen (38.0° N)	10329	6497	0	0.629	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	dort ngrad) (latitude)Q_dQ_LQ_{par}f_sol[MJ/a][MJ/a][MJ/a][-]					
Stockholm (59.6° N)	16655	4563	0	0.274		
Würzburg (49.5° N)	15965	4853	0	0.304		
Davos (46.8° N)	18075	6543	0	0.362		
Athen (38.0° N)	12395	6805	0	0.549		

## Anhang B11: Typ 200ABL300

Annex B11: Type 200ABL300

### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	2
no. of collectors	2
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	3,00 m <sup>2</sup>
total collector area (gross area)	3.00 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen	200 l
nominal volume	200 l
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1290 x 580 mm <i>ca. 1290 x 580 mm</i>
Effektives Volumen	181 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	181 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

### Skalierung & Ertragsberechnung 200ABL300

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 200ABL300

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 200ABL300 Model parameters for 200ABL300						
A <sub>C</sub> * u <sub>C</sub> * U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²] [W/(m²K)] [W/K] [MJ/K] [-]						
1.817	7.188	1.805	0.7527	0.1837		

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d					
Standort (Breitengrad)Qd [MJ/a]QL [MJ/a]Qpar [MJ/a]fsol [MJ/a]					
Stockholm (59.6° N)	9438	4577	0	0.485	
Würzburg (49.5° N)	9047	4704	0	0.520	
Davos (46.8° N)	10243	6791	0	0.663	
Athen (38.0° N)	7024	5738	0	0.817	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_dQ_LQ_{par}f_sol[MJ/a][MJ/a][MJ/a][MJ/a][-]					
Stockholm (59.6° N)	11103	4908	0	0.442		
Würzburg (49.5° N)	10643	5109	0	0.480		
Davos (46.8° N)	12050	7206	0	0.598		
Athen (38.0° N)	8263	6354	0	0.769		

\_\_\_\_

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]					
Stockholm (59.6° N)	13879	5218	0	0.376	
Würzburg (49.5° N)	13304	5508	0	0.414	
Davos (46.8° N)	15063	7576	0	0.503	
Athen (38.0° N)	10329	7189	0	0.696	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	ndort engrad) ( <i>(latitude)</i> [MJ/a] Q <sub>L</sub> Q <sub>par</sub> f <sub>sol</sub> [MJ/a] [MJ/a] [MJ/a] [-]					
Stockholm (59.6° N)	16655	5329	0	0.320		
Würzburg (49.5° N)	15965	5651	0	0.354		
Davos (46.8° N)	18075	7718	0	0.427		
Athen (38.0° N)	12395	7734	0	0.624		
# Anhang B12: Typ 200ABL400

Annex B12: Type 200ABL400

#### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren no. of collectors	2 2
Gesamtkollektorfläche (Brutto) total collector area (gross area)	4,00 m <sup>2</sup> 4.00 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen nominal volume	200 l 200 l
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1290 x 580 mm <i>ca. 1290 x 580 mm</i>
Effektives Volumen effective volume	181 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ ) 181 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

#### Skalierung & Ertragsberechnung 200ABL400

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 200ABL400

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 200ABL400 Model parameters for 200ABL400					
A <sub>C</sub> *         u <sub>C</sub> *         U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²]         [W/(m²K)]         [W/K]         [MJ/K]         [-]					
2.399 7.157 2.406 0.7527 0.1837					

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	9438	5059	0	0.536	
Würzburg (49.5° N)	9047	5111	0	0.565	
Davos (46.8° N)	10243	7559	0	0.738	
Athen (38.0° N)	7024	6110	0	0.870	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [MJ/a]					
Stockholm (59.6° N)	11103	5529	0	0.498		
Würzburg (49.5° N)	10643	5651	0	0.531		
Davos (46.8° N)	12050	8242	0	0.684		
Athen (38.0° N)	8263	6867	0	0.831		

# 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

\_\_\_\_

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	<b>Q<sub>par</sub></b> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	13879	6037	0	0.435	
Würzburg (49.5° N)	13304	6306	0	0.474	
Davos (46.8° N)	15063	8932	0	0.593	
Athen (38.0° N)	10329	7901	0	0.765	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]						
Stockholm (59.6° N)	16655	6279	0	0.377		
Würzburg (49.5° N)	15965	6641	0	0.416		
Davos (46.8° N)	18075	9200	0	0.509		
Athen (38.0° N)	12395	8651	0	0.698		

# Anhang B13: Typ 200ABL364

Annex B13: Type 200ABL364

#### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	2
no. of collectors	2
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	3,64 m <sup>2</sup>
total collector area (gross area)	3.64 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen	200 l
nominal volume	200 l
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1290 x 580 mm ca. 1290 x 580 mm
Effektives Volumen	181 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	181 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

#### Skalierung & Ertragsberechnung 200ABL364

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 200ABL364

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 200ABL364 Model parameters for 200ABL364					
A <sub>C</sub> *         u <sub>C</sub> *         U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²]         [W/(m²K)]         [W/K]         [MJ/K]         [-]					
2.191         7.138         2.190         0.7527         0.1837					

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 170I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 170 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	9438	4917	0	0.521	
Würzburg (49.5° N)	9047	4994	0	0.552	
Davos (46.8° N)	10243	7334	0	0.716	
Athen (38.0° N)	7024	6005	0	0.855	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [MJ/a]						
Stockholm (59.6° N)	11103	5352	0	0.482		
Würzburg (49.5° N)	10643	5492	0	0.516		
Davos (46.8° N)	12050	7941	0	0.659		
Athen (38.0° N)	8263	6726	0	0.814		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	13879	5774	0	0.416	
Würzburg (49.5° N)	13304	6067	0	0.456	
Davos (46.8° N)	15063	8510	0	0.565	
Athen (38.0° N)	10329	7685	0	0.744	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]						
Stockholm (59.6° N)	16655	5979	0	0.359		
Würzburg (49.5° N)	15965	6338	0	0.397		
Davos (46.8° N)	18075	8712	0	0.482		
Athen (38.0° N)	12395	8379	0	0.676		

# Anhang B14: Typ 300ABL300

Annex B14: Type 300ABL300

#### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	2
no. of collectors	2
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	3,00 m <sup>2</sup>
total collector area (gross area)	3.00 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen	300 l
nominal volume	300 /
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1770 x 580 mm <i>ca. 1770 x 580 mm</i>
Effektives Volumen	272 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	272 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

#### Skalierung & Ertragsberechnung 300ABL300

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 300ABL300

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 300ABL300 Model parameters for 300ABL300					
A <sub>C</sub> *         u <sub>C</sub> *         U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²]         [W/(m²K)]         [W/K]         [MJ/K]         [-]					
1.805         7.172         1.805         1.1290         0.1837					

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d					
Standort (Breitengrad)Qd [MJ/a]QL [MJ/a]Qpar [MJ/a]fsol [MJ/a]Location (latitude)[MJ/a][MJ/a][-]					
Stockholm (59.6° N)	11103	5007	0	0.451	
Würzburg (49.5° N)	10643	5215	0	0.490	
Davos (46.8° N)	12050	7351	0	0.610	
Athen (38.0° N)	8263	6437	0	0.779	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]						
Stockholm (59.6° N)	13879	5468	0	0.394		
Würzburg (49.5° N)	13304	5761	0	0.433		
Davos (46.8° N)	15063	7908	0	0.525		
Athen (38.0° N)	10329	7375	0	0.714		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	16655	5729	0	0.344	
Würzburg (49.5° N)	15965	6067	0	0.380	
Davos (46.8° N)	18075	8206	0	0.454	
Athen (38.0° N)	12395	8106	0	0.654	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 400 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 400 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]					
Stockholm (59.6° N)	22206	5951	0	0.268		
Würzburg (49.5° N)	21286	6322	0	0.297		
Davos (46.8° N)	24100	8507	0	0.353		
Athen (38.0° N)	16526	8908	0	0.539		

### Anhang B15: Typ 300ABL237

Annex B15: Type 300ABL237

#### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	1
no. of collectors	1
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	2,37 m <sup>2</sup>
total collector area (gross area)	2.37 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen	300 I
nominal volume	300 /
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1770 x 580 mm ca. 1770 x 580 mm
Effektives Volumen	272 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	272 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

#### Skalierung & Ertragsberechnung 300ABL237

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 300ABL237

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 300ABL237 Model parameters for 300ABL237					
A <sub>C</sub> *         u <sub>C</sub> *         U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²]         [W/(m²K)]         [W/K]         [MJ/K]         [-]					
1.437         7.184         1.426         1.1290         0.1837					

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	11103	4375	0	0.394	
Würzburg (49.5° N)	10643	4619	0	0.434	
Davos (46.8° N)	12050	6302	0	0.523	
Athen (38.0° N)	8263	5900	0	0.714	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [MJ/a]						
Stockholm (59.6° N)	13879	4663	0	0.336		
Würzburg (49.5° N)	13304	4949	0	0.372		
Davos (46.8° N)	15063	6688	0	0.444		
Athen (38.0° N)	10329	6662	0	0.645		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	16655	4846	0	0.291	
Würzburg (49.5° N)	15965	5141	0	0.322	
Davos (46.8° N)	18075	6905	0	0.382	
Athen (38.0° N)	12395	7164	0	0.578	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 400 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 400 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	22206	4996	0	0.225	
Würzburg (49.5° N)	21286	5322	0	0.250	
Davos (46.8° N)	24100	7110	0	0.295	
Athen (38.0° N)	16526	7519	0	0.455	

# Anhang B16: Typ 300ABL364

Annex B16: Type 300ABL364

#### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	2
no. of collectors	2
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	3,64 m <sup>2</sup>
total collector area (gross area)	3.64 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen	300 I
nominal volume	300 /
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1770 x 580 mm ca. 1770 x 580 mm
Effektives Volumen	272 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	272 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

#### Skalierung & Ertragsberechnung 300ABL364

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 300ABL364

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 300ABL364 Model parameters for 300ABL364					
A <sub>C</sub> *         u <sub>C</sub> *         U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²]         [W/(m²K)]         [W/K]         [MJ/K]         [-]					
2.173 7.138 2.190 1.1290 0.1837					

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	11103	5474	0	0.493	
Würzburg (49.5° N)	10643	5641	0	0.530	
Davos (46.8° N)	12050	8134	0	0.675	
Athen (38.0° N)	8263	6834	0	0.827	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Standort (Breitengrad) ocation (latitude)Q_dQ_LQ_{par}f_sol[MJ/a][MJ/a][MJ/a][MJ/a][-]					
Stockholm (59.6° N)	13879	6107	0	0.440		
Würzburg (49.5° N)	13304	6359	0	0.478		
Davos (46.8° N)	15063	8932	0	0.593		
Athen (38.0° N)	10329	7912	0	0.766		

\_

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [MJ/a]					
Stockholm (59.6° N)	16655	6479	0	0.389		
Würzburg (49.5° N)	15965	6833	0	0.428		
Davos (46.8° N)	18075	9381	0	0.519		
Athen (38.0° N)	12395	8788	0	0.709		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 400 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 400 I/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	7216	0	0.339	
Davos (46.8° N)	24100	9785	0	0.406	
Athen (38.0° N)	16526	9965	0	0.603	

# Anhang B17: Typ 300ABL400

Annex B17: Type 300ABL400

#### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	2
no. of collectors	2
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	4,00 m <sup>2</sup>
total collector area (gross area)	4.00 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen	300 I
nominal volume	300 /
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1770 x 580 mm ca. 1770 x 580 mm
Effektives Volumen	272 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	272 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

#### Skalierung & Ertragsberechnung 300ABL400

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 300ABL400

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 300ABL400 Model parameters for 300ABL400					
A <sub>C</sub> *         u <sub>C</sub> *         U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²]         [W/(m²K)]         [W/K]         [MJ/K]         [-]					
2.427	7.141	2.406	1.1290	0.1837	

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

\_\_\_\_

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200l/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)Qd [MJ/a]QL [MJ/a]Qpar [MJ/a]fsol [MJ/a]						
Stockholm (59.6° N)	11103	5729	0	0.516		
Würzburg (49.5° N)	10643	5854	0	0.550		
Davos (46.8° N)	12050	8556	0	0.710		
Athen (38.0° N)	8263	7032	0	0.851		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 I/d						
Standort (Breitengrad)Qd [MJ/a]QL [MJ/a]Qpar [MJ/a]fsol [MJ/a]						
Stockholm (59.6° N)	13879	6454	0	0.465		
Würzburg (49.5° N)	13304	6678	0	0.502		
Davos (46.8° N)	15063	9535	0	0.633		
Athen (38.0° N)	10329	8211	0	0.795		

\_

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Qd [MJ/a]QL [MJ/a]Qpar [MJ/a]fsol [MJ/a]					
Stockholm (59.6° N)	16655	6928	0	0.416	
Würzburg (49.5° N)	15965	7248	0	0.454	
Davos (46.8° N)	18075	10104	0	0.559	
Athen (38.0° N)	12395	9160	0	0.739	

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	7328	0	0.330	
Würzburg (49.5° N)	21286	7769	0	0.365	
Davos (46.8° N)	24100	10604	0	0.440	
Athen (38.0° N)	16526	10544	0	0.638	

# Anhang B18: Typ 300ABL474

Annex B18: Type 300ABL474

#### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	2
no. of collectors	2
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	4,74 m²
total collector area (gross area)	4.74 m²
Speicher: Store:	
Nennvolumen	300 I
nominal volume	300 /
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1770 x 580 mm ca. 1770 x 580 mm
Effektives Volumen	272 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	272 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

#### Skalierung & Ertragsberechnung 300ABL474

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 300ABL474

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 300ABL474 Model parameters for 300ABL474					
A <sub>C</sub> *         u <sub>C</sub> *         U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²]         [W/(m²K)]         [W/K]         [MJ/K]         [-]					
2.861 7.103 2.851 1.1290 0.1837					

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	11103	6062	0	0.546	
Würzburg (49.5° N)	10643	6130	0	0.576	
Davos (46.8° N)	12050	9098	0	0.755	
Athen (38.0° N)	8263	7288	0	0.882	

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 <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	13879	6939	0	0.500	
Würzburg (49.5° N)	13304	7104	0	0.534	
Davos (46.8° N)	15063	10318	0	0.685	
Athen (38.0° N)	10329	8604	0	0.833	

# 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

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Standort (Breitengrad) .ocation (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]					
Stockholm (59.6° N)	16655	7544	0	0.453		
Würzburg (49.5° N)	15965	7823	0	0.490		
Davos (46.8° N)	18075	11134	0	0.616		
Athen (38.0° N)	12395	9692	0	0.782		

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 400 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 400 I/d						
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	ndort engrad) n (latitude) Q <sub>d</sub> [MJ/a] Q <sub>L</sub> Q <sub>par</sub> [MJ/a] [MJ/a] [MJ/a]					
Stockholm (59.6° N)	22206	8127	0	0.366		
Würzburg (49.5° N)	21286	8600	0	0.404		
Davos (46.8° N)	24100	11833	0	0.491		
Athen (38.0° N)	16526	11320	0	0.685		

### Anhang B19: Typ 300ABL600

Annex B19: Type 300ABL600

#### Anlagenbeschreibung

Description of the system

Kollektor Collector	
Anzahl Kollektoren	3
no. of collectors	3
Gesamtkollektorfläche (Brutto)	6,00 m <sup>2</sup>
total collector area (gross area)	6.00 m <sup>2</sup>
Speicher: Store:	
Nennvolumen	300 l
nominal volume	300 /
Länge x Durchmesser (inkl. Dämmung): length x diameter (with insulation):	ca. 1770 x 580 mm <i>ca. 1770 x 580 mm</i>
Effektives Volumen	272 I (bestimmt aus der Wärmekapazität des Speichers $C_s$ )
effective volume	272 I (determined by using the thermal heat capacity of the store $C_s$ )

#### Skalierung & Ertragsberechnung 300ABL600

Up-and-down scaling & thermal performance characterization 300ABL600

Durchführung und Randbedingungen nach Solar Keymark Scheme rules Version 11.04 Anhang D. Skalierung basierend auf den Ergebnissen der Anlage 300ABL45. 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 300ABL45.

Ergebnisse: Test results:

Modellparameter für 300ABL600 Model parameters for 300ABL600					
A <sub>C</sub> *         u <sub>C</sub> *         U <sub>S</sub> C <sub>S</sub> D <sub>L</sub> [m²]         [W/(m²K)]         [W/K]         [MJ/K]         [-]					
3.590 7.085 3.609 1.1290 0.1837					

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 und der Jahresenergieertrag der Anlage für Referenz-Wetterdaten und standardisierte Warmwasser-Entnahmeprofile berechnet. Hierbei wurden die im Abschnitt 9 beschriebenen Referenzbedingungen für die Ertragsberechnung verwendet.

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 200I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 200 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	11103	6440	0	0.580	
Würzburg (49.5° N)	10643	6439	0	0.605	
Davos (46.8° N)	12050	9664	0	0.802	
Athen (38.0° N)	8263	7528	0	0.911	

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 250 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 250 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)	Q <sub>d</sub> [MJ/a]	Q∟ [MJ/a]	Q <sub>par</sub> [MJ/a]	f <sub>sol</sub> [-]	
Stockholm (59.6° N)	13879	7495	0	0.540	
Würzburg (49.5° N)	13304	7570	0	0.569	
Davos (46.8° N)	15063	11222	0	0.745	
Athen (38.0° N)	10329	9038	0	0.875	

# 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

\_

Indikatoren für die Leistung von Solaranlagen ohne Zusatzheizung und von solaren Vorwärmanlagen auf jährlicher Grundlage für einen Volumenbedarf von 300 I/d Performance indicators for solar only and solar preheat systems on annual base for a demand volume of 300 I/d					
Standort (Breitengrad) Location (latitude)Q_d [MJ/a]Q_L [MJ/a]Q_{par} [MJ/a]f_{sol} [-]					
Stockholm (59.6° N)	16655	8311	0	0.499	
Würzburg (49.5° N)	15965	8477	0	0.531	
Davos (46.8° N)	18075	12363	0	0.684	
Athen (38.0° N)	12395	10312	0	0.832	

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	9193	0	0.414	
Würzburg (49.5° N)	21286	9643	0	0.453	
Davos (46.8° N)	24100	13568	0	0.563	
Athen (38.0° N)	16526	12279	0	0.743	

# Anhang C: Symbole und Abkürzung

Annex C: Symbols and abbreviations

А	[m²]	Gesamtkollektorfläche (Apertur) Total collector area (aperture)
A <sub>c</sub> *	[m²]	Modellparameter für die Wärmekapazität des Speichers thermal heat capacity of the store
(A/V) <sub>sys</sub>	[m²/m³]	Verhältnis von Gesamtkollektorfläche zu Nennvolumen Speicher einer Anlage ratio of total collector area to nominal store volume of one system
(A/V) <sub>average</sub>	[m²/m³]	Durchschnittliches Verhältnis von Gesamtkollektorfläche zu Nennvolumen Speicher Average ratio of total collector area to nominal store volume
Cs	[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 <sub>C,glob</sub>	[W/m²]	mittlere Betrahlungsstärke in Kollektorebene average global radiation in collector plane
f <sub>sol</sub>	[-]	Solarer Deckungsanteil solar fraction
Q <sub>d</sub>	[MJ/a]	Wärmebedarf heat demand
QL	[MJ/a]	von der solaren Heizungsanlage gelieferte Wärme (Last) heat delivered by the solar heating system (load)
Q <sub>par</sub>	[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 <sub>c</sub>	[-]	Modellparameter zu Beschreibung der thermisch geschichteten Beladung im Speicher <i>collector loop stratification parameter</i>
u <sub>c</sub> *	[W/(m²K)]	Modellparameter für den effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten des gesamten Kollektorkreislaufs
Us	[W/K]	Modellparameter für die Wärmeverlustrate des Speichers heat loss rate of the store
V	[m³]	Nennvolumen Speicher Nominal store volume
V <sub>C</sub>	[m/s]	mittlere Windgeschwindigkeit in Kollektorebene average wind speed in collector plane
$\vartheta_{\rm c,amb}$	[°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



# Simulationsstudie Solaranlage zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Raumheizung

Prüfbericht Nr.: 11SIM145 Stuttgart, den 08.04.2011

Auftraggeber:

Langendorf Dämmtechnik GmbH Hansastrasse 9 49134 Wallenhorst

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	Einl	eitung	3
2	Anla	agendaten	4
	2.1	Kollektoren	4
	2.2	Kombispeicher 750 1	5
	2.3	Regelung	6
3	Refe	erenzbedingungen für die Ertragsberechnung	8
4	Prüf	èrgebnisse	9
5	Rec	henverfahren1	0
A	nhang /	A: Referenzbedingungen Standort Würzburg 1	1
A de	nhang l es Nutz	3: Berechnung der anteiligen Energieeinsparung, des solaren Deckungsanteils und ungsgrads	2

# 1 Einleitung

Um den Einfluss verschiedener Wärmedämmungen des Speichers der Fa. Langendorf Dämmtechnik auf die Energieeinsparung einer Solaranlage bewerten zu können, wurde das thermische Verhalten des Speichers in einer typischen 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 gemäß 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.

5 Die untersuchte Kombianlage besteht aus Modulen eines Flachkollektors  $A_c = 11,66 \text{ m}^2$ ) (Gesamtaperturfläche und einem Kombispeicher (Nennvolumen  $V_{nenn} = 750$  l). Das Trinkwasser wird in diesem Speicher durch einen internen Edelstahlwellrohr-Wärmeübertrager erwärmt. Der obere Speicherbereich wird durch einen externen Heizkessel auf einer Mindesttemperatur von 48°C gehalten.

Die von der Solaranlage gelieferte Wärme wird über einen internen Wärmeübertrager im unteren Teil des Speichers 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 am Speicherthermometer  $T_2$  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 verwendeten Kollektorkennwerte sowie die Speicherkennwerte wurden am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart ermittelt. Die Werte für die Wärmeverlustraten des Speichers in Verbindung mit den unterschiedlichen Wärmedämmungen wurden ebenfalls am ITW, Universität Stuttgart ermittelt und sind im Prüfbericht 11STO199 vom 04.04.2011 dokumentiert.

# 2 Anlagendaten

### Anlagenschema:



# Bild 1: Anlagenschema

2.1 Kollektoren				
Тур:	Flachkollekt	Flachkollektor		
Anzahl Module:	5			
Gesamtaperturfläche:	11,66 m <sup>2</sup>			
Kennwerte bezogen auf die Aperturfläche mit Bewindung (3 m/s)	$\eta_0 = 0,777$ $a_1 = 4,026 W$ $a_2 = 0,010 W$ $c_{eff} = 7,134 H$	//(m <sup>2</sup> K) //(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> ) kJ/(m <sup>2</sup> K)		
Einfallswinkel-	$K_{\tau\alpha}^{dir}$ (50°)	0,920		
Korrekturfaktoren (IAM)	$K^{dif}_{\tau \alpha}$	0,988		

2.2 Kombispeicher 750 l					
Volumen Wasserraum:	730,1 Liter				
Relative Eintrittshöhe Nachheizung	0,99				
Relative Austrittshöhe Nachheizung	0,53				
Relative Eintrittshöhe Raumheizung	0,26				
Relative Austrittshöhe Raumheizung	0,53				
Effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit	0,63 W/(m·K)				
Fühlerhöhe T1	0,18				
Fühlerhöhe T2	0,46				
Fühlerhöhe T3	0,59				
Kollektorkreiswärmeübertrager:					
Eintritt	0,45				
Austritt	0,00				
Volumen	14,0 Liter				
Fläche	$7,2 \text{ m}^2$				
Wärmeübertragungsvermögen bei $\vartheta_m^{-1} = 40^{\circ}$ C und $\dot{m} = 466$ kg/h	862 W/K				
Trinkwasserwärmeübertrager:					
Eintritt	0,01				
Austritt	0,95				
Volumen	33,0 Liter				
Fläche $7,2 \text{ m}^2$					
Wärmeübertragungsvermögen bei $\vartheta_m^{-1} = 40^{\circ}$ C und $\dot{m} = 600$ kg/h 4008 W/K					

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup>  $\vartheta_m$  = mittlere lokale Temperatur in °C (Mittelwert aus Wärmeübertrager-Eintrittstemperatur und der jeweiligen Temperatur der entsprechenden Schicht im Speicher)

2.3 Regelung	
Тур:	Temperaturdifferenzregler
Funktionsbeschreibung:	
Kollektorkreis:	Die Kollektorkreispumpe schaltet ein, wenn
	$\Delta T$ (zwischen T <sub>4</sub> und T <sub>1</sub> ) > $\Delta T_{ein}$
	Die Kollektorkreispumpe schaltet aus, wenn
	• $\Delta T < \Delta T_{aus}$
	oder
	• an T <sub>1</sub> die Speichermaximaltemperatur T <sub>smax</sub> erreicht ist
Trinkwasser- nachheizung:	Unterschreitet die Temperatur am Speicherthermometer $T_3$ die eingestellte Trinkwassersolltemperatur $T_{wwsoll}$ abzüglich der Hysterese wird der Heizkessel eingeschaltet. Der Heizkessel wird ausgeschaltet, wenn die Trinkwassersolltemperatur überschritten wird.
Heizungsunterstützung:	Ist die Rücklauftemperatur der Raumheizung ( $T_5$ ) um die Einschalttemperaturdifferenz ( $\Delta T_{Rein}$ ) niedriger als die Temperatur am Speicherthermometer $T_2$ , so wird der Heizungsrücklauf durch den Speicher geführt (Rücklauf- anhebung). Ist die Temperaturdifferenz zwischen Rücklauftemperatur $T_5$ und dem Speicherthermometer $T_2$ geringer als die Ausschalttemperaturdifferenz ( $\Delta T_{Raus}$ ), wird der Heizungsrücklauf direkt dem Heizkessel zur Nacherwärmung zugeführt.

Einstellwerte	Maximale Speichertemperatur T <sub>smax</sub> :	90°C
	Kollektorkreis:	
	Einschalttemperaturdifferenz $\Delta T_{ein}$	5 K
	Ausschalttemperaturdifferenz $\Delta T_{aus}$	3 K
	Massenstrom im Kollektorkreis	466 kg/h
	Nachheizung für Trinkwassererwärmung:	
	Leistung:	15 kW
	Volumenstrom:	860 l/h
	Max. Vorlauftemperatur	70 °C
Trinkwassersolltemperatur Twwsoll (Ausschalttemperatur für den Heizkessel)55 °C		55 °C
	Hysterese Trinkwassernachheizung $\Delta T_{ww}$ :	7 K
	Rücklaufanhebung:	
	Einschalttemperaturdifferenz $\Delta T_{Rein}$ :	5 K
	Ausschalttemperaturdifferenz $\Delta T_{Raus}$ :	3 K

2 Defenenzhedingungen für die Extregehensehnung?					
5 Kelerenzbednigungen	Tur ule Ertragso	erechnung <sup>2</sup>			
Dachausrichtung:	Süd, Anstellwinkel	45°			
Wetterdaten:	Testreferenzjahr W	ürzburg			
Warmwasserverbrauch:	200 l/d				
	jahreszeitabhängige	Kaltwassertemperatur: $10 \pm 3^{\circ}C$			
	Warmwassertemper	ratur 45°C			
Speicherumgebungstemperatur:	15 °C				
Kollektorrohrleitungen:	Länge:	20 m			
	Nennweite:	22 x 1 mm			
	Wärmedämmung:	20 mm, λ=0,04 W/(mK)			
	Anbringung:	Innenraum			
Jährlicher Wärmebedarf einer konventionellen Trinkwassererwärmungsanlage für ein					
Lastvolumen von 200 l/d: 3589 kV	Wh <sup>3</sup>				
Heizwärmebedarf:	Einfamilienhaus, N	utzfläche 128 m <sup>2</sup>			
Heizungsauslegung 50/30 (max. Vorlauf-		50/30 (max. Vorlauf-			
	/Rücklauftemperatu	ur)			
Nachtabschaltung: 23 <sup>00</sup> - 5 <sup>00</sup> Uhr					
Wärmebedarf entsprechend EnEV <sup>4</sup> (Heizwärmebed					
ca. 25% geringer als nach WSchVO '95)					
Wärmebedarf einer konventionelle	Wärmebedarf einer konventionellen Heizungsanlage:5				
Raumheizung:	9090 kWh/a				

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> detaillierte Randbedingungen siehe Anhang A

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> ohne Berücksichtigung des Heizkesselnutzungsgrades und unter der Annahme, dass die Last vollständig gedeckt wird

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Energieeinsparverordnung

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> ohne Berücksichtigung des Heizkesselnutzungsgrads und unter der Annahme, dass die Last vollständig gedeckt wird

# 4 Prüfergebnisse

Wärme- dämmung	Pumpen- laufzeit <sup>6</sup>	Stag- nation	Kollektor- ertrag	Wärmev Kollektor-	verluste Speicher	Zusatzwär- mebedarf	$\mathbf{f}_{sav}$	$\mathbf{f}_{\mathrm{sol}}$	$\eta_{sys}$
[-]	[h]	[h]	[kWh/a]	kreis [kWh/a]	[kWh/a]	[kWh/a]	[%]	[%]	[%]
M1	1052	181	3885	413	907	9472	25,3	21,3	22,4
M2	1040	186	3856	411	847	9439	25,6	21,6	22,6
M3	1050	179	3891	413	909	9469	25,3	21,3	22,4
M4	1050	167	3988	410	1023	9482	25,2	21,2	22,3
M5	1032	192	3823	410	790	9413	25,8	21,8	22,8
M6	1036	186	3862	409	845	9428	25,6	21,7	22,7

 Tabelle 1:
 Ertragsberechnung

Тур	Dämmstärke [mm]				Wärmeverlustrate [W/K] Stillstand		
	Mantel	Deckel	Boden	Ringraum	Deckel+Mantel	Boden	gesamt
M1	110	180	120	200	2,32	0,50	2,82
M2	140	180	120	200	2,08	0,66	2,74
M3	100	180	120	200	2,27	0,65	2,92
M4	100	100	120	ohne	2,20	1,97	4,17
M	100	180	120	1	1.04	0.00	2.54
M5	167	16 <sup>7</sup>	-	ohne	1,94	0,60	2,54
M6	120	180	120	200	1,99	0,90	2,89

Tabelle 2: W ärmedämmung und Wärmeverlustraten

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> 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.

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup> zusätzliche Armacell-Wärmedämmung

# 5 Rechenverfahren

Die Simulation der Anlage erfolgte gemäß CEN/TS 12977-2: 2010 'Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - kundenspezifisch gefertigte Anlagen - Prüfverfahren'.

Die verwendeten Kollektorkennwerte sowie die Speicherkennwerte wurden am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart ermittelt. Die Werte für die Wärmeverlustraten des Speichers in Verbindung mit den unterschiedlichen Wärmedämmungen wurden ebenfalls am ITW, Universität Stuttgart ermittelt und sind im Prüfbericht 11STO199 vom 04.04.2011 dokumentiert.

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 den Standort Würzburg 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:** 14.02.2011 bis 04.04.2011

Prüfer: Dipl.-Ing. S. Bachmann

Stuttgart, den 8. April 2011

Dr.-Ing. Harald Drück - Leiter TZS -

|--|

	Einstrahlungssumme in Kollektorebene	Wärmebedarf zur Trinkwasser- erwärmung [kWh] <sup>8</sup>	Wärmebedarf der Raumheizung
	[kWh/m²]	200 l/d	[kWh]
Januar	47	268	1890
Februar	52	245	1498
März	79	268	1200
April	154	253	344
Mai	152	250	258
Juni	168	232	0
Juli	176	232	0
August	135	229	0
September	119	224	220
Oktober	76	240	703
November	46	242	1237
Dezember	27	262	1740
Gesamtes Jahr	1231	2945	9090

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:

$\vartheta_{\rm cw} = 10 + 3 \cdot \sin \theta$	$(2 \bullet \pi \bullet (d - 137) / 365)$
$\vartheta_{\rm cw}$	°C Kaltwassertemperatur
d	- Tag des Jahres

Trinkwasserzapfung: Täglich 6 Stunden nach Sonnenhöchststand

<sup>&</sup>lt;sup>8</sup> ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste des Speichers der Referenzanlage
## Anhang B: 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<sub>aux</sub> Kessel-Nutzungsgrad einer Kombianlage [%]

η<sub>conv</sub> Kessel-Nutzungsgrad einer konventionellen (nicht solaren) Heizungsanlage [%]

E<sub>glob,K</sub> Globalstrahlungssumme in Kollektorebene:

Würzburg:  $1231 \text{ kWh/(m^2 \cdot a)}$ 

- Q<sub>aux,net</sub> Zusatzwärmebedarf einer Kombianlage [kWh/a]
- Q<sub>d</sub> Wärmemenge zur vollständigen Deckung des Wärmebedarfs [kWh/a] ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste des Speichers
- Q<sub>conv,net</sub> 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



Professor Dr. Dr.-Ing. habil. H. Müller-Steinhagen

# Prüfbericht Regler für eine Solaranlage zur Trinkwassererwärmung

Prüfbericht-Nr.: 01CTR99 Stuttgart, den 18.01.2001

Auftraggeber: Sonnenschein GmbH Sommerstraße 9 D-76543 Solarhausen

Hersteller:Sonnenschein GmbHTyp:Solreg

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) • Pfaffenwaldring 6 • 70550 Stuttgart

## Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	3
2	Geprüfte Funktionen des Reglers	4
3	Anlagenschema	5
4	Schaltbedingungen	5
	4.1 Solarkreis	5
	4.2 Rücklaufanhebung	6
5	Einstellwerte	6
6	Prüfungsdurchführung	6
7	Prüfergebnisse	7
	7.1 Prüfung der Schalthysterese des Solarkreises	7
	7.2 Prüfung der Volumenstromregelung des Solarkreises 1	10
	7.3 Prüfung der Funktion zur Rücklaufanhebung (Sonderfunktion) 1	13
8.	Bemerkung	16

## 1 Einleitung

Für die Solaranlage zur Trinkwassererwärmung der Firma Sonnenschein GmbH wurde das Regelverhalten des Solarkreises zur Beladung des Speichers über einen eingetauchten Wärmeübertrager (siehe Anlagenkonzept, Bild 2) mit den vom Auftraggeber mitgeteilten Regelparametern untersucht. Bei diesem Regler (siehe Bild 1) handelt es sich um einen "Delta-T-Regler" für den Kollektorkreis, der die Kollektorkreispumpe in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Speicher ein- und ausschaltet und die von der Kollektorkreispumpe aufgenommene Leistung bzw. die Drehzahl regelt.

Der Regler bietet darüber hinaus zahlreiche Sonderfunktionen für 2-Speichersysteme, eine Kollektor- und Speicherkühlfunktion, wahlweise eine Thermostatfunktion oder die Funktion einer Rücklaufanhebung und eine Wärmemengenzählung.



**Bild 1:** Foto des geprüften Reglers

## 2 Geprüfte Funktionen des Reglers

- Delta-T-Regelung über Kollektortemperatur T3 und Speichertemperatur T1: Überschreitet die Kollektortemperatur T3 die Speichertemperatur T1 um den Wert ΔT\_soll, so wird die Kollektorkreispumpe eingeschaltet. Unterschreitet die Temperaturdifferenz zwischen Kollektor T3 und Speicher T1 den Wert ΔT\_aus, so wird die Kollektorkreispumpe ausgeschaltet.
- Drehzahlregelung der Kollektorkreispumpe: Die Pumpe wird so geregelt, dass die Temperaturdifferenz zwischen Kollektor T3 und Speicher T1 nach Möglichkeit ΔT\_soll beträgt.
- Speichermaximaltemperaturbegrenzung: Erreicht die Speichertemperatur T1 die Speichermaximaltemperatur (Tsp\_max), so wird die Kollektorkreispumpe ausgeschaltet.

Sonderfunktion:

• Rücklaufanhebung:

Überschreitet die relevante Speichertemperatur T4 die Rücklauftemperatur der Raumheizung T5 um die Einschalttemperaturdifferenz  $\Delta$ Trück\_ein, so wird ein 3-Wege-Ventil aktiviert bis diese Temperaturdifferenz den Wert  $\Delta$ Trück\_aus unterschreitet.

## 3 Anlagenschema



Bild 2: Anlagenschema mit Regelung für den Solarkreis

## 4 Schaltbedingungen

## 4.1 Solarkreis

Die Kollektorkreispumpe schaltet ein, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

• T3 - T1  $\geq$  T\_soll

und

• T1 < Tsp\_max

Die Kollektorkreispumpe schaltet aus, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

•  $T3 - T1 \le \Delta T_{aus}$ 

oder

•  $T1 \ge Tsp\_max$ 

Die Pumpe wird so geregelt, dass die Temperaturdifferenz zwischen Kollektor und Speicher nach Möglichkeit  $\Delta T_{soll}$  beträgt.

## 4.2 Rücklaufanhebung

Das 3-Wege-Ventil wird aktiviert, wenn

•  $T4 - T5 \ge \Delta Trück\_ein$ 

Das 3-Wege-Ventil wird deaktiviert, wenn

•  $T4 - T5 \le \Delta Trück_aus$ 

## 5 Einstellwerte

An der Regelung wurden entsprechend den Angaben des Auftraggebers folgende Einstellwerte gewählt:

- ΔT\_soll (Einschalt/-Solltemperaturdifferenz Solar): 10 K
- ΔT\_aus (Ausschalttemperaturdifferenz Solar): 3 K
- Tsp\_max (max. Speichertemperatur): 90 °C
- Minimale Drehzahl: 30 %
- $\Delta$ Trück\_ein: 4 K
- $\Delta$ Trück\_aus: 2 K

## 6 Prüfungsdurchführung

Statt der Thermometer wurden an die Regelung sogenannte elektronische Widerstände angeschlossen, die zur Simulation unterschiedlicher Temperaturen verändert werden können. Die Überprüfung der Volumenstromregelung erfolgte durch den Anschluss einer Pumpe vom Typ Grundfos UPS 25-60 in einem separaten Wasserkreislauf mit magnetisch induktivem Durchflussmesser. Bei maximaler Pumpenleistung (Stufe 2) beträgt der Volumenstrom in diesem Kreis ca. 400 l/h.

## 7 Prüfergebnisse

#### 7.1 Prüfung der Schalthysterese des Solarkreises

Zur Prüfung der Ein- und Ausschalttemperaturdifferenz wurde die Speichertemperatur T1 von 20 °C bis 80 °C in 10 K-Schritten erhöht und die Kollektortemperatur in 0,5 K-Schritten aufund absteigend variiert. Die Abbildungen 3 bis 9 zeigen die dabei aufgenommenen Schaltzustände der Kollektorkreispumpe. Es ist jeweils nur der Temperaturbereich für die steigende und fallende Kollektortemperatur T3 dargestellt, in dem sich der Schaltzustand geändert hat. "Ein" heißt, dass die Pumpenleistung mindestens 30 % beträgt.



**Bild 4:** Schaltzustände Kollektorkreispumpe bei T1 = 30 °C





**Bild 7:** Schaltzustände Kollektorkreispumpe bei T1 =  $60 \degree C$ 





**Bild 10:** Schaltzustände Kollektorkreispumpe bei 80 °C < T1 < 100 °C

Die Bilder 3 bis 9 zeigen, dass die Werte für die Ein- und Ausschalttemperaturdifferenz für die Solarkreispumpe über den gesamten untersuchten Temperaturbereich im Rahmen der Messgenauigkeit eingehalten werden.

Bild 10 zeigt, dass bei Überschreiten der eingestellten maximalen Speichertemperatur (90 °C) die Kollektorkreispumpe ausgeschaltet wird. Unterhalb einer Speichertemperatur von 90 °C wird sie sofort wieder eingeschaltet. Diese Funktion besitzt also fast keine Schalthysterese.

### 7.2 Prüfung der Volumenstromregelung des Solarkreises

Die folgenden Bilder zeigen zur Überprüfung der Drehzahlregelung der Kollektorkreispumpe den Volumenstrom bei einer Speichertemperatur T1 von 20 °C bis 80 °C. Am Prüfkreislauf wurde ein max. Volumenstrom von ca. 400 l/h (bei 100 % Pumpenleistung, Stufe 2) eingestellt. Es ist wieder nur jeweils der Temperaturbereich für die steigende (linkes Diagramm) und fallende (rechtes Diagramm) Temperaturdifferenz zwischen Kollektor (T3) und Speicher (T1) dargestellt, in dem sich der Volumenstrom geändert hat.



**Bild 11:** Volumenstrom bei T1 =  $20 \degree C$ 



**Bild 14:** Volumenstrom bei T1 = 50  $^{\circ}$ C



**Bild 17:** Volumenstrom bei T1 =  $80 \degree C$ 

Die Bilder 11 – 17 zeigen, dass die Volumenstromregelung der Solarkreispumpe in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen Kollektor (T3) und Speicher (T1) erfolgt. Die Pumpe reduziert dabei den Volumenstrom auf minimal ca. 160 l/h (ca. 40 %).

Unmittelbar nach dem Einschalten läuft die Pumpe für ca. 10 s mit 100 % Leistung (in den Diagrammen nicht dargestellt). Danach wird die Pumpe auf minimale Leistung zurückgefahren. Steigt die Temperaturdifferenz an, wird die Drehzahl der Pumpe kontinuierlich erhöht, bis die maximale Leistung der Pumpe bei einer Temperaturdifferenz von 14 K bis 15 K erreicht ist. Sinkt die Temperaturdifferenz zwischen Kollektor (T3) und Speicher (T1) unter 10 K, so wird die Leistung der Pumpe kontinuierlich reduziert, bis die minimale Pumpenleistung bei ca. 5 K bis 6 K Temperaturdifferenz erreicht ist. Mit diesem Regelalgorithmus wird also versucht, eine Temperaturdifferenz von ca. 10 K zwischen Kollektor (T3) und Speicher (T1) zu erhalten.

## 7.3 Prüfung der Funktion zur Rücklaufanhebung (Sonderfunktion)

Zur Prüfung der Ansteuerung eines Umschaltventils zur Räcklaufanhebung wurde die Raumheizungs-Rücklauftemperatur T5 von 25 °C bis 50 °C in 5 K-Schritten erhöht und die Speichertemperatur T4 variiert. Bei konstanter Rücklauftemperatur T5 wurde die Speichertemperatur T4 in 0,5 K-Schritten auf- und absteigend variiert. Die Abbildungen 18 bis 23 zeigen die dabei aufgenommenen Schaltzustände des Umschaltventils. Es ist jeweils nur der Temperaturbereich für die steigende und fallende Speichertemperatur T4 dargestellt, in dem sich der Schaltzustand geändert hat.



Bild 18: Schaltzustände des Umschaltventils bei Trück = 25 °C



**Bild 21:** Schaltzustände des Umschaltventils bei Trück = 40 °C



Die Bilder 18 bis 23 zeigen, dass das Umschaltventil über den gesamten untersuchten Temperaturbereich wie beschrieben geschaltet wird und die Werte für die Ein- und Ausschalttemperaturdifferenz eingehalten werden.

#### 8. Bemerkung

Die in den Diagrammen angegebenen Temperaturen sind mit einer Unsicherheit von max.  $\pm 0.5$  K behaftet.

**Prüfungszeitraum:** 09.01.2001 bis 16.01.2001

Prüfer:

Dipl.-Ing. S. Bachmann / Dipl.-Ing. H. Drück

Stuttgart, den 18. Januar 2001

Prof. Dr. Dr.-Ing. habil. H. Müller-Steinhagen

180

#### SIMULATION OF GROUNDWATER INFLUENCE **ON THE THERMAL PERFORMANCE OF BOREHOLE HEAT EXCHANGERS**

D. Bauer, W. Heidemann\*

University of Stuttgart, Institute of Thermodynamics and Thermal Engineering Pfaffenwaldring 6, D-70550 Stuttgart, Germany \*Correspondence author: Fax: +49 (0)711 685 63503 Email: heidemann@itw.uni-stuttgart.de

#### ABSTRACT

A numerical heat and mass transport model has been developed in order to simulate the influence of moving groundwater on the thermal performance of borehole heat exchangers. After a description and validation of the numerical model, the paper focuses on simulation results showing the influence of moving groundwater on the fluid temperatures inside the borehole heat exchanger and on the resulting heat transfer capability. Parameter variation results concerning flow velocity and aquifer thickness are shown. The developed model gives the possibility to additionally include the time of operation as further parameter. So, the transient change in heat transfer capability of borehole heat exchangers due to groundwater flow can be presented.

#### **NOMENCLATURE**

- thermal diffusivity (m<sup>2</sup> s<sup>-1</sup>) а
- specific heat capacity (J kg<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>) Cp
- d diameter (m)
- $d_{i}$ inner diameter of a U-tube (m)
- outer diameter of a U-tube (m)  $d_{0}$
- exponential integral function  $E_{i}$
- $_0F_1$ confluent hypergeometric function
- Fo Fourier number
- modified Bessel function of the first kind of  $I_0$ order zero
- thermal conductivity (W m<sup>-1</sup> K<sup>-1</sup>) k
- L length (m)
- mass flow rate (kg s<sup>-1</sup>) ṁ
- Péclet number Pe
- specific heat flow rate (W m<sup>-1</sup>) ġ
- geothermal heat flow rate (W  $m^{-2}$ ) ġ,
- borehole thermal resistance (m K W<sup>-1</sup>)  $R_{\rm b}$

S	U-tube shank spacing (m)
t	time (s)
W	velocity $(m s^{-1})$
Wa	groundwater pore velocity (m s <sup>-1</sup> )
$w_{\rm DA}$	Darcy velocity (m s <sup>-1</sup> )
<i>x</i> , <i>y</i>	distance (m)
Γ	generalized incomplete gamma function
$\eta_{ m GW}$	relative heat extraction capacity
9	Celsius temperature (°C)
$\mathcal{G}_{i}$	BHE inlet temperature (°C)
$\mathcal{G}_{\!$	initial underground temperature (°C)
$\mathcal{G}_{\!$	surface temperature (°C)
ρ	density (kg m <sup>-3</sup> )
Ω	porosity of the underground
Subscri	pts: b borehole (wall)

Subscripts: b

g

- eff effective f fluid
  - grouting material
- pipe р
- soil S

#### **INTRODUCTION**

The thermal performance of borehole heat exchangers (BHE, see Figure 1) used as heat source or sink for heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems is sensitive to groundwater flow because the moving groundwater regenerates the underground temperature profile, see Figure 2. Hence, the required borehole length and so the installation costs depend on the undergrounds hydrogeological condition. In order to avoid oversizing, a design tool has therefore been developed to quantify the influence of moving groundwater on the heat transfer capability of BHE.



Figure 1 Schematic representation of a U-tube borehole heat exchanger (BHE)



Schematic isotherms of the underground surrounding a BHE; lefts side: without groundwater flow; right side: with groundwater flow below the middle of the BHE

Analytical models are based on the so called "moving line source theory" [1], [2], [3], see section "Model validation". They offer short computation times but are 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 bearing these assumptions in mind.

Numerical models for BHE are usually based on finite element or finite volume programs. They give the possibility to build up three-dimensional models including all relevant transport processes. However, the resulting models are computationally very demanding by reason of the huge number of fine elements necessary to discretize the borehole components. So, the few reports found in literature are either restricted to a two-dimensional transient description [4] or to a three-dimensional steady state one [5].

In recent years, Al-Khoury et al. [6], [7] presented a three-dimensional finite element approach where the underground is discretized by coarse elements while the BHE itself is described in an abstract manner. This avoids fine elements and keeps the computational demand low enough to enable transient computations. Diersch et al. [8], [9], further developed this approach to a validated and commercial available software [10], [11]. The BHE is modeled by so called "Thermal Resistance and Capacity Models" (TRCM) [12] which allow for fast transient computations though the numerical results are still accurate.

#### ANALYSIS AND MODELLING

Transient three-dimensional heat and mass transport in porous media can be described by conservation equations of mass, momentum and energy. Different techniques enable the transformation into finite element or volume discretization for numerical solvability of the transport processes. A validated [13] program system which was specially developed for coupled transport processes in the underground is the finite element program FEFLOW [10]. The program version 5.4 was used for the following modeling and simulation.

**Model description:** Several two-dimensional TRCM [12] were connected to a three-dimensional 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 [8], [9], [11], see Figure 3. 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 [9]. A detailed and comprehensive description of the developed FEFLOW model can be found in [11].

Validations against fully discretized models and against analytical reference solutions were carried out showing high accuracy of the developed model [9], [11]. However, these comparative computations were carried out without groundwater flow considering only three-dimensional heat conduction in the underground. In what follows, a validation against an analytical solution including groundwater flow will be presented.



Figure 3

Simplified BHE 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:** To ensure accurate computation results of the FEFLOW model, the following criteria must be verified:

- the fluid temperature in the tubes and the borehole wall temperature for different groundwater velocities and different times
- the underground temperature around a BHE with groundwater flow
- the underground temperature around several BHE in thermal interaction

Appropriate measurement data are not available and even extensive measures would not lead to accurate data. However, the validation can be done against an analytical model. The model 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 which is influenced by moving groundwater where the heat source BHE is locally fixed and instead the liquid part of the underground moves [14], [15], [16]. Sutton et al. [14] gives an explicit solution for the horizontal underground temperature around a BHE:

$$\mathcal{G}_{s}(Fo, x, y) = \frac{\dot{q}}{4\pi k_{eff}} \cdot e^{\frac{Pe \cdot x}{d_{b}}} \cdot \int_{\frac{x^{2} + y^{2}}{Fo \cdot d_{b}^{2}}}^{\infty} \xi^{-1} e^{-\frac{\xi^{2} - Pe^{2}(x^{2} + y^{2})}{4d_{b}^{2}\xi}} d\xi + \mathcal{G}_{s,0}$$
(1)

where

$$Fo = \frac{4a_{eff} \cdot t}{d_b^2} \qquad Pe = \frac{w_{eff} d_b}{2a_{eff}} \qquad (2), (3)$$

$$a_{eff} = \frac{k_{eff}}{\left[\Omega \rho_f c_{p,f} + (1 - \Omega) \rho_s c_{p,s}\right]}$$
(4)

$$k_{eff} = \Omega k_f + (1 - \Omega) k_s \tag{5}$$

$$w_{eff} = \frac{\Omega \rho_f c_{p,f}}{\left[\Omega \rho_f c_{p,f} + (1 - \Omega) \rho_s c_{p,s}\right]} \cdot w_a \tag{6}$$

$$w_a = \frac{w_{DA}}{\Omega} \tag{7}$$

x is the distance from the BHE in downstream direction, y is the distance at right angles to the flow direction. Chaudhry and Zubair [17] define a function named "generalized incomplete gamma function" to characterize the semi-infinite integral in (1) for what no closed-form solution exists:

$$\Gamma(a, x_{\Gamma}; b) = \int_{x_{\Gamma}}^{\infty} \xi^{a-1} e^{-\xi - \frac{b}{\xi}} d\xi$$
(8)

Equation (1) can now be expressed as follows:

$$\theta_{s} = \frac{\dot{q}}{4\pi k_{eff}} \cdot e^{\frac{Pe\cdot x}{d_{b}}} \cdot \Gamma\left(0, \frac{x^{2} + y^{2}}{d_{b}^{2} Fo}; \frac{Pe^{2}(x^{2} + y^{2})}{4d_{b}^{2}}\right) + \theta_{s,0}$$
(9)

The "generalized incomplete gamma function" can be numerically evaluated by use of the following series expansion which only converges for small values of *b* (viz. near the BHE) and for small Péclet-Numbers [17]:

$$\Gamma(0, x_{\Gamma}; b) = {}_{0}F_{1}(-, 1; b) \cdot E_{i}(x_{\Gamma}) + \sum_{n=1}^{\infty} \left[ \frac{b_{n}}{(n!)^{2}} \sum_{m=0}^{n-1} m! \left( \frac{-1}{x_{\Gamma}} \right)^{m+1} \right]$$
(10)

Chaudhry et al. [18] give more asymptotic expansions for different ranges of the parameters.

There is a special interest in evaluating the temperature at the borehole wall  $(x^2 + y^2 = 0.25d_b^2)$ . It can be obtained through averaging by integrating in circumferential direction [14]:

$$\mathcal{G}_{b}(Fo) = \frac{\dot{q}}{4\pi k_{eff}} \cdot I_{0}\left(\frac{Pe}{2}\right) \cdot \Gamma\left(0, \frac{1}{4Fo}; \frac{Pe^{2}}{16}\right) + \mathcal{G}_{s,0}$$
(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:

$$\mathcal{G}_{f}(Fo) = \frac{\dot{q}}{4\pi k_{eff}} \cdot I_{0}\left(\frac{Pe}{2}\right) \cdot \Gamma\left(0, \frac{1}{4Fo}; \frac{Pe^{2}}{16}\right) + \mathcal{G}_{s,0} + \frac{\dot{q}}{R_{b}}$$
(12)

The validation was carried out with a 40 m long single U-tube BHE. Table 1 lists geometrical data, operating conditions, physical properties and the BHE thermal resistance of the comparative calculations.

Table 1 Data of the comparative calculations

geometrical data				operating conditions			thermal resistances physical properties		
$d_i$	(mm)	26.2	ṁ	(kg/s)	0.25		$R_{\rm b}$ (Km/W)	0.096	
$d_{\rm o}$	(mm)	32	$\dot{q}$	(W/m)	50		$k_{\rm eff}$ (W/Km)	2.184	
$d_{\rm b}$	(mm)	130	$\theta_{s,0}$	(°C)	10				

Figure 4 depicts the average fluid temperature against Fourier number for different Péclet numbers calculated with both models. 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. Typical Darcy velocities range from  $4 \cdot 10^{-7}$  m/d in clay to 0.16 m/d in coarse sand [4]. 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 5 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.



Figure 4 Comparison of the average fluid temperature calculated with the FEFLOW model (dashed lines) and the analytical model (solid lines)



Horizontal temperature of the underground around a BHE for Pe = 0.05 and Fo = 200 (top), Fo =  $\infty$ 

(bottom); FEFLOW model: dashed lines; analytical model: solid lines; isotherms with 1 K up to 10 K above initial underground temperature are depicted

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 height.

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 can't be considered by the analytical model.

Figure 6 shows the calculated horizontal temperature of the underground around a field of six BHE for Pe = 0.05 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.





Horizontal temperature of the underground around a field of six BHE for Pe = 0.05 and Fo = 1000; FEFLOW model: dashed lines; analytical model: solid lines; isotherms with 1 K up to 10 K above initial underground temperature are depicted

In summary, it can be concluded that the developed FEFLOW model is able to consider and calculate the influence of moving groundwater on BHE in an appropriate and accurate manner.

#### HEAT EXTRACTION CAPACITY

The heat extraction capacity of a BHE decreases over the years of operation due to decreasing underground temperature. However, it decreases less if the BHE intersects an aquifer. This can be explained by the fact that the moving groundwater regenerates the underground temperature profile. Due to vertical heat conduction the regeneration is not restricted to the thickness of the aquifer. The affected thickness increases over the years. Hence, the change in heat extraction capacity must be quantified in a transient manner. There are no transient investigations known from literature and only one investigation for steady state conditions [5].

Figure 7 shows the fluid temperature against depth in the tubes of a 100 m deep BHE intersecting a 10 m thick aquifer after 1 year and 30 years. The Péclet number of the aquifer is set to Pe = 0 and Pe = 0.2 respectively. The increase of the outlet temperature in the case of groundwater flow is 0.15 K (1<sup>st</sup> year) and 0.28 K (30<sup>th</sup> year).



Fluid temperature against depth at  $1^{st}$  and  $30^{th}$  year of operation; solid lines: without groundwater flow; dashed and dotted lines: with groundwater flow in an 10 m thick aquifer (Pe = 0.2)





$$(Pe = 0.2)$$

The increasing difference can be illustrated with the increasing thickness of the influence of the aquifer on the specific heat extraction capacity, see Figure 8. This effect – driven by vertical heat conduction – is so slow that during a typical life expectancy of a BHE no steady state condition is reached. Figure 8 furthermore shows that a major amount of heat is extracted at both ends of a BHE. The thickness of the influence of the BHE ends also increases over the years.

Introducing the relative heat extraction capacity  $\eta_{GW}$  of BHE which is the heat extraction capacity with groundwater flow divided by the heat extraction capacity without groundwater flow, the benefit of groundwater flow can be quantified. In the following, a parameter study concerning aquifer thickness, groundwater flow velocity and operation time was carried out. Table 2 lists the geometrical data, the physical properties and the operating conditions of the parameter study.

Table 2Data of the parameter study

geometr	ical data ar	nd operating	physical			
	condition	15		properti		
doub	le U-tube E	BHE	fluid is pure water			
$d_{\mathrm{i}}$	(mm)	26.2	$ ho_{\mathrm{f}} \cdot c_{\mathrm{p,f}}$	$(J/m^3K)$	$4.131 \cdot 10^{6}$	
$d_{ m o}$	(mm)	32	$k_{\rm f}$	(W/Km)	0.6405	
$d_{\mathrm{b}}$	(mm)	130	$ ho_{\mathrm{p}} \cdot c_{\mathrm{p,p}}$	$(J/m^3K)$	$2.157 \cdot 10^{6}$	
S	(mm)	60	k <sub>p</sub>	(W/Km)	0.38	
L	(m)	100	$\rho_{\rm g} \cdot c_{\rm p,g}$	$(J/m^{3}K)$	$2.190 \cdot 10^{6}$	
'n	(kg/s)	0.25	$k_{ m g}$	(W/Km)	2.3	
$\mathcal{G}_i$	(°C)	1	$\rho_{\rm s} \cdot c_{\rm p,s}$	$(J/m^{3}K)$	$2.21 \cdot 10^{6}$	
$\mathcal{G}_{s,e}$	(°C)	10.5	ks	(W/Km)	2.2	
$\dot{q}_{g}$	$(W/m^2)$	0.065	$\Omega_{\rm s}$	(-)	0.01	

The middle of the aquifer is always located at the middle of the BHE. An aquifer thickness ">>> 100 m" means that the aquifer extends over the entire thickness of the model, viz. also below the BHE.

#### **RESULTS AND DISCUSSION**

The results of the parameter study concerning aquifer thickness, groundwater flow velocity and time are depicted in Figure 9.

A significant influence of the groundwater flow on the relative heat extraction capacity can only be noticed for  $Pe \ge 10^{-2}$ . In all years of operation, the change in relative heat extraction capacity is below 1 % for  $Pe \le 10^{-3}$ . Realized BHE at locations with Pe > 1 are rare. For Pe = 1 and aquifer thickness » 100 m the relative heat extraction capacity reaches 278 % in the  $30^{\text{th}}$  year of operation. This seems to be the maximum for most practical applications.

The graphs for  $Pe = 10^{-2}$  (30<sup>th</sup> year of operation) and  $Pe = 3 \cdot 10^{-2}$  (1<sup>st</sup> year of operation) point out the importance of the parameter time of operation. Despite three times lower groundwater flow velocity, the first mentioned graph always exceeds the second one.

It must be mentioned that, despite the relative heat extraction capacity increases over the years of operation, the absolute heat extraction capacity decreases. Hence, BHE should always be sized for the last scheduled year of operation.

#### CONCLUSIONS

A mass and heat transport model has been developed in order to simulate the behavior of BHE influenced by groundwater flow and to increase planning reliability. The model combines a simplified description of the BHE with a detailed threedimensional finite element model of the underground. This gives the possibility to obtain accurate results for transient computations without being computationally too demanding and without restrictions concerning model dimensions.

Comparative calculations against an analytical model based on the so called "moving line source theory" verify the correct calculation of fluid and underground temperatures.

The model is used to understand the reasons for an improved heat extraction capacity of BHE in the presence of groundwater flow. It is shown that this effect has to be understood as a transient one due to vertical heat conduction from the aquifer to the underground layers above and below the aquifer. The vertical heat conduction occurs so slowly that steady state conditions are usually not reached during typical life expectancy of a BHE.

A parameter study concerning aquifer thickness, groundwater flow velocity and operation time has been carried out. It shows significant influence of the groundwater flow on the heat extraction capacity of a BHE only for  $Pe \ge 10^{-2}$ . The maximum increase in heat extraction capacity for most practical applications has been calculated to 178 %.

It must be mentioned that this value strongly depends on several parameters (e.g. thermal conductivity of the underground  $k_s$ ) which were not included into the parameter study. Despite typical values were chosen, general validity can't be taken for granted.



Figure 9

Relative heat extraction capacity depending on aquifer thickness, groundwater flow velocity and time

#### ACKNOWLEDGMENTS

The realization of the project and 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.

#### REFERENCES

- 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.
- Su, D.; Diao, N.; Fang, Z.: An analytical solution of the temperature response in ground heat exchangers with groundwater advection. 6<sup>th</sup> International Symposium of Heat Transfer, Beijing, 2004.
- Diao, N.; Li, Q.; Fang, Z.: *Heat transfer in ground heat exchangers with groundwater advection*. International Journal of Thermal Science 43 (2004), 1203–1211.
- Chiasson, A.D.; Rees, S.J.; Spitler, J.D.: A Preliminary Assessment of the Effects of Groundwater Flow on Closed-Loop Ground-Source Heat Pump Systems. ASHRAE Transactions 106 (1) (2000), 380–393.
- Clausen, H.: Durchführung von Simulationsrechnungen zum Einfluss

verschiedener Randbedingungen auf die thermische Leistungsfähigkeit von Erdwärmesonden. Diplomarbeit am Institut für GebäudeEnergetik der Universität Stuttgart, Stuttgart, Germany, 2008.

- Al-Khoury, R.; Bonnier, P.G.; Brinkgreve, R.B.J.: *Efficient finite element formulation for geothermal heating systems, Part I: Steady state.* International Journal for Numerical Methods in Engineering 63 (2005), 988–1013.
- Al-Khoury, R.; Bonnier, P.G.: *Efficient finite* element formulation for geothermal heating systems, Part II: Transient. International Journal for Numerical Methods in Engineering 67 (2006), 725–745.
- Diersch, H.-J.G.; Bauer, D.; Heidemann, W.; Rühaak, W.; Schätzl, P.: *Finite element modeling* of borehole heat exchanger systems. part 1. *Fundamentals*. Computers and Geosciences (2010), doi:10.1016/j.cageo.2010.08.003
- 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 and Geosciences (2010), doi:10.1016/j.cageo.2010.08.002
- 10.Zheng, C: FEFLOW: A finite-element ground water flow and transport modeling tool. Ground Water 45 (5) (2007), 525–528

- 11. 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, 2010.
- 12. 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 2010, DOI: 10.1002/er.1689.
- 13. Diersch, H.-J.G.: *FEFLOW Reference Manual Part II: Aplications*. DHI-WASY GmbH, 2009.
- 14. 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.
- 15.Su, D.; Diao, N.; Fang, Z.: An analytical solution of the temperature response in ground heat exchangers with groundwater advection. 6<sup>th</sup>

International Symposium of Heat Transfer, Beijing, 2004.

- 16.Diao, N.; Li, Q.; Fang, Z.: Heat transfer in ground heat exchangers with groundwater advection. International Journal of Thermal Science 43 (2004), 1203–1211.
- 17. Chaudhry, M.A.; Zubair, S.M.: *Generalized incomplete gamma functions with applications*. Journal of Computational and Applied Mathematics 55 (1994), 99–124.
- 18. 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.

#### Seasonal heat storage as an optimization tool for the operation of CHP plants

Dan Bauer, Roman Marx 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: 0049-711-685-69445, Fax: 0049-711-685-63503 Email: bauer@itw.uni-stuttgart.de

**Abstract:** The economical and ecological optimization of a combined heat and power (CHP) plant by seasonal heat storage has been investigated in a simulation study. An innovative concept of the CHP plant has been developed. The CHP plant consists of four main components: a bio fuel combustion engine driving an electric generator, an electric driven heat pump, a seasonal borehole thermal energy store and a hot water buffer store. Due to the seasonal heat storage, the combustion engine can run continuously at nominal power. Furthermore, the CHP plant is able to supply 100 % of the yearly heat demand of a residential area by district heating. The generated electric power is sold to the public grid. The CHP plant emits less  $CO_2$  compared to a gas fired condensing boiler. In addition, it offers a high level of economic efficiency due to the guaranteed high feed-in tariff in Germany.

## 1 Introduction

In 2010, the fraction of renewable energy of Germany's end energy consumption was smaller for heat (9.8 %) than for electricity (16.8 %) /1/. The total fraction of renewable energy of Germany's total end energy consumption is planned to be increased from 11 % in 2010 /1/ to 18 % in 2020 and to 60 % in 2050 /2/. Due to the high overall efficiency, bio fuel driven combined heat and power (CHP) generation can make a crucial contribution to achieve theses ambitious goals in the heat and electricity sector. As a consequence, bio fuel driven CHP generation is highly government-funded by the Renewable Energy Law (Erneuerbare-Energien-Gesetz - EEG)

However, one major problem of the concurrent combined heat and power generation is the different time profile of heat and electric energy demand. The demand of electric energy mainly varies during the day. By contrast, the heat demand of a residential area varies very much during the year. Hence, combined heat and power generation can be more efficient by either heat or electric energy storage. Considering the same storage efficiency, heat storage can be performed at lower costs than the storage of electric energy.

## 2 Materials and method

The optimization of a CHP plant by adding a seasonal heat store has been investigated in a simulation study. The seasonal heat storage shall allow a continuous power generation during the whole year at nominal power while supplying a residential area with 100 % of its yearly heat demand without the necessity of additional heat generation by a gas fired condensing boiler. The following basic conditions have been considered:

• Complete heat supply for hot water preparation and space heating of a southern German residential area by a district heating network (6 932 MWh/a annual heat demand with supply temperature of 70 °C and average return temperature of 42 °C); The heat demand profile was measured at a district heating network in southern Germany in 2007, see Fig. 2.

- Bio fuel driven CHP generation for low CO<sub>2</sub> emission and guaranteed high feed-in tariff for electric energy
- Continuous power generation during the whole year
- Seasonal heat storage by a borehole thermal energy store (BTES); A BTES consists of a large number of borehole heat exchangers with a depth in the range of 30 to 100 m installed next to each other and uses the underground as storage medium.
- Integration of an electric driven compression heat pump

The simulations led to a technically reasonable system concept as depicted in Fig.1: A hot water buffer store with a volume of 600 m<sup>3</sup> is needed for compensating the peak heat demand of the residential area and for the distribution of thermal energy. The district heating network is connected to the buffer store. A constant supply temperature of 70 °C is achieved by adding water from the return flow if the temperature of the buffer store is higher than 70 °C. The combined heat and power generation (750 kW<sub>th</sub>, 500 kW<sub>el</sub>,  $\eta_{total} = 90$ %) by a combustion engine driving an electric generator is running continuously at nominal power. The water for cooling the combustion engine is taken from the buffer store at its bottom. This water firstly flows through the condenser of the heat pump, no matter if the heat pump is running or not. The water subsequently flows through the combustion engine where it is heated up. It is reinjected into the buffer store at its top. The mass flow rate is controlled in such a way that the outlet temperature of the combustion engine is always 80 °C.



Fig. 1: System concept of the CHP plant with seasonal heat store

In summer, when the combustion engine generates more heat than needed by the residential area and if the buffer store is completely charged, heat from the buffer store is shifted to the BTES with an effective volume of 80 000 m<sup>3</sup> and consisting of 250 borehole heat exchangers. In wintertime, heat is extracted from the BTES by the heat pump (250 kW<sub>el,max</sub>, 1920 kW<sub>th,max</sub>). Depending on the temperature of the buffer store, the heat pump runs with 50 % or 100 % nominal electrical power. The condenser of the heat pump and the combustion engine are connected in parallel. The heat pump preheats the cooling water of the combustion engine before it is heated up to 80 °C by the combustion engine. This concept allows both, a high storage utilization ratio of the BTES and a high seasonal performance factor (SPF) of the heat pump. The electric power demand of the heat pump is much smaller than the electric power generation by the generator. Hence, the CHP plant is able to deliver the total electricity demand of the heat pump at any time.

## **3** Results of the simulation study

The results of the simulation study show that the complete heat supply of the southern German residential area including the peak demand can be managed by the system. Either the combustion engine or the heat pump can be switched off for maintenance work. The security of supply can be ensured for a sufficiently long period by only one of these components in combination with the buffer store. A back-up heat generation system (e.g. a gas boiler) is not necessary.

The continuous power generation at nominal power can be effectively achieved by storing the not used excess heat in the seasonal heat store. This allows the maximum possible generation of electric energy and so a maximum possible economic efficiency because of the high feed-in tariff for electric energy. Unlike other renewable electric power generation technologies like wind power stations or photovoltaic systems, the bio fuel fed CHP plant with seasonal heat storage is able to generate renewable electric power at base load conditions during the whole year.

Fig. 2 depicts the computed monthly energy balance of the entire system. Fig. 3 depicts the computed energy balance of a year.



**Fig. 2:** Computed monthly energy balance of the CHP plant with heat pump and seasonal heat storage; the wide bars in the background are showing the heat sources, the small bars in the foreground are showing the heat sinks

Only 21 % of the heat generated by the combustion engine needs to be stored seasonally. This corresponds to 11.4 % of the fuel consumption. The BTES reaches a maximum temperature of 45 °C in autumn and a minimal temperature of 15 °C in spring. The amplitude and the medium temperature level of the BTES can be influenced by the variation of the store volume and the capacity of the heat pump. This in turn has an influence on the storage utilization ratio of the BTES

and the SPF of the heat pump. In this study, the power of the heat pump has been chosen in such a way, that the storage utilization ratio of the BTES is 90 %. The SPF of the heat pump then is 3.0. Hence, in relation to the fuel consumption, only 1.2 % of the energy is lost by the seasonal heat storage.

The amount of electric energy fed into the public grid is smaller during the winter months than during the summer months. The reason for this is the electric energy consumption of the heat pump. The monthly energy balance shows an untypical large heat demand of the district heating network in November, which can be explained by the use of real measured data of a district heating network in 2007.



Fig. 3: Computed yearly energy balance of the CHP plant with heat pump and seasonal heat storage

## 4 Ecological and economic assessment

The  $CO_2$  emission of the combined heat and power generation has been calculated according to the global emission model for integrated systems (GEMIS) /4/. The GEMIS calculates with separate specific emission values for heat and for power and it includes emissions during the production and the transport of the fuel. It even accounts for negative specific emission values if the emissions avoided due to the replacement of conventional heat or electric energy generation by renewable CHP generation are higher than the local emissions of the CHP plant /5/.

A reduction of the  $CO_2$  emissions of 85 % compared to the conventional, separate generation of heat and power can be achieved, if rapeseed oil is used as bio fuel for the CHP plant. The conventional reference system is based on a gas fired condensing boiler for heat generation and on the German electricity mix in 2010 for electric energy generation. Table 1 shows the  $CO_2$  emissions of both systems calculated according to the GEMIS.

An economic analysis based on the annuity method (interest rate: 5%, period of depreciation: 20 years) has been carried out. It shows the fundamental cost effectiveness of the CHP plant with heat pump and seasonal heat storage. The investment costs are higher compared to a heat generation system based on a gas condensing boiler. However, the revenues are higher, too. The

feed-in tariff for electric energy which is defined by the German EEG consists of a basic remuneration of 9.18 Cent/kWh<sub>el</sub> for a maximum power of 500 kW<sub>el</sub> and a bonus for combined heat and power generation of 3.0 Cent/kWh<sub>el</sub>. Depending on the technology of combined heat and power generation and on the kind of bio fuel, an additional technology bonus of 2.0 Cent/kWh<sub>el</sub> and a bonus for renewable raw materials of 6.0 Cent/kWh<sub>el</sub> are paid. The basic remuneration increases to 11.67 Cent/kWh<sub>el</sub> for a maximum power of 150 kW<sub>el</sub>. Table 2 shows the economic analysis of the CHP plant with heat pump and seasonal heat storage and of the system based on a gas fired condensing boiler.

Table 1:	Anual CO <sub>2</sub> emissions	calculated according to the GEMIS
----------	---------------------------------	-----------------------------------

	CHP plant with heat pump and seasonal heat storage	conventional technology ( separate generation of heat and power)
generated energy	6932 MWh <sub>th</sub> (heat) 3795 MWh <sub>el</sub> (electric energy)	6932 MWh <sub>th</sub> (heat) 3795 MWh <sub>el</sub> (electric energy)
specific CO <sub>2</sub> emission	-92 g/kWh <sub>th</sub> (heat) /5/ 320 g/kWh <sub>el</sub> (electric energy) /5/	254 g/kWh <sub>th</sub> (gas condensing boiler) /5/ 563 g/kWh <sub>el</sub> (German electricity mix 2010)
absolute CO <sub>2</sub> emission	-638 t (heat) 1214 t (electric energy) 576 t (total)	1761 t (heat) 2137 t (electric energy) 3898 t (total)
Reduction of CO <sub>2</sub> emission		85 %

**Table 2:** Economic analysis of the CHP plant with heat pump seasonal heat storage and of a system based on a gas fired condensing boiler

	CHP plant with heat pump and seasonal heat storage	gas condensing boiler
investment costs	1.685.500 €	825.000 €
yearly costs for capital yearly costs for fuel yearly costs for maintenance yearly total costs	84.275 €a 728.880 €a 40.800 €a 853.955 €a	41.250 €a 462.133 €a 12.000 €a 515.383 €a
remuneration for heat remuneration for electric energy total remuneration	693.200 €a* 462.231 €a** / 765.831 €a*** 1.155.431 €a** / 1.459.031 €a***	693.200 €a* - 693.200 €a
yearly earnings	301.476 €a** / 605.076 €a***	177.817 €a
payback period	5.6 a** / 2.8 a***	4.6 a

\* 0.1 €kWh<sub>th</sub>

\*\* basic remuneration 9.18 Cent/kWh<sub>el</sub> + CHP bonus 3.0 Cent/ kWh<sub>el</sub>

\*\*\* basic remuneration 9.18 Cent/kWh<sub>el</sub> + CHP bonus 3.0 Cent/  $kWh_{el}$  + bonus for renewable raw materials 6.0 Cent/  $kWh_{el}$  + technology bonus 2.0 Cent/  $kWh_{el}$ 

## 5 Conclusions

The developed system concept of a CHP plant with seasonal heat storage is an ecological and economical interesting way of heat and power supply for cities and communes. It is outstanding because it allows the generation of renewable electric power at base load conditions while completely supplying a residential area with heat for hot water preparation and space heating. The investment costs are higher compared to a conventional heat generation system based on a gas condensing boiler. However, the revenues are higher, too, because of the guaranteed high feed-in tariff for electric energy in Germany. Assuming the highest possible feed-in tariff a financial payback time of less than 3 years can be achieved.

Seasonal thermal energy storage with BTES is a proved and reliable technology with moderate costs. Only a small part (21 %) of the heat generated by the combustion engine needs to be stored seasonally. Furthermore, the BTES has a high storage utilization ratio of 90 % due to the heat extraction with a heat pump. Because of these facts, in relation to the fuel consumption, only 1.2 % of the energy is lost by the seasonal heat storage.

The efficiency of the seasonal thermal energy storage decreases with decreasing size of the BTES because of the increasing surface/volume ratio. However, a reduction of the plant size from  $500 \text{ kW}_{el}$  to  $150 \text{ kW}_{el}$  and  $6932 \text{ MWh}_{th}/a$  to  $1029 \text{ MWh}_{th}/a$  corresponding to the heat demand of about 40 single family houses, still leads to a storage utilization ration of 80 % and a SPF of the heat pump of 3.1. In this case, in relation to the fuel consumption, 2.7 % of the energy is lost by the seasonal heat storage.

In a next step, this interesting energy concept should be realized in the form of a pilot plant. At the moment, the authors are looking for project partners.

## 6 References

/1/ German Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety (BMU):

Erneuerbare Energien. Daten des BMU zur Entwicklung der erneuerbaren Energien in Deutschland im Jahr 2010 auf der Grundlage der Angaben der Arbeitsgruppe Erneuerbare Energien-Statistik (AGEE-Stat), 2011.

- /3/ Gesetz für den Vorrang Erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energien-Gesetz EEG vom 25.10.2008, last update: 21.07.2011)
- /4/ http://www.oeko.de/service/gemis/en/ 14.10.2011
- /5/ Bundesverband Kraft-Wärme-Kopplung e.V., Bericht Energieeffizienz, Grundlagen zu KWK, http://www.bkwk.de/bkwk/infos/grundlagen/index\_html?ztitel=Energieeffizienz 14.10.2011

**Acknowledgements:** The realization of the project and the scientific work has been partly 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.

#### INDOOR SYSTEM TESTING BASED ON ISO-9459-5 USING A DYNAMIC SOLAR SIMULATOR

Florian Bertsch, Sebastian Bonk, Stephan Fischer, Harald Drück

Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW) Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS) University Stuttgart Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany Phone: +49 (0)711 685 63279 Fax: +49 (0)711 685 63242 E-Mail: bertsch@itw.uni-stuttgart.de

#### 1. Introduction

In order to enable indoor testing of solar thermal systems the international standard ISO 9459-5:2007 has to be adapted to indoor test conditions. If a system test is performed with the Dynamic System Test Method (DST-method) according to ISO 9459-5:2007, the measured data are evaluated by using the InSitu Software ISS (Spirkl, 1997). The characteristic system parameters derived by this process are used for the long term performance prediction (LTP) to determine the solar fraction  $f_{sol}$  of the system. As a basis for performing indoor tests it is necessary to define appropriate artificial radiation profiles. To do this, artificially generated "measured data", so called "synthetic data" were used. This synthetic data was generated by means of TRNSYS simulations and evaluated with the InSitu Software ISS according to the procedure specified in ISO 9459-5:2007. Using different sets of data as input data for the TRNSYS model, different system answers and thus different LTPs were obtained. This effect is well known from outdoor measurements with the same system under different weather conditions. According to Naron and Ree (1999) the observed maximum deviation in the solar fraction due to different weather conditions is  $\pm 5$  % relative. This paper describes the newly developed dynamic solar simulator and presents an indoor system test procedure on the basis of ISO 9459-5: 2007.

#### 2. Background

The increasing number of new products of the European solar thermal industry is leading to a growing demand for tests of collectors and solar thermal systems. Due to the limited testing capacity caused by the Central European weather conditions, especially during the winter period, the realisation of short development times remains a key problem. With respect to the European objectives for climate protection and reduction of fossil fuel demand this situation is unsatisfying. Hence new solutions for accelerated tests and an enlargement of the test capacities of the European research and testing institutes are required.

In order to overcome this obstacle a new dynamic solar simulator has been developed and constructed at ITW. Its lamp array consists of 14 metal halide lamps and enables testing of solar collectors and systems with a total collector area up to  $10 \text{ m}^2$ . In a distance of 2 m from the lamp array the homogeneity of the irradiance distribution is  $\pm 12 \%$ . A spectrum similar to the hemispherical irradiance specified in CIE 85-1989 Tab. 4 (1989), AM 1.5 G is achieved.

One major innovation of the dynamic solar simulator is the computer controlled variation of the irradiance. By a combination of electronic dimming of the lamps and a mechanical shading device, user-defined irradiance levels from below 100 W m<sup>-2</sup> to nearly 1200 W m<sup>-2</sup> can be achieved in a reproducible way. Hence it is worldwide for the first time possible to expose collectors and solar thermal systems to realistically varied computer controlled solar irradiance profiles during an indoor test.

#### 3. Technical specifications of the dynamic solar simulator

The key component of the dynamic solar simulator is the lamp array with its accessories, consisting of 14 metal halide lamps in combination with a special filter glass array, the so called "cold sky" and the shadingdevice. The tilt angle of the lamp array can be adjusted from 0° (horizontal) to 70°. To ensure constant ambient conditions the solar simulator is located in a climate chamber which is 9 m long, 6 m wide and 5.1 m high. The temperature inside the climate chamber can be set between 10°C and 30°C. The complete test area is 3.7 m wide and 2.7 m high. This area of almost  $10 \text{ m}^2$  is large enough to test either several collectors in parallel or one complete solar thermal system.

A sketch of the new solar simulator, consisting of the collector support rig with temperature control unit and lamp array with cold sky situated in a climate chamber, is shown in Fig. 1. The temperature control unit is used to supply the collector test samples, or store respectively, with water at different temperatures needed according to the corresponding test procedures. To check the intensity and homogeneity of irradiance in the test area a moveable pyranometer situated on the xy-scanner is used before every measurement. The test area of the collector support rig can be set to tilt angles from  $0^{\circ}$  (horizontal) to  $60^{\circ}$ . This allows testing of thermosiphon systems mounted on the manufactures support frame as well as any other systems designed for sloped roof installations.



Fig. 1: Arrangement of the solar simulator within the climate chamber; collector support rig, temperature control unit, test area and lamp array

In contrast to the sun the lamp array produces thermal radiation to a larger extend which has to be blocked from the test area. This problem is solved by a "cold sky". In this solar simulator a novel construction of a cold sky is used. It is split into 3 tracks. Each of the tracks is composed of two solar glass panels with a gap in-between. Cold air provided by a chiller is circulated through the gap cooling the glass panels.

The cold sky is directly connected to the lamps in such a way that it moves together with the lamp array when the tilt angle is changed. In Fig. 2 the solar simulator is shown in operation, the 3 tracks of the cold sky can be seen in front of the lamps. This placement of the cold sky close to the lamps allows the use of thin glass panels of small dimensions which results in a comparatively light construction. Furthermore the relatively thin glass panels only absorb a small amount of radiation leading to an increased efficiency of the solar simulator. Special glass, having the same transmittance for the whole solar spectrum is used. The temperature of the cold sky can be constantly kept close to ambient temperature even while the simulator is operated at maximum power.



Fig. 2: View of the solar simulator. At the back: Lamp array with cold sky. In the foreground: collector support rig with three collectors and hot water store on the right

The collectors and systems are mounted on a moveable collector support rig (in the foreground of Fig. 2). This wagon can be moved outside the climate chamber to mount the collectors or systems respectively. Since the temperature control unit is part of the support rig, all hydraulic connections can be done outside. Furthermore the xy-scanner is situated on the collector support wagon.



Fig. 3: View of the solar simulator. At the back: Lamp array with mechanical shading device in operation. In the foreground: collector support rig with three collectors

One major innovation of the dynamic solar simulator is the computer controlled variation of the irradiance. By a combination of electronic dimming of the lamps and a mechanical shading device, user-defined irradiance levels from below 100 W m<sup>-2</sup> to nearly 1200 W m<sup>-2</sup> can be achieved in a reproducible way. Fig. 3 shows the simulator with the just reeling-out mechanical shading device. In the range from 1200 W m<sup>-2</sup> to 700 W m<sup>-2</sup> the lamps are dimmed electronically. Further dimming leads to an inacceptable change in the spectrum of the lamps. Hence, to generate values beneath 700 W m<sup>-2</sup> a mechanical shading device is used (see Fig. 3). It consists of several fins which can be set in different angles.

The lamps can be dimmed in 5 % steps (relative to the maximum power) in which the irradiance decreases linear. The fins can be moved in 5° steps between 0° and 65°. Position "65°" means completely open, i.e. the fins are standing in a right angle towards the lamp array. Hence the maximum radiation can pass through. In position "0°" the fins are fully closed and almost no radiation can pass through any more. In Fig. 4 the mean irradiance on the test area depending on electrical and mechanical shading effects is depicted. By using a computerised control system irradiance profiles in discrete steps of approximately 50 W m<sup>-2</sup> can be created in a reproducible way. Hence it is for the first time possible to apply dynamic irradiance profiles of a whole day inside an indoor solar simulator.



Fig. 4: Resulting irradiance (mean value) on the test area depending on electrical and mechanical shading effects

As dimming and shading has an effect on the spectrum of the lamps, spectral analyses where performed. In Fig. 5 a spectral analysis at 1000 W m<sup>-2</sup> hemispherical irradiance is depicted. Additionally shown in Fig 5 is the reference spectrum at air mass (AM) 1.5. The measurement and the reference AM 1.5 differ, but are still in the acceptable range as defined in DIN V 4757-4: 1995<sup>1</sup>.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> DIN V 4757-4: 1995 is substituted since 2001 by DIN EN 12975 part 1 and 2. However, no other normative reference for solar thermal systems is known in which an interval of tolerance for the spectral distribution of solar simulators is defined.



Fig. 5: Comparison of the spectra: measurement at 1000 W m<sup>-2</sup> hemispherical irradiance and AM 1.5 reference according to CIE 85 (1989)

Further measurements where done to determine the influence of dimming the lamp power (LP) and mechanical shading (MS) on the spectrum. The results are depicted in Tab. 1. Dimming the lamps increases the UV-fraction between 0 and 400 nm. Down to a relative lamp power of 60 %, the change in the spectrum is still in the acceptable range of DIN V 4757-4:  $1995^{1}$  as shown in Tab. 1. Further dimming leads to an inacceptable high UV-fraction of the spectrum, as shown for a relative lamp power of 50 % with no mechanical shading (grey coloured fields). In contrast to the electrical dimming of the lamps, the mechanical shading increases the near IR-fraction. The change in the spectrum is small and in interval of tolerance. Thus it can be stated that all 21 discrete settings shown in Fig. 4 are within the exactable range required by DIN V 4757-4:  $1995^{1}$ .

Wave length	<b>DIN V 4757-4</b> <sup>1</sup>	LP 100	LP 80	LP 50	LP 100	LP 100	LP 100
[nm]	minmax	MS -	MS -	MS -	MS 65°	<b>MS 40°</b>	<b>MS 10°</b>
	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
0-400	08	3.8	5.3	9.7	3.8	2.7	1.4
400-700	3060	43.6	44.5	43.6	41.4	39.5	45.7
700-1000	1840	22.8	18.9	14.7	19.2	19.6	21.2
1000-2500	1545	29.7	31.3	32.0	35.6	38.3	31.6
Irradiance [W m <sup>-2</sup> ]	1000 1000	1150	884	510	756	634	110

Tab. 1: Relative spectral distribution in dependency of the relative lamp power (LP) and mechanical shading (MS).

In Fig. 6 the homogeneity distribution of the irradiance in a distance of 2 m of the lamp array is shown. The irradiance on the Z axis is depicted versus the location on the test area, which is shown on the X- and Y- axis starting in the upper left corner of the test area. It deviates  $\pm 12$  % from the mean value of 1135 W m<sup>-2</sup>. This is even better than the value of  $\pm 15$  % required by the EN 12975-2: 2006. The two minima in the x-y-axis direction are caused by the strut section of the cold sky and the mechanical shading (see also Fig. 3).


Fig. 6: Irradiance homogeneity measurement in the test area

The above described dynamic solar simulator is fulfilling all planned tasks. Its mechanical shading device is working unobstructed and enables together with the electric dimming solar irradiances between 100 and almost 1200 W m<sup>-2</sup> in steps of approximately 50 W m<sup>-2</sup>. The spectral distribution for all discrete selectable positions is within the interval of tolerance. The homogeneity of the irradiance is even better than the 15 % deviation allowed by EN 12975-2: 2006.

# 4. Adaptation of the outdoor test procedure of solar thermal systems according to ISO 9459-5 to indoor test conditions

If a system test is performed with the Dynamic System Test Method (DST) according to ISO 9459-5: 2007, the measured data are evaluated by using the InSitu Software ISS by Spirkl (1997). Using this method the characteristic system parameters are derived which can then be used for the long term performance prediction (LTP) to determine the solar fraction  $f_{sol}$  of the system. For the adaptation of the outdoor test procedure to an indoor test, it is necessary to define appropriate artificial radiation profiles. To do so, artificially generated "measured data", so called "synthetic data" were used. These pseudo-measurements were generated by means of TRNSYS simulations and evaluated with the InSitu Software ISS (Spirkl, 1997) according to the procedure specified in ISO 9459-5: 2007.

In a first step a TRNSYS model of a forced circulation solar domestic hot water system was implemented into TRNSYS 16.1 to generate these data. This SDHW system has been tested according to the DST method under outdoor conditions before and is therefore suitable as a reference system. The system has a collector area of 4.7 m<sup>2</sup> and a store volume of 300 litres. The validation of this TRNSYS model required for the generation of the artificial measurement data was performed in the following way: Measured data (hemispherical and diffuse irradiance in collector plane, collector and storage ambient temperature, cold water inlet temperature and cold water (load) mass flow rate) recorded during the outdoor test sequences performed with the system were used as input data for the TRNSYS system model. By re-simulating the test sequences with the TRNSYS model output data such as e.g. the storage hot water outlet temperature were calculated. These "synthetic measurement data" were then used as input data for the ISS software to determine the characteristic system parameters that provide the basis for the annual system simulation.

The results of the annual system simulation can be characterized by the solar fraction  $f_{sol}$ . To validate the TRNSYS system model the solar fractions determined based on an evaluation of the measured data and the synthetic data can be compared. Fig. 7 shows the comparison for different daily draw off volumes. As can be seen from Fig. 7 the differences in the solar fractions  $\Delta f_{sol}$  is below one percentage point (absolute) for all draw off volumes, indicating a good agreement between the results gained from measured data and the ones determined on the basis of synthetic data. Based on these findings the TRNSYS system model can be considered as validated.



Fig. 7: Resulting solar fractions  $f_{sol}$  and deviation  $\Delta f_{sol}$  determined with ISS based on measured and synthetic data

In order to investigate the influence of different indoor test conditions on the system test results simulations were performed with different radiation profiles and ambient temperatures. Within the solar simulator, the radiation intensity can be varied as shown e.g. in Fig. 4. The incidence angle of the lamp array to the collector support rig is fixed, thus the ecliptic cannot be reproduced. The ISS software is taking the hemispherical irradiance over the whole day into account. Hence the irradiance on the collector  $G_{ISS}$  [W m<sup>2</sup>] has to be recalculated to be similar to outdoor measured radiation profiles. This is done using equation 1:

$$G_{ISS} = \frac{G_{b_{simulator}}}{IAM} + \frac{G_{d_{simulator}}}{K_{\theta d}}$$
(eq. 1)

 $G_{b_{simulator}}$  [W m<sup>-2</sup>] is the beam irradiance during the measurement within the solar simulator,  $G_{d_{simulator}}$  [W m<sup>-2</sup>] is the diffuse irradiance, *IAM* [-] is the incident angle modifier and  $K_{\theta d}$  [-] is the incident angle modifier of the diffuse solar irradiationThe IAM is calculated as a function of to the collector tilt angle, the day to be simulated and the location. For the following simulations a sequence of days representing irradiation conditions at the end of June at the location Würzburg was assembled. Using the mechanical shading device to produce low irradiances will lead to higher diffuse fractions compared with a not (or partially) shaded lamp array. As it is almost impossible to measure the diffuse fraction of the irradiance within the solar simulator, the diffuse irradiance was set, according to experience at ITW with an older solar simulator, to a constant value of 15 % of the hemispherical irradiance for all radiation levels (see Fig. 4) during all simulations.

#### 4.1. Investigation of the influence of the ambient temperature

At first the influences of the collector ambient and store ambient temperature has been investigated. The radiation profile of the "day" used to determine the possible influences is shown in Fig. 8a. Plotted is the irradiance over time. The daily irradiation of this day is 20.83 MJ m<sup>-2</sup>. To identify the effect of varying or constant store and collector ambient temperatures during the test sequences two simulations, each consisting of 10 similar days (see Fig. 8a), have been accomplished. The first simulation was done with a constant ambient temperature of 20°C for all test days. The solar fractions  $f_{sol}$  resulting from the LTP are depicted in Fig 8b as "const. temperature". Plotted is  $f_{sol}$  for different draw of volumes. The second simulation was done with a varying ambient temperature which is described by a sinus-function with a minimum at hour 5 of 12.5°C and a maximum at hour 17 of 22.5°C for all test days. Collector and store ambient temperature where equalized as the collector and store are within the same climate chamber.  $f_{sol}$  resulting from the LTP is depicted in Fig. 8b as "varying temperature". Furthermore the relative deviation between the two curves is shown as  $\Delta f_{sol}$ .

The maximum observed relative deviation occurs for draw-off volumes larger than 400 l but is still below 1 % absolute. Thus the system model used by ISS determines the model parameters characterizing the storage and collector heat losses correctly and independent of the ambient temperature during the test sequence. Therefore it can be stated that a varying or constant collector and storage ambient temperature does not have an identifiable influence on the solar fraction determined by the test method according to ISO 9495-5 (2007).



#### 4.2. Investigation of the influence of the radiation profiles

At second the influence of the radiation profiles on the results of the system test was examined. For this many different radiation profiles have been investigated in addition to the one shown in Fig. 8a. Profiles without a realistic natural shape, like rectangular profiles, lead to stronger deviations in the results, represented by the solar fractions, compared with the results determined by using the outdoor measured data. Therefore these profiles were not used for further contemplations. Profiles with a daily irradiation in the collector plane from 12 to 26 MJ m<sup>-2</sup> have been created and used for the investigations as a minimum daily irradiation of 12 MJ m<sup>-2</sup> is required by ISO 9459-5: 2007. Uniform sequences consisting of several identical days as well as sequences of mixed days were used. Fig. 9 shows an exemplary sequence of 6 days representing a possible so called "sol-sequence" (see ISO 9459-5: 2007 for further information), consisting of two different profiles arbitrarily mixed.



Fig. 9: Example of hemispherical (*G*) and diffuse (*G<sub>d</sub>*) irradiance of a sequence of test days. Hemispherical irradiation in collector plane: 20.83 MJ m<sup>-2</sup> and 15.02 MJ m<sup>-2</sup> respectively.

In Fig. 10 the deviation of the determined solar fractions for several possible sequences related to the  $f_{sol}$ determined based on outdoor measurement are plotted versus the daily draw off volume. The bars above and below the zero-line indicate the  $\pm 5$  % relative error range of the outdoor measurement, indicating the deviation in  $f_{sol}$  in % absolute. The obtained maximum deviations for these sequences are lesser than the error range. If the sequence consisting of only the profile with a daily irradiation of 20.83 MJ m<sup>-2</sup> d<sup>-1</sup> is used (•), the obtained deviation is less than  $\pm 2\%$  relative for all draw off volumes, compared to the original results determined based on real outdoor measurement.



Fig. 10: Deviation of solar fractions  $\Delta f_{sol}$  determined for different radiation profiles sequences: ▲ sequence consisting of 2 different radiation profiles arbitrarily mixed with daily irradiation of 23.54 MJ m<sup>-2</sup> d<sup>-1</sup> and 12.94 MJ m<sup>-2</sup> d ◆ sequence consisting of 2 different radiation profiles arbitrarily mixed with daily irradiation of 20.83 MJ m<sup>-2</sup> d<sup>-1</sup> and

15.12 MJ m<sup>-2</sup> d<sup>-1</sup> sequence consisting of 1 radiation profile with daily irradiation of 20.83 MJ m<sup>-2</sup> d<sup>-1</sup>

■ sequence consisting of 1 radiation profile with daily irradiation of 15.12 MJ m<sup>-2</sup> d<sup>-1</sup>

 $\boxed{1}$  is the ± 5 % relative error range by Naron and Ree (1999)

#### 5. Conclusion

A new solar simulator has been designed and constructed at ITW. Its main technical innovation is a computer controlled lamp array with a mechanical shading device. It allows varying irradiance levels from below 100 W m<sup>-2</sup> to almost 1200 W m<sup>-2</sup>. The test area has a size of approx. 10 m<sup>2</sup> and enables to test up to two collectors in parallel or one complete solar domestic hot water (SDHW) system. For the adaptation of the outdoor test procedure acc. to ISO 9459-5: 2007 to indoor tests, suitable operation conditions of the solar simulator have been determined. TRNSYS simulations for a SDHW system where performed to produce synthetic system output data for different radiation profiles. The results for four different sequences of radiation profiles have been shown. The deviations of the resulting solar fractions are within a range of  $\pm 3.5\%$  relative compared to the solar fraction determined based on outdoor measurement. Since this is below the typical inaccuracy of  $\pm 5$  % (Naron and Ree, 1999) of the DST method according to ISO 9495-5: 2007 the presented approach of performing indoor system tests is theoretically appropriate for performing standardised tests according to ISO 9495-5: 2007.

In the next steps, the presented simulations have to be validated by real measurements in the dynamic solar simulator. The resulting solar fractions determined of two different forced circulated systems and one thermosiphon system by measurements in the dynamic solar simulator will be compared to the results determined by outdoor measurements. Furthermore it is intended to perform investigations if it is possible to reduce the time for testing for instance by shortening the "night" period which can be easily done in the solar simulator. The possibility for performing standardized indoor system tests is a large step forward toward more flexible and accelerated system test procedures.

#### 6. Acknowledgement

The investigations described in this paper where part of a project funded by the German BMU (Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit / Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety) under the grant number 0325954A 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.

Symbol	Unit	Quantity
AM	-	Air mass
$f_{sol}$	-	Solar fraction
$G_b$	W m <sup>-2</sup>	Beam irradiance
$G_d$	W m <sup>-2</sup>	Diffuse irradiance
IAM	-	Incident angle modifier
ISS	-	Insitu Scientific Software (Spirkl, 1997)
$K_{\theta d}$	-	incident angle modifier of diffuse solar irradiation
LP	%	Lamp power
LTP	-	Long term performance prediction
MS	0	Mechanical shading
SDHW		Solar domestic hot water

#### 7. Nomenclature

#### 8. References

CIE 85, 1989. Tab. 4, AM 1.5 G, ISBN: 978 3 900734 22 0

DIN V 4757-4,1995. "Solarthermische Anlagen - Bestimmung von Wirkungsgrad, Wärmekapazität und Druckabfall"

EN 12975-2,2006. "Thermal solar systems and components - Solar collectors - Part 2: Test methods"

Naron, D.J., van der Ree, B., 1999. Bridging the gap, final report of work package 1: definition of Scope, Delft, The Netherlands, TNO

ISO 9459-5, 2007. "Solar heating - Domestic water heating systems - Part 5: System performance characterization by means of whole-system tests and computer simulation

Spirkl, W., 1997. "InSitu Scientific Software, ISS", Germering, Germany

Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin - Madison, USA, 2006. "TRNSYS 16.01 a TRaNsient System Simulation program"

#### SOLAR ACTIVE HOUSES: BUILDINGS WITH A SOLAR THERMAL FRACTION OF AT LEAST 50 % AS THE BUILDING STANDARD OF THE FUTURE

D. Bestenlehner<sup>1</sup>, S. Kobelt<sup>1</sup>, H. Drück<sup>1</sup>, G. Stryi-Hipp<sup>2</sup>, A. Oliva<sup>2</sup>, J. Bühl<sup>3</sup>, P. Rubeck<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Solar- und Wärmetechnik Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany, Tel.: +49 711 685 60155, Fax.: +49 711 685 50155, Email: bestenlehner@swt-technologie.de

<sup>2</sup> Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE, Heidenhofstr. 2, 79102 Freiburg, Germany

<sup>3</sup> Ilmenau University of Technology, Helmholtzring 1, 98693 Ilmenau, Germany

<sup>4</sup> Sonnenhaus Institute e.V., Achenfeldweg 1, 83259 Schleching, Germany

#### 1. Introduction

By far most of the energy consumption in private households in Germany and Middle Europe is used for space heating. Regarding the German government's aim to reduce the energy consumption in the private sector in combination with an increasing share of renewable energy sources, solar thermal heated houses become more and more attractive. Additionally the European Solar Thermal Technology Panel (ESTTP) of the European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling (RHC-TP) and the corresponding German Solar Thermal Technology Platform (DSTTP) consider solar thermal heated houses as a key element for a low-cost and CO<sub>2</sub>-neutral heating energy supply in the future. Therefore the development of houses covering far more than 50 % of their overall heat demand with solar thermal energy comes into the focus. Such houses are called "Solar Active Houses". The main components of a Solar Active House, with regard to single-family houses, are a thermal solar collector with an area of 30 m<sup>2</sup> to 50 m<sup>2</sup> and a (seasonal) hot water store with a volume of 5 m<sup>3</sup> to 15 m<sup>3</sup>.

Due to the fact that Solar Active Houses are relatively new on the building market compared to "conventional" buildings, a scientific basis for the technical design as well as an assessment of the energy concept of those buildings is still missing. These aspects are both elaborated in the project "HeizSolar" (Evaluation and optimisation by simulation of heating supply concepts for living buildings, equipped with solar thermal covering 50 % to 100 % of their total heat demand, and comparison with other CO<sub>2</sub> reduced heat supply concepts.), financed by the German Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety (BMU), and conducted by the Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems (ISE) in cooperation with Solar- und Wärmetechnik Stuttgart (SWT), the Ilmenau University of Technology and the Sonnenhaus Institute e.V.. The first key element of the project is a market study of currently available building concepts with low energy demand and high solar thermal fractions. The second key element is a detailed monitoring of nine existing Solar Active Houses in order to get a deep insight of the energy fluxes and energy demands of various types of those buildings. With the monitoring data the primary energy demand can be calculated and the energy concept of Solar Active Houses can be evaluated and compared to other building concepts. Furthermore the data can be used for the validation of detailed numerical simulation models for TRNSYS being developed for different types of Solar Active Houses as a basis for a simulation study and the identification of optimal system configurations.

#### 2. The Concept of Solar Active Houses

The heating concept of conventional buildings in most countries of the world is based on using fossil fuels for domestic hot water preparation and space heating. The implementation of a solar thermal system for domestic hot water preparation and / or space heating in such buildings results in a solar assisted fossil fuel based heating concept.

In contrast, the concept of a Solar Active House includes a powerful solar thermal system covering at least 50 % of the total heat demand required for domestic hot water preparation and space heating. Depending on

the solar fraction, an additional fossil or wood fired heat source is implemented. This concept represents a fossil/wood fuel assisted solar thermal heating concept. Both from a technical and a psychological aspect this is an important step, since now the sun provides the dominating part of heat.

#### 2.1 General

In order to cover a major part of the heat demand with solar energy, the entire building must obviously be planned and constructed "solar friendly". Beginning with the orientation, all Solar Active Houses are facing to the equator's direction. Since up to now nearly all Solar Active Houses have been built in the northern hemisphere, they are all facing south. With an increased share of glazing at the south side - compared to conventional buildings - passive solar gains become an important factor in decreasing the heat demand. For the provision of overheating during the summer months, appropriated shading mechanisms have to be installed.

Furthermore the thermal insulation of these buildings is optimised and the overall heat loss coefficient (HT') is below 0.28 W/(m<sup>2</sup>K) for new built and below 0.4 W/(m<sup>2</sup>K) for refurbished<sup>1</sup> buildings. The space heating, which is mandatory in central Europe, is realized as a low temperature heating systems such as floor or wall heating.

Additionally the collector field is relatively large and collector areas between  $30 \text{ m}^2$  and  $50 \text{ m}^2$  for singlefamily houses are common. For increasing the solar thermal gains in wintertime, the inclination angle of the collector field should be between  $60^\circ$  and  $85^\circ$ . Another positive aspect of this steep angle is the decrease of periods of stagnation during summertime.

The core component of a Solar Active House is the heat store. The store has to transfer the surplus energy from times with higher solar radiation to times with low or even without solar radiation. Depending on its size, the storage period varies from a few weeks to several months and has therefore often a seasonal character. Using water as heat storage medium the size for such a store for single-family applications is typically between 5 m<sup>3</sup> and 15 m<sup>3</sup>.

Figure 1 shows a picture of a Solar Active House. The open façade to the south as well as the large steeply inclined collector field is visible. In Figure 2 a schematic illustration of a Solar Active House is given. The intersection of the building shows the relatively high and slim store.



Fig. 1: Example for a Solar Active House, Source: Sonnenhaus Institut e.V.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Requirements of the Sonnenhaus Institute e.V.

#### ISES Solar World Congress, 28.8 - 2.9.2011, Kassel, Germany Category: Solar Buildings



Fig. 2: Schematic illustration of a Solar Active House, Source: Sonnenhaus Institut e.V.

#### 2.2 Heating concepts of Solar Active Houses

For the project "HeizSolar" nine representative Solar Active Houses have been selected for a long-term monitoring. The nine buildings have been chosen according to different requirements like the coverage of various solar fractions or different typical German climate conditions. Besides one enlarged and refurbished existing building, all monitored houses are newly built.

Most of the selected buildings have implemented a backup heating system based on wood (pellets, wood chips, split logs). But in general it is also possible to equip Solar Active Houses with backup heating systems using other energy sources such as e.g. heat pumps. Table 1 shows the nine Solar Active Houses; seven single-family houses (SFH) and two multifamily houses (MFH), selected for the investigation within the HeizSolar project.

Buildin	g	System technology				
type – total floor area [m <sup>2</sup> ]	HT' [W/(m <sup>2</sup> K)]	Collector area [m <sup>2</sup> ]	Store volume [m <sup>3</sup> ]	f <sub>sol</sub> [%]	Backup heating system	Ventilation with/without heat recovery
SFH – 202	0,30	31	7,1	75	(tile) stove	without
MFH – 549	0,28	62	15,1	60	wood gas boiler	with
SFH – 300	0,16	112	42,8	100	without	with
MFH – 800	unknown	127	47	unknown	pellets boiler	without
SFH – 232	0,34	34	2	70	pellets oven	with
SFH – 403	0,27	48	9,3	50	pellets boiler	without
SFH – 563	unknown	36	4	unknown	wood chips boiler	with
SFH - unknown	unknown	unknown	unknown	60	unknown	unknown
SFH – 250	unknown	68	11	82	(tile) stove	unknown

Tab. 1: Solar Active Houses selected for long-term monitoring and furth
---

Some of the buildings are still in the construction phase; therefore not all data is available up to now or is only based on design figures.

Most of the Solar Active Houses are using a large store to achieve a high solar fraction. Only the single-family house with 232 m<sup>2</sup> total floor area has a slightly different concept. With a 2 m<sup>3</sup> store, this building is

designed to achieve a solar fraction of 70 %. This is due to high passive gains and a high efficient pellets oven, which is placed in the living room.

Furthermore one Solar Active House does not have a backup heating system at all and consequently the solar fraction is 100 %. It is obvious that in this case both a large seasonal heat store and a large collector area are necessary. Additionally this building concept shows the lowest of all heat loss coefficients.

#### 2.3 Description of the system design:

The following section introduces the different approaches for the integration of the heat sources (collector field, backup heating system) and the heat sinks (space heating, hot water preparation) into the thermal system providing domestic hot water and space heating.

#### **Collector field:**

• Two internal heat exchangers:

The heat transfer medium flows depending on its temperature level through both heat exchangers or it bypasses the upper one and transfers the heat only to the bottom of store. Hence the heat transfer medium returns to the collector at the lowest possible temperature level to achieve the maximum possible efficiency of the collector.



• Three internal heat exchangers: Similar to the configuration with two internal heat exchangers, but thermal stratification can be realized more precisely according to the respective temperature levels of the heat transfer medium.

the third and lowest heat exchanger can also be bypassed.

Three internal heat exchangers with bypass:





- Coll\_3HXint\_5WV
- coll\_HXext



• Three internal heat exchangers with a five-way valve: Depending on the temperature of the heat transfer medium the fiveway valve controls the charging of the store. The same hydraulic

connections are possible as with the configurations mentioned above.

Similar to the configuration with three internal heat exchangers, but

• One external heat exchanger combined with an internal stratification device:

The heat transfer medium heats up the storage medium via an external heat exchanger. Afterwards the storage water is fed into the store through an internal stratification system according to its respective temperature level.

• Direct heat transfer to the space heating loop via an external heat exchanger:

As an additional hydraulic connection this configuration allows for a direct heating of the heat distribution circuit (space heating) via an external heat exchanger. Hence, the store is bypassed in this configuration.

#### Backup heating system:

- One store outlet: The backup heating system is heating the upper part of the store. One return line and a return flow boost are implemented.
- Two store outlets:

Additionally a second store outlet is implemented so that the backup heating system can heat up the entire store. This concept is used if the capacity of the store is relatively small compared to the maximum heat demand or to that delivered by the boiler. In this context a typical application is the combination with a boiler of which the delivered heat can hardly not be controlled, such as a wood split log boiler.

- Two lances (store in- and outlet): The heated medium is injected into the store via an injection lance at the upper part of the store; the outlet is also realized with a lance.
- Two lances (store in- and outlet) entire store In contrast to the configuration above the lance for the outlet ends in the bottom of the store. Hence, the backup heating system heats up the entire store.
- Direct connection to the space heating: The backup heating system heats the space heating circuit directly by omitting the store.

#### **Space heating:**

- Two store outlets, one store intlet: Depending on the required temperature level of the flow the fourway valve connects the space heating flow line to one of the two outlets of the store. The return flow from space heating enters the store at the bottom.
- Three store outlets, one store inlet: Depending on the required temperature level of the flow the five-way valve connects the space heating flow line to one of the three outlets of the store. The return flow from space heating enters the store at the bottom.















- Three store outlets, two store inlets: Flow line adjustment is realized like above. Depending on the temperature level of the return line the three-way valve connects the return line to the inlet at the corresponding height of the store.
- Three store outlets, three store inlets: Flow adjustment is realized like above. Depending on the temperature level of the return line the two three-way valves connect the return lines to the inlet at the corresponding height of the store.
- Two store outlet lances, one stratification system for the inlet: Depending on the required temperature level of the flow the fourway valve connects the flow line of the heating system to one of the two store outlet lances. The store inlet is realized via a stratification system.

#### Hot water preparation:

All configurations presented below have the possibility to implement a hot water circulation pipe. For reasons of simplicity this is not illustrated.

- One Tank-in-tank concept: One internal store is implemented inside the main store for hot water preparation. Scald protection is performed with a mixing valve.
- Three tank-in-tank concept: Three serial connected internal hot water stores are implanted inside the main store for hot water preparation. Scald protection is performed with a mixing valve.
- External heat exchanger: The hot water is prepared via an external heat exchanger.
- External heat exchanger combined with store outlet lance and stratification system for the store inlet: The hot water is prepared via an external heat exchanger. The store outlet is realized via a lance. The return flow enters the store via a stratification system.





Heatc\_3SF-2RF





All presented system designs are not yet evaluated and therefore their benefit is not proven. This is also a goal of the project HeizSolar using detailed simulation studies to evaluate the several system designs. It is indented to identify those concepts that do have a good performance and additionally are simple and therefore reliable.

#### 3. Measuring concept for the long-term monitoring

The long-term monitoring of the nine Solar Active Houses will be the basis for the scientific understanding of relatively these large solar thermal systems. Additionally the integration and the interaction of the solar thermal system with the building itself will be assessed. The comparison with other heating concepts, both conventional and  $CO_2$ -reduced concepts such as passive houses, is a further aim. Moreover the measuring data will be utilized to validate and adjust the simulation models. If optimisation potentials are detected during the long-term monitoring, they will be realized if possible and reasonable or at least used for the further development of the Solar Active House concept.

The basis for the evaluation of the thermal system providing space heating and hot water for the Solar Active Houses is the creation of energy balances of the entire system. The store is the core component and has a dominating influence on the operation mode and the performance of the whole system. Therefore the store has a main focus during the evaluation during the long-term monitoring.

Figure 3 shows a scheme of the measuring concept for the long-term monitoring of a typical Solar Active House. This concept enables a simple calculation of all required energy balances.



Fig. 3: Schema of the measuring concept for one type of system

The measuring equipment will be described in the following:

**Flow measurement:** Magnetic inductive flow meters as well as ultrasonic flow meters are used. For calculating energies the flow meters are combined with resistance temperature sensors.

**Temperature measurement:** Resistance temperature sensors of the type Pt100 are used. For the temperature measurement in the store, available immersion sleeves are used. Unfortunately, some stores are already implemented into the building in such a way that it is not possible to reach the outside wall of the store any more, e.g. the insulation is already installed or the entire store inclusive insulation is integrated into the building and represents one wall of the living room. In these cases the temperatures available from the controller have to be used.

**Pressure measurement:** The supervision of the pressure both in the collector loop and in the heating circuit allows for evaluating the functionality and the modes of operation like failures and times of stagnation.

**Auxiliary energy measurement:** The determination of the fuel demand required by the backup heating system and the calculation of the corresponding energy balances is difficult. This is due to used type of fuel, particularly the heating value and humidity of split logs is hardly to characterize. To achieve the highest possible accuracy the following procedure is applied:

- The inhabitants receive wood briquettes whose characteristic data such as the heating value and humidity) were determined before.
- An exemplary combustion is performed for a detailed characterization of the specific boiler/oven.
- The inhabitants determine the amount of used fuel each time they operate the boiler by weighing during the entire long-term measuring period.

**Solar radiation measurement:** For the determination the incident radiation pyranometers are used (not illustrated in figure 3).

#### 4. TRNSYS simulation models

As another main issue of the HeizSolar project, detailed simulation models for the heating sytems of Solar Active Houses shall be created and adjusted and - if not available - required components should be developed.

In a first step the available models have been assessed and adjusted to the specific needs of Solar Active Houses. Up to now the building standard of a Solar Active House and the solar thermal system are implemented.

After the first measuring period the simulation models will be adjusted again and validated using the measured data of the long-term monitoring.

The studies carried out with these validated simulation models will be used to analyse the interaction between the building and the heating system of Solar Active Houses. Furthermore the provide a basis for the identification of optimised concepts.

#### 5. Building standard of the future

The European Solar Thermal Technology Panel (ESTTP) developed several possibilities to for realizing this future scenario within its "Solar Thermal Vision 2030". The main vision of the DSTTP and ESTTP is achieving a solar thermal share of 50 % of Europe's total the heat demand in 2050. Key elements of this context are:

- The Solar Active House becomes the standard building type for newly built houses. It is essential that the solar thermal fraction of this standard house must increase up to 100 %.
- The refurbishment of the existing buildings must change to a solar modernisation. The solar modernisation has to be developed towards the most cost-effective solution and a solar fraction related to the entire heat demand of the building of far more than 50 % has to be achieved.
- For industrial processes, demanding heat on a temperature level of up to 250 °C solar thermal shall become provide a significant contribution
- Solar thermal cooling must become THE standard technology.

Especially the revision of the European Energy Performance of Buildings Directive (EPBD ;2002/91/EG) will require that from 2019 all public buildings and from 2021 all new buildings are realised as "nearly zero energy buildings". As a concept of these nearly zero energy buildings the Solar Active House concept is reasonable. Solar Active Houses do have a lot of advantages for the occupants:

- Ecological: Entire sustainable heat supply: the heating system changes from a solar assisted fossil heating via a fossil/biomass assisted solar heating to a solar-only heating system.
- Prize guarantee: Solar thermal energy use is independent of the prize development of the energy costs. Therefore on the bases of the initial investment a long-term prize guarantee is given.
- Security of energy supply: The availability of fossil fuels becomes irrelevant.
- Independent: The heat supply is realized as an quasi autarky system; a dependency from prize and supply structures is not given anymore.

Since these factors serve as significant added value, economic aspects take a back seat. It is expected that in medium-term, the pricing pressure on the market for Solar Active Houses will be much lower that in other solar thermal markets such as e.g. for solar domestic hot water systems.

#### 6. Conclusion and outlook

Solar Active Houses, covering by far more than 50 % of the thermal energy demand by solar, are alreay available on the market. Up to now more than 800 buildings are realized so far. These Solar Active Houses were planned and constructed only by a few architects, designers and plumbers on the basis of experience. However, since the concept of Solar Active Houses becomes more and more attractive as a future building standard, a scientific basis for this concept has become mandatory.

This paper has presented the Solar Active House concept in detail. Furthermore the measuring concept for the long-term monitoring performed within the project German HeizSolar was explained. The long-term monitoring will be started in autumn 2011 and cover the heating period 2011/2012.

A comparison with other building concepts available on the market is performed within the project. The aim is to compare those concepts with regard to primary energy demand, comfort for the inhabitant, investment and operation costs.

Currently, simulation models are developed for a detailed assessment and optimization of the building and the heating system. Particularly the store, designed partly as a seasonal heat store, is investigated in detail.

The results of the project HeizSolar will serve as a scientific basis for the optimisation and standardization of reliable heat supply concepts for solar thermal heated buildings with high solar fractions.

#### 7. Literature:

- /1/ Solar Thermal Vision 2030 Vision of the usage and status of solar thermal energy technology in Europe and the corresponding research topics to make the vision reality; Published by the European Solar Thermal Technology Platform (ESTTP), May 2006; Internet: <u>http://www.rhc-platform.org/cms/index.php?id=16</u>
- /2/ Solar Heating and Cooling for a Sustainable Energy Future in Europe Vision, Potential, Deployment Roadmap, Strategic Research Agenda, Published by the European Solar Thermal Technology Platform (ESTTP), 2009
   Internet: <u>http://esttp.org/cms/upload/SRA/ESTTP\_SRA\_RevisedVersion.pdf</u>
   European Solar Thermal Technology Platform (ESTTP); Internet: www.esttp.org
- /3/ Handlungsempfehlungen für die Niedertemperatur-Solarthermie Forschungsförderung 2010 bis 2013, DSTTP; December 2009 Internet: <u>http://www.solarthermietechnologie.de/fileadmin/img/Service/PDF/oeffentlichkeitsarbeit/DSTTP-</u> Schwerpunkte 2009-2013.pdf

 /4/ H. Drück, H. Müller-Steinhagen: Solarthermie 2030 - Potentiale, Visionen, Forschungsstrategie; Proceedings of the 20<sup>th</sup> Symposium Thermische Solarenergie, pages 30 - 36Otti, Regensburg, 2010 ISBN 978-3-941785-29-8

Further information can be found on the project's website:

Internet: www.heizsolar.de

#### 8. Acknowledgement

The Project HeizSolar is funded by the German Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety (Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit BMU). The authors gratefully thank for the support and carry the full responsibility of the content of this publication.

# Erweiterung des Verfahrens der DIN V 18599-5 und -8 auf die Berechnung von monatlichen Energieerträgen von thermischen Solaranlagen

D. Bestenlehner<sup>1)</sup>, H. Drück<sup>1),2)</sup>

<sup>1)</sup>Solar- und Wärmetechnik Stuttgart (SWT) Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart Tel.: 0711/685-60155, Fax: 0711/685-50155 E-Mail: bestenlehner@swt-technologie.de

<sup>2)</sup> Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart E-Mail: drueck@itw.uni-stuttgart.de

# 1. Einleitung

Zur energetischen Bewertung von Anlagen zur Gebäudebeheizung und Trinkwassererwärmung können unterschiedliche Verfahren herangezogen werden. In den Normen DIN V 18599-5:2007 und DIN V 18599-8:2007 wird hierfür ein Verfahren beschrieben, mit dessen Hilfe jährliche Energieerträge berechnet werden können. Im Zuge einer Überarbeitung der Normreihe soll dieses Berechnungsverfahren zur Bestimmung der jährlichen Energieerträge von thermischen Solaranlagen verfeinert und auf die Berechnung von monatlichen Energieerträgen erweitert werden.

Das bisherige Verfahren unterscheidet zwischen thermischen Solaranlagen zur kombinierten Trinkwassererwärmung und Heizungsunterstützung, sog. Kombianlagen [1], und solchen Anlagen, die nur zur solaren Trinkwassererwärmung genutzt werden [2]. Weiter wird zwischen kleinen Anlagen mit einem Trinkwasserspeicher und großen Anlagen mit einem Trinkwasser- und einem zusätzlichen solaren Pufferspeicher unterschieden.

Mit einigen wenigen vorzugebenden Parametern, wie z.B. jährlicher Warmwasserlast, Kollektorfläche, Speichervolumen, Neigung und Fläche sowie Ausrichtung des Kollektors usw., kann mit dem Verfahren zunächst der Jahresenergieertrag der Solaranlage bestimmt werden. Die Berechnungen basieren auf einer Referenzanlage. Mit mehreren Korrekturfaktoren wird hierbei die Berechnung des Jahresenergieertrags auf die jeweilige spezifische Anlage angepasst. Die Korrekturfaktoren stützen sich auf empirische Zusammenhänge, die aus detaillierten Simulationsrechnungen verschiedenster Anlagenvariationen ermittelt wurden.

Oft ist jedoch zusätzlich zum jährlichen Energieertrag einer Solaranlage die monatliche Verteilung der Erträge für die Beurteilung der Leistungsfähigkeit von Interesse. Für die Ermittlung dieser wurde angestrebt, den bereits zuvor bestimmten Wert für den Jahresenergieertrag als Basis zu nutzen und daraus die monatlichen Energieerträge mittels Gewichtungsfaktoren zu berechnen.

#### 2. Derzeitiges Verfahren – Trinkwassererwärmung

Das derzeitige Verfahren zur Berechung der Jahresenergieerträge von Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung wird in der Norm DIN V 18599-8:2007 beschrieben. Mit Hilfe eines Satzes aus 12 konstanten Faktoren, sogenannten Monatsfaktoren, wie er in der aktuellen Fassung der DIN V 18599:2007 enthalten ist, und der vor allem auf der monatlichen solaren Strahlungsverteilung basiert, kann der Jahresenergieertrag auf monatliche Erträge aufgeteilt werden. Dies führte jedoch, verglichen mit detaillierten dynamischen Simulationen, nur zu unbefriedigenden Ergebnissen. Insbesondere für Anlagenvariationen, die sich relativ stark von der Referenzanlage unterschieden, waren große Abweichungen erkennbar.

Zur Aufteilung des Jahresenergieertrages  $Q_{w,sol,a}$  in monatliche Werte kommt bisher folgende Gleichung zur Anwendung:

$$Q_{w,sol} = f_M \cdot Q_{w,sol,a}$$
 GI.1

mit:

*Q<sub>w,sol</sub>* ... Monatsenergieertrag der Solaranlage [kWh]

Q<sub>w,sol,a</sub> ... Jahresenergieertrag der Solaranlage [kWh]

f<sub>M</sub> Monatsfaktor zur Aufteilung des Jahresenergieertrages auf die einzelnen Monate [-]

Für den Parameter  $f_M$  wird ein sogenannter Monatsfaktor eingesetzt, der für jeden Monat des Jahres extra bestimmt wurde. Der Satz mit den 12 konstanten Werten der Monatsfaktoren  $f_M$  ist in Tabelle 1 für Anlagen zur ausschließlichen Trinkwassererwärmung dargestellt.

**Tabelle 1:** Monatsfaktoren zur Aufteilung des Jahresenergieertrags – Anlagen ausschließlich zur Trinkwassererwärmung

Monat	f <sub>M</sub>		
Januar	0,027		
Februar	0,032		
März	0,069		
April	0,137		
Mai	0,123		
Juni	0,134		
Juli	0,142		
August	0,118		
September	0,108		
Oktober	0,070		
November	0,033		
Dezember	0,007		

Die monatlichen Erträge, die mittels dieses Ansatzes berechnet werden, weisen relativ hohe Abweichungen im Vergleich zu mittels exakten Systemsimulationen berechneten Erträgen auf. Diese Simulationsrechungen wurden für verschiedene Anlagenausführungen durchgeführt; variiert wurden hierbei die Kollektorgröße und der Warmwasserbedarf. In Abbildung 1 sind die Werte für die Monatsfaktoren  $f_M$  nach dem bisherigen (alten) Verfahren ( $f_M$  DIN<sub>alt</sub>) über den tatsächlichen Monatsfaktoren  $f_M$  SIM aufgetragen. Die tatsächlichen Monatsfaktoren  $f_M$  SIM berechnen sich als das Verhältnis der durch Simulationsrechnungen ermittelten monatlichen Erträge bezogen auf den jeweiligen Jahresenergieertrag





Aufgrund der relativ großen Abweichungen entstand der Wunsch, ein neues Verfahren zu entwickeln, das die monatlichen Erträge mit einer deutlich verbesserten Genauigkeit abbildet.

#### 3. Modifiziertes Verfahren – Trinkwassererwärmung

Auf Basis der Ergebnisse aus den Simulationsrechnungen wurde ein neuer Algorithmus zur Bestimmung der Monatsfaktoren  $f_M$  entwickelt. Dieser Algorithmus berücksichtigt zusätzlich

zu den spezifischen Kennwerten der solarthermischen Anlage wie Kollektorgröße und Warmwasserbedarf noch das Verhältnis zwischen der monatlichen und der jährlichen Einstrahlungssumme in der Horizontalen. Gleichung 2 zeigt diesen neu entwickelten Algorithmus.

$$f_{M} = \frac{H_{M}}{H_{a}} \cdot \left(a_{1} \cdot A_{c} + a_{2} \cdot Q_{w,outg,a} + a_{3}\right)$$
Gl. 2

mit:

 $f_M$  ... Monatsfaktor zur Aufteilung des Jahresenergieertrags

 $H_M$  ... monatliche Strahlungssumme horizontal [kWh]

*H<sub>a</sub>* ... jährliche Strahlungssumme horizontal [kWh]

 $a_1$  ... Faktor zur Berücksichtigung des Einflusses der Kollektorfläche A<sub>c</sub> [1/m<sup>2</sup>]

*a*<sub>2</sub> ... Faktor zur Berücksichtigung des Einflusses der Trinkwasserlast Q<sub>w,outg,a</sub> [1/kWh]

- $a_3$  ... Faktor zur Berücksichtigung des Einflusses des Einstrahlungsverhältnisses  $H_M/H_a$  [-]
- A<sub>c</sub> ... Kollektorfläche [m<sup>2</sup>]

Q<sub>w.outg,a</sub>... jährlicher Trinkwarmwasserlast [kWh]

Mit Hilfe einer linearen Regression wurden für die Parameter  $a_1$  bis  $a_3$  die Werte bestimmt, die zu einer minimalen Abweichung zwischen den nach Gleichung 2 berechneten und den durch Simulationsrechnungen ermittelten monatlichen Energieerträgen führen. Diese Werte sind in Tabelle 2 dargestellt.

**Tabelle 2:** Monatswerte der einzelnen Faktoren zur Aufteilung des Jahresenergieertrags für Trinkwasseranlagen nach neuem Algorithmus

•		0	•	
Monat	H <sub>M</sub> /H <sub>a</sub> [-]	<i>a</i> ₁ [1/m²]	a₂ [1/kWh]	<b>a</b> ₃ [-]
Januar	0,03797	0,04742	-8,258E-06	0,22310
Februar	0,04179	0,04274	-9,810E-06	0,37065
März	0,06440	0,02153	-6,346E-06	0,87158
April	0,12486	-0,01193	1,083E-06	1,21373
Mai	0,12315	-0,01521	3,449E-06	1,15076
Juni	0,13623	-0,01946	4,411E-06	1,18006
Juli	0,14314	-0,02067	5,228E-06	1,20184
August	0,11007	-0,01038	2,705E-06	1,17157
September	0,09651	-0,00353	-2,441E-07	1,16050
Oktober	0,06210	0,02493	-7,000E-06	0,84927
November	0,03702	0,05445	-1,002E-05	0,34415
Dezember	0,02238	0,08550	-1,157E-05	-0,57682

Anmerkung: Die Werte aus Tabelle 2 sind für folgende Randbedingungen gültig:  $3 \text{ m}^2 < A_c < 20 \text{ m}^2$ 





Betrachtet man nun die Abweichung zwischen den nach Gleichung 2 so errechneten Monatsfaktoren  $f_M$  und dem tatsächlichen Verhältnis zwischen monatlichem und jährlichem Energieertrag, lässt sich eine deutliche Erhöhung der Genauigkeit im Vergleich zum ursprünglichen Ansatz erkennen. In Abbildung 2 wurden analog zu Abbildung 1 die Werte nach dem modifizierten (neuen) Verfahren ( $f_M$  MOD) über den tatsächlichen Monatsfaktoren  $f_M$  SIM aufgetragen. Die deutliche Erhöhung der Genauigkeit des modifizierten Verfahrens ist dadurch erkennbar, dass die einzelnen Monatsfaktoren deutlich weniger von der Winkelhalbierenden abweichen als dies beim ursprünglichen Verfahren (vgl. Abb. 1) der Fall ist.

#### 4. Derzeitiges Verfahren – Kombianlagen

Auch für solare Kombianlagen kommt beim derzeitigen Verfahren zur Aufteilung des Jahresenergieertrags in monatliche Energieerträge ein konstanter Satz von Monatsfaktoren  $f_M$  nach Tabelle 3 zur Anwendung.

# **Tabelle 3:** Monatsfaktoren zur Aufteilung des Jahresenergieertrags von solaren Kombianlagen

Monat	f <sub>M</sub>
Januar	0,057
Februar	0,055
März	0,117
April	0,134
Mai	0,109
Juni	0,081
Juli	0,087
August	0,073
September	0,098
Oktober	0,097
November	0,069
Dezember	0,023

Die monatlichen Energieerträge  $Q_{K,sol}$  werden dann nach Gleichung 3 durch Aufteilung des Jahresenergieertrag der solaren Kombianlage berechnet.

$$Q_{K,sol} = f_M \cdot Q_{K,sol,a}$$
GI. 3

mit:

 $Q_{K,sol}$  ... Monatsenergieertrag der Solaranlage [kWh]

Q<sub>K,sol,a</sub> ... Jahresenergieertrag der Solaranlage [kWh]

*f<sub>M</sub>* Monatsfaktor zur Aufteilung des Jahresenergieertrages auf die einzelnen Monate [-]



**Abbildung 3:** Monatsfaktoren nach dem bisherigen Verfahren  $f_M DIN_{alt}$  in Relation zu den tatsächlichen Monatsfaktoren  $f_M SIM$ 

Auch hier ergibt sich das Problem, dass für Anlagen mit spezifischen Kennwerten, die stark von denen der Referenzanlage abweichen, die monatlichen Energieerträge mit großen Unsicherheiten behaftet sind. Zur Veranschaulichung wurden hierzu in Abbildung 3 analog zu der in Abschnitt 3 beschriebenen Vorgehensweise, die Werte des Monatsfaktors  $f_M$ , die mit dem bisherigen Verfahren ( $f_M DIN_{alt}$ ) ermittelt wurden über den tatsächlichen Monatsfaktoren  $f_M SIM$  aufgetragen. Die Unzulänglichkeit des bisherigen Verfahrens wird an den großen Abweichungen einzelner Werte von der Winkelhalbierenden deutlich.

#### 5. Modifiziertes Verfahren – Kombianlagen

Basierend auf den Daten der detaillierten Simulationsrechnungen konnte ebenfalls ein neuer Algorithmus zur Ermittlung der Monatsfaktoren  $f_M$  entwickelt werden. Auch hier werden wieder spezifische Anlagenkennwerte berücksichtigt und somit eine deutlich verbesserte Genauigkeit erreicht. Gleichung 4 kann der neue Algorithmus entnommen werden.

$$f_{M} = \frac{H_{m}}{H_{a}} \left( b_{1} \cdot A_{c} + b_{2} \cdot \frac{Q_{w,outg,a}}{Q_{w,outg,a} + Q_{h,outg,a}} + b_{3} \cdot Q_{h,outg,a} + b_{4} \right)$$
GI. 4

mit:

 $f_M$  ... Monatsfaktor zur Aufteilung des Jahresenergieertrags

- *H<sub>M</sub>* ... monatliche Strahlungssumme horizontal [kWh]
- *H<sub>a</sub>* ... jährliche Strahlungssumme horizontal [kWh]
- *b*<sub>1</sub> ... Faktor zur Berücksichtigung des Einflusses der Kollektorfläche *A*<sub>c</sub> [1/m<sup>2</sup>]
- *b*<sub>2</sub> ... Faktor zur Berücksichtigung des Einflusses des Verhältnisses Trinkwasserlast zur Gesamtlast [-]
- *b*<sub>3</sub> ... Faktor zur Berücksichtigung des Einflusses der Heizlast *Q*<sub>*h*,*outg*,*a*</sub> [1/kWh]
- $b_4$  ... Faktor zur Berücksichtigung des Einflusses des Einstrahlungsverhältnisses  $H_M/H_a$  [-]
- A<sub>c</sub> ... Kollektorfläche [m<sup>2</sup>]

Qw.outg.a... jährlicher Trinkwarmwasserlast [kWh]

Q<sub>h,outg,a</sub>... jährlicher Heizwärmebedarf [kWh]

Analog zu den Anlagen zur ausschließlichen Trinkwassererwärmung wurden auch für die Kombianlagen mit einer linearen Regression die Werte für die Parameter  $b_1$  bis  $b_4$  bestimmt. Diese können Tabelle 4 entnommen werden.

Zur Veranschaulichung der mit dem modifizierten Verfahren erzielbaren verbesserten Genauigkeit wurden ebenfalls, wie bei den Anlagen zur Trinkwassererwärmung, die nach dem neuen modifizierten Modell ermittelten die Monatsfaktoren  $f_{M}$ , *MOD* über denen aus den Simulationsrechnungen bestimmten  $f_{M}$ , *SIM* aufgetragen. Wie aus Abb. 4 ersichtlich ist weichen die einzelnen Werte nun deutlich weniger von der Winkelhalbierenden ab, als dies in Abb. 3 der Fall ist. Im Vergleich zum derzeitigen Algorithmus wurde daher eine deutliche Verbesserung erzielt.

Tabelle 4: Monatswerte der einzelnen Faktoren zur Aufteilung des Jahresener-
gieertrags für Kombianlagen nach neuem Algorithmus

		-		-	
Monat	H <sub>M</sub> /H <sub>a</sub>	b₁ [1/m²]	b <sub>2</sub> [-]	b₃ [1/kWh]	b₄ [-]
Januar	0,03797	0,01064	-1,82	-2,63E-05	2,01121
Februar	0,04179	0,0086	-1,60	-2,17E-05	1,84004
März	0,06440	0,00513	-0,93	-1,23E-05	1,92353
April	0,12486	-0,00335	0,01	1,07E-05	1,09263
Mai	0,12315	-0,00182	0,45	4,83E-06	0,71049
Juni	0,13623	-0,00258	0,69	5,79E-06	0,44237
Juli	0,14314	-0,00236	0,44	3,28E-06	0,57426
August	0,11007	-0,00272	0,74	5,82E-06	0,49738
September	0,09651	-0,00231	0,28	6,04E-06	0,90641
Oktober	0,06210	0,00150	-0,76	-4,46E-06	1,73058
November	0,03702	0,0112	-1,79	-2,94E-05	2,32097
Dezember	0,02238	0,01261	-1,73	-1,63E-05	1,42847

Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein 11.-13.05.2011 - Qualitäts- und Ertragssicherung für thermische Solaranlagen -



**Abbildung 4:** Monatsfaktoren nach dem modifizierten Verfahren  $f_M MOD$  in Relation zu den tatsächlichen Monatsfaktoren  $f_M SIM$ 

#### 6. Zusammenfassung

Um eine deutlich bessere Anpassung der nach DIN V 18599 für die einzelnen Monate ermittelten Erträge an die Realität zu erreichen, wurde ein neuer Rechenalgorithmus entwickelt, der zusätzlich zur monatlichen Strahlungsverteilung auch noch die individuelle Kollektorfläche und Wärmelast der jeweiligen Anlage berücksichtigt. Diese beiden Größen wurden neben der solaren Einstrahlung als Haupteinflussfaktoren auf die monatlichen Energieerträge einer Solaranlage identifiziert. Die Ermittlung der spezifischen Faktoren zur Berücksichtigung des Einflusses der jeweiligen Größen erfolgte mit Hilfe einer linearen Regression der Ergebnisse detaillierter Systemsimulationen von verschiedenen Anlagenvariationen. Mit dem modifizierten Verfahren können nun sowohl für Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung als auch für solare Kombianlagen insbesondere auch für Anlagendimensionen, die relativ stark von der Referenzanlage abweichen, hinreichend genaue Werte für den monatlichen Energieertrag ermittelt werden. Auf Basis des hier vorgestellten Verfahrens wurde ein Vorschlag für die Norm DIN V 18599 erarbeitet. Auf Grund der Diskussionen und Rückmeldungen aus den entsprechenden Fachgremien wird die letztendlich veröffentlichte Version nicht in allen Punkten mit den Inhalten dieses Beitrags übereinstimmen.

#### Danksagung

Die hier beschriebenen Arbeiten wurden durch den Förderverein des NHRS (VF-NHRS) finanziert. Die Autoren bedanken sich hierfür.

#### **Referenzen:**

- [1] DIN V 18599-5:2007 Energetische Bewertung von Gebäuden Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung — Teil 5: Endenergiebedarf von Heizsystemen
- [2] DIN V 18599-8:2007 Energetische Bewertung von Gebäuden Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung — Teil 8: Nutz- und Endenergiebedarf von Warmwasserbereitungssystemen

# Dynamic Solar Simulator - Seasonal Independent Testing of Solar Thermal Collectors and Systems

Sebastian Bonk, Florian Bertsch, Stephan Fischer, Harald Drück

Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW) Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS) University Stuttgart Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany Phone: +49 (0)711 685 63595 Fax: +49 (0)711 685 63242 E-Mail: bonk@itw.uni-stuttgart.de

# Introduction

One strategy for the European solar thermal industry to overcome uncertain economic times is to develop innovative products and to capture new emerging markets. The development of products for new markets and regions bears challenges due to changed requirements (e.g. different environmental boundary conditions). To ensure sufficient quality of the upcoming products and short development cycles testing according to procedures specific for the respective regions is necessary. Due to the limited testing capacity caused by the Central European weather conditions the realisation of short development times is a key problem.

In order to overcome this problem a new dynamic solar simulator has been designed and installed at ITW. As the first solar simulator of its kind it uses a computer controlled system for the variation of the irradiance. This paper illustrates the main characteristics and key features of the new dynamic solar simulator. First validation measurement results will be shown and testing possibilities for collectors and solar domestic hot water (SDHW) systems will be demonstrated.

#### Characteristics of the dynamic solar simulator

The main parts of the dynamic solar simulator are located in a climate chamber which is 9.1 m long, 6 m wide and 5.1 m high. The lamp array is mounted at one end of the climate chamber. A collector support rig with temperature control unit is situated on a movable wagon allowing precise positioning of the tested collectors as well as the assembling of the tested system outside of the solar simulator. The collector test area is 3.7 m wide and 2.7 m high allowing the mounting of one or more collectors up to a total area of 10 m<sup>2</sup>. The temperature control unit provides the possibility for testing either up to two collectors in parallel or one whole SDHW system. Fig. 1 (left) illustrates the arrangement of the main components inside the climate chamber.

The heart of the dynamic solar simulator is the lamp array consisting of 14 metal halide lamps, an attached actively cooled double glass array ("cold sky") and the mechanical shading device. The cold sky consists of two layers of glass with a gap in-between. Cold air is flowing through the gap cooling the glass and lowering its infrared radiation. The mechanical shading device is mounted, in direction of the artificial sunlight, after the cold sky. It consists of thin fins which can be computer controlled unfolded and set stepwise to different angles. Fig. 1 (right) is showing the dynamic solar simulator during the test of a SDHW system while unfolding the fins of the shading.



Fig. 1: Schematic view of the arrangement of the main components of the solar simulator (left); Dynamic solar simulator operating during unfolding the fins of the shading (right)

The angle of the lamp array as well as the angle of the test area can be adjusted independently between  $0^{\circ}$  and  $60^{\circ}$ . On top of the test area a computer controlled two axis traversing device ("xy-scanner") is installed allowing the mounted pyranometer (or pyrgeometer) to automatically scan the test area to determine the irradiance distribution and homogeneity. The most important aspects of the newly developed and realised dynamic solar simulator will be discussed in the following chapters.

#### **Realisable mean irradiance**

The irradiance of the lamps can be varied from  $1200 \text{ W/m}^2$  to  $600 \text{ W/m}^2$  in steps of  $60 \text{ W/m}^2$  (5% of the maximum lamp power) by means of dimming. If the dimming would be performed towards lower irradiance levels this would result in an unacceptable change of the radiation spectrum. Hence lower levels of irradiance are realised using the mechanical shading device. By a combination of the electrical dimming with different fin positions of the shading device, discrete irradiance levels can be realised in the range between 80 and 1150 W/m<sup>2</sup> on the test area as shown in Fig. 2.



Fig. 2: Realisable irradiance levels by variation of the lamp power and fin position

With the combination shown in Fig. 2 the irradiation between  $1200 \text{ W/m}^2$  and  $0 \text{ W/m}^2$  can be realized in 21 discrete levels with a nearly linear trend. The first six irradiance levels are realized without the mechanical shading device. Since the spectrum of the emitted light changes significantly when the lamps are dimmed to less than 60% of the maximum power, irradiance levels below this limit are realised using the shading device.

## Spectrum of the emitted radiation

The spectrum of the emitted radiation is similar to the AM 1.5 reference spectrum given in EN 60904-3 (4). Despite slight deviations the requirements for testing of solar thermal products given in DIN V 4757-4:1995 (5) are met. Even though this standard is out dated, it is the only one providing requirements for spectral distribution for testing of solar thermal products and hence used here as a reference.

Since the spectrum varies in connection with the magnitude of the dimming the spectral analysis has been performed for several relevant operation conditions. Tab. 1 shows the results of a subset of examined operation conditions defined by a combination of the lamp power (LP) and the set point of the mechanical shading (MS). The requirements for the distribution of the radiation in wave length ranges specified in (5) are listed in the first column.

Wave-	DIN V 4757-4	LP 100	LP 80	LP 50	LP 100	LP 100	LP 100
length	minmax	MS -	MS -	MS -	MS 65°	<b>MS 40°</b>	<b>MS 10°</b>
[nm]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
0-400	08	3.8	5.3	9.7	3.8	2.7	1.4
400-700	3060	43.6	44.5	43.6	41.4	39.5	45.7
700-1000	1840	22.8	18.9	14.7	19.2	19.6	21.2
1000-2500	1545	29.7	31.3	32.0	35.6	38.3	31.6
Irradiance	1000 1000	1150	884	510	756	634	110
[W/m²]	1000 1000	1150	00-	510	750	0.5-	110

Tab. 1: Spectral classification of the lamp array according to DIN V 4757-4 of the dynamic solar simulator

The most operation modes with different lamp power satisfy the requirements. There is no significant impact on the spectral distribution in the range of wave length between 0 and 2500 nm caused by the used mechanical shading. For the operation with 50% of the maximum lamp power the spectrum deviations from AM 1.5 are exceeding the limits given in (5) (see the two fields of Tab. 1 marked grey). Hence this operation mode is not used for testing.

#### Homogeneity of the irradiance on the test area

Another important aspect for testing of solar thermal collectors is the distribution of the irradiance on the test area. The allowed deviation according to EN 12975-2 (1) between the maximum and minimum irradiance on the test area is  $\pm 15$  %. With a maximum deviation of  $\pm 12$  % at a mean irradiance of approx. 850 W/m<sup>2</sup> the dynamic solar simulator fulfils this criterion.

#### Ratio of infrared radiation to global irradiance

According to (1) the ratio of emitted infra red radiation with a wave length above  $3 \mu m$  to the irradiance shall not exceed 5 %. Investigations are showing that while operating with maximum power the ratio of infrared radiation to the mean irradiance is smaller than 3.2 %. This value is also not exceeded during operation with dimmed lamps since the infra red radiation is lower as well.

#### Validation of the dynamic solar simulator

In order to prove the suitability of the dynamic solar simulator for testing of solar thermal collectors acc. to (1) several collector tests have been performed. So far all tests were performed on flat plate collectors. The collectors used as reference for the validation were prior to the test in the dynamic solar simulator tested by the accredited Research and

Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS) at ITW. The internal collector numbers as well as technical specifications of the three used collectors are listed in Tab. 2.

Collector number	C906	C866	C870
Aperture area [m <sup>2</sup> ]	2.25	2.08	1.88
Glass cover type	textured	textured	clear
Absorber coating	black-chromium	sputtered	sputtered
Absorber materials (sheet-pipe)	Cu-Cu	Al-Cu	Al-Cu
Flow scheme	parallel	parallel	meander

Tab. 2: Technical specification of collectors used for validation

During the tests in the dynamic solar simulator two aspects have been investigated: The comparability with existing test results and the reproducibility of results determined by consecutive tests.

The thermal performance of a solar thermal collector can be described by the parameters conversion factor  $\eta_0$ , heat transfer coefficient  $a_1$ , temperature depending heat transfer coefficient  $a_2$  and by the collector power curve. The power curves derived from the test using the dynamic solar simulator show very small deviations compared to test results obtained from previous outdoor tests. Tab. 3 lists the collector efficiency parameters obtained from measurements in the dynamic solar simulator and from results of outdoor measurements.

Collector	Measurement	$\eta_0$	<b>a</b> 1	$\mathbf{a}_2$
		[-]	[W/(m <sup>2</sup> K)]	[W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]
C866	indoor	0.794	4.123	0.014
	outdoor	0.793	4.286	0.013
C870	indoor	0.824	3.830	0.014
	outdoor	0.820	4.068	0.012
C906	indoor	0.719	3.692	0.011
	outdoor	0.729	3.981	0.011

Tab. 3: Collector efficiency parameters of the three investigated collectors determined by two different test methods

The plot of the collector power curve of the C866 collector, shown as a example in Fig. 3, proves the very good congruence between the outdoor and indoor measurements. The deviation of the power curves for small differences between mean collector temperature and the ambient temperature lies in a range of  $\pm 1\%$ . For larger temperature differences the deviation does not exceed 4%. This result shows a significantly higher accuracy than the typical deviation of repeated measurements on different test facilities (see. (7)).



Fig. 3: Collector power curve for the collectors C866 obtained from outdoor measurements compared to a collector power curve based on indoor measurements in the dynamic solar simulator

In order to investigate the reproducibility of the measurements a reference collector has been tested four times. The duration of the lamp array being switched on before testing has been varied and the

C906	η <sub>0</sub> [-]	a <sub>1</sub> [W/(m <sup>2</sup> K)]	a2 [W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )]
Measurement 1	0.719	3.692	0.011
Measurement 2	0.718	3.570	0.013
Measurement 3	0.718	3.669	0.011
Measurement 4	0.717	3.569	0.013

temperature sensors and flow meter have been changed between each test. Tab. 4 shows the parameters  $\eta_0$ ,  $a_1$  and  $a_2$  derived from each measurement.

 Tab. 4: Collector efficiency parameters determined from different measurements of the same collector in the dynamic solar simulator

As can be seen from the results shown in Table 7, the repeatability of collector tests in the dynamic solar simulator can be considered as exceptional good.

#### Indoor testing of factory made systems

A further advantage of the dynamic solar simulator is the possibility to perform indoor tests of complete SDHW systems. Since there are no appropriate up-to-date standardised indoor test procedures for factory made systems efforts to adopt the outdoor test procedure according to ISO 9459-5 (3) to indoor conditions have been made at ITW (6).

So far the newly developed procedure has been applied in the dynamic solar simulator to one forced circulation system. The solar fraction determined as a result of the long term performance (LTP) prediction for standard locations and load profiles according to EN 12976-2 (2) based on the measurements in the dynamic solar simulator and on outdoor tests according to the DST test method (see (3)). Fig. 4 shows the solar fractions  $f_{sol}$  for different daily hot water load volumes for the location Wuerzburg as main performance indicator of the tested system.



Fig. 4: Comparison of determined solar fraction f<sub>sol</sub> based on outdoor and indoor measurements for standard loads for the location Wuerzburg

The deviation  $\Delta f_{sol}$  does not exceed  $\pm 0.04$  which is within the range of  $\pm 0.05$  given in (7) as accuracy for the DST method. Hence the quality of the e results is considered as very good for this investigated system. To allow a general validation of the developed test method, further investigations with different systems need to be performed.

# Conclusion

A new dynamic solar simulator has been designed and installed at ITW. This paper describes the design and the technical specifications Results of collector tests performed using the dynamic solar simulator are presented and compared with results of standardised outdoor tests. It is shown that the dynamic solar simulator is suitable for performing standardised collector tests as well as for tests related to the assistance in the development of new products. Furthermore a newly developed procedure for indoor testing of SDHW systems is applied. The results obtained are very promising and will serve as a basis for the development of standardised indoor test procedures for solar domestic hot water systems.

#### Acknowledgement

The new dynamic solar simulator and the work described in this paper was partly funded by the BMU (Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit / Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety) under the grant number 02E2-41V5056 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.

#### References

- (1) EN 12975-2:2006 "Thermal solar systems and components Solar collectors Part 2: Test methods"
- (2) EN 12976-2:2006 "Thermal solar systems and components Factory made systems Part 2: Test methods"
- (3) ISO 9459-5:2007 "Solar heating Domestic water heating systems Part 5: System performance characterization by means of whole-system tests and computer simulation"
- (4) EN 60904-3:1995 "Photovoltaic devices Part 3: Measurement principles for terrestrial photovoltaic (PV) solar devices with reference spectral irradiance data
- (5) DIN V 4757-4:1995 "Solarthermische Anlagen Bestimmung von Wirkungsgrad, Wärmekapazität und Druckabfall"
- (6) Bertsch, F. Bonk, S. Fischer, S., Drück, H: Indoor system testing based on ISO 9459-5 using a dynamic solar simulator. ISES, Solar World Congress, August 28th September 2nd, Kassel, Germany, 2011
- (7) Naron, D.J., van der Ree, B.,: Bridging the gap, final report of work package 1: definition of Scope, Delft, The Netherlands, TNO, 1999
- (8) Fischer, S. et.al., Round-Robin Test of a solar thermal collector, Proceedings 2nd European Solar Thermal Energy Conference ESTEC 2005, Freiburg, 21.-22.06.2005

# Solarthermie und Wärmepumpe - Heiztechnologie der Zukunft?!

# Solar Thermal and Heat Pump - Heating Technology for the Future?!

Dr.-Ing. **H. Drück,** Dr. rer. nat. **A. Loose** Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS), Universität Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart www.itw.uni-stuttgart.de, drueck@itw.uni-stuttgart.de

#### Kurzfassung

In Deutschland und Europa erscheinen seit einigen Jahren zunehmend Heizungssysteme zur Trinkwarmwasserbereitung und Raumheizung auf dem Markt, in denen solarthermische Komponenten mit Wärmepumpen kombiniert werden. Aus der Kombination dieser beiden Technologien resultieren theoretisch eine Reihe von Synergieeffekten, die die Effizienz sowohl der solarthermischen Komponenten als auch der Wärmepumpe verbessern und somit zu höheren System-Jahresarbeitszahlen führen können. Die technische Umsetzung einer solchen Systemkombination kann auf viele verschiedene Arten realisiert werden, was sich in der Vielzahl von Anlagenkonzepten auf dem Markt widerspiegelt. Zur Differenzierung dieser Konzepte wurden verschiedene Klassifizierungsmethoden entwickelt. Diese, sowie ausgewählte Anlagenschemata werden in diesem Beitrag vorgestellt.

Einheitliche und objektive Beurteilungskriterien zur Bewertung der energetischen Effizienz von Solar-Wärmepumpenanlagen sind bisher nicht verfügbar. Genormte Prüfverfahren sind jedoch unabdingbar, um die weitere Markteinführung zu erleichtern und um Endkunden aussagekräftige und belastbare Informationen zur Verfügung stellen zu können. Hierfür werden u. a. am ITW neue Prüfverfahren entwickelt. Die Arbeiten umfassen sowohl die Leistungsprüfung im Labor und Feldtests an realen Gebäuden als auch entsprechende Simulationen der Komponenten und der Gesamtsysteme. Da die Entwicklung neuer Prüfmethoden mit dem Ziel der Ermittlung von Systemarbeitszahlen eine große Herausforderung darstellt, werden Aktivitäten im Rahmen eines gemeinsamen Tasks des *Solar Heating and Cooling Programme* sowie Annex des *Heat Pump Programme* der Internationalen Energieagentur (IEA SHC Task 44/HPP Annex 38) mit dem Titel "Solar and Heat Pump Systems" gebündelt. Die wichtigsten Prüfverfahren und erste Ergebnisse aus Feldtests werden vorgestellt.

#### Abstract

During the past years an increasing number of heating systems for domestic hot water preparation and space heating appeared on the European market, which combine solar thermal components with heat pumps. As result of the combination of these technologies, theoretically the thermal efficiency of both, the solar thermal components and the heat pump may be increased, due to several synergetic effects. This can lead to higher system performances. The technical realisation of the system combination can be done in various ways, which is reflected in the great diversity of concepts available on the market. To allow for differentiation of these system concepts, several classification schemes have been developed. These as well as selected system concepts are presented.

However, up to now uniform and objective criteria for the assessment of the solar and heat pump systems' thermal performance are not yet available. For this purpose, new testing procedures are being developed at ITW and other institutions. The activities related to this include performance tests in the laboratory and in situ, as well as corresponding simulations and the definition of system performance factors. Activities in this field are concentrated in the IEA SHC Task 44 /Annex 38 "Solar and Heat Pump Systems" (joint Task of the Solar Heating and Cooling Programme and Annex of the Heat Pump Programme of the International Energy Agency). The most important performance test procedures and first results from field tests are presented.

#### 1. Einleitung

Sowohl solarthermische Anlagen als auch Wärmepumpen sind ausgereifte Technologien für die Warmwasserbereitung und Raumheizung, die sowohl im Neubau als auch im Gebäudebestand, von Einfamilienhäusern bis hin zu großen Gebäudekomplexen eingesetzt werden. Neben zahlreichen Vorteilen dieser Alternativen im Vergleich zu herkömmlichen, fossilen Heizungssystemen stoßen beide bislang an bestimmte Grenzen. So werden Kompressionswärmepumpen mit elektrischem Strom betrieben, welcher i. d. R. nicht aus regenerativen Quellen bezogen wird (obgleich eine zeitversetzte Versorgung der Wärmepumpe z. B. mit Photovoltaikstrom rechnerisch zu einer CO<sub>2</sub>-neutralen Wärmeversorgung führt), wohingegen solarthermische Anlagen ohne eine saisonale Speicherung nicht in der Lage sind, den Heizwärmebedarf eines Gebäudes im Winter vollständig zu decken und somit auf eine zusätzliche Nachheizung, typischerweise einen mit Öl, Gas oder Biomasse betriebenen Heizkessel, angewiesen sind.

Berechnet man für thermische Solaranlagen eine sog. Jahresarbeitszahl (JAZ, Verhältnis abgegebener Nutzwärme zu aufgewendeter elektrischer Energie integriert über ein Jahr),

wie sie sonst zur Beschreibung von Wärmepumpen gängig ist, so kann eine Solaranlage mit dem gleichen elektrischen Aufwand etwa zehnmal mehr Wärme bereitstellen als eine Kompressionswärmepumpe. Die Kombination beider Technologien ist daher insofern energetisch sinnvoll, als sich die Systemjahresarbeitszahl (SJAZ) für das Gesamtsystem verbessert und zudem die Solaranlage im Sommer die Trinkwarmwasserbereitung vollständig übernimmt, welche aufgrund der hohen bereitzustellenden Temperaturen einen ungünstigen Betriebszustand für die Wärmepumpe darstellt. Durch die Kombination Solarthermie-Wärmepumpe kann daher ein Heizungssystem mit einem hohen solaren Deckungsanteil realisiert werden, das eine deutlich höhere SJAZ aufweist als eine monovalent betriebene Wärmepumpe und dennoch eine ganzjährige Wärmeversorgung gewährleistet [1].

Obwohl die Idee der Systemkopplung von solarthermischen Anlagen mit Wärmepumpen nicht neu ist, vgl. z. B. [2] und [3], hat sie erst in den letzten Jahren eine Renaissance erlebt. Ein Grund, weshalb sich beide Technologien nicht bereits früher angenähert haben, ist die historisch bedingte Trennung beider Sparten, die sich z. B. auch auf europäischer Ebene in den jeweiligen Interessensvertretern der Solarthermiebranche (European Solar Thermal Industry Federation ESTIF) und der Wärmepumpenhersteller (European Heat Pump Association EHPA) widerspiegelt. Dies ist sicherlich auch ein Grund dafür, dass bis heute keine vollständige Marktübersicht über die erhältlichen kombinierten Systeme bekannt ist. Eine solche Marktanalyse wird derzeit in Subtask A der IEA Task 44 / Annex 38 "Solar and Heat Pump Systems" durchgeführt [4].

#### 2. Vorstellung ausgewählter Anlagenschemata

Die einfachste Variante einer Systemkombination aus Solarthermie und Wärmepumpe ist die sogenannte parallele Verschaltung, bei der beide Wärmeerzeuger einen gemeinsamen Warmwasserspeicher beladen, ansonsten aber nicht interagieren. Diese Variante entspricht z. B. einer solaren Kombianlage mit einer Wärmepumpe als Nachheizung. Auf Grund der geringen Interaktion sind bei dieser Variante wenig bis keine Synergieeffekte (vgl. Kapitel 3) im Vergleich zu zwei getrennten Systemen zu erwarten, was sie nur wenig attraktiv erscheinen lässt.

Von den Herstellern vielversprechend beworben werden hingegen neuartige Systeme mit hoher Integration, bei denen überschüssige oder nicht direkt zur Warmwasserbereitung nutzbare solare Erträge direkt oder indirekt (z. B. über zusätzliche Speicher, über das Erdreich etc.) der Wärmepumpe als zusätzliche Wärmequelle zur Verfügung gestellt werden. Dies geschieht etwa bei Sole/Wasser-Wärmepumpen in Verbindung mit Erdwärmesonden durch direkte Einkopplung des Solarkreises in den Primärkreis der Wärmepumpe, wodurch zusätzlich auch eine solare Regeneration des Erdreichs ermöglicht wird. Für Luft/Wasser-Wärmepumpen wurden u. a. sogenannte Hybridverdampfer entwickelt, in denen ein zusätzliches Rohrregister als Wärmeübertrager den Betrieb sowohl mit Außenluft als auch mit Solarwärme ermöglicht. Eine Auswahl an möglichen Anlagenkombinationen ist in Bild 1 dargestellt.



Bild 1: Schematische Darstellung von Beispielen für die Kombination von thermischen Solaranlagen und Wärmepumpen

Typische Betriebszustände für solche Anlagen sind:

- Solare Vorrangschaltung. Bei ausreichend hoher solarer Einstrahlung wird solare Wärme direkt verwendet oder ein (Kombi-) Speicher geladen.
- Wenn der Speicher vollständig beladen ist oder bei unzureichender Einstrahlung für eine direkte Nutzung wird Solarwärme der Wärmepumpe als Quelle zur Verfügung gestellt oder ein Sekundärspeicher auf niedrigerem Temperaturniveau geladen. Bei unzureichender Einstrahlung und gefülltem Sekundärspeicher dient dieser der Wärmepumpe als Wärmequelle.
- Wenn der Speicher nicht ausreichend geladen ist für die Warmwasserbereitung oder Raumheizung (z. B. im Winter oder nachts) wird die Wärmepumpe monovalent betrieben.

#### 2.1 Klassifizierung

Im Rahmen des Task 44 / Annex 38 wurde zur Klassifizierung der verschiedenen Anlagentypen eine sogenannte "Square View"-Grafik entwickelt, mit der alle Anlagentypen abgebildet werden können sollen. Diese Form der Darstellung soll keine hydraulischen Schemata ersetzen, ermöglicht aber eine Erfassung des Anlagenprinzips auf den ersten Blick (vgl. Bild 2). Bei der "Square View"- Darstellung wird die zugeführte Energie nach Umweltenergie (von oben) und fossiler Energie (von links) unterschieden. Auf der rechten Seite ist die vom System bereitgestellte Nutzenergie dargestellt. Alle Hauptkomponenten (Wärmepumpe, Solarkollektor, Speicher etc.) können miteinander über verschiedene Leitungsarten verbunden werden, nicht vorhandene Komponenten werden farblich ausgeblendet.



Bild 2: "Square View"-Darstellung für kombinierte Solar-Wärmepumpensysteme am Beispiel des Systems SOLAERA der Fa. Consolar Solare Energiesysteme GmbH [5]

#### 3. Synergieeffekte durch Kombination von Solarthermieanlagen mit Wärmepumpen

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, ergeben sich aus der Systemkopplung von thermischen Solaranlagen mit Wärmepumpen zahlreiche Synergieeffekte, d. h. durch die wechselseitige Beeinflussung beider Technologien kann ein Gesamtsystem mit verbesserter

thermischer Effizienz im Vergleich zu der Summe der Einzelsysteme erzielt werden. Die synergetischen Effekte können unterschieden werden in solche, die sich auf die solarthermische Anlage und solche, die sich auf die Wärmepumpe positiv auswirken:

#### 3.1 Synergieeffekte aus Sicht der Solarthermie

- Der Kollektorwirkungsgrad wird durch niedrige Betriebstemperaturen (infolge der Wärmepumpe als Wärmesenke) gesteigert, da beim Betrieb des Kollektors weniger Wärmeverluste an die Umgebung auftreten.
- Der spezifische Kollektorenergieertrag kann durch verlängerte Betriebszeiten gesteigert werden, da hierdurch eine zusätzliche Nutzung niedriger Temperaturniveaus in den Übergangszeiten und im Winter möglich ist. Dies führt zu sogenannten solaren Sekundärerträgen).
- Der solare Deckungsanteil kann durch die erweiterten Einsatzmöglichkeiten erhöht werden.
- Stagnationszeiten im Sommer werden verkürzt bzw. vermieden, wenn in dieser Zeit die Erdsonden einer Wärmepumpenanlage als Wärmesenke genutzt werden.

#### 3.2 Synergieeffekte aus geothermischer Sicht

- Eine Anhebung der Wärmequellentemperatur der Wärmepumpe durch solare Sekundärerträge führt zu einer Erhöhung der Effizienz (Jahresarbeitszahl) der Wärmepumpe. Hieraus resultiert ein reduzierter Verbrauch von elektrischem Strom und damit geringere Betriebskosten.
- Erhöhung des regenerativen Anteils im Heizungssystem durch die zusätzliche Nutzung von Solarwärme.
- Bei dem Einsatz von Erdwärmesonden können diese mit Hilfe der Solaranlage auf das Temperaturniveau des ungestörten Erdreichs regeneriert werden. Dies ist insbes. bei unterdimensionierten Anlagen bzw. Sonden von Vorteil. Eine solche Situation kann z. B. beim Austausch einer veralteten Wärmepumpe gegen eine neuere (effizientere) auftreten.
- Die Wärmepumpe wird bei der Trinkwarmwasserbereitung entlastet, welche in monovalenten Anlagen einen ungünstigen Betriebszustand darstellt.

#### 3.3 Aspekte der Kombination

Aus der Kombination von thermischen Solaranlagen und Wärmepumpen resultieren die im Folgenden genannten Herausforderungen:

- Erhöhter Investitionsaufwand bei geringeren Betriebskosten
- Hoher regelungstechnischer Aufwand
- Kondensatbildung am bzw. im Solarkollektor bei Abkühlung unter den Taupunkt
- Erhöhte Temperaturen im Primärkreis der Wärmepumpe
- Erhöhte Anforderungen an die Temperaturbeständigkeit von Erdwärmesonden und das zur Hinterfüllung von Bohrlöchern eingesetzte Material
- Treibhauspotential der eingesetzten Kältemittel im Falle einer Havarie.

#### 4. Ergebnisse von Feldtests

Hersteller von kombinierten Solar-Wärmepumpensystemen werben häufig mit sehr hohen Systemarbeitszahlen, insbesondere bei Anlagen, in denen Solarkollektor und Wärmepumpe seriell verschaltet sind, d. h. in denen der Wärmepumpe durch solare Erträge höhere Wärmequellentemperaturen zugeführt werden, wodurch gleichzeitig ein Betrieb des Solarkollektors bei niedrigeren Betriebstemperaturen ermöglicht wird, da mehr Wärme abgeführt werden kann. Diese Arbeitszahlen sind aber für den Endkunden in der Regel nicht nachprüfbar, da es bislang weder einheitliche Prüfverfahren noch Gütesiegel (wie z. B. das *Solar Keymark* für solarthermische Kollektoren und Anlagen) gibt.

Während für die konventionellen, nicht kombinierten Solar- bzw. Wärmepumpenanlagen bereits breit angelegte Studien und Feldtests zur Erfassung deren thermischer Leistungsfähigkeit im realen Betrieb durchgeführt wurden [6, 7] gibt es für kombinierte Anlagen bisher nur vergleichsweise wenige Erfassungen von Einzelanlagen. In Situ Vermessungen von einfachen, parallel verschalteten solarthermischen Anlagen mit Luft/Wasser-Wärmepumpen z. B. in der Schweiz und in Österreich haben gezeigt, dass bereits mit diesen relativ einfachen Systemen zur Warmwasserbereitung und Raumheizung Systemarbeitszahlen von 4,3 erreicht werden können [8, 9], was für Luft/Wasser-Wärmepumpen einen hohen Wert darstellt. Wichtig zu beachten ist hierbei die Definition der Bilanzgrenze, die bisher noch nicht normativ festgelegt ist.

Ergebnisse aus Feldtests zeigen immer wieder, dass die tatsächliche Leistung der Anlagen im realen Betrieb u. a. maßgeblich von der Kombination der einzelnen Komponenten sowie der Installationsgüte abhängt und nicht direkt aus den Leistungszahlen der Einzelkomponenten zurück geschlossen werden kann. Nicht nur die Effizienz der Wärmepumpe und des Solarkollektors sind hier relevant, von entscheidender Bedeutung sind auch fachgerechte Wärmedämmungen – um z. B. Wärmeverluste an Speicher und Rohrleitungen zu vermeiden –, Thermosiphone sowie die thermische Schichtung in Kombispeichern. Auch die Hydraulik und Regelung der Gesamtsysteme kommen hierbei zum Tragen. Je komplexer die kombinierten Systeme ausgeführt werden, desto wichtiger wird die Beachtung einer sinnvollen Abfolge der unterschiedlichen Betriebszustände.

Solar-Wärmepumpensysteme in Kombination mit Erdwärmesonden und Sole/Wasser-Wärmepumpen wurden bereits häufiger untersucht, da man sich von einer solaren Regeneration des Erdreichs oder sogar einer Nutzung des Erdreichs als Wärmespeicher viel versprochen hatte. Unstrittig ist zwischenzeitlich, dass das Erdreich nach einer Heizperiode auf das anfängliche Temperaturniveau des ungestörten Erdreichs regeneriert werden kann (vgl. Bild 3).



Bild 3: Quellen- und Erdreichtemperaturen über drei Heizperioden, am Beispiel einer Wärmepumpenanlage mit Erdwärmesonden und Flachkollektoren am Standort Herford [10]

Hierdurch wird eine weitere Auskühlung des Erdreichs über die folgenden Jahre vermieden, so dass die Erdwärmesonden unter gewissen Voraussetzungen ggf. etwas kleiner dimensioniert werden können als dies bei einer Auslegung ohne solare Regeneration üblich ist. Eine solche Regeneration hat zudem stabilisierende Auswirkungen auf das Verhalten von unterdimensionierten Geothermie-anlagen.

Auch bei Thole [10, 11] wird die solare Systemarbeitszahl als Quotient aus den Energieerträgen von Wärmepumpe und Solaranlage und dem Energieaufwand des Wärmepumpenund Solarpumpenbetriebes berechnet. Über einen Zeitraum von drei Jahren hinweg wurde hier eine stabile hohe Systemjahresarbeitszahl von über 5 für das untersuchte Solar-Wärmepumpensystem "Schüco HPSol" ermittelt.

Bei den beschriebenen Feldtests handelt es sich um Einzelanlagen, welche noch nicht als repräsentativ angesehen werden können. Im Rahmen der Aktivitäten des Task 44/Annex 38 werden deshalb weitere Feldtests durchgeführt und aus dem Monitoring resultierende Ergebnisse zusammengestellt. Auch das ITW beteiligt sich im Rahmen des Projekts *WPSol* (Leistungsprüfung und ökologische Bewertung von kombinierten Solar- Wärmepumpenanlagen) an diesen Feldtests mit sieben Anlagen unterschiedlicher Art, von denen die ersten in 2011 mit entsprechender Messtechnik ausgestattet wurden. Ergebnisse sind ab 2012 zu erwarten.

#### 5. Prüf- und Bewertungsverfahren

Ergebnisse aus Simulationen und Feldtests mit kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen zeigen, dass das reale Verhalten solcher Anlagen mit den bislang verfügbaren Prüfverfahren nicht angemessen vorausgesagt werden kann. Hauptgrund hierfür sind die nicht berücksichtigten hydraulischen Verschaltungen sowie die Regelung der verschiedenen Betriebszustände und die fehlerhafte Beschreibung des dynamischen Betriebsverhaltens solcher Anlagen und insbesondere der Wärmepumpe mit den herkömmlichen Methoden. Es ist daher notwendig, neue Prüfverfahren zu entwickeln bzw. bekannte Verfahren entsprechend zu erweitern.

Im Rahmen des Task 44/Annex 38 werden derzeit entsprechende Verfahrensentwicklungen durchgeführt, welche Prüfungen an Prüfständen im Labor und Simulationen von Komponenten und Gesamtanlagen beinhalten. Das vielversprechendste Prüfverfahren ist das "Component Testing – System Simulation" (CTSS) Verfahren, das gegenwärtig am ITW entwickelt wird [12, 13]. Ebenfalls interessant ist das in der Schweiz weiterentwickelte "Concise Cycle Test" (CCT) Verfahren [16]. Eine weitere, auch am ITW entwickelte Prüfmethode ist das modifizierte "Dynamic System Test" (DST) Verfahren [14], das für die Prüfung von Solaranlagen mit einer in den Kollektorkreis integrierten Wärmepumpe erfolgreich angewandt wurde. Alle genannten Verfahren existieren bereits zur Leistungsprüfung von Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung und von solaren Kombianlagen und sind Bestandteile europäischer Normen. Ausstehend ist noch eine systematische Erweiterung und Validierung auf kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen.
### 5.1 CTSS-Verfahren

Bei dem auf die Prüfung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen zu erweiternden CTSS-Verfahren (Component Testing – System Simulation, vgl. Bild 4) handelt es sich um einen komponentenorientierten Ansatz nach CEN/TS 12977-2:2010 für die Leistungsprüfung von kundenspezifisch gefertigten Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung und Heizungs-unterstützung. Hierbei werden zunächst alle zentralen Komponenten der Anlage einzeln geprüft: Der Wärmespeicher gemäß EN 12977-3:2008 oder CEN/TS 12977-4:2008, der Solarkollektor gemäß EN 12975-2 und der Regler nach CEN/TS 12977-5:2010. Aus den Ergebnissen der Leistungsprüfung der Einzelkomponenten werden komponentenspezifische Kennwerte als Parameter identifiziert, basierend auf denen im Anschluss daran eine vollständige Systemsimulation durchgeführt werden kann. Hieraus können die zu erwartenden jährlichen Energieerträge des Gesamtsystems unter definierten Referenzbedingungen (meteorologische Daten, Lastprofile etc.) mit einem komponentenbasierten Simulationsprogramm wie TRNSYS berechnet werden [13].



# Bild 4: Schematische Darstellung des erweiterten CTSS-Prüfverfahrens für kombinierte Solar-Wärmepumpenanlagen [15]

Für die Erweiterung des Prüfverfahrens auf Solar-Wärmepumpenanlagen muss die Wärmepumpe als zusätzliche Komponente in den Prüfprozess integriert werden. Dies erfordert einigen Entwicklungsaufwand, da bisher genormte Prüfverfahren für

Wärmepumpen – wie die Bestimmung des COP (coefficient of performance) gemäß EN 14511-3:2007 – nur für stationäre Betriebszustände der Wärmepumpe bei definierten Betriebspunkten gelten. Für eine Leistungsprüfung der Wärmepumpe unter dynamischen Betriebsbedingungen müssen sowohl Testsequenzen für den Betrieb der Wärmepumpe auf dem Prüfstand und geeignete zu identifizierende Parameter definiert als auch numerische Rechenmodelle zur Simulation der Wärmepumpe als Systemkomponente entwickelt werden. Entsprechende Arbeiten erfolgen derzeit am ITW im Projekt WPSol. Die Hauptvorteile dieser komponentenorientierten Prüfmethode sind, dass Komponenten ausgetauscht werden können, ohne dass das gesamte System erneut geprüft werden muss. Zusätzlich bietet das Verfahren den Vorteil, dass der Energieertrag der Gesamtanlage für beliebige Randbedingungen auf Basis der bei einer einmaligen Prüfung der Komponenten ermittelten Kennwerte berechnet werden kann, ohne dass z. B. eine neue physikalische Prüfung für geänderte Randbedingungen durchgeführt werden muss.

### 5.2 CCT-Verfahren

Bei dem CCT-Verfahren (CCT: "Concise Cycle Test") werden im Gegensatz zum CTSS-Verfahren nur die Kollektoren einzeln geprüft (vgl. Bild 5).



Bild 5: Schematische Darstellung des erweiterten CCT-Prüfverfahrens für kombinierte Solar-Wärmepumpenanlagen [1]

Mit Ausnahme der Kollektoren wird die gesamte Anlage (Wärmepumpe, Speicher, Solar-Baugruppe und Regler) auf einem Teststand aufgebaut und einem Kurzzeittest unterzogen. Die Solarerträge aus den Kollektoren sowie Wärmelasten für Heizung und Warmwasser werden emuliert, d. h. durch den Teststand vorgegeben. Ursprünglich wurde über einen Zeitraum von 12 Tagen ein gesamtes Jahr abgebildet, d. h. jede Jahreszeit repräsentativ innerhalb von drei Tagen. Nach einer Validierung der Ergebnisse des Kurzzeittests wird jetzt auch hier eine Jahressimulation des Gesamtsystems vorgenommen. Die Prüfbedingungen sind dabei denen an einem realen Standort sehr ähnlich [1, 16].

### 5.3 Erweitertes DST-Verfahren

Das DST-Verfahren stellt einen Gesamtsystemansatz als "black box"-Methode dar und ist in der internationalen Norm ISO 9459-5 beschrieben (vgl. Bild 6). Es dient primär zur Leistungsprüfung von sogenannten "vorgefertigten" Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung nach EN 12976.



Bild 6: Schematische Darstellung des erweiterten DST-Prüfverfahrens für eine Solaranlage mit integrierter Wärmepumpe [15]

Bei dieser Prüfmethode wird das komplette System als Ganzes auf einem Außenprüfstand aufgebaut und entsprechend definierte Prüfsequenzen betrieben. Mit Hilfe eines geeigneten Rechenmodells können dann aus den daraus resultierenden Ergebnissen Parameter abgeleitet werden, die die thermische Leistungsfähigkeit der Solaranlage charakterisieren. Im Anschluss daran wird wiederum eine Jahressimulation zur Berechnung der jährlichen Energieerträge durchgeführt. Das ursprüngliche DST-Verfahren wurde am ITW auf die Prüfung von Solaranlagen mit einer in den Kollektorkreis integrierten Wärmepumpe erweitert. Als numerisches Rechenmodell wurde hierzu ein auf TRNSYS basierendes dynamisches Modell des Gesamtsystems entwickelt. Dieses Modell dient sowohl zur Bestimmung der charakteristischen Kennwerte aus den Messdaten als auch für die Durchführung der Jahressimulationen [13]. Bisher wurden 8 Solaranlagen mit einer in den Kollektorkreis integrierten Wärmepumpe erfolgreich geprüft.

### 6. Zusammenfassung und Ausblick

Die Systemkombination von solarthermischen Anlagen mit Kompressionswärmepumpen erlebt seit einigen Jahren eine Renaissance und es ist eine Vielzahl neuartiger Anlagenkonzepte zur Trinkwarmwasserbereitung und Raumheizung auf dem Markt erschienen. Aufgrund der theoretisch zu erwartenden Synergieeffekte werben Hersteller mit effizienten Anlagen und hohen Systemarbeitszahlen. Mangels allgemein anerkannter Verfahren bzw. Normen zur Prüfung der thermischen Leistungsfähigkeit solcher kombinierten Anlagen sind diese Aussagen jedoch weder objektiv überprüfbar noch ist bisher ein seriöser Vergleich verschiedener Konzepte untereinander möglich. Mit der Entwicklung von Prüfverfahren für kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen beschäftigt sich der Task44/Annex38 der internationalen Energieagentur, in den auch das ITW im Rahmen des Projektes WPSol, Leistungsprüfung und ökologische Bewertung von kombinierten Solar-Wärmepumpensystemen, eingebunden ist. Mit der Entwicklung neuer Prüfverfahren im Labor sowie mit Feldtests solcher Anlagen, d. h. deren Vermessung unter realen Betriebsbedingungen, wird ein großer Schritt getan in Richtung Beurteilung und Qualitätssicherung dieser Systeme, so wie es zuvor bereits für solarthermische Anlagen und monovalente Wärmepumpen erfolgt ist. Von den in diesem Beitrag beschriebenen Arbeiten wird es entscheidend abhängen, ob es sich bei Solar-Wärmepumpenanlagen um eine "Heiztechnologie der Zukunft" handelt und falls ja werden die Ergebnisse bei der breiteren Markteinführung unabdingbar sein.

### Danksagung

Das Projekt WPSol wird unter dem Förderkennzeichen 0325967A vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) gefördert aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages. Die Autorin und der Autor danken für die gewährte Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

### Referenzen

- Haller, M.Y.: Entwicklung von Pr
  üfverfahren f
  ür Anlagen mit Kombination aus W
  ärmepumpen und Solarthermie. VDI Wissensforum, Fachkonferenz W
  ärmepumpen, 7.-8.6.2011, Frankfurt
- [2] Johnson, L.: How to combine solar heating, radiant heating and the heat pump. Heating and Ventilation, Vol. 45, 1948, S. 86 ff.
- [3] Jordan, R.C. und Threlkeld, J.L.: Design and economics of solar energy heat pump systems. Heating, Piping, Air Conditioning, Vol. 26, 1954, S. 120 ff.
- [4] Hadorn, J.C.: Solar and Heat Pump Systems A new IEA SHC Task 44 HPP Annex and Analysis of several combinations for low energy houses. Proceedings of the EuroSun 2010 Conference, Graz, Austria, 2010
- [5] Frank, E., Haller, M., Herkel, S., Ruschenburg, J.: Systematic Classification of Combined Solar Thermal and Heat Pump Systems. Proceedings of the EuroSun 2010 Conference, Graz, Austria, 2010
- [6] Miara, M., Günther, D., Kramer, T., Oltersdorf, T., Wapler, J.: Wärmepumpeneffizienz Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb – Kurzfassung des Abschlussberichtes. Fraunhofer ISE, Freiburg, 2011
- [7] Papillon, P. et al.: EU Projekt COMBISOL: Solar Combisystems Promotion and Standardisation, final report, http://www.combisol.eu, 2010
- [8] Thür, A., Vukits, M.: SolPumpEff, Monitored Systems and First Results. Presentation given at the IEA-SHC Task 44/Annex 38 Meeting, Barcelona, Spain, 07.04.2011
- [9] Haller, M.: Monitoring of a parallel solar and heat pump system. Presentation given at the IEA-SHC Task 44/Annex 38 Meeting, Barcelona, Spain, 07.04.2011
- Thole, F., Hanke, N.: Solarthermie und Wärmepumpe, Erfahrungen aus 3
   Heizperioden, Entwicklung einer solaren Systemarbeitszahl. OTTI, 20. Symposium
   Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 2010
- [11] Thole, F.: Hybrid System based on heat pump and solar from Schüco International KG. European Heat Pump News, Issue 11, Mai 2011, S. 4-5
- [12] Drück, H., Peter, M., Hahne, E.: Leistungsprüfung von Solaranlagen zur Brauchwassererwärmung nach den zukünftigen CEN Normen des TC 312. OTTI,
   7. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 1997
- [13] Mette, B., Drück, H., Bachmann, S., Müller-Steinhagen, H.: Performance testing of solar thermal systems combined with heat pumps. Proceedings of the ISES Solar World Congress, Johannesburg, South Africa, 2009

- [14] Mette, B. Asenbeck, S., Drück, H., Müller-Steinhagen, H.: Leistungsprüfung einer Solaranlage mit integrierter Wärmepumpe. OTTI, 20. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 2010
- [15] Mette, B.: Leistungsprüfung und Bewertung von thermischen Solaranlagen kombiniert mit Wärmepumpen. Vortrag auf der RENEXPO Konferenz, Augsburg, 08.10.2010
- [16] Haberl, R., Frank, E., Vogelsanger, P.: Holistic System Testing 10 Years of Concise Cycle Testing. Proceedings of the ISES Solar World Congress 2009, Johannesburg, South Africa, pp. 351-360

# Solare Klimatisierung – Realisierte Anlagen

Björn Ehrismann, Harald Drück

Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) Prof. Dr. Dr.-Ing. habil. H. Müller-Steinhagen Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart Tel.: 0711/685-63896, Fax: 0711/685-63242, email: ehrismann@itw.uni-stuttgart.de

### Kurzfassung

Steigende interne Lasten und Komfortansprüche führten in den vergangenen Jahren zu einem drastischen Anstieg des Primärenergieverbrauchs konventioneller Anlagen für die Gebäudeklimatisierung. Eine Möglichkeit diesem Trend entgegenzuwirken ist die Verwendung thermischer Verfahren zur Kälteerzeugung. Durch die annähernde Deckungsgleichheit von Solarenergieangebot und Klimatisierungsbedarf bietet sich die Nutzung thermischer Solarenergie zur Gebäudeklimatisierung an.

Der vorliegende Beitrag gibt einen Überblick über die bereits am Markt verfügbaren Produkte (geschlossene Systeme) im kleinen Leistungsbereich bis 20 kW<sub>Kälte</sub>.

### 1 Einleitung

Für die solarthermische Klimatisierung stehen unterschiedliche Technologien zur Verfügung. Diese lassen sich nach der Art der Prozessführung in offene und geschlossene Verfahren unterteilen. Eine weitere Aufteilung wird nach dem Zustand des Sorptionsmittels vorgenommen. Bei den geschlossenen Systemen findet man Absorptionsmaschinen mit flüssigen Sorptionsmitteln und Adsorptionsmaschinen mit festen Sorptionsmitteln. Sie werden zur Erzeugung von Kaltwasser verwendet. Offene Systeme hingegen führen durch Luftentfeuchtung und Verdunstungskühlung mittels fester oder flüssiger Sorptionsmittel eine direkte Luftkonditionierung durch. Aufgrund der großen Volumenströme und entsprechend großer Leistungen sind offene Systeme hauptsächlich für größere Gebäude mit zentraler Klimaanlage interessant. Im Weiteren werden daher nur geschlossene Systeme betrachtet.

Im mittleren und großen Leistungsbereich (über 20 kW<sub>Kälte</sub>) 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<sub>Kälte</sub> interessant. Hier finden sich bisher nur einige wenige Anbieter von solarthermischen Kältemaschinen und Komplettsystemen zur solarthermischen Klimatisierung.

### 2 Marktverfügbare Kältemaschinen

Die momentan am Markt erhältlichen Kältemaschinen lassen sich in Absorptionsund Adsorptionsmaschinen einteilen.

# 2.1 Absorptionsmaschinen

Die schwedische Firma *Climatewell* bietet Absorptionskältemaschinen mit Kühlleistungen von 20 kW<sub>Kälte</sub> an. Eine Maschine mit 10 kW<sub>Kälte</sub> wurde 2009 aus dem Vertriebsprogramm genommen. Die Besonderheit dieser Anlagen liegt in der Auskristallisierung der Lithiumchlorid-Lösung. Alle anderen Hersteller von Absorptionskältemaschinen vermeiden die Kristallbildung. *Climatewell* hingegen nutzt die Kristallisation zur internen Energiespeicherung.

*EAW Westenfeld* bietet Maschinen mit bis zu 200 kW<sub>Kälte</sub> an. Auf dem Markt für Maschinen kleinerer Leistung ist die Firma mit der *WEGRACAL SE 15* mit 15 kW<sub>Kälte</sub> vertreten. Hier ist das Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid. Vertrieben wird die Anlage unter anderem im *LB Cooling System* von *Schüco*.

Eine weitere Absorptionskältemaschine auf Basis von Wasser/Lithiumbromid wurde unter dem Namen *suninvers* von der Firma *Sonnenklima* vertrieben. Das Amtsgericht Berlin-Charlottenburg führt die *SK Sonnenklima GmbH* zurzeit in der Insolvenzliste. Vertrieben wurde diese Maschine mit einer Leistung von 10 kW<sub>Kälte</sub> von der *Phönix SonnenWärme AG*. Derzeit bietet diese Firma keine Kälteanlage an.

Eine mit dem Stoffpaar Ammoniak/Wasser arbeitende Absorptionskältemaschine mit 12 kW<sub>Kälte</sub> wird von der Firma *Pink* aus Österreich hergestellt und im *chillii Cooling Kit* von *Solarnext* vertrieben.

Die spanische Firma *Rotartica* bietet eine der kleinsten Maschinen mit einer Leistung von 4,5 kW<sub>Kälte</sub> 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.)

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<sub>Kälte</sub> und wird im *chillii Cooling Kit* von *Solarnext* vertrieben.

# 2.2 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<sub>Kälte</sub> 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 Powersol oder als Komplettsysteme von 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 09* für niedrige Antriebstemperaturen und die *HTC 10* für höhere Antriebstemperaturen mit 9 bzw. 10 kW<sub>Kälte</sub>. Die Arbeitsstoffe dieser Maschinen sind Zeoltih/Wasser. Erhältlich sind sie im Direktvertrieb oder bei *Solarnext* als Komplettsystem *chillii Cooling Kit*.

Nachfolgende Tabelle 1 gibt einen Überblick über die verfügbaren Sorptionskältemaschinen bis 20 kW\_{Kälte}.

Tabelle	1: Übersicht	t über mark	ktverfügbare	Technologien	zur .	solaren	Klimatisierung
/1,2,3,4,	5/ (ohne Ans	spruch auf V	Vollständigke	eit)			

Firma	Bezeichnung	Art	Kälte-	
			leistung	
Climatewell	(Climatewell 10)	Absorption	(10 kW)	-
www.climatewell.com	Climatewell 20	H <sub>2</sub> O / LiCl	20 kW	• pava
EAW Energieanlagenbau	WEGRACAL SE 15	Absorption	15 kW	
GmbH Westenfeld		H <sub>2</sub> O / LiBr		
www.eaw-				
energieanlagenbau.de				
InvenSor GmbH	InvenSor LTC 09	Adsorption	9 kW	*Norser
www.invensor.com	InvenSor HTC 10	H <sub>2</sub> O / Zeolith	10 kW	
Phönix Sonnen Wärme AG	suninverse	Absorption	10 kW	
SK Sonnenklima GmbH		H <sub>2</sub> O / LiBr		
www.sonnenklima.de				
(Zukunft ungewiss)				
Pink GmbH	PSC12	Absorption	12 kW	Prof.
www.pink.co.at		NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O		
Rotartica	Solar 045	Absorption	4,5 kW	
(Zukunft ungewiss)	Solar 045v	H₂O / LiBr		
, <b>,</b>		_		
SorTech AG	Sortech ACS 08	Adsorption	8 kW	
www.sortech.de	Sortech ACS 15	H <sub>2</sub> O / Silikagel	15 kW	E Softenie
Yazaki	WFC-SC5	Absorption	17,5 kW	ànu
www.yazaki-europe.com		H <sub>2</sub> O / LiBr		
Yazaki www.yazaki-europe.com	WFC-SC5	Absorption H <sub>2</sub> O / LiBr	17,5 kW	

## 3. Anlagenkomponenten

Neben der thermisch betriebenen Kältemaschine besteht eine solare Kühlanlage prinzipiell aus thermischen Sonnenkollektoren zur Bereitstellung der Antriebsenergie, einer Rückkühlung zur Abfuhr der Abwärme und einer Vorrichtung zur Verteilung der Nutzkälte. Abbildung 1 zeigt eine schematische Darstellung einer solchen Anlage. Zur Steigerung des Systemnutzungsgrades werden Speicher eingesetzt.



Abbildung 1: Beispielhafte vereinfachte hydraulische Verschaltung

# 3.1 Sonnenkollektoren

Für einstufige Absorptionskältemaschinen werden Antriebstemperaturen von 80 – 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 60 – 95 °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<sup>2</sup>/kW<sub>Kälte</sub> Kälteleistung /1/, wobei mit Flachkollektoren eine größere Fläche benötigt wird, als mit Vakuumröhrenkollektoren /6/. Diese Werte sollen nur einen groben Eindruck vermitteln und können eine detaillierte Anlagenauslegung nicht ersetzen.

# 3.2 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 Speicher Zeiten mit zu geringer Antriebsenergie überbrücken.

Wärmespeicher und Kältespeicher sind in der Regel als Wasserspeicher ausgeführt. Größere Speicherdichten können durch Phasenwechselspeicher, z.B. Eisspeicher erzielt werden /7/. Hierbei wird der Phasenübergang des Speichermediums zur Energiespeicherung genutzt. Für die Nutzung von Eisspeichern ist eine Kältemaschine mit Ausgangstemperaturen unter 0  $^{\circ}$  nötig. Bei d en am Markt erhältlichen Maschinen beschränkt sich dies auf die Kältemaschinen mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser.

# 3.3 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 2 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.



Abbildung 2: Einfluss der Antriebstemperatur auf die Kälteleistung bei unterschiedlichen Kühlwassertemperaturen /8/

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 /9/. Nachteile von Nasskühltürmen sind der zusätzliche Wasserverbrauch und die nötige regelmäßige Wartung.

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 /9/.

# 3.4 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. 12 °C muss die Rückkühltemperatur entsp rechend gesenkt werden.

### 3.5 Markverfügbare Komplettsysteme

Von einigen wenigen Firmen werden bereits sogenannte Komplettsysteme für solare bzw. thermische Kühlung angeboten. Die zu einem Komplettsystem zugehörigen Komponenten unterscheiden sich je nach Anbieter. Tabelle 2 gibt einen Überblick über die Anbieter von Komplettpaketen.

Firma	Produktname
GASOSOL	coolySun
go ahead sunshine	(7.5 und 15 kW)
Kingspan	Kingspan Climate Solar Cooling System (10 kW)
PHÖNIX	Suninverse
SonnenWärme AG	(10 kW) (derzeit keine Angebot)

Tabelle 2: Übersicht der Anbieter für Komplettsysteme zur solarthermischen Kühlung /10/ (ohne Anspruch auf Vollständigkeit)

ححیاتر	LB Cooling System
	(15 kW)
	chillii® Cooling Kit
SOLARNEXT	(7, 7.5, 10, 12, 15, 17.6 kW)
S lution	Alaska-Set, Pinguin-Set
Solartechnik GmbH	(7.5 und 15 KW)

# 4. Realisierte Anlagen

Im Rahmen einer Studie im Rahmen des Solar Heating & Cooling Programme der International Energy Agency (IEA) wurde eine weltweite Liste solarthermischer Heizungs- und Klimatisierungsanlagen erstellt /11/. Dabei wurden 288 Anlagen identifiziert - 156 davon im Leistungsbereich bis 20 kW<sub>Kälte</sub>. Abbildung 3 gibt einen Überblick über die geographische Verteilung der erfassten Anlagen.

60% dieser Anlagen haben einen Standort in Spanien. Dabei handelt es sich hauptsächlich um Maschinen von *Rotartica* und *Climatewell*. Weitere 15% der erfassten Anlagen befinden sich in Deutschland.

Abbildung 4 zeigt die Anteile der Adsorptions- und Absorptionsanlagen in verschiedenen Ländern. Der weitaus größte Teil der installierten Anlagen nutzt Absorption zur Kälteerzeugung. Lediglich ein Zehntel 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 4: Verhältnis zwischen Adsorptions- und Absorptionsanlagen nach Standorten aufgeschlüsselt /11/

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<sub>Kälte</sub> Kälteleistung erzielen, also jeweils ein ganzzahliges Vielfaches der Leistung einer *Rotartica* Maschine.

Die Studie der IEA führt keine Maschinen von *Climatewell* auf. *Climatewell* hat nach eigenen Angaben bis April 2008 bereits 158 Maschinen verkauft, 102 davon in Spanien /12/. Somit gehört *Climatewell* mit zu den größten Anbietern thermisch angetriebener Kältemaschinen im kleinen Leistungsbereich. Anhand der Leistungsdaten,



Abbildung 5: Realisierte Anlagen mit am Markt verfügbaren Kältemaschinen und Pilotanlagen aufgeschlüsselt nach Hersteller der Kältemaschine /11/



Abbildung 6: Verwendete Arbeitsstoffpaare /11/

dem Sorptionsverfahren und der Herstellerangaben über Verkaufszahlen konnten einige Anlagen mit Kältemaschinen unbekannter Herkunft *Climatewell* zugeordnet werden. Somit können die Marktanteile von *Climatewell* abgeschätzt werden. Abbildung 5 zeigt die Marktanteile der Kältemaschinenhersteller wie sie sich nach den Daten der IEA Studie ergeben. Fast die Hälfte der erfassten Anlagen wird mit Kältemaschinen von *Rotartica* betrieben. Für *Climatewell* wurde ein Marktanteil von ca. 20% abgeschätzt.

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



Abbildung 7: Einsatzzwecke /11/

zusammen. So wird Wasser/Lithiumchlorid derzeit nur von Climatewell, Ammoniak/Wasser von *Pink*, Wasser/Silikagel von *SorTech* und Wasser/Zeolith von *InvenSor* eingesetzt. Abbildung 6 zeigt die Verteilung der verwendeten Arbeitsstoffpaare der erfassten Anlagen.

Etwa 1/4 der Anlagen kommt bei der Klimatisierung von Bürogebäuden zum Einsatz. Fast genauso viele werden in Wohngebäuden eingesetzt. Abbildung 7 gibt einen Überblick über die Einsatzzwecke der erfassten Anlagen.

# 5. Entwicklungsprojekte

Die Firma *SolarFrost* arbeitet an einer sehr kompakten Kältemaschine im kleinen Leistungsbereich von ca. 2 kW<sub>Kälte</sub>. 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 /13/.

Die portugiesische Firma *AO Sol* arbeitet an einer Ammoniak/Wasser Absorptionskältemaschine im kleinen Leistungsbereich bei 6 kW<sub>Kälte</sub> für den südeuropäischen Markt /14/.

Am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Uni Stuttgart (ITW) wurde eine Absorptionskältemaschine mit einer Kälteleistung von 10 kW<sub>Kälte</sub> entwickelt. Auch diese Maschine arbeitet mit dem Stoffpaar Ammoniak/Wasser. Besonderheit der Anlage ist die Kältespeicherung mittels Eisspeicher /15/.

Das zafh.net der HfT Stuttgart entwickelte eine Diffusions-Absorptionskältemaschine im Leistungsbereich von 3 kW<sub>Kälte</sub>. Die Anlage arbeitet mit Ammoniak/Wasser und verwendet zum Transport des Lösungsmittels keine mechanische Pumpe, sondern eine Blasenpumpe /16/.

Das Fraunhofer Institut UMSICHT entwickelte zusammen mit dem DLR eine Dampfstrahlkältemaschine mit einer Kälteleistung von 5 kW<sub>Kälte</sub>. Diese wurde in einer Pilotanlage mit Parabolrinnenkollektoren betrieben /17, 18/.

# 6 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 /2/. 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.

Als erster Anhaltspunkt für die spezifischen Gesamtkosten solarer Klimatisierungsanlagen kann bei der Verwendung von Ab-/Adsorptionskälteanlagen ein Wert zwischen 3.500 und 4.500 €/kW<sub>Kälte</sub> (ohne Kosten für Installation und Kälteverteilung) angenommen werden /19/. Damit sind die Investitionskosten im Vergleich zu konventionellen Anlagen etwa um den Faktor 1,4 höher /20/. 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.

Ein weiteres erhebliches Einsparpotenzial besteht in der Ausweitung der gegenwärtigen Kleinserienfertigung von Komponenten für solare Klimatisierung zu einer kostengünstigeren Massenfertigung /2/.

In Zukunft wird die solare Klimatisierung, nicht zuletzt durch stetig steigende Energiekosten, wirtschaftlich sicherlich mit konventionellen Systemen konkurrieren können. Gesamtwirtschaftlich betrachtet können die solarthermischen Klimatisierungsverfahren durch ihre Primärenergieeinsparpotentiale und der damit verbundenen Reduktion an CO<sub>2</sub>-Emissionen bereits heute einen wichtigen Beitrag zur umweltschonenden Klimatisierung leisten /2/.

# 7 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/ 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
- /2/ Berliner Energieagentur GmbH: Solare Klimatisierung. Arbeitsplatzkomfort und Klimaschutz.1. Auflage, Dezember 2004
- /3/ Morgenstern, A.: Solare Kühlung. Solarthermisch unterstützte Klimatisierung. Kühlen. Natürlich. Wirtschaftlich. Exkursion zum Fachseminar. 21.06.2007, Freiburg im Rahmen der Intersolar 2007
- /4/ Henning, H.-M.: Solares Kühlen und Klimatisieren. Gleisdorf Solar 2006
- /5/ Sabatelli, V.; Fiorenza, G.; Marano, D.: WP5.D1: Technical status report on solar desalination and solar cooling. November 2005
- /6/ Preisler, A.: ROCOCO Final Report, Arsenal Research 26.06.2008

- /7/ Koller, T.; Zetzsche, M.; Müller-Steinhagen, H.: Simulation und Betrieb eines Eisspeichers, Tagungsband DKV-Tagung 2008; AA II.1.1
- /8/ Safarik, M.: Solare Kühlung und Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung, Kälte Luft Klimatechnik, Ausgabe 10/2008
- /9/ Solair Guidelines: requirements on the design and configuration of small and medium-sized SAC appliances, 30.09.2009
- /10/ Jakob, U.: Recent Developments of Small-Scale Thermal/Solar Cooling Kits,
  - Joint Workshop IEA HPP Annex 34 and IEA SHC Task 38, Fraunhofer ISE, Freiburg, 29.04.2009
- /11/ Sparber, W.; Napolitano, A.: List of existing solar heating and cooling, IEA SHC Task 38, Institute for Renewable Energy, EURAC Research of Bolzano, Italy, 09.12.2009
- /12/ 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
- /13/ Kunze, G.: SolarFrost: The Icebook, SolarFrost Forschung & Entwicklung GmbH, Purkersdorf, Österreich, Juni 2008
- /14/ Jakob, U.: Neue Entwicklungen im Bereich der solaren K
  ühlung, Proceedings of the 2nd Energy Forum – Solararchitektur & Solares Bauen, 03.-04.12.2007, Brixen
- /15/ Zetzsche, M., Koller, T., Müller-Steinhagen, H.: Solare Kühlung mit einer 10kW Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine, DKV Jahrestagung Hannover, 2007, 34. Jahrgang Band II.1
- /16/ 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.
- /17/ Henning, H.-M.: Klimatisieren mit Sonne und Wärme. BINE Informationsdienst, Themeninfo I/04
- /18/ Wiemken, E.: Solare K
  ühlung und Klimatisierung Stand der Technik und Perspektiven, Thermische Solarenergie zur Klimatisierung von Geb
  äuden, Hannover, 27.01.2009
- /19/ Jakob, U.: Recent Developments of Small-Scale Solar or Waste Heat Driven Cooling Kits for Air-Conditioning and Refrigeration, Proceedings of Heat Powered Cycles Conference 2009 (HPC09), TU Berlin, Berlin, 07.-09.09.09
- /20/ Safarik, M.: Solare Klimatisierung Baufachmesse Haus 2007, Dresden

Dipl.-Ing. Björn Ehrismann ist 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. Prof. Dr. Dr.-Ing. habil. Müller-Steinhagen ist der Leiter des ITW.

# Erweiterung des CTSS-Verfahrens auf die Leistungsprüfung von solarthermisch angetriebenen Kältemaschinen

<u>B. Ehrismann</u>, P. Frey, H. Drück Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart Tel.: 0711 / 685-63896, Fax: 0711 / 685-63242 email: ehrismann@itw.uni-stuttgart.de

# Einleitung

In den vergangenen Jahren ist der Energiebedarf für Raumklimatisierung aufgrund steigender Komfortansprüche und den zunehmenden Einsatz elektrischer Geräte stark angestiegen [1]. Bei der Gebäudeklimatisierung kommen derzeit fast ausschließlich elektrisch angetriebene Kompressionskältemaschinen zum Einsatz. Vor allem in den Sommermonaten führt deren Betrieb zu Leistungsspitzen, die zu einer Überlastung und zum Zusammenbruch der Stromversorgung führen können.

Eine Möalichkeit diesem Trend entgegenzuwirken, ist die Verwendung solarthermisch angetriebener Verfahren zur Kälteerzeugung. Gebäudekühllasten und solares Strahlungsangebot fallen zeitlich weitestgehend zusammen - sowohl über den Tag betrachtet, als auch im Jahresverlauf. Dies legt den Einsatz solarthermisch angetriebener Kälteanlagen zur Gebäudeklimatisierung nahe. Neben solaren Kühlanlagen, die ausschließlich der Kälteerzeugung dienen, gibt es auch sogenannte SolarCombiPlus Anlagen, Trinkwassererwärmung, die Raumheizung und Raumkühlung unter Nutzung thermischer Sonnenenergie ermöglichen. Die Kühlleistung wird dabei z.B. durch eine in das Gesamtsystem integrierte thermisch angetriebene Sorptionskältemaschine bereitgestellt.

Für die Marktentwicklung derartiger Produkte ist die Verfügbarkeit von standardisierten Verfahren zur ganzheitlichen Bewertung essentiell. Bis zum jetzigen Zeitpunkt existiert kein standardisiertes Leistungsprüfverfahren für Anlagen zur solarthermischen Kühlung. Im Jahr 2008 wurde daher am ITW das Projekt "SolTrans" mit dem Ziel initiiert, u.a. die nötigen Test- und Bewertungsverfahren für solarthermisch angetriebene Kältemaschinen zu entwickeln. Aufgrund des großen Einsatzbereichs und der Vielzahl unterschiedlicher Konfigurationen solarer Kühlanlagen eignet sich ein komponentenorientiertes Prüfverfahren am besten für die Ermittlung der Leistungsfähigkeit.

# Prüfung nach dem CTSS-Verfahren

Für Anlagen zur solaren Warmwasserbereitung und solare Kombianlagen steht bereits das komponentenorientierte CTSS-Verfahren (Component Testing and System Simulation) zur Verfügung, welches in der europäischen Normenreihe CEN/TS 12977 standardisiert ist. Abbildung 1 zeigt schematisch den Ablauf der Prüfung nach dem CTSS-Verfahren. Es gliedert sich in zwei Schritte, die Komponentenprüfung, welche die Bestimmung der benötigten Parameter beinhaltet und die Simulation des Gesamtsystems, die die Implementierung der gesamten Anlage in einem Simulationsprogramm sowie die Durchführung der entsprechenden Simulationsrechnungen beinhaltet.



Abbildung 1: Ablauf der Prüfung nach dem CTSS-Verfahrens nach CEN/TS 12977

Das CTSS-Verfahren bietet den Vorteil, dass die Solaranlage für die Leistungsprüfung nicht komplett auf einem Prüfstand aufgebaut werden muss. Stattdessen werden die zentralen Komponenten der Anlage einzeln geprüft. Die ermittelten Kenngrößen werden verwendet, um das Gesamtsystem in einem validierten Simulationsprogramm zu simulieren. Dies ermöglicht die Durchführung von sogenannten "Jahressimulationen" für das Gesamtsystem. In Tabelle 1 sind die für das CTSS-Verfahren maßgeblichen Normen aufgeführt. Durch den komponentenorientierten Ansatz ist das Verfahren äußerst flexibel und auf unterschiedlichste Systemkonfigurationen anwendbar. Dadurch dass die thermische Leistungsfähigkeit des Systems mittels einer numerischen Simulation ermittelt wird, können unterschiedlichste Randbedingungen bezüglich Wetter und Heizlasten gewählt werden.

Nummer	Titel "Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile"
EN 12975-1:2006	Kollektoren – Teil 1: Allgemeine Anforderungen
EN 12975-2:2006	Kollektoren – Teil 2: Prüfverfahren
CEN/TS 12977-1:2010	Kundenspezifisch gefertigte Anlagen – Teil 1: Allgemeine
	Anforderungen an Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung
	und solare Kombianlagen
CEN/TS 12977-2:2010	Kundenspezifisch gefertigte Anlagen – Teil 2: Prüfverfahren
	für Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung und solare
	Kombianlagen
EN 12977-3:2008	Kundenspezifisch gefertigte Anlagen – Teil 3: Leistungsprü-
	fung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen
CEN/TS 12977-4:2010	Kundenspezifisch gefertigte Anlagen – Teil 4: Leistungsprü-
	fung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen zur
	Trinkwassererwärmung und Raumheizung (Kombispeicher)
CEN/TS 12977-5:2010	Kundenspezifisch gefertigte Anlagen – Teil 5: Prüfmethoden
	für Regeleinrichtungen

Tabelle 1: Für das CTSS-Verfahren maßgebliche europäische Normen

# Prüfung der Komponenten

Ziel dieser Prüfung ist es, für die Hauptkomponenten (Sonnenkollektor, Speicher, Regelung und zukünftig auch die Kältemaschine) alle Kenngrößen zu ermitteln, durch die das thermische Verhalten der jeweiligen Komponente beschrieben werden kann. Diese Kenngrößen dienen als Parameter eines numerischen Modells, welches das dynamische thermische Verhalten der entsprechenden Systemkomponente beschreibt. Dafür wird die jeweilige Komponente verschiedenen Prüfsequenzen unterzogen. Aus den aufgezeichneten Messdaten können die Modellparameter durch Parameteridentifikation ermittelt werden. Für die Hauptkomponenten stehen standardisierte Prüfverfahren zur Verfügung:

# Leistungsprüfverfahren für thermische Solarkollektoren

Thermische Solarkollektoren werden nach EN 12975-2 geprüft. Für die dynamische Simulation des thermischen Verhaltens des geprüften Kollektors sollten folgende Daten ermittelt werden:

- Norm-Parameter zur Beschreibung des Kollektorwirkungsgrades
- Wärmekapazität des Kollektors
- Abhängigkeit der Wärmeverlustkoeffizienten des Kollektor von der Windgeschwindigkeit (z. B. für unverglaste Kollektoren)
- Einfallswinkel-Korrekturfaktor für direkte und diffuse Einstrahlung

- Einfluss des Massenstroms, falls relevant
- Einfluss des Kollektorneigungswinkels, falls relevant

# Leistungsprüfung für Warmwasserspeicher

Warmwasserspeicher für Solaranlagen werden nach EN 12977-3, Kombispeicher zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung nach CEN/TS 12977-4 geprüft. Für die dynamische Simulation des thermischen Verhaltens des Speichers sollten folgende Daten ermittelt werden:

- Höhe, effektives Volumen bzw. effektive Wärmekapazität des Speichers
- Höhe der Eintritts- und Austrittsanschlüsse
- Wärmeverlustrate des gesamten Speichers (Bei in der Speicherhöhe variierender Wärmedämmung sollte die Verteilung der Verlustrate für unterschiedliche Bereiche ermittelt werden.)
- Kennwerte, die die Beschaffenheit und den Abbau der thermischen Schichtung beschreiben (z.B. effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit).
- Positionen der Temperaturfühler
- Position, Volumen, Übertragungsvermögen und Fähigkeit zur geschichteten Beladung von integrierten Wärmeübertragern
- Position, Ausrichtung und effektiver Wirkungsgrad elektrischer Zusatzwärmequellen

# Prüfung der Regelung

Die Regelung wird nach einem der in CEN/TS 12977-5 beschriebenen Verfahren geprüft. Dabei sollten alle Daten, die für die Implementierung der Regelstrategie im Simulationsprogramm nötig sind, ermittelt werden.

# **Simulation des Gesamtsystems**

Das thermische Verhalten der Komponentenmodelle kann durch die in der Komponentenprüfung ermittelten Parameter an das thermische Verhalten der realen Komponenten angepasst werden. Durch Kopplung der Komponentenmodelle kann so ein numerisches Modell erstellt werden, welches das thermische Verhalten des untersuchten Gesamtsystems wiedergibt. Dazu werden die Komponentenmodelle in einem Systemsimulationsprogramm, z.B. TRNSYS, entsprechend dem hydraulischen Schaltplan gekoppelt und durch Implementierung der ermittelten Parameter und der Regelstrategie das reale System abgebildet. In einer Jahressimulation werden diesem Modell definierte Randbedingungen aufgeprägt, z.B. meteorologische Referenzbedingungen, Lastprofile für Trinkwassererwärmung und Raumheizung.

# Erweiterung des CTSS-Verfahrens für solarthermische Kühlsysteme und SolarCombiPlus Systeme

Durch eine Erweiterung kann das zuvor beschriebene Leistungsprüfverfahren auch zur Prüfung von solarthermischen Kühlsystemen und SolarCombiPlus Systemen verwendet werden. Bei den zusätzlichen Komponenten handelt es sich um eine thermisch angetriebene Kältemaschine und eine zur Rückkühlung der Kältemaschine benötigte Wärmesenke, wie z.B. eine Rückkühleinheit. In Abbildung 2 ist der Ablauf des erweiterten CTSS-Verfahrens schematisch dargestellt. Für die zusätzlichen Komponenten werden ebenfalls numerische Modelle und Leistungsprüfverfahren benötigt, die es ermöglichen die für die Systemsimulation benötigten Parameter zu ermitteln und das thermische Verhalten der entsprechenden Komponenten zu beschreiben. Als zusätzliche Randbedingung wird eine Kühllast vorgegeben.



Abbildung 2: Ablauf des erweiterten CTSS-Verfahrens

Für die Prüfung von solarthermischen Kältemaschinen bis zu einer maximalen Kühlleistung von 20 kW wurde im Rahmen des Projektes "SolTrans" am ITW der Universität Stuttgart ein Prüfstand entwickelt und errichtet. Die Kernkomponenten bilden drei hydraulische Module, die es ermöglichen einen solarthermischen Antriebskreislauf, einen Rückkühlkreislauf und einen Kühllastkreislauf zu emulieren. Die Auslasstemperaturen und Volumenströme der Module können unabhängig voneinander geregelt werden. Dadurch kann das Verhalten thermisch angetriebener Kältemaschinen unter dynamischen Betriebsbedingungen detailliert untersucht werden. Mit Hilfe dieses Prüfstandes können die weiteren Schritte zur Erweiterung des CTSS-Verfahrens auf solarthermisch angetriebene Kältemaschinen unternommen werden [2]:

- Definition von Kennwerten zur Leistungscharakterisierung von thermisch angetriebenen Kältemaschinen
- Entwicklung oder Anpassung eines numerischen Modells für thermisch angetriebene Kältemaschinen
- Validierung des numerischen Modells
- Entwicklung eines Leistungsprüfverfahrens für thermisch angetriebene Kältemaschinen, zur Komponentenprüfung im Rahmen des CTSS-Verfahrens
- Validierung des erweiterten CTSS-Verfahrens
- Einbindung des erweiterten CTSS-Verfahrens in eine überarbeitete Version der Normenreihe CEN/TS 12977

# **Zusammenfassung und Ausblick**

Für die Marktentwicklung im Bereich solarer Kühlsysteme und SolarCombiPlus Systeme ist die Verfügbarkeit von standardisierten Verfahren zur Ermittlung der thermischen Leistungsfähigkeit essentiell. Der große Einsatzbereich und die Vielzahl unterschiedlicher Konfigurationen solarthermischer Kühlanlagen legen die Anwendung eines komponentenorientierten Prüfverfahrens nahe. Im Rahmen des Projektes SolTrans wird daher eine Erweiterung des in CEN/TS 12977 standardisierten CTSS-Verfahrens entwickelt. Zu diesem Zweck wurde am ITW der Universität Stuttgart ein Prüfstand errichtet, der es erlaubt, thermisch angetriebene Kältemaschinen unter dynamischen Betriebsbedingungen zu untersuchen. Mit Hilfe des Prüfstands können Leistungsprüfverfahren für thermisch angetriebene Kältemaschinen und Wärmepumpen entwickelt und standardisiert durchgeführt werden. Nach dem erfolgreichen Abschluss einer umfangreichen Validierung ist geplant, die neu entwickelten bzw. erweiterten Verfahren in die europäische Normung einzubringen.

# Danksagung

Das Projekt SolTrans wird teilweise mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie (BMWi) unter dem Förderkennzeichen 0327454A gefördert und vom Projektleiter Jülich (PtJ) betreut. Die Autoren danken für die gewährte Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

- [1] Aebischer B. et al.: Impact of climate change on thermal comfort, heating and cooling energy demand in Europe, ECEEE 2007 Summer study, France, 2007
- [2] P. Frey, H. Drück, H. Müller-Steinhagen: Extension of the CTSS test method towards solar cooling systems. Proceedings of EuroSun 2010, Graz, Österreich.

### ECOLOGICAL ASSESSMENT OF SOLAR THERMAL COOLING SYSTEMS

#### Björn Ehrismann, Patrick Frey and Harald Drück

Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW) Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS) University of Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany, ehrismann@itw.uni-stuttgart.de

### 1. Abstract

The environmental benefits of the use of renewable energy sources for cooling are widely known. As it is common practice this consideration usually only takes into account the driving energy source of the system. A complete and valid statement related to the environmental friendliness can only be obtained by taking into account the whole life cycle of the solar thermal cooling system. This paper presents a procedure to determine the assessment criteria amortisation time, yield ratio and savings on the basis of the global warming potential (GWP) and the cumulative primary energy demand (CED) of the system during its whole lifetime. As an example a typical solar thermal cooling system is compared to a conventional electrically and fossil fuel driven system by performing a life cycle assessment (LCA) on each of the systems. The obtained results and derived optimisation potential are discussed and recommendations for future work are given.

### 2. Introduction

The worldwide increasing demand for cooling leads to a growing consumption of fossil fuels and increasing environmental pollution. The use of solar thermal driven sorption chillers instead of conventional electrically driven compression chillers is one option to counteract this trend. Apart from simple solar thermal cooling systems thermal driven chillers are also used in combined solar thermal heating and cooling systems. These so called SolarCombiPlus systems are capable of providing space heating, domestic hot water preparation and space cooling. To support the still young but growing market of solar cooling technologies, standardized methods are necessary, that allow an assessment and comparison of different cooling systems based on energetic and ecological aspects. This requires both, standardized performance test methods as well as standardized procedures for the determination of the overall environmental impact. To develop the required testing and assessment procedures for solar thermal cooling systems including SolarCombiPlus systems with a cooling capacity of up to 20 kWth, the project "SolTrans", which is financed by the German Ministry of Economy and Technology (BMWi), was initiated at ITW in 2008 (Frey, 2010). Streicher et al. (2004) developed a methodology to perform an overall environmental assessment of solar domestic hot water systems and solar combisystems. Within the project "SolTrans" this methodology has been taken up and developed further to perform an overall ecological assessment of solar thermal cooling systems and SolarCombiPlus systems which takes the savings of greenhouse gas emissions and primary energy savings of these systems into account.

### 3. Ecological assessment of solar thermal cooling systems

It is common sense that the use of renewable energy sources for heating and cooling has environmentally friendly effects, such as the reduction of  $CO_2$ -emissions and the protection of fossil fuel resources. In order to perform an overall ecological assessment not only energy or emission savings during operation of solar thermal cooling systems have to be taken into account. Also the energy consumption and greenhouse gas emissions caused by production, delivery and maintenance of the system play a decisive role related to the determination of the overall environmental impact. A complete examination has to cover the whole life cycle of the product from raw material acquisition through production, use, end-of-life treatment, recycling and final disposal (i.e. cradle-to-grave) according to EN ISO 14040 - 14043 (CEN, 2006). This can be performed by means of a life cycle assessment (LCA) which allows for a comparison of solar cooling systems with conventional systems providing the same comfort and an assessment of their environmental impact. The

investigation is carried out in several steps by performing a life cycle inventory (LCI), which is then used for an assessment of the life cycle impact. The results of the life cycle impact assessment (LCIA) are used to determine comparative assessment criteria for solar thermal cooling systems.

### 3.1 Life cycle inventory analysis

In a first step a life cycle inventory (LCI) analysis is carried out to list all materials and processes needed during the life cycle of the system. For this the investigated system is split up into its main components. The main components are split up further into sub components until each component can be allocated to a dataset of a LCA database. The presented investigation is based on the ecoinvent database (Frischknecht and Rebitzer, 2005). To give an impression of the level of detail Tab. 2 shows the life cycle inventory regarding the production of a main component of solar thermal cooling systems – a solar thermal driven chiller. Materials and processes used in the production are accounted for for each component by quantity and unit. Structure and level of detail interact with the available datasets of the LCA database. Hence the generation of a life cycle inventory is an iterative process.

### 3.2 Life cycle impact assessment

On the basis of the life cycle inventory a life cycle impact assessment (LCIA) is carried out for different aspects such as primary energy consumption or contribution to global warming. This is performed by applying different impact assessment methods to the elaborated life cycle inventory. The goal of the life cycle assessment is e.g. a statement if it is energetically and ecologically worthwhile to use solar thermal driven cooling systems instead of conventional electrically driven cooling systems. In addition, information about the quantity of energetic and ecological advantages of solar thermal driven cooling systems can be gained. Investigations in this publication are based on two environmental impact categories, the cumulative energy demand (CED) and the global warming potential (GWP).

The cumulative energy demand (CED) accounts for the primary energy required to produce, deliver, operate and maintain the solar cooling system. Apart from the cumulative energy demand properties of the substances that are emitted to the environment during the life cycle of the system play an important role. The global warming potential (GWP) indicates the  $CO_2$ -equivalent of emitted greenhouse gases. The characteristic values for greenhouse gas emissions used in this publication are based on global warming potentials published in IPCC's Fourth Assessment Report (IPCC, 2007). The GWP can be determined for different time horizons. In this publication the GWP is determined for the common time horizon of 100 years (GWP 100a).

The total primary energy used for a system is the sum of the cumulative energy demand (CED) for production (index p), operation (index o) and maintenance (index m). The CED [kWh] for production occurs at the beginning of the life cycle of the system. Hence it is independent of time. For operation and maintenance the CED is time dependent [kWh  $a^{-1}$ ] and therefore multiplied by the time t.

$$CED(t) = CED_p + CED_o \cdot t + CED_m \cdot t$$
 (eq. 1)

A similar equation can be defined for the GWP accounting for the greenhouse gas emissions caused by production (index p), operation (index o) and maintenance (index m). The GWP is given in kg CO<sub>2</sub>-equivalents (kg CO<sub>2</sub>-Eq.) respectively kg CO<sub>2</sub>-Eq.  $a^{-1}$  for time dependent values of operation and production.

$$GWP(t) = GWP_{n} + GWP_{o} \cdot t + GWP_{m} \cdot t$$
 (eq. 2)

In the field of refrigeration technology it is common practice to use the TEWI (Total Equivalent Warming Impact) method described in EN 378-1 (CEN, 2010) to determine the total GWP of a system according to:

$$TEWI = GWP_e \cdot L \cdot t + GWP_e \cdot m \cdot (1 - \alpha_R) + t \cdot E_a \cdot \beta$$
 (eq. 3)

Where GWP<sub>e</sub> is the global warming potential of the emitted refrigerant in kg CO<sub>2</sub>-Eq. per kg refrigerant, L is the leakage rate in kg a<sup>-1</sup>, t is the time in a, m is the mass of refrigerant filling in kg,  $\alpha_R$  is the recovery factor that describes the fraction of refrigerant that can be recycled at the end of the system's life time compared to the total mass of refrigerant in the system. E<sub>a</sub> is the annual electrical energy consumption of the system in kWh and  $\beta$  represents the CO<sub>2</sub>-emissions caused by production of electricity in kg CO<sub>2</sub>-Eq. per kWh. The three summands shown in eq. 3 are also accounted for within the presented life cycle impact assessment. Due to the fact that the first and the last summand are time dependent those two are part of the GWP of operation. The second summand of eq. 3 is considered within the GWP of production. Hence the presented method includes the determination of the complete GWP according to the TEWI method. Apart from the processes accounted for by the TEWI the presented life cycle impact assessment also considers the GWP of producing, operating and maintaining the whole system. This also includes e.g. the production of the refrigerant and initially filling the system as well as the greenhouse effect of refilling leakage losses during operation.

### 3.3 Comparative assessment criteria

To compare different systems, additional relative assessment criteria are derived from the CED and GWP. Streicher et al. (2004) introduced the energetic payback time of solar thermal systems, which is defined as the period the system has to be in operation in order to save the amount of primary energy that has been spent for production, operation and maintenance of the system. On this basis an amortisation time (AT) regarding the CED and the GWP is defined. The amortisation time (AT) specifies the time a solar thermal driven system (index sol) has to be in operation to save the primary energy consumption or greenhouse gas emissions that were caused by the additional expense of production, operation and maintenance compared to a conventional system (index conv). By comparing the total CED or GWP of the solar thermal cooling system with the total CED or GWP of the conventional system according to eq. 4 and eq. 5 the amortisation time for the CED and GWP can be determined according to eq. 6 and eq. 7.

$$CED(t)_{sol} = CED(t)_{conv}$$
 (eq. 4)

$$GWP(t)_{sol} = GWP(t)_{conv}$$
 (eq. 5)

$$AT_{CED} = \frac{CED_{p,sol} - CED_{p,conv}}{\left(CED_o + CED_m\right)_{conv} - \left(CED_o + CED_m\right)_{sol}}$$
(eq. 6)

$$AT_{GWP} = \frac{GWP_{p,sol} - GWP_{p,conv}}{\left(GWP_o + GWP_m\right)_{conv} - \left(GWP_o + GWP_m\right)_{sol}}$$
(eq. 7)

If a solar thermal cooling system has a lifetime longer than the specific amortisation time AT it is energetically and ecologically worthwhile to use it. Hence, based on this assessment criterion a statement can be made if the usage of a solar thermal cooling system is preferable, instead of e.g. using a conventional, electrically driven compression cooling system to provide the same comfort.

Beyond the amortisation time the system effectively saves primary energy and reduces the emissions of greenhouse gases. However the amortisation time AT does not give a conclusion about the quantity of saved energy and emissions. The absolute values of saved primary energy or avoided emissions of greenhouse gases (index sav) are time dependent and can easily be described by the difference between the total CED resp. GWP of the conventional system and the solar thermal driven system:

$$CED_{sav}(t) = CED_{conv}(t) - CED_{sol}(t)$$
(eq. 8)

$$GWP_{sav}(t) = GWP_{conv}(t) - GWP_{sol}(t)$$
(eq. 9)

In order to provide a comparable criterion that takes the quantity of saved energy and emissions into account a third assessment criterion is defined - the yield ratio (YR). This factor specifies how often a system saves during its lifetime  $t_{life}$  the amount of primary energy or greenhouse gases that was caused by the production compared to a conventional system. The yield ratio is an indicator of how effective a system is in saving energy or preventing the emission of greenhouse gases. The yield ratio is calculated by the fraction of the lifetime ( $t_{life}$ ) and the specific amortisation time according to eq. 10 and eq. 11.

$$YR_{CED} = \frac{(CED_o(t_{life}) + CED_m(t_{life}))_{conv} - (CED_o(t_{life}) + CED_m(t_{life}))_{sol}}{CED_{p,sol} - CED_{p,conv}} = \frac{t_{life}}{AT_{CED}}$$
(eq. 10)

$$YR_{GWP} = \frac{(GWP_o(t_{life}) + GWP_m(t_{life}))_{conv} - (GWP_o(t_{life}) + GWP_m(t_{life}))_{sol}}{GWP_{p,sol} - GWP_{p,conv}} = \frac{t_{life}}{AT_{GWP}}$$
(eq. 11)

Due to the fact that solar thermal cooling systems are a very young technology there is so far no reliable information on the lifetime of these systems. The lifetime of solar combisystems is in the range of 20 years. Hence, in the following a lifetime of 20 years is estimated for the whole solar thermal cooling system. This value may be adapted with available long term data of solar thermal cooling systems.

#### 4. Description of the investigated solar cooling system and the reference system

As already mentioned the life cycle assessment is performed by comparing a solar thermal cooling system, in this case a SolarCombiPlus system, to a conventional heating and cooling system using an electrically driven chiller and an oil fired boiler providing the same comfort. As an example, in the following a fictive typical SolarCombiPlus system is opposed to a generic conventional heating and cooling system.

### 4.1 Solar thermal cooling system: SolarCombiPlus system

The operated thermal driven chiller is an absorption chiller using lithium bromide as sorbent and water as refrigerant. It is driven by thermal energy provided by eleven evacuated tubular collectors with a total aperture area of 38.5 m<sup>2</sup>. The working fluid of all circuits is water. At nominal operation the absorption chiller provides a chilling capacity of 10 kW<sub>th</sub>. To temporarily bridge a lack related to the availability of thermal driving energy a heat store with a total volume of 2.000 l is used. The absorption chiller provides chilled water to the cold distribution system consisting of four convectors with an electricity consumption of 56 W each. Full cooling capacity and high efficiency of thermal driven chillers can only be reached when operating the chiller at relative high chilling temperatures (14 - 18 °C chilled water temperature). Due to this fact the convectors are sized very large in comparison to the convectors of conventional cooling systems providing space cooling at convector inlet flow temperatures of 14 °C. Waste heat of the solar cooling system is rejected by a hybrid heat rejection unit with a nominal electricity consumption of the fans of 280 W. In times of high outdoor temperatures and high cooling loads the evaporative cooling is used by spraying water onto the ambient air heat exchanger. Fig. 1 shows the investigated SolarCombiPlus system. The dotted line indicates the boundary used for LCA. Boiler, domestic hot water distribution system, space heating distribution system as well as the pumps in the boiler circuit and the heating circuit are outside the boundary due to the fact that they are identical for both the SolarCombiPlus system and the conventional reference system. The four circulation pumps inside the boundary are grouped in a hydraulic station. A central controller with a nominal power of 1.5 W is used to control the whole system and the room temperatures. The fractional energy savings of the system regarding the heat demand are considered to be 45 %. The rest is covered by the boiler.



Fig. 1: Hydraulic scheme of the SolarCombiPlus system

### 4.2 Conventional reference heating and cooling system

The European market for individual air conditioning systems is dominated by single split units with 78 % market share (Grignon-Masse et al.). Hence, as reference cooling system a conventional electrically driven compression cooling system is used. A system consisting in total of four split units with a cooling capacity of 2.5 kW<sub>th</sub> each is assumed. The energy efficiency of an electrically driven cooling unit is characterised by the Energy Efficiency Ratio (EER). According to eq. 12 it is defined as the ratio between cooling capacity  $\dot{Q}_{cool}$  and electric power input P<sub>el</sub>.

$$EER = \frac{\dot{Q}_{cool}}{P_{el}}$$
(eq. 12)

Riviere et al. (2009) identified an average Energy Efficiency Ratio (EER) of single split units for cooling of 2.9. Taking this into account a total average electrical power consumption of 3,448 W is needed to provide a chilling capacity of 10 kW<sub>th</sub>. Fig. 2 shows the conventional heating and cooling system used as reference system. The boundary is given by the dotted line. It includes the split air conditioners and a 1351 heat store. The volume of the heat store was chosen in accordance with the reference system used by Streicher et al. (2004).



Fig. 2: Hydraulic scheme of the conventional reference system

### 5. Impact assessment of the investigated cooling systems

In order to determine the cumulative energy demand and the global warming potential for each system the CED and GWP for production, maintenance, and operation have to be determined. Disposal or recycling of the systems apart from the recovery of the refrigerant is not accounted for in this investigation due to the insufficient data base regarding disposal. All specific values for CED and GWP are taken from the ecoinvent database v2.2, which represents the situation in Germany in 2010. Direct emissions of R134a to the environment are accounted for with a GWP of 1,430 according to IPCC (2007).

### 5.1 Impact of production

The CED for production includes the primary energy needed for all production processes beginning with the mining of raw materials, conversion to semi finished products, manufacturing of the final product, transport and installation of the system. The GWP of production includes all emissions of greenhouse gases during this phase of the life cycle. Following this procedure the cumulative energy demand and the global warming potential are determined for all main components of the SolarCombiPlus system and the conventional heating and cooling system as shown in Tab. 1.

	Sola	rCombiPl	us system	Reference system			
Main component	Weight	CED	GWP	Weight	CED	GWP	
	[kg]	[kWh]	[kg CO <sub>2</sub> -Eq.]	[kg]	[kWh]	[kg CO <sub>2</sub> -Eq.]	
Absorption chiller	380.0	7,157.0	1,623.2	-	-	-	
Piping	151.0	2,303.2	410.9	-	-	-	
Store	268.0	3,634.0	720.5	90.0	920.0	187.0	
Extension vessel	7.6	185.2	37.7	-	-	-	
Hydraulic station	45.5	557.1	117.5	-	-	-	
Solar collectors	634.2	26,248.3	3,717.5	-	-	-	
Collector field periphery	88.7	3,209.3	722.3	-	-	-	
Heat rejection unit	166.0	3,579.8	1,059.1	-	-	-	
Convectors	244.4	7,856.9	1,844.4	-	-	-	
Split unit	-	-	-	185.2	3,970.8	2,260.4	
Sum materials and processes	1,985.3	54,730.9	10,253.2	275.2	4,890.8	2,447.4	
Transport (incl. 10 wt% packing)	2,183.9	3,123.0	633.4	302.7	644.7	130.1	
Assembly and installation	-	5,785.4	1,088.7	-	553.6	257.8	
Sum production	2,183.9	63,639.3	11,975.3	302.7	6,089.1	2,835.3	

To determine the values of GWP and CED for production the main components are divided into smaller subcomponents until a suitable level of detail is reached to be able to use the given component properties (e.g. mass, material) in combination with the corresponding data of the ecoinvent database. The absolute values (CED [kWh], GWP [kg CO<sub>2</sub>-Eq.]) are obtained by multiplication of the specific quantity with the respective unit-specific value (CED [kWh unit<sup>-1</sup>], GWP [kg CO<sub>2</sub>-Eq. unit<sup>-1</sup>]) from the ecoinvent database. As an example of main components the life cycle inventory and assessment for the thermal driven chiller is given in Tab. 2. The life cycle inventory and assessment of the other main components of the SolarCombiPlus system and the reference system are not listed but where performed with the same level of detail.

Due to the fact that there is no dataset available for lithium bromide the dataset of a similar material (lithium chloride) was used. In the conventional system each air conditioning unit contains 1 kg of the widely used R134a as refrigerant. Based on the overview on refrigerant leakages of common cooling systems given by Frischknecht (1999) the leakages are assumed to be 3 % during initial filling of the system and 15 % at the end of the lifetime ( $\alpha_R = 0.85$ ). These recovery losses at the end of the system's life are accounted for within the impact of production to reach conformity with the TEWI method.

				CED		GWP	
Component	Material / Process	Unit	Quantity	[kWh unit <sup>-1</sup> ]	[kWh]	$[kg CO_2-Eq. unit^{-1}]$	[kg CO <sub>2</sub> - Eq.]
Vessels, tube bundle heat	chromium steel	[kg]	150.0	21.3	3195.0	4.5	675.0
exchangers and plate heat	chromium steel sheet rolling	[kg]	125.0	3.0	375.0	0.6	75.0
exchangers (generator,	drawing of chromium steel	[kg]	25.0	1.2	30.0	4.5	112.5
absorber, solvent heat exchanger, reservoirs)	steel welding using gas	[m]	5.0	0.6	3.0	0.2	1.0
	chromium steel	[kg]	5.0	21.3	106.5	4.5	22.5
	chromium steel product MFG	[kg]	5.0	11.8	59.0	2.4	12.0
Valves (hand valves and	brass	[kg]	5.0	11.9	59.5	2.5	12.5
Valves (hand valves and actuated control valves)	brass product MFG	[kg]	5.0	9.1	45.5	1.9	9.5
	polypropylene handle	[kg]	0.5	20.9	10.5	2.0	1.0
	plastic injection moulding	[kg]	0.5	8.0	4.0	1.3	0.7
	controller	[kg]	1.5	128.4	192.6	26.0	39.0
Pumps	Pumps pumps (3 x 2,5 kg)		3.0	32.9	98.7	7.0	21.0
Thermal insulation	thermal insulation	[kg]	2.5	35.1	87.8	4.5	11.3
Screw connections of the	chromium steel	[kg]	5.0	21.3	106.5	4.5	22.5
piping	chromium steel product MFG	[kg]	5.0	11.8	59.0	2.4	12.0
Refrigerant (lithium production		[kg]	10.0	17.8	178.0	4.6	46.0
Fromo structuro	low-alloyed steel	[kg]	40.0	7.7	308.0	1.8	72.0
	steel sheet rolling	[kg]	40.0	1.8	72.0	0.4	16.0
Rase tub	chromium steel	[kg]	25.0	21.3	532.5	4.5	112.5
Frame structure Base tub	chromium steel sheet rolling	[kg]	25.0	3.0	75.0	0.6	15.0
Sheet metal covering	low-alloyed steel	[kg]	100.0	7.7	770.0	1.8	180.0
Sheet metal covering	steel sheet rolling	[kg]	100.0	1.8	180.0	0.4	40.0
Welding seam of the casing	steel welding	[m]	1.0	0.6	0.6	0.2	0.2
Paint	alkyd paint	[kg]	2.0	23.1	46.2	2.9	5.8
Chromium steel nining	chromium steel	[kg]	10.0	21.3	213.0	4.5	45.0
om om one of the provide states of the provi	chromium steel sheet rolling	[kg]	10.0	3.0	30.0	0.6	6.0
Copper piping	copper	[kg]	15.0	9.4	141.0	1.9	28.5
	copper sheet rolling	[kg]	15.0	1.8	27.0	0.4	6.0
Welding seam of piping	steel welding of piping	[m]	20.0	0.6	12.0	0.2	4.0
Inermal insulation of the piping	rmal insulation of the hermal insulation of tubes		1.0	35.1	35.1	4.5	4.5
Metal working factory	metal working factory	[kg]	340.0	0.3	102.0	0.0	13.2
Plastics processing factory	plastics processing factory	[kg]	0.5	0.9	0.5	0.2	0.0
Pump factory	pump factory	[pcs.]	3.0	0.5	1.5	0.1	1.0
Sum	-	[kg]	380.0	-	7157.0	-	1623.2

### Tab. 2: Life Cycle Inventory and Assessment of the investigated absorption chiller

After manufacturing (MFG) the system has to be transported to the place of installation. As obvious and also shown in Tab. 3 the cumulative energy demand and the global warming potential depend on the distance and the total weight of the system. For transportation packaging of the system is necessary. The weight of the packaging is assumed to be 10 % of the weight of the system. Hence the total weight for transportation including packaging is 110 % of the system weight. In conformance with Streicher et al. (2004) it was assumed that the systems are transported by truck from the manufacturing plant to the wholesaler over a distance of 300 km. From the wholesaler to the place of installation the system is transported by delivery van over a distance of 100 km. Split air conditioner units are usually produced in Asia. Hence an additional transport effort from Osaka harbour to Hamburg harbour is considered for the split units.

For assembly and installation there is no general database available. The effort of installation varies depending on the installation place and the system. Following Streicher et al. (2004) a general approach of 10 % of the CED resp. GWP of the production of materials and transport is used to calculate the impact of assembly and installation. Taking manufacturing, transport and installation into account a total sum of CED resp. GWP can be obtained as shown in Tab. 1.

Tab. 3: Determination of cumulative energ	y demand and globa	l warming potential for	transport
---	--------------------	-------------------------	-----------

SolarCombiPlus system			CED		GWP		
Vehicle	Distance [km]	Weight [kg]	$[\mathbf{kWh} \mathbf{t}^{-1} \mathbf{km}^{-1}]$	[kWh]	$[kg CO_2 - Eq. t^{-1} km^{-1}]$	[kg CO <sub>2</sub> -Eq.]	
Lorry	300	2,183.9	1.6	1,048.3	0.3	196.6	
<b>Delivery van</b>	100	2,183.9	9.5	2,074.7	2.0	436.8	
Sum	-	-	-	3,123.0	-	633.4	

<b>Reference system</b>			CED		GWP		
Vehicle	Distance [km]	Weight [kg]	$[\mathbf{kWh} \mathbf{t}^{-1} \mathbf{km}^{-1}]$	[kWh]	$[kg CO_2-Eq. t^{-1} km^{-1}]$	[kg CO <sub>2</sub> -Eq.]	
Transoceanic freight ship	20,800	203.7	0.05	211.8	0.01	42.4	
Lorry	300	302.7	1.6	145.3	0.3	27.2	
<b>Delivery van</b>	100	302.7	9.5	287.6	2.0	60.5	
Sum	-	-	-	644.7	-	130.1	

### 5.2 Impact of Operation

The energetic and ecological impact of operation is primarily caused by the consumption of fossil fuel and electrical power. The  $GWP_o$  is additionally influenced by the leakage of refrigerant from the conventional cooling system. The annual CED caused by electrical components is obtained by multiplication of the power consumption, the operating hours and the primary energy factor for electricity. The CED caused by the boiler firing is obtained by division of the annual thermal energy demand for space heating and domestic hot water preparation by the boiler efficiency and multiplication with the primary energy factor of oil. For the annual GWP the specific values of greenhouse gas emissions are used instead of the primary energy factors.

Tab. 4: Determination of the cumulative energy demand and the global warming potential for operation

Sola	arCombiPlus syster	C	ED	GWP		
Electricity consumer	Power consumption [W]	Operating hours [h a <sup>-1</sup> ]	$[kWh kWh_{el}^{-1}]$	$[kWh a^{-1}]$	$[kg CO_2-Eq. kWh_{el}^{-1}]$	[kg CO <sub>2</sub> - Eq. a <sup>-1</sup> ]
Cold distribution pump	40	500	3.5	70.0	0.7	14.0
Chiller pump station	120	500	3.5	210.0	0.7	42.0
Solar pumps	120	1,500	3.5	630.0	0.7	126.0
Chiller	150	500	3.5	262.5	0.7	52.5
Heat rejection unit	280	500	3.5	490.0	0.7	98.0
Controller	1.5	8,760	3.5	46.0	0.7	9.2
Convectors	224	500	3.5	392.0	0.7	78.4
Fuel consumer	Energy demand [kWh <sub>th</sub> a <sup>-1</sup> ]	boiler efficiency [-]	$[kWh kWh_{th}^{-1}]$	[kWh <sup>-1</sup> ]	$[kg CO_2-Eq. kWh_{th}^{-1}]$	[kg CO <sub>2</sub> - Eq. a <sup>-1</sup> ]
Oil fired boiler	6,973.5	0.85	1.3	10,665.4	0.3	2,461.2
Sum	-	-	-	12,765.9	-	2,881.3

	Reference system			ED	GWP	
Electricity consumer	Power consumption [W]	Operating hours [h a <sup>-1</sup> ]	$[kWh kWh_{el}^{-1}]$	[kWh a <sup>-1</sup> ]	$[kg CO_2-Eq. kWh_{el}^{-1}]$	[kg CO <sub>2</sub> - Eq. $a^{-1}$ ]
Split Unit	3,448.3	500	3.5	6,034.5	0.7	1,206.9
Controller	6.0	8,760	3.5	184.0	0.7	36.8
Leakage of refrigerant [kg a <sup>-1</sup> ]			[kWh kg <sup>-1</sup> ]	[kWh a <sup>-1</sup> ]	[kg CO <sub>2</sub> -Eq. kg <sup>-1</sup> ]	[kg CO <sub>2</sub> - Eq. $a^{-1}$ ]
	0.3		0.0	0.0	1,430.0	429.0
Fuel consumer	Energy demand [kWh <sub>th</sub> a <sup>-1</sup> ]	boiler efficiency [-]	$[kWh kWh_{th}^{-1}]$	$[\mathbf{kWh} \ \mathbf{a}^{-1}]$	$[kg CO_2-Eq. kWh_{th}^{-1}]$	[kg CO <sub>2</sub> - Eq. a <sup>-1</sup> ]
Oil fired boiler	12,679.0	0.85	1.3	19,391.4	0.3	4,474.9
Sum	-	-	-	25,609.9	-	6,147.6

The total annual thermal energy demand for space heating and domestic hot water preparation is considered to be 12,679 kWh<sub>th</sub>. According to EN-12977-2 this value consists of 9,090 kWh<sub>th</sub> for space heating, 2,945 kWh<sub>th</sub> for domestic hot water preparation and 644 kWh<sub>th</sub> thermal losses of the heat store. Chiller operation is assumed to be 500 h a<sup>-1</sup> according to the guideline 2002/31/EG (EG, 2002) of the European commission regarding energy labelling of room air conditioners. As shown in Tab. 4, for the reference system no pumps are considered. Nevertheless the annual consumption of electrical energy of the reference system is nearly three times as high as the electrical energy consumption of the solar thermal driven system due to the operation of compressors in the split units. According to Frischknecht (1999) the leakages during operation are assumed to be 7.5 % per year (L = 0.3 kg a<sup>-1</sup> for four units).

### 5.3 Impact of Maintenance

Maintenance and service for the SolarCombiPlus system are considered to consist of revision effort like inspection of the primary pressure of the expansion vessel and system pressure every year. Inspection mainly causes expenditure of human labour which is not taken into account in the assessment with regard to CED and GWP. For the reference system an annual inspection is required according to EN 378-4. Within this inspection the refrigerant leakage is being compensated by refilling the lost amount of refrigerant. Apart from this for both systems the energetic and ecological impact of driving to the place of installation has to be taken into account. The bi-directional journey is considered to be  $2 \times 30 \text{ km} = 60 \text{ km}$  in a passenger car. Hence a yearly value of 60 km in a passenger car is accounted for for both systems. The unit pkm refers to passenger-kilometre. The impact of maintenance is summarized in Tab. 5.

Tab. 5: Summary of the cumulative energ	y demand and the global	l warming potential for maintenance
---	-------------------------	-------------------------------------

SolarCombiPlus system		CED		GWP		
Maintenance	Unit	Quantity	$[\mathbf{kWh} \mathbf{a}^{-1} \mathbf{unit}^{-1}]$	[kWh a <sup>-1</sup> ]	[kg CO <sub>2</sub> -Eq. a <sup>-1</sup> unit <sup>-</sup>	<sup>1</sup> ] [kg CO <sub>2</sub> -Eq. a <sup>-1</sup> ]
Passenger car	[pkm]	60	1.4	84.0	0.2	12.0
Sum	-	-	-	84.0	-	12.0

Reference system			CED		GWP	
Maintenance	Unit	Quantity	$[\mathbf{kWh} \mathbf{a}^{-1} \mathbf{unit}^{-1}]$	[kWh a <sup>-1</sup> ]	$[kg CO_2-Eq. a^{-1} unit^{-1}]$	[kg CO <sub>2</sub> -Eq. a <sup>-1</sup> ]
Passenger car	[pkm]	60	1.4	84.0	0.2	12.0
<b>Refilling refrigerant</b>	[kg]	0.3	44.6	13.4	103.3	31.0
Sum	-	-	-	97.4	-	43.0

By this CED and GWP for production, operation and maintenance are determined and listed in Tab. 6. A total sum cannot be provided due to the fact that the values for operation and maintenance are time

dependent. On the basis of these values the comparative assessment criteria introduced in chapter 3.3 are determined and listed in Tab. 7.

		CED				GWP	
	Unit	SolarCombiPlus system	Reference system		Unit	SolarCombiPlus system	Reference system
Production	kWh	63,639.3	6089.1	Í	kg CO <sub>2</sub> -Eq.	11,975.3	2,835.3
Operation	$kWh a^{-1}$	12,765.9	25,609.9		kg CO <sub>2</sub> -Eq. a <sup>-1</sup>	2,881.3	6,147.6
Maintenance	$kWh a^{-1}$	84.0	97.4		kg $CO_2$ -Eq. a <sup>-1</sup>	12.0	43.0

Tab. 6: Summary of the CED and GWP potential for production, operation and maintenance

Tab. 7: Amortisation time, yield ratio	and achieved savings during	lifetime regarding CED and GWP
--	-----------------------------	--------------------------------

CED			GWP			
AT	YR	savings	AT	YR	savings	
[a]	[-]	[kWh]	[a]	[-]	[kg CO <sub>2</sub> -Eq.]	
4.5	4.5	199,597.8	2.8	7.2	56,806.0	

After 4.5 years of operation the investigated SolarCombiPlus system effectively saves primary energy. Due to the fact that thermal driven chillers only use harmless working fluids with regard to global warming, the amortisation time related to the GWP is only 2.8 years. After this period of operation the SolarCombiPlus system effectively contributes to decreasing the greenhouse effect. In a lifetime of 20 years the investigated SolarCombiPlus system is capable of saving nearly 57 tons of  $CO_2$  which is about five times as much as the amount of greenhouse gases that have been emitted during production. Solar thermal cooling systems and especially SolarCombiPlus systems can very effectively contribute to the reduction of global warming and the protection of non renewable energy sources.

### 6. Ecological Assessment of cooling systems

Life cycle assessment according to the presented procedure not only provides a final statement on the ecological and energetic profitability of solar thermal cooling systems. It also allows the comparison of different system configurations and the determination of optimisation potential.

A SolarCombiPlus system gives the opportunity of using one distribution both for heat distribution and cold distribution for example in a floor heating system. Hence it is possible to save the CED and GWP caused by the convectors of the investigated SolarCombiPlus system. Apart from these savings the efficiency of the thermal driven chiller can be increased using a floor cooling due to the higher cooling temperatures that are possible. A case study for the combined use of the distribution system for space heating and cooling has been carried out. All other system characteristics including operation characteristics of the chiller are estimated to be the same.

Tab. 8: Summary of the CED and GWP	potential for production,	operation and maintenance
------------------------------------	---------------------------	---------------------------

		CED			GWP	
	Unit	SolarCombiPlus system	Reference system	Unit	SolarCombiPlus system	Reference system
Production	kWh	54,531.6	5,849.4	kg CO <sub>2</sub> -Eq.	9,873.7	2,790.8
Operation	kWh $a^{-1}$	12,373.9	25,609.9	kg CO <sub>2</sub> -Eq. a <sup>-1</sup>	2,802.9	6.147.6
Maintenance	$\mathbf{kWh} \ \mathbf{a}^{-1}$	84.0	95.6	kg CO <sub>2</sub> -Eq. a <sup>-1</sup>	12.0	43.0

Tab. 8 shows the GWP and CED for production, operation and maintenance of the new system configuration with a combined heating and cooling distribution system. Both the effort for production and the effort for operation of the SolarCombiPlus system have been reduced.

As Tab. 9 shows the amortisation time can be decreased tremendously by 0.7 to 0.8 years when using a combined heat and cold distribution system instead of convectors. The yield ratio is increased and remarkable savings are achieved. The combined use of the distribution system results in an increase of the savings of 6.4 % regarding greenhouse gas emissions and 8.4 % regarding primary energy during 20 years of operation.

CED			GWP			
AT	YR	savings	AT	YR	savings	
[a]	[-]	[kWh]	[a]	[-]	[kg CO <sub>2</sub> -Eq.]	
3.7	5.4	216,269.8	2.1	9.5	60,430.9	

### 7. Conclusion

An energetic and ecological assessment based on life cycle assessment (LCA) of solar thermal cooling systems was presented. The energetic amortisation time (AT) introduced for solar domestic hot water systems and solar combisystems by Streicher et al. (2004) was used and extended by an assessment method related to the Global Warming Potential (GWP) of solar thermal cooling systems including SolarCombiPlus systems. As additional assessment criteria the yield ratio (YR) and the absolute savings where introduced. An exemplary assessment of a typical SolarCombiPlus system showed the applicability of this method for solar thermal cooling systems. On the basis of a life cycle impact assessment (LCIA) possibilities for improvement of SolarCombiPlus systems have been identified and evaluated. Hence the described method enables the determination of an overall environmental assessment of solar thermal cooling systems and may additionally be used as optimisation tool.

### 8. Outlook

Regarding the final values of AT, YR and savings of primary energy and greenhouse gas emissions it has to be taken into account that the compared systems are on the one side an emerging and young technology using small scale thermal solar thermal driven chillers and on the other side a well established technology that has already passed through decades of optimisation. Especially for the thermal driven chiller there is a great potential of reduction of the impact of production and operation e.g. by reducing the material content or weight of the system respectively as well as by decreasing the electrical power consumption. With the beginning commercialization of these systems the ongoing cost reduction will lead to optimisation of production processes and a decrease in the system weight. This will have direct positive effect on the CED and GWP of production. Hence it can be expected that the environmental benefits resulting from the use of solar thermal cooling systems will further increase.

### 9. Acknowledgements

The work described in this paper is part of the project "Solar thermal heat transformers" (SolTrans) funded by the German BMWi (Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie / Federal Ministry of Economics and Technology) under the grant number 0327454A 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.

Quantity	Symbol	Unit
Cumulative energy demand	CED	kWh or kWh a <sup>-1</sup>
Global warming potential	GWP	kg CO <sub>2</sub> -Eq. or kg CO <sub>2</sub> -Eq. a <sup>-1</sup>
Time	t	a
Total Equivalent Warming Impact	TEWI	kg CO <sub>2</sub> -Eq.
Leakage rate	L	kg a <sup>-1</sup>
Recovery factor	$\alpha_{\rm R}$	
Global warming potential of electrical energy	β	kg CO <sub>2</sub> -Eq. kWh <sub>el</sub> <sup>-1</sup>
Yield ratio	YR	
Power	Р	W
Amortisation time	AT	a
Energy efficiency ratio	EER	
Annual electricity consumption	$E_a$	kWh <sub>el</sub>
Cooling capacity	$\dot{Q}_{cool}$	kW <sub>th</sub>

### 10. Nomenclature

Quantity	Subscript	Name	Abbreviation
Production	р	Life cycle assessment	LCA
Operation	0	Life cycle inventory	LCI
Maintenance	m	Life cycle impact assessment	LCIA
Emissions	e	German Ministry of Economy and Technology	BMWi
Savings	sav	Institute of Thermodynamics and Thermal Engineering	ITW
Electrical	el	Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems	TZS
Thermal	th	Manufacturing	MFG
Solar	sol	Pieces	pcs.
Conventional	conv	Equivalent	Eq.
Lifetime	life	Project Management Jülich	PtJ

### 11. References

CEN, 2006, EN ISO 14040 - 14043, Environmental management - Life cycle assessment

CEN, 2008, EN 378-4:2008, Refrigerating systems and heat pumps –Safety and environmental requirements – Part 4: Operation, maintenance, repair and recovery

CEN, 2010, EN 378-1:2008+A1:2010, Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements - Part 1: Basic requirements, definitions, classification and selection criteria

EG, 2002. Richtlinie 2002/31/EG der Kommission der Europäischen Gemeinschaft

Frey, P., Drück, H., Müller-Steinhagen, H., 2010. Extension of the CTSS test method towards solar cooling systems. Proceedings of EuroSun 2010, Graz, Austria

Frischknecht, R., 1999. Umweltrelevanz natürlicher Kältemittel; Ökobilanzen von Wärmepumpen und Kälteanlagen, Bundesamt für Energie, Bern

Frischknecht, R., Rebitzer, G., 2005. The ecoinvent database system: a comprehensive web-based LCA database, Journal of Cleaner Production, Volume 13, Issues 13-14, Life Cycle Assessment, 1337-1343

Grignon-Masse, L., Riviere, P., Adnot, J., 2011. Strategies for reducing the environmental impacts of room air conditioners in Europe, Energy Policy, Volume 39, Issue 4, 2152-2164

IPCC, 2007: Climate Change 2007: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change

Rivière, P., et al., 2009. Preparatory study on the environmental performance of residential room conditioning appliances (airco and ventilation).

Streicher, E., Heidemann, W., Müller-Steinhagen, H., 2004. Energy Payback Time – A Key Number for the Assessment of Thermal Solar Systems, Proceedings of EuroSun2004, Freiburg
Systeme"

# Sonnenkollektoren Stand der Technik und neue Entwicklungen

# Dipl.-Ing. Stephan Fischer, ITW, Universität Stuttgart

### Kurzfassung

Sonnenkollektoren stellen eine etablierte Technologie auf dem Markt der Wärmeerzeuger dar. In den letzten Jahren wurden Sonnenkollektoren hauptsächlich für die Schwimmbaderwärmung, Trinkwassererwärmung und zur Heizungsunterstützung eingesetzt. Neue, interessante Einsatzgebiete stellen u. a. die Erzeugung industrieller Prozesswärme, die solarthermische Kälteerzeugung und die Integration in die Gebäudehülle als multifunktionale Komponente dar.

Bei der Erzeugung von Prozesswärme und –kälte steht vor allem die thermische Leistungsfähigkeit der Kollektoren im Fokus bei der Gebäudeintegration finden hingegen gestalterische und funktionale Gesichtspunkte mehr Berücksichtigung.

Der vorliegenden Artikel beschreibt die physikalischen Vorgänge an Sonnenkollektoren, erläutert die Darstellung der thermischen Leistungsfähigkeit und stellt einige aktuelle Trends an ausgewählten Beispielen vor.

## 1. Einleitung

Ende 2010 betrug die in Deutschland installierte thermische Leistung ca. 10 GW<sub>th</sub>. Der Markt wuchs in den letzten 10 Jahren sehr volatil, mit starken Einbrüchen in den Jahren 2009 und 2010, im Mittel um 20 % auf ca. 1 Mrd. € Umsatz [1]. Bis Ende des letzten Jahrtausends beschränkte sich das Kollektorangebot auf unabgedeckte Kollektoren, sogenannte Absorber, zur Schwimmbaderwärmung sowie Flach- und Vakuumröhrenkollektoren für die Trinkwassererwärmung und Heizungsunterstützung. In den letzten Jahren drängen jedoch mehr und mehr neue Kollektortypen auf den Markt. Einige Beispiele sind im Folgenden genannt:

- Verbesserte Flachkollektoren zur Erzeugung von Prozesswärme oberhalb von 100 °C.
- Konzentrierende und nachgeführte Kollektoren zur Erzeugung von Prozesswärme bis zu einer Temperatur von 250 °C.
- PVT Kollektoren zur gleichzeitigen Erzeugung von Wärme und Strom.

- Kollektoren zur Gebäudeintegration als integraler Bestandteil der Gebäudehülle.
- Kollektoren die teilweise oder ganz aus polymeren Werkstoffen aufgebaut sind.

Abbildung 1 zeigt, ohne Anspruch auf Vollständigkeit, eine mögliche Klassifizierung auf der Grundlage der technischen Besonderheiten der unterschiedlichen Kollektoren.



Abbildung 1: Gliederung unterschiedlicher Kollektortechnologien

## 2. Beschreibung der thermischen Leistungsfähigkeit von Sonnenkollektoren

Die thermische Leistungsfähigkeit von Kollektoren wird, wie auch bei anderen Wärmeerzeugern durch die Nennleistung des Kollektormoduls beschrieben. Diese, analog zur Photovoltaik, W<sub>peak,th</sub> genannte Leistung bezieht sich auf eine Bestrahlungsstärke von 1000 W/m<sup>2</sup> und einer Kollektorfluidtemperatur die gleich der Umgebungstemperatur ist. Mit zunehmender Temperaturdifferenz zwischen Kollektorfluid und Umgebung sinkt die Kollektorleistung aufgrund der thermischen Verluste (vgl. Abschnitt 3). Die Kollektorleistung wird daher nach [2] als Leistungskennlinie dargestellt. Abbildung 2 zeigt beispielhaft eine typische Leistungskennlinie eines Flachkollektors.



Abbildung 2: Typische Leistungskennlinie eines Flachkollektors bei einer Bestrahlungsstärke von 1000 W/m<sup>2</sup>

### 3. Physikalische Vorgänge an Sonnenkollektoren

In einem thermischen Sonnenkollektor wird die Solarstrahlung im Wellenlängenbereich von ca. 200 nm bis 2800 nm in Wärme gewandelt (photothermische Wandlung) und diese an ein Wärmeträgermedium zur weiteren Verwendung übergeben. Abbildung 3 zeigt am Beispiel eines Flachkollektors die bei der Umwandlung relevanten physikalischen Vorgänge. Im Einzelnen sind dies:

- 1. Reflexion der Solarstrahlung an der transparenten Abdeckung des Kollektors
- 2. Absorption der Solarstrahlung an der transparenten Abdeckung des Kollektors
- 3. Absorption der transmittierten Solarstrahlung am Absorber des Kollektors (photothermische Wandlung)
- 4. Reflexion der transmittierten Solarstrahlung am Absorber des Kollektors
- 5. Freie Konvektion zwischen Absorber und Gehäuse (vornehmlich transparente Abdeckung)
- 6. Strahlungsaustausch zwischen Absorber und Gehäuse (vornehmlich transparente Abdeckung)

- 7. Freie und erzwungene Konvektion zwischen Gehäuse (vornehmlich transparente Abdeckung) und Umgebung
- 8. Strahlungsaustausch zwischen Gehäuse (vornehmlich transparente Abdeckung) und Umgebung
- 9. Wärmeleitung im Absorber
- 10. Wärmeleitung in der Wärmedämmung
- 11. Freie oder erzwungene Konvektion in den Strömungskanälen



Abbildung 3: Physikalische Vorgänge am Flachkollektor

Je nach Kollektortyp können zusätzliche Mechanismen auftreten oder einzelne, der in Abbildung 3 dargestellten Vorgänge, wegfallen.

Für **unabgedeckte Kollektoren** entfallen z. B. alle Vorgänge, die die transparente Abdeckung mit einbeziehen.

Die Konvektion zwischen Absorber und Kollektorgehäuse tritt nicht auf bei Kollektoren, die durch die Evakuierung des Raums zwischen Absorber und Gehäuse die Wärmedämmung realisieren (Vakuumkollektoren).

Bei **Kollektoren mit Reflektoren**, konzentrierend und nicht konzentrierend, treten zusätzliche Reflexionen an den Spiegeln auf.

Erfolgt die Wärmeübertragung vom Absorber an das Wärmeträgerfluid mit Hilfe eines Phasenwechsels (**heat pipe Kollektoren**), finden zusätzlich zu den oben genannten Phänomenen noch Verdampfung und Kondensation eines Wärmeträgers statt.

### 4. Verbesserte Flachkollektoren

Der Anteil der frontseitigen Wärmeverluste von Flachkollektoren beträgt ca. 85 % der gesamten Wärmeverluste. Um diese zu verringern und somit höhere nutzbare Temperaturen zu erreichen werden vermehrt Maßnahmen getroffen, die vor allem die konvektiven Verluste des Absorbers zur Glasscheibe hin verringern. In Abbildung 4 sind zwei unterschiedliche Möglichkeiten, die transparente Wärmedämmung und die Doppelverglasung, dargestellt.



**Abbildung 4:** Maßnahmen zur Verringerung der frontseitigen Wärmeverluste: a) transparente Wärmedämmung<sup>1</sup>, b) Doppelverglasung<sup>2</sup>

Momentan wird am Institut für Solarenergieforschung Hameln (ISFH) eine Entwicklung vorangetrieben die die frontseitigen Wärmeverluste noch weiter senken soll, vgl. Abbildung 5a. Hier kommt eine mit Argon gefüllte Isolierglasscheibe zum Einsatz die die Konvektion zwischen den beiden Glasscheiben verringert. Um den Transmissionsgrad zu erhöhen sind drei der vier Oberflächen der Isolierglasscheibe mit einer Antireflexbeschichtung versehen. Die dritte Oberfläche besitzt eine gering emittierenden Beschichtung (low-e Beschichtung) zur Verringerung der Strahlungsverluste zwischen den beiden Glasscheiben.

Die Konzentration des Sonnenlichts stellt eine weitere Möglichkeit dar die Wärmeverluste von Flachkollektoren zu verringern. Wird das Sonnenlicht konzentriert verringert sich die

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Quelle: www.ssl-eibau.de

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Quelle: Schüco International KG

wärmeverlierende Fläche (Absorber) gegenüber der Empfangsfläche (Absorber und Reflektor), dies führt zu höheren nutzbaren Temperaturen. Abbildung 5b zeigt eine solche Entwicklung der Firma Wagner & Co Solartechnik GmbH.



Abbildung 5: a) Schematische Darstellung des vom Institut für Solarenergieforschung Hameln (ISFH) entwickelten Kollektorkonzepts<sup>3</sup>, b) Konzentrierender Flachkollektor zur Erzeugung von Prozesswärme für eine Wäscherei<sup>4</sup>

Mit den hier dargestellten Technologien sind nutzbare Temperaturen im Bereich von ca. 80 °C bis 140 °C zu erzielen. Um höhere Temperaturen zu erzielen werden zunehmend konzentrierende und nachgeführte Kollektoren entwickelt wie sie im folgenden Abschnitt beschrieben werden.

## 5. Konzentrierende und nachgeführte Kollektoren

Die Erhöhung des Konzentrationsverhältnisses führt zu höheren nutzbaren Temperaturen. Um diesen Vorteil nutzen zu können muss der Kollektor der Sonne nachgeführt werden. Dies erfolgt entweder 1-achsig bei linienfokussierenden Kollektoren oder 2-achsig bei sogenannten Fixfokus Kollektoren.

Abbildung 6a zeigt einen Parabolrinnenkollektor, hier werden sowohl die Parabolrinne als auch der Absorber (Receiver) der Sonne 1-achsig nachgeführt. Ein zweiter linienfokussierende Kollektortyp ist der Fresnel Kollektor, vgl. Abbildung 6b. Hier ist der

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Quelle: ISFH

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Quelle: Wagner & Co Solartechnik GmbH

Receiver fest installiert und das Sonnenlicht wird mit einzelnen Spiegelstreifen auf diesen konzentriert.



a)



**Abbildung 6:** Linien fokussierende Kollektoren: a) Parabolrinnenkollektor<sup>5</sup>, b) Fresnel Kollektor<sup>6</sup>

Bei Fixfokus Kollektoren wird das Sonnenlicht von 2-achsig nachgeführten Spiegel auf einen festen Brennpunkt (Receiver) konzentriert. Abbildung 7 zeigt den Kollektor der Firma Isomorph Deutschland GmbH.

Konzentrierende und nachgeführte Kollektoren werden im Temperaturbereich von ca. 100 °C bis 250 °C vor allem zur Erzeugung von industrieller Prozesswärme oder als Antrieb von Absorptionskältemaschinen im Bereich der solaren Kühlung eingesetzt.

<sup>&</sup>lt;sup>5</sup> Quelle: Solera GmbH

<sup>&</sup>lt;sup>6</sup> Quelle: HelioDynamics







### 6. Kollektoren als Fassadenelemente

Ein weiterer aktueller Trend in der Kollektortechnologie ist der Sonnenkollektor als integraler Bestandteil der Gebäudehülle. Im Folgenden wird ein solcher kurz vorgestellt der gleichzeitig als Wärmeerzeuger, Abschattungsvorrichtung und gestalterisches Element dient. Es handelt sich um ein Fassadenelement der Firma Ritter Energie- und Umwelttechnik GmbH & Co. KG, das seit Mitte des Jahres auf dem Markt erhältlich ist, vgl. Abbildung 8 und 9. Als Wärmeerzeuger dienen Vakuumröhren mit zylindrischem Absorber und CPC Reflektor (Compound Parabolic Concentrator) mit einem Lochanteil von 19 %, vgl. Abbildung 8a. Die Lochung bewirkt, dass die in das Gebäude eintretende Strahlung um mehr als 80 % reduziert wird, was im Sommer zu deutlich geringeren Kühllasten führt. Gleichzeitig ist der Lochanteil jedoch so groß, dass die Sicht von innen nach außen, vgl. Abbildung 9b, kaum beeinträchtigt wird.

<sup>&</sup>lt;sup>7</sup> Quelle: Isomorph Deutschland GmbH



Abbildung 8: a) Schnittzeichnung des Fassadenelements<sup>8</sup>, b) mögliche Anordnung in der Gebäudehülle<sup>8</sup>



Abbildung 9: a) Ansicht von außen<sup>8</sup>, b) Ansicht von innen<sup>8</sup>

### 4. Ausblick

Die Richtung für weitere Kollektorentwicklung wird, neben den sich ständig erweiternden Marktanforderungen und den Produktideen der Privatwirtschaft signifikant durch die

<sup>&</sup>lt;sup>8</sup> Quelle: Ritter Energie- und Umwelttechnik GmbH & Co.KG

Energieforschungsprogramme der Bundesregierung bestimmt. Dabei wird davon ausgegangen, dass sich durch Innovationsanstrengungen, vor allem durch den Einsatz neuer Materialien für den Absorber, neuartige Kollektorkonstruktionen und den Ausbau industrieller Massenfertigung, die Kollektorkosten bis 2030 um 50 % reduzieren lassen [1]. Um dieses Ziel zu erreichen werden u. a. folgende Punkte gefördert:

- Die Anwendung neuer Materialien, insbesondere Kunststoffe in Verbindung mit neuartigen Konstruktionen und neue Kupfer- und Aluminiumlegierungen für extrem dünnwandige Absorberrohre.
- Die weitere Effizienzsteigerung und Reduzierung der Wärmeverluste durch selektive Glas- und Absorberbeschichtungen und Vakuumtechnologien.
- Die Entwicklung von Methoden zur Temperaturbegrenzung bei Stagnation und zur Verbesserung der Frostsicherheit durch intelligente Regelungssysteme und schaltbare Schichten.
- Neue Konstruktionsprinzipien von Kollektoren zur Wirkungsgradsteigerung in Abhängigkeit der Betriebs- bzw. Einsatztemperatur, wie z. B. Spiegel- und Hybridsysteme.
- [1] Das 6. Energieforschungsprogramm der Bundesregierung, Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi), Berlin, Juli 2011

### EUROPEAN ROUND ROBIN TEST ON SOLAR COLLECTORS AND SOLAR THERMAL SYSTEMS

Stephan Fischer<sup>1</sup>, Maria João Carvalho<sup>2</sup>, Christian Weißmüller<sup>3</sup>

Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS), University Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany Phone: +49 (0)711 685 63231 Fax: +49 (0)711 685 63242

E-Mail: fischer@itw.uni-stuttgart.de

Maria João Carvalho, LNEG - Laboratório Nacional de Energia e Geologia<sup>2</sup>, Portugal Christian Weißmüller, Institut für Eignungsprüfung (IfEP)<sup>3</sup>, Germany Franz Helminger, AIT Austrian Institute of Technology (AIT), Austria Alberto García de Jalón, Centro Nacional de Energías Renovables (CENER), Spain Dominique Caccavelli, Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB), France Emmanouil Mathioulakis, Solar & other Energy Systems Laboratory (NCSR "DEMOKRITOS"), Greece Korbinian Kramer, Fraunhofer ISE, Germany Carsten Lampe, Institut für Solarenergieforschung Hameln (ISFH), Germany Pilar Navarro Rivero, Instituto Tecnológico de Canarias (ITC), Spain Danjana Theis, IZES gGmbH – Institut für ZukunftsEnergieSysteme, Germany Peter Kovacs, SP Technical Research Institute of Sweden, Sweden Ulrich Fritzsche, TÜV Rheinland Energie und Umwelt GmbH, Germany

### 1. Introduction

Within the European project QAiST (**Q**uality **A**ssurance **in S**olar **T**hermal Heating and Cooling Technology) a Round Robin test on solar collectors and solar thermal systems is carried out in the years 2010 and 2011. For two different collector types, one flat plate collector and one evacuated tubular collector with CPC reflector, thermal performance tests according to EN 12975-2 (EN 12975, 2006) are carried out by 12 different test institutes throughout Europe. The two different solar thermal systems, one thermosiphon system and one system with forced circulation are subject to a thermal performance test according to EN 12976-2 (EN 12976, 2006) and are tested by 9 different test institutes.

In order to finish the Round Robin test within two years despite of the high number of participants, the following procedure was applied: Each participant received in the year 2010 samples of the two different collector types and of the two solar thermal system types respectively. After testing, the samples have been sent to the next test institute to be tested within the year 2011. Thus all institutes are testing identical collectors and system types taken out of the same production batch, however each unique collector or system is only tested by two institutes.

For the first time Round Robin tests on solar thermal products are evaluated by an independent institute (Institut für Eignungsprüfung) using the acknowledged procedures for the evaluation of proficiency tests.

This paper presents some of the midterm results of the Round Robin test in an anonymous and standardised way.

### 2. Statistical design

The statistical design for proficiency testing is based on ISO 13528 (2005) and ISO/IEC 17043 (2010). The deviation of laboratory's mean  $MV_{LAB}$  value from the assigned value X was evaluated.

#### 2.1. Determination of assigned value

The assigned value X is determined as a consensus value of the results of all participating laboratories. It is calculated as a robust mean value (see figure 1). For each test parameter an assigned value was calculated. The respective assigned value X is the median of all laboratories results  $MV_{LAB}$ .

The normalised inter-quartile range  $n_{IOR}$  is used as standard deviation for the proficiency assessment  $\sigma$  ( $n_{IOR}$ ):

 $n_{IQR} = 0,7413 (Q3-Q1)$  (eq. 1)

75 % of all values are lower than Q3, 25 % of all values are lower than Q1. (Q3-Q1) is called inter-quartile range (IQR). Figure 1 graphically presents the (IQR). The factor 0.7413 derives from the standard normal distribution, which has a mean of zero and a standard deviation equal to one. The width of the inter quartile range of such a distribution is 1.34898 and results to 1/1.34898 = 0.7413. Multiplying IQR by this factor makes it comparable to a standard deviation (PTPM 1.1, 2008).

The results of proficiency tests are assessed with the help of a Z-score that is calculated for each laboratory and each test parameter according to equation 2:

$$Z = \frac{MV_{LAB} - X}{\sigma(n_{IQR})} \quad (eq. 2)$$

According to ISO/IEC 17043 (2010) the following judgements are made:

 $|Z| \le 2$  satisfactory participated

 $|Z| \ge 3$  unsatisfactory participated

2 < |Z| < 3 result questionable.

Figure 1 presents an example for the statistical evaluation as presented above.



Fig. 1: Example of the statistical evaluation

In the special case of the QAiST project the evaluation for the intermediate report had to be adopted to ensure an independent testing in round 1 and 2. Therefore the results were only displayed using the resulting Z-scores. The standard deviation of each parameter (in percent) was displayed to give all participants a first look on the result without publishing the assigned value. Additionally more than one parameter could be summarised in one drawing. Examples are presented in section 3.

### 3. Round Robin test collectors

During the last 10 years two Round Robin collector tests have been carried out on European level with more than 5 participants. The first was carried out on two identical flat plate collectors by 7 test laboratories from Austria, Germany and Switzerland in the years 2003 and 2004 (Fischer et. al., 2005). The second and latest was carried out during the years 2007 and 2008, with participants from Austria, France, Germany, Greece, Portugal, Spain and Sweden (Fischer et. al., 2008). Subject of comparison have been two identical flat plate collectors and one evacuated tubular collector.

This Round Robin constitutes the first comparison of test results involving 12 laboratories with the main objective of evaluation of laboratory proficiency in performance testing of solar collectors.

### 3.1. Test samples and procedure

### Test samples

Subject of the Round Robin tests are:

- A flat plate collector with copper absorber, polymeric frame and a standard glass cover. The absorber strips are coated with black chrome and are fixed to the fluid channels by ultrasonic welding.
- An evacuated tubular collector (Sydney type) with CPC reflector. The heat from the absorber is transferred by an aluminum heat transfer sheet to the U-pipe which is passed through by the heat transfer fluid.

Altogether 13 test samples of each collector type have been sampled from the production line by independent inspectors. All major components of the collector like the glass cover, absorber, reflector and evacuated tubes were taken from the same batch to ensure the maximum compatibility of the picked test sample to each other.

#### **Preconditioning of test samples**

Before testing the empty collectors were exposed to at least 5 h, but not more than 10 h of irradiance of more than 700  $W/m^2$ . Ambient temperature and radiation have been monitored and reported.

### **Cleaning during testing**

When outdoor testing was carried out the collector has been cleaned every morning.

#### **Test methods**

All test methods according to EN 12975-2:2006, section 6 could be applied by the participants. Collector parameters to be determined are:  $\eta_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $c_{eff}$  and the incident angle modifiers.

#### **Test methods**

Flat plate collector: In case the steady state method (section 6.1) is used the incidence angle modifier  $K(\theta)$  has to be determined for an angle of incident of 50°, in case of the quasi-dynamic method (section 6.3) the collector parameter  $b_0$  has to be determined and the values (beam and global) for 50° have to be calculated.

Evacuated tubular collector: In all cases the incidence angle modifier  $K(\theta)$  has to be determined for angles of incident of 30°, 40°, 50° and 60° in transversal direction and 50° in longitudinal direction.

The following sections present selected results at midterm of the Round Robin test.

### 3.2. Presentation of selected results

To not interfere with the ongoing Round Robin test only some results are presented using the Z-score without presenting values of the corresponding collector parameter.

Figure 2 shows as example the Z-score of the determined aperture area of the evacuated tubular collector. The x-coordinate from 1 to 11 represent the different measurements of the eleven laboratories which turned in a report sheet. All participants are well between the  $\pm$  2-threshold representing satisfactory participation. The standard deviation of all measurements is 0.5 %.



Fig. 2: Z-scores of all measurements of the aperture area of the evacuated tubular collector

Figure 3 and 4 show the Z-score of the collector output of the flat plate collector and the evacuated tubular collector for a hemispherical irradiance of 1000 W m<sup>-2</sup>. The values are calculated according to EN 12975:2006 from the collector parameter  $\eta_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  derived during the performance test of the collectors. The different symbols represent the different temperature difference between the mean fluid temperature and ambient temperature ( $\vartheta_{fl,m}$  -  $\vartheta_{amb}$  = 0 K, 10 K, 30 K and 50 K).



Fig. 3: Z-scores of all measurements of the collector output at 1000 W m<sup>-2</sup> for the flat plate collector

The x-coordinate of figure 3 shows 14 values because one test laboratory handed in 3 different results for evaluation to IfEP. Except for measurement 8 the majority of the Z-scores are well between the  $\pm$  2-threshold representing satisfactory participation. The result was classified by IfEP as very good.

An even slightly better result shows figure 4 representing the Z-scores for the same collector output of the evacuated tubular collector. Only measurement no. 10 is rated as questionable, nevertheless again IfEP classifies the overall results as very good.



Fig. 4: Z-scores of all measurements of the collector output at 1000 W m<sup>-2</sup> for the evacuated tubular collector

To present a more familiar picture of the results the power curves for all measurements are presented in figure 5 and 6. The power curves have been calculated from the Z-scores shown in figures 3 and 4 using arbitrarily values of  $\eta_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  to not interfere with the ongoing Round Robin test. The black curves displayed represent the error bands calculated for a 95 % confidence interval according to GUM, 1995. Although the power curves show a deviation of  $\pm 2$  percentage points all derived power curves are within the error bands.



Fig. 5: Power curves and error bands (95 % confidence interval) for the measurements of the flat plate collector



Fig. 6: Power curves and error bands (95 % confidence interval) for the measurements of the evacuated tubular collector

At midterm of the ongoing collector Round Robin test the Institut für Eignungsprüfung (IfEP) attested the participants a very good outcome compared to other proficiency tests so far.

### 4. Round Robin test systems

Collector and Systems Testing Group (CSTG), whose activities were co-ordinated by the Joint Research Centre of Ispra (Aranovitch et al., 1989), developed a test method – CSTG test method - which is now described in ISO 9459-2:1995. This work included round robin tests of different systems for validation of the test method. Analyses of these tests and of its validation can be seen in reference (Bourges et al., 1991).

In the frame of the European Programme, SM&T (Standards, Measurements and Testing), the project "Bridging the gap: Research and experimental validation on the DST performance test method for solar domestic water heaters" (Naron, 1999), had as its main objective the validation of the DST test method (ISO 9459-5). In this project several European test laboratories tested different types of Factory Made Systems. Analyses of the comparison between DST and CSTG tests can be seen in reference (M.J. Carvalho and D. Naron, 2001).

This Round Robin constitutes the first comparison of test results involving a large number of laboratories with the main objective of evaluation of laboratory proficiency in testing of Factory Made Systems.

### 4.1. Initial conditions for testing

The main characteristics of the two types of systems tested are described in Table 1.

Table 1 - Characteristics	of systems tested.
---------------------------	--------------------

	Thermosyphon System	Forced Circulation System	
Number of collectors	1	3	
Collector Aperture Area	$1.87 \text{ m}^2$	$2.35 \text{ m}^2$	
Store Volume	1801	400 1	
Collector loop Heat Exchanger	Jacket	Coil on bottom of storage tank.	
Type of Auviliany	Not Applicable	External with coil on upper part of the	
Type of Auxiliary	Not Applicable	storage tank as heat exchanger.	

Before testing the participating laboratories agreed on the following conditions for the tests:

- Mounting of the systems made by the laboratory, following carefully the instructions from the manufacturer; the same instructions followed on the first (2010) and second (2011) mounting of the system; The heat transfer fluid: 100% water;
- Test methodologies for thermal performance determination: Chosen by each laboratory according to Table 2 of EN 12976-2:2006;
- Presentation of results: According to Annex B of EN 12976-2, the thermal performance indicators are calculated for four locations (Athens, Davos, Stockholm and Wuerzburg) and for five load volumes (different load volumes depending on the store volume).
  - Thermosyphon system (180 l storage tank): 140, 170, 200, 250, 300 l
  - Forced circulation system (400 l storage tank): 200, 250, 300, 400, 600 l

### 4.2. Preliminary results.

The results of 2010 show that all laboratories used Dynamic System Testing Method according to ISO 9459-5:2007 for testing of both, thermosyphon and forced circulation systems. All laboratories reported the full set of parameters of DST test, according to Table 2.

Parameter	Symbol	Unit
Effective collector area	Ac*	$m^2$
Effective collector loss coefficient	uc*	$W m^{-2} K^{-1}$
Total store heat loss coefficient	Us	W K <sup>-1</sup>
Total store heat capacity	Cs	MJ K <sup>-1</sup>
Mixing constant	DL	
Store stratification	Sc	
Fraction of the store heated by the	f <sub>aux</sub>	%
auxiliary heater <sup>1</sup>		

#### Table 2 - DST parameters.

<sup>1</sup> Only for solar plus supplementary systems.

The analysis of Z-score (see section 2. for definition) was applied to all parameters (except  $f_{aux}$ ) and it is possible to conclude that **almost all laboratories obtained a Z-score lower than 2** (Satisfactory results) for all parameters, as can be seen in Table 3.

	Ac*	uc*	Us	Cs	DL	Sc
-2< Z <2 Satisfactory	7 / 8	8 / 9	8 / 9	8 / 7	6 / 8	6 / 8
-3 <z<-2 2<z<3<br="" and="">Questionable</z<-2>	1 / 0	0 / 0	1 / 0	1 / 0	2 / 0	1 / 0
Z<-3 and Z>3 Unsatisfactory	1 / 1	1 / 1	0 / 0	0 / 2	1 / 1	2 / 1

 Table 3 - Number of Laboratories with Z-score within stated intervals
 (thermosyphon system (solar only system) / forced circulation system).

The results presented for the forced circulation system are not final results since the evaluation was made not separating the system when tested as solar only system (6 laboratories presented these results) and when tested as solar plus supplementary system (4 laboratories presented these results).

The indicator considered to compare results of Long Term Performance Prediction is  $f_{sol}$ . Although the standard deviation in each parameter is high, the results of Long Term Performance Prediction (LTPP) for the thermosyphon system show standard deviations lower than 10% (see Table 4). Almost all laboratories

Table 4 - Standard deviation (%) for thermosyphon system results.								
Vload	Stockhom	Wuerzburg	Davos	Athens				
[liter]								
140	6.2	5.2	5.0	2.7				
170	6.4	5.0	6.5	3.1				
200	7.3	9.6	9.1	1.8				
250	5.6	7.1	8.4	5.3				
300	5.7	6.0	7.6	6.6				

obtained a Z-score lower then 2 (satisfactory results) for all load volumes, as can be seen in Table 5.

Table 5 – Number of Laboratories (Satisfactory/questionable/Unsatisfactory)

Vload [liter]	Stockhom	Wuerzburg	Davos	Athens
140	8/1/0	7/2/0	6/2/1	7/1/1
170	6/2/0	6/2/0	6/0/2	6/1/1
200	8/1/0	8/1/0	8/1/0	8/1/0
250	7/1/1	8/0/1	8/0/1	7/1/1
300	7/1/1	7/1/1	7/1/1	7/1/1

Considering the demand volume of 200 l, the Solar Fraction values obtained are shown in Fig.7. In this figure only the values corresponding to results obtained with Z-score lower than 2 are shown. Lower deviations are shown for Athens when compared with other locations. In general it is reasonable to expect that for locations with higher irradiation, the deviation in the test results is lower.



Fig. 7 -  $f_{sol}$  for Thermosyphom System (Vload = 200 l) (only values for Z < 2)

In the case of the forced circulation system it was not possible to do an analysis of the results considering the separation between Solar Only System and Solar Plus Supplementary Systems. The analysis of results made until this moment shows that almost all laboratories obtained a Z-score lower then 2 (satisfactory results) for all load volumes, but with higher standard deviations.

### 5. Conclusion and Outlook

The midterm results of the Round Robin for the collectors can be considered as very good since a majority of laboratories presents "satisfactory" results. All power curves derived from the performance measurements are with the 95 % confidence interval when an uncertainty assessment is carried out according to GUM

#### (1995).

The preliminary results of the Round Robin for thermosyphon systems show that results can be considered good since a majority of Laboratories presents "satisfactory" results. It is possible to consider that the uncertainty of the results is within 10% and this uncertainty covers:

- Differences in testing
- Differences in systems

In the case of the forced circulation system, the analysis of results made until this moment shows that almost all laboratories obtained a Z-score lower then 2 (satisfactory results) for all load volumes, but with higher standard deviations. Clarification on the results presented as Solar Only Systems and Solar Plus Supplementary Systems is still needed.

According to IfEP that evaluated the results of the Round Robin test of collectors and systems the overall results can be classified as very good compared to other proficiency tests.

In September 2011 the second round of the Round Robin test will be completed followed by a final evaluation of all results which will be subject of a further publication.

### 6. Nomenclature

Symbol	Unit	Quantity
$a_1$	W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	Heat loss coefficient
$a_2$	$W m^{-2} K^{-2}$	Temperature dependent heat loss coefficient
Ac*	$m^2$	Effective collector area
$c_{eff}$	J m <sup>-2</sup> K	Effective collector capacity
Cs	MJ K <sup>-1</sup>	Total store heat capacity
DL		Mixing constant
f <sub>aux</sub>	%	Fraction of the store heated by the auxiliary heater <sup>1</sup>
uc*	$W m^{-2} K^{-1}$	Effective collector loss coefficient
Us	W K <sup>-1</sup>	Total store heat loss coefficient
Sc		Store stratification
$\eta_0$		Conversion factor
$\mathcal{G}_{amb}$	°C	Ambient temperature
$\mathcal{G}_{fl.m}$	°C	Mean fluid temperature
Κ(θ)		Incidence angle modifier
θ	0	Incident angle of the beam irradiance

#### 7. References

Aranovitch, E., D. Gilliaer, W.B. Gillett, J.E.Bates (Ed.), 1989. Recommendations for performance and durability tests of Solar Collectors and Water Heating Systems (Part A).

Bourges B., Rabl A., Leide B., Carvalho M.J., Collares Pereira M., 1991. Accuracy of the European solar water heater test procedure. Part 1: Measurement errors and parameter estimates. Part 2: Prediction of long-term performance. Solar Energy 47, 1-25

Carvalho, M.J., D.J. Naron, 2000. Comparison of test methods for evaluation of thermal performance of preheat and solar-only factory made systems, Solar Energy, Vol 69 (suppl.), pág. 145-156

EN 12975, 2006: EN 12975-2:2006. Thermal Solar Systems and Components – Solar Collectors – Part 2: Test Methods.

EN 12976, 2006: EN 12976-2:2006. Thermal solar systems and components - Factory made systems - Part 2: Test methods

Fischer, S., et. al., 2005. "Round-Robin" Test of a Solar Thermal Collector, Proceedings 2<sup>nd</sup> European Solar Thermal Energy Conference.

Fischer, S., et. al., 2008. Collector Intercomparison Test within the Solar Keymark II Project, Presentation during the EUROSUN 2008 conference, Lisbon.

GUM, 1995. Guide to the expression of uncertainty in measurement, International Organisation of Standardisation, Switzerland.

ISO 9459.2 (1995) Solar heating – Domestic water heating systems – Part 2: Outdoor test methods for system performance characterisation and yearly performance prediction of solar only systems

ISO 9459-5:2007. Solar heating – Domestic water heating systems – Part 5: System Performance characterisation by means of whole-system tests and computer simulation

ISO 13528:2005. Statistical methods for use in proficiency testing by interlaboratory comparisons. International Organisation for Standardization, Genève, September 2005.

ISO/IEC 17043:2010. Conformity assessment - General requirements for proficiency testing. International Organisation for Standardization, Genève, February 2010.

PTPM 1.1. Guide to Proficiency Testing Australia, PTA. Australia, April 2008

Acknowledgement: The work described in this paper is partly funded by European Commission within the Program "Intelligent Energy Europe" under grant number IEE/08/593. The authors gratefully thank for this support and carry the full responsibility of the content of this publication.

# Latest developments in the field of Solar Thermal standardisation

<u>Stephan Fischer<sup>1</sup></u>, Maria João Carvalho<sup>2</sup>, Peter Kovacs<sup>3</sup>, Ivan Malenković<sup>4</sup> <sup>1</sup>Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW) University of Stuttgart Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany Tel.: +49 711 / 685-63245, Fax: +49 711 / 685-63231 Email: <u>fischer@itw.uni-stuttgart.de</u> / Internet: <u>www.itw.uni-stuttgart.de</u> <sup>2</sup>LNEG - Laboratório Nacional de Energia e Geologia, Portugal <sup>3</sup>SP Technical Research Institute of Sweden, Sweden <sup>4</sup>Austrian Institute of Technology, Energy Department, Austria

### Introduction

The European project QAiST-"Quality Assurance in Solar Thermal Heating and Cooling Technology" funded by the Intelligent Energy Europe program and by the participating countries, gathers 15 participating organizations including the European Solar Thermal Industry Federation ESTIF and major testing and research institutes in Europe. The objective of the project is to enhance the competitiveness of the European Solar thermal

QAiST – Quality Assurance in Solar Thermal heating and cooling technology
WP 1: Consortium management
WP 2: Solar Thermal collectors:
WP 3: Solar Thermal systems:
WP 4: Quality assurance of testing
WP 5: New areas for quality assurance systems:
WP 6: Communication and Dissemination
WP 7: IEE dissemination activities:

Figure 1: Structure of the QAiST project.

industry and further increase consumer confidence through improved standards and certification schemes. harmonization in testing and certification and а wide dissemination of the quality concept throughout Europe. Global harmonization in collector standards and certification is also on the OAiST agenda and has taken a large step forward through CEN/ISO cooperation and a strong European representation in the IEA SH&C task 43. The QAiST project is

subdivided in 7 work packages

(WP) see Figure 1, however this paper focuses the work packages 2, 3, 4 and 5.

### **Solar Thermal Collectors**

Work package 2 is dedicated to the Solar Thermal Collectors. The main objectives are:

- Contributions to the revision of EN 12975 Standard (1), (2);
- Global harmonization of collector test standards;
- Development of a calculation tool for collector energy output calculation;
- Development of a guideline to the EN 12975 standard, partly targeting manufacturers, partly test laboratories;

• Developing the framework for CE-marking of collectors in the framework of the European Construction Product Directive according to EC Mandate M369 for "Energy capturing appliances".

At half way of the QAiST project the progress on these topics is the following:

- A revised EN 12975-1 and 2 has been finalized and is now circulated in a CEN inquiry. Expected date of publication is late 2012. Even though it is not in the scope of the QAIST project, it should be mentioned here that a major contribution to the revision of the EN 12975 standard in the field of air collector testing has been made by Fraunhofer ISE. Until now, air collectors were not at all represented in the standard;
- A new standard for collector materials and components, prEN 12975-3, has been drafted and is now circulated in a CEN inquiry. So far only one part, prEN12975-3-1 "Qualification of solar absorber surface durability" (3) is available, but it is expected that other parts will follow, e.g. durability testing of solar collector heat pipes;
- A revision of the current ISO standard for collector testing, ISO 9806, to be based on the prEN 12975-2 Test methods has been approved by ISO TC 180. Expected date of publication is late 2012;
- The collector energy output calculation tool has been included as an informative part of the prEN 12975-2 and is about to be introduced in the Solar Keymark scheme rules. Annual performance figures for a set of reference locations will thus form part of the Solar Keymark datasheets;
- The EN 12975 guideline is about to be finalized, comprising a small brochure targeting the industry and a more comprehensive PDF document directed to test institutes and laboratories;
- The prEN 12975-1 is about to become a harmonized standard through the introduction of an Annex ZA which will enable CE marking of solar thermal collectors on the basis of the Construction Product Directive (CPD).

## **Solar Thermal Systems**

Work package 3 is dedicated to the Solar Thermal Systems. The main objectives are:

- Contributions to the revision of EN 12976 Standard (4), (5) and future EN 12977 Standard (6), (7), (8), (9);
- Development of an extrapolation procedure applicable to Factory Made systems that can be considered as a "family" of systems;
- Contribution to the procedure for Energy Labelling of Solar Thermal Systems, studying the possibility to use test results according to EN 12976 and future EN 12977 Standard for calculation using "EU Tapping Cycles";
- Contribution to definition and evaluation of Hot Water Comfort for Solar Thermal Systems (Factory or Custom built systems).

At half way on the QAiST project the progress on these topics is the following:

- The first draft of a revised EN 12976-1 and 2 are available for discussion in CEN TC 312 WG2;
- Some of the proposals for revision of EN 12976-1 and 2 will also contribute to revision of the future EN 12977, specially part 1 and 2 in order that a parallel

structure is considered in both standards for factory made systems and custom built systems;

- The extrapolation procedure for "family" of Factory Made Systems was already presented to Solar Keymark Network and constitutes Annex D of the Solar Keymark Scheme rules;
- Work on the calculations using "EU tapping cycles" is in progress but final results will only be available by beginning of 2012;
- Work on the definition and evaluation of Hot Water Comfort is in progress but final results will only be available by beginning of 2012.

### Quality assurance in testing

To ensure and enhance the quality in testing work package 4 is working in two directions. The first one is to keep the Solar Keymark Network, a committee consisting of certification bodies, test laboratories and solar thermal industry, running. The second one is the Round Robin test on solar thermal collectors and solar thermal systems which is carried out during the years 2010 and 2011.

### **Round Robin test**

For two different collector types, one flat plate collector and one evacuated tubular collector with CPC reflector, thermal performance tests according to EN 12975-2 (2) are carried out by 12 different test institutes throughout Europe. Two different solar thermal systems, one thermosiphon system and one system with forced circulation are subject to a thermal performance test according to EN 12976-2 (5) and are tested by 9 different test institutes.

For the first time Round Robin tests on solar thermal products are evaluated by an independent institute (Institut für Eignungsprüfung) using the acknowledged procedures for the evaluation of proficiency tests.

## **Evaluation of Round Robin test**

The results of proficiency tests are assessed with the help of a Z-score that is calculated for each laboratory and each test parameter according to equation 1:

$$Z = \frac{MV_{LAB} - X}{\sigma(n_{IOR})} \quad (\text{eq. 1})$$

 $MV_{LAB}$ : Median values of all labs

X: Individual lab result

 $\sigma$  (*n*<sub>*IQR*</sub>): Standard deviation of all results

According to ISO/IEC 17043 (10) the following judgements are made:

 $|Z| \le 2$  satisfactory participation

2 < |Z| < 3 result questionable

 $|Z| \ge 3$  unsatisfactory participation.

Figure 2 shows an example for the presentation of the Z-score.



**Figure 2:** Z-scores of all measurements of the collector output at 1000 W m-2 for the flat plate collector

At midterm of the ongoing collector Round Robin test the Institut für Eignungsprüfung (IfEP) attested the participants a very good outcome compared to other proficiency tests so far.

### New areas for quality assurance

In recent years, a number of new application areas for solar thermal technology have emerged and/or reached a considerable market presence. Many of them, however, are currently not covered by any standards and thus also lacking a basis for the development and implementation of quality assurance schemes. Within the QAiST project, three such promising application areas were identified:

- Solar thermal and heat pump combined systems;
- Function and yield control for large solar thermal systems;
- Solar cooling systems.

The aim of the work within QAiST Work Package 5 is to prepare a basis for the development of standards and quality assurance methods for these technologies.

*Solar thermal and heat pump systems (SHP)*: A number of standards both for heat pumps and for solar thermal systems are readily available. They have been collected for an analysis of possible additions or improvements to satisfy the needs of the combined systems. For that purpose, the information on currently available systems on the market (configuration, intended application and operating condition, used components, etc.) have been collected and analysed. A categorisation of the systems will be elaborated. A proposal for a systematic approach on the performance evaluation figures, as one of the main points in this task, is still under discussion and will be ready until the end of the project. As a number of participants currently develop testing procedures, these will be described and also used for the evaluation of the standards. All results will be compiled in a publishable deliverable at the end of the project.

*Function and yield control (F&YC) for large solar thermal systems*: The number of installations and the market for large solar thermal systems is developing fast. F&YC can play an important role to ensure a similar trend for the future. However, only a few F&YC products are available on the market at the moment, some are under development. Despite its potential, F&YC as a technology has not yet reached a broad market presence. According to the experts there are two main barriers for the take-up of the technology:

- On the technical level, an effort is still required to push more F&YC concepts from the R&D level to market ready F&YC systems. Building-up of own F&YC experience of all participants involved in that process is needed;
- The needs and views of all stakeholders have to be taken into consideration when developing F&YC systems. The benefits, concerns and workloads with respect to F&YC associated to each player have to be understood and taken into consideration.

Known concepts, both already marketed and under development, have been described in a technical report which will be available as a part of the deliverable at the end of the project. Recently, a proposal for a VDI guideline on "Functional checking and evaluation of gain of solar thermal systems" (11) was published for comments. As the first document of its kind for F&YC technology, it will be discussed within the group as well as the possibility to take it as a basis for future standards. Finally, a workshop aiming at bringing the stakeholders together to discuss the technical and non-technical needs and requirements for a broader usage of F&YC in the large solar thermal systems, as well as existing experiences will be organised. The most important conclusions of the workshop will be collated in a technical report which will also be a part of the final deliverable. Until the end of the project, the aim of initiating the process of making a technology roadmap for F&YC within e.g. RHC platform will be pursued – the output of the workshop will be the basis for future discussions.

*Solar cooling systems*: The goal of the project regarding this technology is to examine the requirements for durability and performance of the installations, whose number is increasing rapidly. For that purpose, technical and operation data were collected for a number of systems, mainly in participating countries. Also data from previous projects were used, such as Solair, IEA SHC Task 38 or FP6 Rococo. The survey yielded first results regarding most common problems in operation. On the basis of this outcome, a structured questionnaire is being developed to address the most critical topics and to try to formulate a set of guidelines for better performance of the systems. These guidelines will take into account the whole lifespan of an installation: planning, commissioning and operation. Further, information about the current activities on the development of testing and rating methods from other activities (UEA SHC Task 38, IEA HPP Annex 34 etc.) will be gathered and summarised in a technical report together with an overview of standards related to solar cooling technologies.

### Conclusion

Within the European QAiST project work has been done to revise the existing European Standards EN 12975, EN 12976 and EN 12977. The work done, especially for solar thermal collectors, is a big step towards a global test standard for solar thermal collectors. Hence it is most likely that we will have a joined EN/ISO standard 12795/9806 respectively by the end of 2012. This standard will, apart from general revisions, include solar air collectors. In addition CE-marking according to the Construction Products Directive will be possible.

The quality assurance in testing is enhanced by a well working Solar Keymark network and the ongoing Round Robin test for solar thermal collectors and solar thermal systems. Finally, first steps towards the development of standards and quality assurance methods for emerging solar thermal applications are being undertaken. The outcome of this work will be continued in ongoing (e.g. IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, joint WG of CEN/TC113 and CEN/TC312 for SHP systems) international activities and also activities which are in the definition phase (e.g. IEA SHC Task 48 for solar cooling systems).

### References

- (1) EN 12975-1:2006, Thermal Solar Systems and Components Solar Collectors Part 1 General requirements
- (2) EN 12975-2:2006, Thermal Solar Systems and Components Solar Collectors Part 2 Test Methods.
- (3) prEN12975-3-1, Qualification of solar absorber surface durability
- (4) EN 12976-1:2006, Thermal solar systems and components Factory made systems Part 1: General Requirements
- (5) EN 12976-2:2006, Thermal solar systems and components Factory made systems Part 2: Test methods
- (6) prEN 12977 2:2010, Thermal solar systems and components Custom built systems — Part 2: Test methods for solar water heaters and combisystems
- (7) EN 12977-3:2008, Thermal solar systems and components Custom built systems Part 3: Performance test methods for solar water heater stores
- (8) prEN 12977-4:2010, Thermal solar systems and components Custom built systems — Part 4: Performance test methods for solar combistores
- (9) prEN 12977-5:2010, Thermal solar systems and components Custom built systems — Part 5: Performance test methods for control equipment
- (10) ISO/IEC 17043:2010. Conformity assessment General requirements for proficiency testing. International Organisation for Standardization, Genève, February 2010.
- (11) VDI 2169, 2010, Functional checking and evaluation of gain of solar thermal systems, proposal for a guideline

Acknowledgement: The work described in this paper is partly funded by European Commission within the Program "Intelligent Energy Europe" under grant number IEE/08/593. The authors gratefully thank for this support and carry the full responsibility of the content of this publication.

### A COMPARISON BETWEEN STATE-OF-THE-ART AND NEURAL NETWORK MODELLING OF SOLAR COLLECTORS

#### Stephan Fischer, Patrick Frey

Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW)

Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS)

University Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany

Phone: +49 (0)711 685 63231

Fax: +49 (0)711 685 63242

E-Mail: fischer@itw.uni-stuttgart.de

### 1. Introduction

The state-of-the-art modelling of solar collectors as described in the European Standard EN 12975-2 (EN 12975, 2006) is based on equations describing the thermal behaviour of the collectors by characterising the physical phenomena, e.g. transmission of irradiance through transparent covers, absorption of irradiance on the absorber, temperature dependent heat losses and others. This approach leads to so called collector parameters that describe these phenomena, e.g. the conversion factor  $\eta_0$  or the heat loss coefficients  $a_1$  and  $a_2$ .

For more complex systems it is not always possible to describe the thermal performance with parameters having a direct "physical" meaning. In these cases often artificial neural network (ANN) modelling is successfully applied. There are several significant reasons why ANNs are such a powerful tool for modelling dynamic systems (Yang, 2008):

- ANNs have a powerful ability to recognize accurately the inherent relationship between any set of input and output without a physical model or even without information about the internal behaviour, and yet the ANN results do account for all the physics relating the output to the input. This ability is essential independent of the complexity of the underlying relation such as nonlinearity, multiple variables and parameters. This essential ability is known as pattern recognition as the result of learning process.
- 2. The methodology is inherently fault tolerant, due to the large number of processing units in the network undergoing massive parallel data processing.
- 3. The learning ability of ANNs gives the methodology the ability to adapt to changes in the parameters. This ability enables the ANN to deal also with time-dependent dynamic modelling.

Although the state-of-the-art approach in collector modelling and testing fits most of the collector types very well there are some collector designs (e.g. "Sydney" tubes using heat pipes and "water-in-glass" collectors) which cannot be modelled with the same accuracy than conventional collectors like flat plate or standard evacuated tubular collectors. The ANN approach could be an appropriate alternative.

To compare the different approaches of modelling investigations for a conventional flat plate collector and an evacuated tubular collector have been carried out based on performance measurements according to the European Standard EN 12975. The investigations include the parameter identification (training), the comparisons between measured and modelled collector output and the simulated yearly collector yield for a solar domestic hot water system for both models. All ANNs described in the present paper were performed under the MATLAB (MathWorks, 2010) environment using the Neural Network Toolbox (MathWorks, 2010b). To carry out the simulation the neural network has been implemented in TRNSYS (2004).

The paper describes in detail the different approaches of modelling and the results of the described comparisons.

### 2. Application of ANN in the field of solar thermal energy

ANNs have been widely and successfully applied in various fields of mathematics, medicine, engineering, economics, meteorology, etc. Comprehensive overviews of applications of ANNs for thermal engineering and especially renewable energy systems are presented in Kalogriou (2000, 2001), Kalogriou et al. (2010) and Kwang-Tzu (2008). Following is a list of the most relevant works in the field of ANN related to the study described in the present paper:

The paper of Roberto et al. (2010) deals with the development of methods for non steady state test procedures of solar thermal collectors. The goal is to infer the collector performance for steady-state conditions in terms of the efficiency curve when only data from measurements under transient conditions are available. The authors used a Grey-box Identification Model and a Dynamic Adaptive Linear Neural network model.

In the study of Sözen et al. (2008) an approach based on ANNs was developed to determine the efficiency of flat plate solar thermal collectors. As input data the collector temperature, date, time, solar radiation, declination angle, azimuth angle and tilt angle were used.

Kalogriou (2006) used different ANNs for the prediction of the collector parameters describing the instantaneous efficiency, the incidence angle modifier coefficients at longitudinal and transverse directions, the collector time constant, the collector stagnation temperature and the collector heat capacity. As inputs of the ANN model the collector dimension, collector constructional characteristics and collector performance characteristics are used. This approach is proposed as a useful instrument for engineers to obtain the performance parameters of new collector designs without the need to perform tests. Of course the final product would have to be tested in the normal way according to the standards.

In the work of Lecoeuche and Lalot (2005) an application of ANNs was presented to predict the in-situ daily performance of solar air collectors. Output of the ANN is the outlet temperature of the collector, and inputs to the network are the solar radiation and the thermal heat loss coefficients. It was assumed that the inlet temperature and the mass flow rate of the fluid are constant.

Farkas and Géczy-Víg (2003) developed for three different kinds of solar thermal collectors (air and water collectors and a latent heat storage collector) ANN models to predict the outlet temperature of the solar collectors based on to the inlet temperature, the ambient temperature and the global solar radiation.

The objective of the work of Kalogirou et al. (1999) was to train an ANN to predict the useful energy extracted from solar domestic hot water systems and the temperature rise of the stored water with minimum of input data. Physical characteristics of the system, such as collector area, storage type, and capacity, mean storage tank heat loss coefficient, and weather conditions, such as solar irradiation at collector aperture, mean ambient air temperature and mean cold water temperature, were use as input data.

### 3. State-of-the-art collector testing

At present two different standardised methods are available for the determination of the collector performance:

- 1. The so called steady-state method (e.g. EN 12975, 2006 or ISO9806, 1995) and
- 2. The quasi-dynamic method (EN 12975, 2006)

Although the steady state method is still part of the European and ISO Standards it is considered out-dated by the authors because transient behaviour of the collector cannot be characterised and no distinction between diffuse and beam irradiance is considered which is important especially for concentrating collectors. Therefore the quasi-dynamic test method is considered being state-of-the-art and described briefly in the following.

#### 3.1. Collector model

The used collector model of the quasi-dynamic test procedure is shown in equation 1. Equations 2 and 3 describe the incidence angle modifier for isotropic collectors (e.g. flat plate collector) and biaxial collectors (e.g. evacuated tubular collectors).

$$\frac{\dot{Q}}{A} = G_{hem} \eta_0 \left[ K_b(\theta) \frac{G_b}{G_{hem}} + K_d \frac{G_d}{G_{hem}} \right] - \left[ a_1 + a_2 \left( \vartheta_{fl,m} - \vartheta_{amb} \right) \right] \left( \vartheta_{fl,m} - \vartheta_{amb} \right) - c_{eff} \frac{d\vartheta_{fl,m}}{dt} \quad (eq. 1)$$

$$K_b(\theta) = 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \quad (eq. 2)$$

$$K_b(\theta_l, \theta_l) = K_b(\theta_l, 0) \cdot K_b(0, \theta_l) \quad (eq. 3)$$

To describe  $K_b(\theta_b, \theta_l)$  the following angles of incidence ( $\theta_l$  and  $\theta_l$ ) are used: 0°, 20°, 40°, 50°, 60°, 70° and 90°.

#### 3.2. Test procedure

The collector is mounted under a fixed tilt angle facing the equator and operated with a fixed mass flow rate as specified by the manufacturer. Altogether four different inlet temperatures are chosen for the test, equally spread over the range of operation. Usually the lowest inlet temperature is close to ambient temperature and the highest inlet temperature is approximately 100 °C. To determine the conversion factor  $\eta_0$  a day with clear sky is needed, all other days may have partly overcast sky conditions.

All quantities shown in equations 1 to 3 are either measured or calculated over the whole day to serve as input data for the parameter identification.

#### 4. State-of-the-art parameter identification

Determination of parameters in a model by adjusting them to measured data is a well established procedure. The basic approach is usually the same for all models (Press et. al., 1992). A merit function is designed that measures the agreement between the measured data and the output of the model calculated with a particular choice of parameters. The merit function is conventionally arranged so that small values represent close agreement between the measured data and the output of the model. The parameters of the model are then adjusted to achieve a minimum in the merit function, yielding best fit parameters. The adjustment process is thus a problem in minimization in many directions and can be performed using different methods. Some methods are briefly described in the following:

#### 4.1. Multi linear regression (MLR)

The MLR is a non iterative fast matrix method. Linear does only mean that the model is written as a sum of terms with the parameters  $p_m$  as a multiplier in front of the terms (equation 4).

 $y(x_1, x_2, x_3) = p_1 \cdot f(x_1) + p_2 \cdot g(x_2, x_3) + p_3 \cdot h(x_1, x_2, x_3)$  (eq. 4)

The sub models  $f(x_1)$ ,  $g(x_2,x_3)$  and  $h(x_1,x_2,x_3)$  in each term can be non-linear.

Suppose fitting N data points  $(x_{1,i}, x_{2,i}, x_{3,i}, y_i)$ , i = 1, ..., N, to a model that has *m* adjustable parameters  $p_j$ , j = 1, ..., m. The model predicts a functional relationship between measured independent and dependent variables (equation 5).

$$y(x_1, x_2, x_3) = y(x_1, x_2, x_3; p_1...p_m)$$
 (eq. 5)

The dependence on the parameters is indicated on the right hand side. These functions can be minimized using the least-square fit (see equation 6).

$$Min = \sum_{i=1}^{N} [y_i - y(x_1, x_2, x_3; p_1 \dots p_m)]^2 \quad (eq. 6)$$

To perform the matrix operations needed for the minimization process typically spread sheet programs are used.

#### 4.2. Dynamic parameter identification

Iterative parameter identification methods use the same approach as in the previous section, namely to define a merit function and to determine the best fit parameters by its minimization using the least-square fit. With non-linear dependence, however, the minimization must be performed iteratively.

For this study the DF program (Spirkl, 1994) was used as reference parameter identification tool. The DF program uses the Levenberg-Marquardt algorithm for the parameter identification process. This is a well known algorithm documented in Press et al., 1992

#### 5. Artificial neural networks (ANN)

The human brain is a highly complex, nonlinear and parallel information-processing system with the capability to organize its structural constituents, known as neurons, so as to perform certain computations like for example pattern recognition and perception many times faster than any digital computer. The basic principles believed to be used in the human brain are so-called neural networks.

Haykin (1999) defines a neural network as a massively parallel distributed processor made up of simple processing units (so called neurons), which have a natural propensity for storing experimental knowledge and making it available for use. Artificial neural networks resemble the brain with regard to two aspects: (a) the knowledge is acquired by the neural network from its environment through a learning process, and (b) interneuron connections strengths, known as (synaptic) weights, are used to store the acquired knowledge.

According to Haykin (1999) the massively parallel distributed structure and its ability to learn are the two information-processing capabilities that make it possibly for neural networks to solve complex problems. Artificial neural networks (ANNs) are computational models which are inspired by biological neural networks and attempt to mimic the information processing system of the human brain.



Fig. 1: Basic neural network unit (neuron, node) (McCulloch and Pitts, 1943)

The following description is taken from Yu (2002). The basic building block and the fundamental processing element of an artificial neural network is a neuron (also called basic node or unit). According to the fundamental work of McCulloch and Pitts (1943) Fig. 1 illustrates how information (input) is processed through a single neuron. Basically the neuron receives signal inputs from other sources. The inputs can either be outputs of other neurons or they can be external inputs. The inputs  $\{x_i: 1 \le i \le n\}$  are weighted by parameters  $\{w_{ki}: 1 \le i \le n\}$  which are called (synaptic) weights or inter-neuron connection strengths. The parameter  $b_k$  is called the bias (also called threshold value) and it is used to model the threshold. The

weighted inputs are combined and summed up in a special way depending on the used network input combination method (net function). The output of the neuron is related to the input via linear or non-linear transformation which is called the activation function of the neuron.

In a neural network multiple units (neurons) are interconnected in a particular arrangement or configuration. The network usually consists of an input layer, one or more hidden layers and an output layer. Fig. 2 presents an example of typical neural network architecture.



Fig. 2: Typical neural network architecture

As already mentioned one main characteristic of ANNs is their ability to learn and store information. Therefore a so called learning or training process is necessary. In the learning mode the input is presented to the network along with the desired output. Through certain training algorithms the values of weight coefficient between processing neurons are adjusted in such a way that the network attempts to produce the desired output. When the training reaches a satisfactory level the network holds the weights constant. Now the weights contain meaningful and important information, whereas before training they are random and have no meaning. After the successful training step the trained ANN model can be used to predict the output parameters as a function of the input parameters.

#### 5.1. Modelling the solar collectors with ANNs

In the present work a NARX model (Nonlinear AutoRegressive model with eXogenous inputs) was used for modelling the thermal behaviour of two different collectors (flat plate collector and evacuated tubular collector with CPC reflector). The NARX-type model is a recurrent dynamic network which is commonly used in time-series modelling and modelling of nonlinear dynamic systems. In recurrent dynamic networks the output depends in general not only on the current input to the network but also on the current and/or previous inputs, outputs, or stages of the network. The standard NARX architecture is shown in Fig. 3.





The equation defining the NARX model (parallel mode) is shown in (eq. 7), where the value of the dependent output y(t) is regressed on previous values of the output and on previous values of the (exogenous) input.

$$y(t) = f(y(t-1), ..., y(t-d), x(t-1), ..., x(t-d))$$
(eq. 7)

In the equation x(t) and y(t) denote the input and output of the network at the discrete time t. Parameter d represents the number of the time-delays (memory delays), which can be seen as the input-memory and output-memory order. The time-delays are used to store previous values of the x(t) and y(t) sequences.

For efficient training often a series-parallel architecture (open feedback loop) of the NARX network as

shown in Fig. 3b is preferred. This enables that during the training process the real (measured) output can be used instead of feeding back the estimated output. The main advantage of this approach is that the input to the network is more accurate. Another advantage is that series-parallel NARX network has a purely feed forward architecture, and static back-propagation can be used for training. As soon as the (open loop) training process is successful finished the feedback loop is closed (Fig. 3a).

#### 5.2. Neural network model for modelling the flat plate collector

The selected architecture of the ANN used in this study to model the collector output of flat plate collectors is schematically illustrated in Fig. 4.

The ANN consists of an input layer representing the input variables, an output layer corresponding to the output variables and one hidden layer. The inputs to the ANN are the beam and diffuse irradiance ( $G_b$ ,  $G_d$ ), the incident angle of the beam irradiance ( $\theta$ ), the temperature difference between the collector fluid inlet temperature and ambient temperature ( $\mathcal{G}_{fl,in}$ - $\mathcal{G}_{amb}$ )<sup>1</sup> and the mass flow rate ( $\dot{m}$ ). The output from the ANN is the collector output ( $\dot{Q}$ ).

To find the ANN with the smallest deviation between measured and calculated collector output different configurations for the ANN were used. By trial and error the number of neurons in the hidden layer is chosen as 5 and the number of the tapped time-delay d is chosen as 2. In the (open loop) training procedure, the weighting coefficients are adjusted using the Levenberg–Marquardt algorithm.



Fig. 4: Structure of the ANN for modelling the collector: a) parallel mode b) series-parallel mode (open feedback loop)

#### 5.3. Neural network model for modelling the evacuated tubular collector

Here, instead of the incident angle of the beam irradiance ( $\theta$ ) the incident angle of the beam irradiance in longitudinal plane ( $\theta_l$ ) and in transversal plane ( $\theta_l$ ) were used as inputs. All other inputs and outputs of the ANN for modelling the evacuated tubular collector were the same already described in 4.2.

By trial and error the number of neurons in the hidden layer is chosen as 4 and the number of the time-delay *d* is chosen as 2. The same training algorithm as for the flat plate collector was used.

For both type of collectors the (open loop) training of the ANN model was carried out by using measured input-output data which were acquired under quasi-dynamic conditions according to the test procedure described in the European Standard EN 12975-2 (EN 12975, 2006) at the Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS) of ITW, University of Stuttgart.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Investigations not presented in this paper have shown that the term  $(\mathcal{G}_{fl,in}-\mathcal{G}_{amb})$  has to be used as input instead of using  $\mathcal{G}_{fl,in}$  and  $\mathcal{G}_{amb}$  as separate inputs. This approach enables the ANN to deal also with collector inlet ambient temperatures that were not used during the training process.

### 6. Comparison of measured and calculated collector output

For this study two solar collectors, one flat plate collector and one evacuated tubular collector with CPC reflector were tested according to section 3. State-of-the-art parameter identification was performed using the method described in section 4.2 and compared to the results using an artificial network (ANN) as described in section 5.2 and 5.3 respectively. This section compares the results obtained by the two approaches on the basis of measured and calculated collector output data. The figure of merit for the comparison is the difference in transferred energy  $\Delta Q$  ([ $\Delta Q$ ] = J), calculated as the sum of absolute error for each time step *i* as defined in equation 8.

$$\Delta Q = \sum_{i=1}^{N} \left| Q_{i,cal} - Q_{i,meas} \right| \quad (\text{eq. 8})$$

#### 6.1. Flat plate collector

The investigation was carried out on a flat plate collector with an aperture area of  $2.17 \text{ m}^2$  with a Cu-Cu absorber. The absorber sheet with a thickness of 0.2 mm is connected to the riser tubes (10 in parallel) and manifolds using ultrasonic welding. The absorber uses a selective coating. Mineral wool with a thickness of 60 mm is used as backside thermal insulation. Tab. 1 shows the collector parameters determined using the state-of-the-art collector test method.

Tab. 1: Collector parameter describing the thermal performance of the flat plate collector under investigation

ηο	b <sub>0</sub>	$\mathbf{K}_{\mathbf{d}}$	a <sub>1</sub> W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	$a_2 W m^{-2} K^{-2}$	c <sub>eff</sub> J m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
0.815	0.119	0.948	3.577	0.019	12870

Fig. 5 shows the comparison of the measured and calculated collector output for the state-of-the-art and the ANN modelling for the used test sequence at  $(9_{fl,m} - 9_{amb}) \approx 0$  K under clear sky conditions  $(Q_{meas} = 43374 \text{ kJ})$ . The state-of-the-art model shows a very good agreement between measured and calculated collector output. The difference in the transferred energy is 436 kJ (1%). At certain angles of incidence the calculated collector output shows slight differences to the measured output. The main reason is the incidence angle modifier model, which has to be used during the state-of-the-art testing and which does not perfectly fit flat plate collectors.

The ANN model shows an even better agreement, since it is not restricted to limited number of parameters. The difference in transferred energy is 184 kJ (0.4 %).



Fig. 5: Measured and calculated collector output flat plate collector: a) state-of-the-art collector modelling b) ANN modelling

Fig. 6 shows the comparison of the measured and calculated collector output for the state-of-the-art and the ANN modelling for the used test sequence at  $(\vartheta_{fl,m} - \vartheta_{amb}) \approx 25$  K under broken clouds conditions  $(Q_{meas} = 19040 \text{ kJ})$ . Again the ANN model shows the better agreement between measured and calculated collector output. This time the mean reason is the fact that the state-of-the-art approach uses a 1-node model, approximating the transient behaviour of the collector by one effective thermal capacity ( $c_{eff}$ ) at mean fluid temperature ( $\vartheta_{fl,m}$ ). This approach leads to over- and under prediction, respectively, in case of rapidly changing input values. The difference in transferred energy yields to 1160 kJ (6.1 %) with the state-of-the-art approach and to 477 kJ (2.5 %) by using ANN.



Fig. 6: Measured and calculated collector output flat plate collector: a) conventional collector modelling; b) ANN modelling

### 6.2. Evacuated tubular collector

The investigation was carried out on an evacuated tubular collector with an aperture area of 1.9 m<sup>2</sup> using "Sydney" tubes and a CPC reflector. The heat from the absorber is transferred to the heat transfer fluid by an aluminium heat transfer sheet and copper U-tube. Tab. 2 shows the collector parameters determined using the state-of-the-art collector test method.

	$\eta_0$		K <sub>d</sub>	a W m	<sup>1</sup> <sup>2</sup> K <sup>-1</sup>	a W m	$^{12}$ K <sup>-2</sup>	J m	eff <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	
	0.87	2		1.026	0.9	0.986		0.006		860
Ι	ncident angle	0°		20°	40°	50°	6	0°	70°	90°
	$\mathbf{K}_{\mathbf{\theta}\mathbf{b}}(\mathbf{\theta}_{\mathbf{l}})$	1.00	)	0.99	0.94	0.89	0.	79	0.64	0.00
	$\mathbf{K}_{\mathbf{\theta}\mathbf{b}}(\mathbf{\theta}_{t})$	1.00	)	1.00	1.01	1.10	1.	12	1.32	0.00

Tab. 2: Collector parameter describing the thermal performance of the evacuated tubular collector under investigation

In Fig. 7 the comparison of the measured and calculated collector output is shown for the state-of-the-art and the ANN modelling for the used test sequence at  $(9_{fl,m} - 9_{amb}) \approx 0$  K under clear sky conditions  $(Q_{meas} = 30964 \text{ kJ})$ . Due to the more advanced incidence angle modifier model (eq. 3) used for evacuated tubular collectors, the state-of-the-art approach gives almost as good results as the ANN approach. The difference in transferred energy yields 307 kJ (1 %) (state-of-the-art) and 200 kJ (0.6 %) (ANN).



Fig. 7: Measured and calculated collector output evacuated tubular collector: a) conventional collector modelling; b) ANN modelling

Fig. 8 shows the comparison of the measured and calculated collector output for the state-of-the-art and the ANN modelling for the used test sequence at  $(\vartheta_{fl,m} - \vartheta_{amb}) \approx 85$  K under broken clouds conditions  $(Q_{meas} = 20075 \text{ kJ})$ . The difference in transferred energy yields 1015 kJ (5.1 %) (state-of-the-art) and 856 kJ (4.3 %) (ANN), showing again a better agreement between measured and calculated collector output for the ANN approach.



Fig. 8: Measured and calculated collector output evacuated tubular collector: a) conventional collector modelling; b) ANN modelling

### 7. Dynamic system simulation

Section 6 shows that the ANN approach yields a slightly better agreement between measured and calculated collector output than the state-of-the-art approach. To be a true alternative, however, it must also be possible to use the ANN collector in a dynamic system simulation together with other components of a solar thermal system.

To evaluate this ability a solar domestic hot water system (SDHW system) was defined and implemented in the simulation tool TRNSYS. Fig. 9 shows a sketch of the solar domestic hot water system and Tab. 3 the most relevant used system parameter. The simulations were performed for a single family house (located in Würzburg, Germany) occupied by 4 persons with a domestic hot water draw off of 200 l/d at 45 °C. The following tapping cycle was used: 80 l at 7 am, 40 l at 12 am and 80 l at 7 pm.

To implement the ANN which was generated under the MATLAB environment the TRNSYS "TYPE 155-Calling MATLAB" was used. This TYPE enables the communication between the two software packages TRNSYS and MATLAB. The communication is realised by a so called Component Object Model (COM) interface which launches MATLAB at every single TRNSYS time step as a separate process.

The ANN was implemented in the TRNSYS deck parallel to the collector. Using this approach the collector

TYPE 132 and the ANN receive always the same input values, thus the collector yield of the collector type and the ANN can be compared directly. In the simulation the output of the collector TYPE 132 is used as input for the other types.



Fig. 9: Schematic drawing of the solar domestic hot water system

Tab. 3: Main system parameter for the SDHW TRNSYS simulation

System parameters for SDHW system concepts	value
Collector area flat plate collector, m <sup>2</sup>	4.34
Total heat store volume, l	300
Auxiliary volume for domestic hot water preparation, l	150
Set temperature for domestic hot water, °C	52.5
Overall heat loss capacity rate of store, W K <sup>-1</sup>	2.5
Total pipe length of collector loop, m	20
Inner diameter of collector loop pipe, mm	13
Maximum heat store temperature, °C	80
Temperature difference collector start-up, K	10
Temperature difference collector shut-off, K	2
Fluid heat capacity (collector loop and hot water loop), J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	4180

Tab. 4 shows the yearly collector yield of the flat plate collector calculated using the collector TYPE 132 and the ANN collector model. Compared to the state-of-the art approach the collector output of the ANN within the dynamic system simulation is overestimated by 1.2 %. What seems to be a good agreement turns out to be still quite far away from the defined goal.

The analysis of the simulation data revealed the fact that the generated ANN is not able to handle periods without mass flow through the collector. No flow conditions have not been part of the state-of-the-art test sequences and could thus not be trained and remembered by the ANN. The consequence of this "lack of knowledge" is the calculation of some unrealistic collector outlet temperatures.

Tab. 4: Comparison of the yearly collector yield calculated using the collector TYPE 132 and the ANN

	TYPE 132	ANN	Deviation
	kWh a <sup>-1</sup>	kWh a <sup>-1</sup>	%
Yearly collector yield flat plate collector	1724	1745	+ 1.2
Since the results of the TRNSYS simulation using the evacuated tubular collector shows the same effects and does not deliver further finding it is not presented in this paper.

#### 8. Conclusions

Artificial neural networks are a powerful tool that can be used to characterize the thermal behavior of solar collectors. However special care has to be taken during the training process to cover all operation conditions that will be encountered during the future usage of the ANN.

To use ANNs instead of the state-of-the-art collector model as a reliable tool in dynamic system simulation special test sequences have to be designed. These test sequences need to cover a large range of operating conditions, including no flow conditions. In case the system simulation shall be performed with a heat transfer fluids that differ from the one used for testing, also a variety of different fluids to cover different values of the fluids' specific heat capacity is needed during testing.

The investigations also showed that the determination of the ANN that fits the thermal performance of the collector the best depends on the expertise of the user and can be quite time consuming. Especially when ANNs based test method should become part of European or international standards an algorithm is needed which ensures a reliable and fast determination of the best ANN.

If the above presented improvements have been made artificial neural networks can become an interesting alternative to the state-of-the-art collector models used today.

Symbol	Unit	Quantity
A	m <sup>2</sup>	Collector area
$a_1$	$W m^{-2} K^{-1}$	Heat loss coefficient
$a_2$	$W m^{-2} K^{-2}$	Temperature dependent heat loss coefficient
$b_0$	-	Factor to calculate the incidence angle modifier for beam irradiance
$b_k$	-	Bias
C <sub>eff</sub>	$J m^{-2} K^{-1}$	Effective collector heat capacity
d	-	Number of the time-delays
$\eta_0$	-	Conversion factor
$\mathcal{G}_{amb}$	°C	Ambient temperature
$\mathcal{G}_{fl,in}$	°C	Fluid inlet temperature
$\mathcal{G}_{fl,m}$	°C	Mean fluid temperature
$9_{fl,out}$	°C	Fluid inlet temperature
$G_b$	W m <sup>-2</sup>	Beam irradiance
$G_d$	W m <sup>-2</sup>	Diffuse irradiance
$G_{hem}$	W m <sup>-2</sup>	Hemispherical irradiance
i	-	Index of the time step
$K_b(\theta)$	-	Incidence angle modifier for beam irradiance
$K_d$	-	Incidence angle modifier for diffuse irradiance
$\theta$	0	Incident angle of the beam irradiance
$\theta_l$	0	Incident angle of the beam irradiance in longitudinal plane
$\theta_t$	0	Incident angle of the beam irradiance in transversal plane
m	kg s <sup>-2</sup>	Mass flow rate of the heat transfer fluid
N		Number of time steps
$Q_{cal}$	J	Transferred energy (calculated)
$Q_{meas}$	J	Transferred energy (measured)
Ż	W	Collector output
ΔQ	J	Difference in transferred energy
t	S	Time
$W_{ki}$	-	Synaptic weights

#### 9. Nomenclature

#### 10. References

EN 12975, 2006. EN 12975-2:2006. Thermal Solar Systems and Components – Solar Collectors – Part 2: Test Methods.

Farkas, I., Géczy-Víg, P., 2003. Neural network modelling of flat-plate solar collectors. Computers and Electronics in Agriculture 40, pp. 87–102.

Haykin, S., 1999. Neural Network. Prentice Hall.

ISO9806, 1994. ISO 9806-1. Thermal Performance of Glazed Liquid Heating Collectors.

Kalogirou, S.A. et al., 1999. Modelling of solar domestic water heating system using artificial neural networks. Solar Energy 65 (6), pp. 335-342.

Kalogirou, S.A., 2000. Applications of artificial neural-networks for energy systems. Applied Energy, Vol. 67 (1-2), pp. 17-35.

Kalogirou, S.A., 2001. Artificial neural networks in renewable energy systems applications: a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 5, pp. 373–401.

Kalogirou, S., 2006. Prediction of flat-plate collector performance parameters using artificial neural network. Solar Energy 80, pp. 248–259.

Kalogriou, S.A., Sencan, A., 2010. Artificial Intelligence Techniques in Solar Energy Applications, Solar Collectors and Panels, Theory and Applications, Reccab Manyala (Ed.), ISBN: 978-953-307-142-8, InTech, Available from: http://www.intechopen.com/articles/show/title/artificial-intelligence-techniques-in-solar-energy-applications.

Yang, K.-T., 2008. Artificial neural networks (ANNs): A new paradigm for thermal science and engineering. Journal of Heat Transfer, vol. 130, September 2008.

Lecoeuche, S., Lalot, S., 2005. Prediction of the daily performance of solar collectors. International Communications in Heat and Mass Transfer 32, pp. 603–611.

Mathworks, 2010. MATLAB, the language of technical computing. Version 7.11.0 (Release R2010b). The MathWorks Inc.

Mathworks, 2010b. MATLAB Neural Network Toolbox 7. The MathWorks Inc.

McCulloch, W., Pitts, W., 1943. A logical calculus of ideas imminent in nervous activity, Bulletin of Mathematical Biophysics, Vol. 5, pp. 115–133.

Press et. al., 1992. Numerical Recipes, second Edition. Cambridge University press.

Roberto, B. et al., 2010. Gray box and adaptive dynamic neural network identification models to infer the steady state efficiency of solar thermal collectors starting from the transient condition. Solar Energy 84 (2010), pp. 1027-1046.

Sözen, A. et al., 2008. Determination of efficiency of flat-plate solar collector using neural network. Expert Systems with Applications 35, pp. 1533–1539.

Spirkl, 1994. Dynamic SDHW System Testing, Program Manual Sektion Physik der Ludwig-Maximilians Universität München.

TRNSYS, 2004. A Transient System Simulation Program, Version 16. University of Wisconsin. Available from: <a href="http://sel.me.wisc.edu/trnsys/">http://sel.me.wisc.edu/trnsys/</a>>.

Yu, Y.H., Hwang, J.-N., 2002. Introduction to Neural Networks for Signal Processing, in: Jones, YU, Y.H., Hwang, J.-N. (Eds.), Handbook of Neural Network Signal Processing. CRC Press LLC, New York.

# PERFORMANCE TESTING OF SOLAR COOLING SYSTEMS BASED ON THE CTSS-METHOD

Patrick Frey, Björn Ehrismann, Harald Drück Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW) Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS) University of Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany Phone: +49 (0)711 685 63233, Fax: +49 (0)711 685 63503 E-Mail: frey@itw.uni-stuttgart.de, Internet: www.itw.uni-stuttgart.de

# 1. Introduction

Solar cooling is still a young and small but growing market with a large potential. An increasing market development of solar cooling and SolarCombiPlus systems (solar thermal systems providing domestic hot water, space heating and space cooling) can help to reduce primary energy demand and hence emission of green house gases. To support the market entry and to enhance the market penetration it is important to strengthen consumer confidence in these systems. An important aspect for achieving this goal is a standardised method to predict the performance of the whole solar cooling system under real operating conditions (Drück et al., 2008).

Up to now there exists no standardised performance test method for solar cooling or SolarCombiPlus systems respectively. The reason therefore is that standards are always developed with a certain time delay compared to the development of products and systems. This delay can be a barrier for new products to enter the market, as no testing and certification is possible - and existing standards do not express the benefits of the new products. For these innovative systems, such as solar cooling systems it is important that performance determination is carried out in a standardised way in order to compare their performance among each other as well as with the one of a well defined reference system (conventional system). In this way energetic and environmental benefits in terms of primary energy savings and the reduction of  $CO_2$  emissions can be determined and assessed.

In solar cooling and SolarCombiPlus systems the inlet temperatures of the sorption chillers are varying mainly as a function of the solar radiation and the ambient temperatures. Even if sorption chillers usually have a relative high thermal mass due to their internal heat exchangers, the sorption material and the heat transfer media inside, especially semi-continuous chillers such as adsorption chillers are components operated in a highly dynamical way. For this reason test procedures which take into account only stationary conditions are not sufficient. In addition to the characterisation of the dynamic behaviour an appropriate test method for solar cooling systems should also allow the performance assessment of the sorption chiller and the complete system under real operating conditions. The last-mentioned is also getting even more important as in the near future more and more complete 'plug-and-play' packages (including solar collectors, storage, sorption chiller, heat rejection unit, complete hydraulic connections and controller) will be available.

For these reasons and due to the fact that one already well established procedure to determine the performance of solar thermal systems is the CTSS-method (Component Testing – System Simulation), already standardised in European standards series CEN/TS 12977, an extension of this method towards solar cooling systems and SolarCombiPlus systems was found to be the most promising way. With the CTSS-method the annual performance of the whole system can be determined for defined boundary and reference conditions (meteorology, load profiles) by means of a dynamic simulation of the whole system.

# 2. Testing according to the CTSS-method

For performing tests according to the CTSS-method in general, the solar thermal system does not need to be installed as a whole because this test method is based on component testing and system simulation. Due to this, the application range of the CTSS-method is very flexible. Hence it is possible to apply the CTSS-method on nearly every kind of system configuration. Another important advantage of the CTSS-method is the fact that the thermal performance of the tested systems can be easily determined for any arbitrary boundary conditions such as weather and heat-ing/cooling load since this is done by numerical system simulations only.

# 2.1. Component testing

In order to apply the CTSS-method in a first step the main components of the solar thermal system (the collector, the store(s) and the controller) are being tested separately. The aim of the component tests is the determination of all relevant component parameters required for the detailed description of the thermal behaviour of the individual components. Therefore, numerical models to describe the dynamic behaviour of the specific components are required. Parameters of these models are determined by means of parameter identification using measuring data from several well defined test sequences being performed on specific test facilities.

# 2.2. System simulation

The main aim of the component tests is a determination of all relevant parameters required for a detailed characterisation of the component's dynamic behaviour. Based on these component parameters the annual performance of the whole system can be calculated for defined boundary and reference conditions (meteorology, load

profiles) by means of a numerical simulation of the whole system. Therefore together with the hydraulic scheme of the system and the control strategies the parameters have to be implemented in a detailed dynamic and component based system simulation program such as TRNSYS. Fig. 1 shows the approach of



TRNSYS. Fig. 1 shows the approach of Fig. 1: CTSS-method according to CEN/TS 12977 the CTSS-method according to CEN/TS 12977.

# 2.3. Extension of the CTSS-method towards solar cooling systems

Fig. 2 shows how the approach of an extended CTSS-method applicable to solar cooling and SolarCombiPlus systems looks like in general. The difference to the ap-



proach of the present version of the CTSSmethod according to CEN/TS 12977 (Fig.1) is that in the extended method there will be one or maybe even two more component tests related

Fig. 2: Extended CTSS-method applicable to SolarCombiPlus systems COI

to the cold medium production sub-system. It will be indispensable to add one component test for the thermally driven chiller and if necessary another one for the heat rejection unit (cooling tower, borehole or other heat sinks). For the extension of the CTSS-method towards solar cooling systems the following steps are necessary:

- Development or modification of numerical models for sorption chillers (and for the heat rejection system) in order to characterise their dynamic behaviour in an appropriate way
- Validation of the numerical models
- Development, implementation and validation of performance test methods for the new components
- Validation of the extended CTSS-method
- Integration of the extended CTSS-method in a future version of CEN/TS 12977 series

# 3. State of activities according to extension of CTSS-method

The present status of activities related to the extension of the CTSS-method towards solar cooling systems and some first results are described briefly in the following.

### 3.1. Development of dynamic simulation models for sorption chillers

Dynamic simulation models of sorption chillers should allow describing the real dynamic behaviour of these chillers for variable input conditions. This means that it should be possible to simulate the outlet temperatures and mass flow rates of the three loops (driving circuit, heat rejection circuit, chilled water circuit) depending on the current internal operation status and on dynamic changes of the external conditions. Unfortunately, the number of available dynamic simulation models for sorption





chillers is small and some existing models are due to copyright aspects not adaptable to the specific needs of the CTSSmethod. Due to the fact that a sorption chiller itself is a complicated nonlinear system it is very difficult and time-consuming to develop mathematical models of sorption chillers based on physical and thermodynamic

equations including energy balances and taking into account the conservation of total mass and sorbent heat transfer as well as the thermodynamic equilibrium between solid, liquid and vapour, etc (Chow et al., 2001). One promising alternative to the development of mathematical models based on physical and thermodynamic equations is the usage of artificial neural networks (ANN). First investigations were carried out on a small-scaled adsorption chiller using measured input-output data which were acquired under real dynamic operating conditions (Frey et al., 2011). The obtained results are very promising and show good agreement between simulation and measurements of the outlet temperatures of the three loops driving circuit, heat rejection circuit, chilled water circuit (Fig. 3). Therefore this approach (experimental system identification based on artificial neural networks) will be used.

# 3.2. Test facility and development of dynamic test sequences

A test facility (Fig. 4) for small-scale sorption chillers (with a cooling power up to 20 kW) has been built up at the Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS) at ITW, University of Stuttgart. It consists of three separate modules (driving circuit, heat rejection circuit, chilled water circuit). Hence it is possible to emulate solar heating, heat rejection and the space-cooling load. To provide the possibility of testing the behaviour of sorption chillers under dynamic conditions the inlet temperatures and flow rates of all modules can be adjusted computerised independently from each other over a wide range (driving circuit: max 60 kW, 40 -

### OTTI - 4th International Conference Solar Air-Conditioning Larnaka, Cyprus, October 12<sup>th</sup> to 14<sup>th</sup>, 2011

140 °C, < 5 m<sup>3</sup>/h; heat rejection circuit: max. 100 kW, 15 – 50 °C, < 10 m<sup>3</sup>/h; chilled water circuit: max 20 kW, 5 – 25 °C, < 5 m<sup>3</sup>/h). For development of test procedures an adsorption chiller was already extensively tested on the facility under stationary conditions. Furthermore in order to generate training and validation data for the ANN model first dynamic test sequences have been



developed. In the next months three sorption Fig. 4: Solar cooling Test facility, ITW chillers will be tested on the facility under static and dynamic (reality–like) conditions.

# 3.3. Reference systems and defined boundary and reference conditions

As a starting point the same hydraulic configuration as proposed in the SolarCombiproject (for example Sparber et al., 2008) will be used for the reference system. For creating the cooling load files as a first step the reference houses used in CEN/TS 12977-2 for the creation of the heating load files for the CTSS-method have been modelled within a subroutine program of TRNSYS called TRNBuild. So it is possible to use for the system simulation either load files or to implement the building model.

# 3.4. Measurement data for the validation

In order to obtain measured data under real working conditions for the validation of the dynamic simulation model and the extended CTSS-method three solar cooling systems were installed and equipped with a detailed monitoring system. One of these systems is installed at the building of the company BLS GmbH near Stuttgart, Germany providing hot and chilled water for heating and cooling a 200 m<sup>2</sup> office area. The system consists of a solar collector array, a heat store, a back-up heater, a hydraulic switching unit, an adsorption chiller, a heat rejection unit and a floor heat-ing/cooling system. The solar collector array has a total collector area of 38 m<sup>2</sup> (aperture area) flat-plate collectors and is installed on the roof of the building with a 30° tilt angle facing the equator. The heat store with a volume of 2.000 I is charged and discharged via internal stratifiers. The hydraulic switching unit connects the main components (heat store, floor heating/cooling system, adsorption chiller and heat rejection unit) in order to distribute and provide hot, chilled and cooling water to the different components and loads. The adsorption chiller has a nominal cooling capacity of 8 kW. A dry cooling tower with a water spray function is used for heat rejection.

# 4. Conclusions

An extension of the CTSS method (Component Testing – System Simulation) standardised in CEN/TS 12977 series towards solar cooling systems has been proposed. The main advantages of this method are:

- the CTSS-method is in general already one established procedure to determine the performance of solar thermal systems
- the application range of the CTSS-method is very flexible because of its component-oriented approach
- the annual performance of the whole system can be calculated for defined boundary and reference conditions (meteorology, load profiles)
- it allows investigating the thermal behaviour of the sorption chiller and the whole system under reality-like conditions
- it can also be used for the development or optimisation of control strategies

Up to now numerical models for sorption chillers based on artificial neural networks were developed, a test facility for small-scale sorption chillers was designed and constructed, boundary conditions for the standardised performance prediction of solar thermal cooling systems and SolarCombiPlus systems were specified and different solar cooling systems were measured in-situ. As next steps laboratory tests of sorption chillers have to be performed and the thermal behaviour of the investigated systems has to determined based on component tests and system simulations. The results obtained by this approach have to be validated against the data obtained by in-situ measurements. Provided everything works well, it is expected that at the beginning of the year 2012 a first proposal for a standardised performance test procedure for solar thermal cooling and SolarCombiPlus systems based on the extended CTSS-method will be available.

# Acknowledgement

The work described in this paper is part of the project "Solar thermal heat transformers" (Sol-Trans) funded by the German BMWi (Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie / Federal Ministry of Economics and Technology) under the grant number 0327454A 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.

### References

CEN/TS 12977, 2010. Thermal Solar System and Components – Custom build systems.

Chow, T.T. et al., 2001. Applying neural network and genetic algorithm in chiller system optimization. Proceeding of the seventh International IBPSA Conference, Rio de Janeiro, Brazil, 2001.

Frey, P. et al., 2011. Development of artificial neural network models for sorption chillers. Proceeding of the ISES Solar World Congress 2011, Kassel, Germany, 2011.

Drück, H., Müller-Steinhagen, H., 2008. Update on European Standards for Thermal Solar Systems and Components and on Solar Keymark Certification, Conference Proceeding of Euro Sun 2008, Lisbon, Portugal, S. 369 – 370, ISBN 978-972-95854-7-0.

Sparber, W. et al., 2008. Modelling of solar Combi Plus Systems - Framework and Hydraulic Scheme Proposals. 9th International Symposium Gleisdorf Solar, 2008.

### DEVELOPMENT OF ARTIFICAL NEURAL NETWORK MODELS FOR SORPTION CHILLERS

#### Patrick Frey, Björn Ehrismann, Harald Drück

Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW)

Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS)

University Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany

Phone: +49 (0)711 685 63233

Fax: +49 (0)711 685 63242

E-Mail: frey@itw.uni-stuttgart.de

#### 1. Introduction

Solar cooling is still a young and small but growing market with a large potential. Up to now there exists no standardised performance test method for solar cooling or combined solar cooling and heating systems. Also for these innovative systems it is important that performance determination is carried out in a standardised way in order to compare their performance with the one of a well defined reference system (conventional system). In this way energetic and environmental benefits in terms of primary energy savings and CO<sub>2</sub> emission reductions can be determined. For this reason and due to the fact that one established procedure to determine the performance of solar thermal systems is the CTSS-method (Component Testing – System Simulation), already standardised in European Standard series CEN/TS 12977, an extension of this method applicable for solar cooling systems and SolarCombiPlus systems (systems which provide domestic hot water, space heating and space cooling) was found to be the most promising way. With this method the annual performance of the whole system can be calculated for defined boundary and reference conditions (meteorology, load profiles) by means of a dynamic simulation of the whole system. For the suggested extension of the CTSS-method towards solar cooling systems (Frey et al., 2010) dynamic simulation models for thermally driven chillers (sorption chillers) are necessary. The main target of the work presented in this paper is to develop appropriate sorption chiller models which can be used for the extended CTSS-method. One promising way is the experimental system identification based on artificial neural networks (ANN). In this approach experimentally measured data are used to derive an ANN model which is able to predict the outlet temperatures of a sorption chiller. In the work presented, measured data of an adsorption chiller were used to develop such a model which is suitable to predict the outlet temperatures of the three hydraulic loops of the adsorption chiller. The model was validated with measured data under real working conditions. The simulated output temperatures show good agreement with the measured temperatures.

#### 2. Testing according to the CTSS-method

For performing tests according to the CTSS-method in general, the solar thermal system does not need to be installed as a whole because this test method is based on component testing and system simulation. Due to this, the application range of the CTSS-method is very flexible because of its component-oriented approach. Hence, it is possible to apply the CTSS-method on nearly every kind of system configuration. Another important advantage of the CTSS-method is that the thermal performance of the tested systems can be easily determined for any arbitrary boundary conditions such as weather and heating/cooling load since this is done by numerical system simulations only.

#### 2.1. Component testing

To apply the CTSS-method first of all the main components of the solar thermal system (the collector, the store(s) and the controller) are being tested separately. The aim of the component tests is the determination of all relevant component parameters required for the detailed description of the thermal behaviour of the

individual components. Therefore, numerical models to describe the dynamic behaviour of the specific components are required. Parameters of these models are determined by means of parameter identification using measuring data from several specific test sequences.

### 2.2. System simulation

The main aim of the component tests is a detailed determination of all relevant component parameters. Based on these component parameters the annual performance of the whole system can be calculated for defined boundary and reference conditions (meteorology, load profiles) by means of a numerical simulation of the whole system. Therefore together with the hydraulic scheme of the system and the control strategies the parameters have to be implemented in a detailed dynamic and component based system simulation program like TRNSYS. Fig. 1 shows the approach of the CTSS-method according to CEN/TS 12977.



Fig. 1: CTSS-method according to CEN/TS 12977

#### 2.3. Extension of the CTSS-method towards solar cooling and SolarCombiPlus systems

Fig. 2 shows how the approach of an extended CTSS-method applicable to solar cooling systems and SolarCombiPlus systems may look like in general. The difference to the approach of the present version of the CTSS-method according to CEN/TS 12977 (Fig.1) is that there will be one maybe even two more component tests for the cold medium production sub-system in the extended method. It will be indispensable to add one component test for sorption chillers and if necessary another one for the heat rejection unit (cooling tower, borehole or other heat sinks).

For the extension of the CTSS-method towards solar cooling systems the following steps are necessary:

- Decision which performance parameters will be required for description of the thermal behaviour of sorption chillers (and for the heat rejection unit)
- Development or modification of numerical models for sorption chillers (and for the heat rejection unit) in order to characterise their dynamic behaviour in an appropriate way
- Validation of the numerical models
- Development, implementation and validation of performance test methods for the new components
- Validation of the extended CTSS-method
- Integration of the extended CTSS-method in a future version of CEN/TS 12977 series



Fig. 2: Extended CTSS-method applicable to SolarCombiPlus systems

#### 3. Dynamic simulation models for sorption chillers

One characteristic of adsorption chillers is the fact that they are periodically working chillers with partial fast temperature changes at the outlets of the hydraulic loops during one working cycle. Also sorption chillers usually have a relative high thermal mass due to their internal heat exchangers, the sorption material and the heat transfer media inside. Besides of this the inlet temperatures of sorption chillers in solar thermal systems are varying mainly as a function of the solar radiation and the ambient temperatures. As a result of this it can be summarised that all kind of sorption chillers but in particular semi-continuous chillers such as adsorption chillers are components operated in a highly dynamical way.

Dynamic simulation models of sorption chillers should allow the simulation of the real dynamic behaviour of these chillers for variable input conditions. I.e. it should be possible to simulate the thermal behaviour of the outlet temperatures of the three loops (driving circuit, heat rejection circuit, chilled water circuit) depending on the current internal operation status and on dynamic changes of the external conditions. Unfortunately, the number of available dynamic simulation models for sorption chillers is small and some existing models are due to copyright aspects not adaptable to the specific needs of the CTSS-method.

Due to the fact that a sorption chiller itself is a complicated nonlinear system it is very difficult and timeconsuming to develop mathematical models of sorption chillers based on physical and thermodynamic equations including energy balances and taking into account the conservation of total mass and sorbent heat transfer as well at the thermodynamic equilibrium between solid, liquid and vapour, etc (Chow et al., 2001). One promising alternative to the development of mathematical models based on physical and thermodynamic equations is the experimental system identification based on artificial neural networks. There are several significant reasons why ANNs are such a powerful tool for experimental system identification and modelling of dynamic systems (Yang, 2008):

1. ANNs have a powerful ability to recognize accurately the inherent relationship between any set of input and output data without a physical model or even without information about the internal behaviour and even the ANN results do account for all the physics relating the output to the input data. This ability is essential independent of the complexity of the underlying relation such as nonlinearity, multiple variables and parameters. This ability is known as pattern recognition as the result of a learning process.

2. The methodology is inherently fault tolerant, due to the large number of processing units in the network undergoing massive parallel data processing.

3. The learning ability of ANNs gives the methodology the ability to adapt to changes in the parameters. This ability enables the ANN to deal also with time-dependent dynamic modelling.

#### 4. Application of ANNs in the field of modelling sorption chillers

ANNs have been widely and successfully applied in various fields of mathematics, medicine, engineering, economics, meteorology, etc. Comprehensive overviews of applications of ANNs for thermal engineering and especially renewable energy systems are presented in Kalogriou (2000, 2001), Kalogriou et al. (2010) and Yang (2008). Following is a list of the most relevant works in the field of ANN related to the work described in the present paper.

In Rosiek and Batlles (2011, 2010) a neural network is used to model a solar-assisted air-conditioning system that consists mainly of an absorption chiller, a solar collector array and a cooling tower. The main goal of that work was to estimate coefficients of performance and the cooling capacity of the absorption chiller and also to estimate the global efficiency of the total solar cooling system. As inputs the in- and outlet temperatures of the driving circuit and the chilled water circuit of the adsorption chiller, the outlet temperature and the mass flow rate of the flat-plate collector and the incident radiation intensity were used.

In order to simplify performance analysis of an ammonia-water absorption chiller Sencan (2007) used an ANN. Temperatures of the generator, condenser, absorber, evaporator and the concentration of the poor and the rich solution were used as input data. With the ANN model the coefficient of performance and the circulation ratio, defined as the ratio of the mass flow rate of the rich solution to the mass flow rate of the working fluid, can be

predicted.

Sencan et al. (2007) used in their work amongst other approaches ANNs for modelling an absorption heat transformer. Also they used as inputs the temperatures of the absorber, condenser, evaporator and the generator for the ANN in order to estimate the coefficient of performance and the flow rate.

The work of Palau et al. (1999) presented a new modelling approach to simulate the performance of sorption chillers using ANNs. Inputs for the network were the environment temperature and the external heat source temperature, output was the mean cooling power produced by the sorption chiller under different inlet temperatures and ambient temperatures. The main focus of this work was on using the neutral network to control the sorption chiller.

#### 5. Artificial neural networks (ANN)

The human brain is a highly complex, nonlinear and parallel information-processing system with the capability to organise its structural constituents, known as neurons, so as to perform certain computations like for example pattern recognition and perception many times faster than any digital computer. The basic principles believed to be used in the human brain are so-called neural networks.

Haykin (1999) defines a neural network as a massively parallel distributed processor made up of simple processing units (so called neurons), which have a natural propensity for storing experimental knowledge and making it available for use. Artificial neural networks resemble the brain with regard to two aspects: (a) the knowledge is acquired by the neural network from its environment through a learning process, and (b) interneuron connections strengths, known as (synaptic) weights, are used to store the acquired knowledge.

According to Haykin (1999) the massively parallel distributed structure and its ability to learn are the two information-processing capabilities that make it possibly for neural networks to solve complex problems. Artificial neural networks are computational models which are inspired by biological neural networks and attempt to mimic the information processing system of the human brain.

The following description is taken from Yu (2002). The basic building block and the fundamental processing element of an artificial neural network is a neuron (also called basic node or unit). According to the fundamental work of McCulloch and Pitts (1943) Fig. 3 illustrates how information (input) is processed through a single neuron. Basically the neuron receives signal inputs from other sources. The inputs can either be outputs of other neurons or they can be external inputs. The inputs  $\{x_i: 1 \le i \le n\}$  are weighted by parameters  $\{w_{ki}: 1 \le i \le n\}$  which are called (synaptic) weights or inter-neuron connection strengths. The parameter  $b_k$  is called the bias (also called threshold value) and it is used to model the threshold. The weighted inputs are combined and summed up in a special way depending on the used network input combination method (net function). The output of the neuron is related to the input via linear or nonlinear transformation which is called the activation function of the neuron.

In a neural network multiple units (neurons) are interconnected in a particular arrangement or configuration. The network usually consists of an input layer, one or more hidden layers and an output layer. Fig. 4 presents an example of typical neural network architecture.



Fig. 3: Basic neural network unit (neuron, node) (McCulloch and Pitts, 1943)Fig. 4: Typical neural network architectureAs already mentioned one main characteristic of ANNs is their ability to learn and store information. Therefore

a so-called learning or training process is necessary. In the learning mode the input is presented to the network along with the desired output. Through certain training algorithms the values of weight coefficients between processing neurons are adjusted in such a way that the network attempts to produce the desired output. When the training reaches a satisfactory level the network fixes the weights constant. Now the weights contain meaningful and important information, whereas before the training they are random and have no meaning. After the successful training step the trained ANN model can be used to predict the output parameters as a function of the input parameters.

#### 5.1. Modelling sorption chillers with ANNs

In the present work a NARX model (Nonlinear AutoRegressive model with eXogenous inputs) was used for modelling the three outlet temperatures of an adsorption chiller. The NARX-type model is a recurrent dynamic network which is commonly used in time-series modelling and modelling of nonlinear dynamic systems. In recurrent dynamic networks the output depends in general not only on the current input to the network but also on the current and/or previous inputs, outputs, or stages of the network. The standard NARX architecture is shown in Fig. 5.



Fig. 5: NARX network architecture: a) parallel mode (closed feedback loop); b) series-parallel mode (open feedback loop)

The equation defining the NARX model (parallel mode) is shown in (eq. 1), where the value of the dependent output y(t) is regressed on previous values of the output and on previous values of the (exogenous) input.

$$y(t) = f(y(t-1), ..., y(t-d), x(t-1), ..., x(t-d))$$
(eq. 1)

In the equation x(t) and y(t) denote the input and output of the network at the discrete time t. Parameter d represents the number of the time-delays (memory delays), which can be seen as the input-memory and outputmemory order. The time-delays are used to store previous values of the x(t) and y(t) sequences. Due to this NARX-type models have also the ability to learn and to provide time-dependent information of the dynamic behaviour of the system.

For efficient training often a series-parallel architecture (open feedback loop) of the NARX network as shown in Fig. 5b is preferred. This enables that during the training process the real (measured) output can be used instead of feeding back the estimated output. The main advantage of this approach is that the input to the network is more accurate. Another advantage is that the series-parallel NARX network has a purely feed forward architecture and static back-propagation can be used for training. As soon as the (open loop) training process is successful finished the feedback loop is closed (Fig. 5a). All ANNs described in the present paper were performed under the MATLAB (MathWorks 2010) environment using the Neural Network Toolbox (MathWorks 2010b).

#### 5.2. Artificial neural network model for modelling the adsorption chiller

The selected architecture of the ANN used in this study to model the outlet temperatures (hot water, cooling water, chilled water) of an adsorption chiller is schematically illustrated in Fig. 6. The ANN consists of an input layer representing the input variables, an output layer corresponding to the output variables and one hidden layer. The inputs to the ANN are the sorption chiller fluid inlet temperatures and volume flow rates of the driving circuit ( $\mathcal{G}_{dc, in}$ ,  $\dot{V}_{dc}$ ), heat rejection circuit ( $\mathcal{G}_{hrc, in}$ ,  $\dot{V}_{hrc}$ ) and chilled water circuit ( $\mathcal{G}_{cwc, in}$ ,  $\dot{V}_{cwc}$ ). The outputs from the ANN are the three fluid outlet temperatures of the sorption chiller ( $\mathcal{G}_{dc, out}$ ,  $\mathcal{G}_{hrc, out}$ ,  $\mathcal{G}_{cwc, out}$ ).

By trial and error the number of neurons in the hidden layer is chosen as 16 and the number of the time-delay d is chosen as 3. A nonlinear transfer function (Hyperbolic Tangent Sigmoid function) is applied as the activation function for the hidden layer, and a linear transfer function is applied for the output layer. In the (open loop)

training procedure, the weighting coefficients are adjusted using the Levenberg-Marquardt algorithm.



Fig. 6: Structure of the ANN for modelling the sorption chiller: a) parallel mode; b) series-parallel mode (open feedback loop)

#### 6. Comparison of measured and simulated outlet temperatures and transferred energies

The investigation was carried out on a small-scaled adsorption chiller. For the (open loop) training and the verification of the ANN sorption chiller model measured input-output data which were acquired under real dynamic operating conditions were used. The solar heating and cooling system which was therefore detailed monitored is installed at the premise of the company BLS GmbH near Stuttgart, Germany providing hot and chilled water in order to heat and cool the 200 m<sup>2</sup> office area. The system consists of a solar collector array, a heat store, a back-up heater, a hydraulic switching unit, an adsorption chiller, a heat rejection unit and a floor heating/cooling system. The solar collector array consists of flat-plate solar collectors with a total collector area of 38 m<sup>2</sup> (aperture area) and is installed on the roof of the building with a 30° tilt angle facing the equator. The heat store has a storage volume of 2.000 litres and is charged and discharged via internal stratifiers. The hydraulic switching unit connects the main components (heat store, floor heating/cooling system, adsorption chiller and heat rejection unit) in order to distribute and provide hot, chilled and cooling water to the different components and loads. The adsorption chiller has a nominal cooling capacity of 8 kW. A dry cooling tower with a water spray function is used for heat rejection.

This section compares the results obtained by the ANN approach on the basis of measured and simulated outlet temperatures, transferred energies and coefficient of performance (COP) as defined in equation 2.

$$COP = \frac{Q_{cwc}}{Q_{dc}}$$
 (eq. 2)

In order to access the accuracy of the ANN the results were analysed in terms of the Mean Absolute Error (MAE) and the Root Mean Square Error (RMSE). The MAE and the RMSE are defined in equation 3 and equation 4.

$$MAE = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^{N} |\mathbf{X}_{i, \text{ simulated}} - \mathbf{X}_{i, \text{ measured}}| \qquad (eq. 3)$$
$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N} (\mathbf{X}_{i, \text{ simulated}} - \mathbf{X}_{i, \text{ measured}})^{2}}{N}} \qquad (eq. 4)$$

Here  $x_{i,simulated}$  is the predicted value and  $x_{i,measured}$  is the measured temperature value, *i* is the considered time step and *N* is the number of time steps in the considered period. Another figure of merit for the comparison is the difference in transferred energy  $\Delta Q$  as defined in equation 5.

$$\Delta Q = Q_{\text{simulated}} - Q_{\text{measured}} \qquad (eq. 5)$$

#### 6.1. Training of the ANN sorption chiller model

The training database consisted of 6960 data (58 hours) which were acquired with a 30 second sampling period during the summer period 2010. Fig. 7 shows the inlet temperature profiles of the three circuits which were used as input to train the ANN. The volume flow rates can be considered as constant during the whole time.



Fig. 7: Measured inlet temperatures of the driving, heat rejection and chilled water circuit used for the training sequence

Fig. 8 illustrates the comparison of the measured and simulated outlet temperature of the driving circuit for a part of the used training sequence. The ANN model shows a very good agreement between the measured and simulated temperatures. For the whole training sequence the Mean Absolute Error (MAE) of  $\mathcal{G}_{dc, out}$  is 0.5 K and the Root Mean Square Error (RMSE) of  $\mathcal{G}_{dc, out}$  is 1.2 K. The difference in the transferred energy  $\Delta Q_{dc}$  is about 12 MJ (0.6 %). As it can be seen in Tab. 1 and 2 the quality of the results of all three circuits are in the same range.



Fig. 8: Comparison of measured and simulated outlet temperature of the driving circuit (training)

Tab. 1: ANN sorption chiller model error analysis for the outlet temperatures (training)

Term	MAE in K	RMSE in K
<i>Gdc, out</i> (driving circuit)	0.5	1.2
$\mathcal{G}_{hrc, out}$ (heat rejection circuit)	0.3	0.7
<i>G</i> cwc, out (chilled water circuit)	0.3	0.5

Term	Measurement Energy	Simulation Energy	Error	Error in %
driving circuit	2002 MJ	2014 MJ	12 MJ	0.6
heat rejection circuit	-3071 MJ	-3067 MJ	4 MJ	-0.1
chilled water circuit	985 MJ	981 MJ	-4 MJ	-0.4
СОР	0.492	0.487	-0.005	-1.0

Tab. 2: Energy balance and COP (training)

#### 6.2. Validation of the ANN sorption chiller model

In order to evaluate the reliability of the developed ANN model a specific test sequence was created. This sequence consists of 990 measurement data (8.25 hours) which were also acquired during the summer period 2010. The inlet temperature profiles of the driving, heat rejection and chilled water circuit which were used for the test sequence are depicted in Fig. 9. The volume flow rates can be considered as constant during the whole test sequence.



Fig. 9: Measured inlet temperatures of the driving, heat rejection and chilled water circuit (test sequence)

Fig. 10-12 shows the comparison of the measured and simulated outlet temperatures of the three circuits.



Fig. 10: Comparison of measured and simulated outlet temperature of the driving circuit (test sequence)



Fig. 11: Comparison of measured and simulated outlet temperature of the heat rejection circuit (test sequence)



Fig. 12: Comparison of measured and simulated outlet temperature of the chilled water circuit (test sequence)

All three figures (Fig. 10-12) indicate clearly the very good agreement between the measurement and the simulated results in terms of the dynamic behaviour. Moreover the figures show that the obtained errors of the simulated outlet temperatures are quite low. Tab. 3 presents the MAE and the RMSE for the test results shown in Fig. 10-12. For all circuits the MAE is only 0.6 K and the RMSE is 1.0 K or even better. Tab. 4 summarizes the transferred energies and the obtained error which is in the worst case 2.0 %. The COP of the simulation with 0.561 agrees within 1.1 % with the result of 0.567 determined on the basis of the measurements. In conclusion the obtained results can be considered as very satisfactory

Tab. 3: ANN sorption chiller model error analysis for the outlet temperatures (test sequence)

Term	MAE in K	RMSE in K
<b>G</b> dc, out (driving circuit)	0.6	1.0
$\mathcal{G}_{hrc, out}$ (heat rejection circuit)	0.3	0.5
<i>G</i> cwc, out (chilled water circuit)	0.2	0.3

Term	Measurement Energy	Simulation Energy	Error	Error in %
driving circuit	266 MJ	271 MJ	5 MJ	2.0
heat rejection circuit	-439 MJ	-441 MJ	-2 MJ	-0.4
chilled water circuit	151 MJ	152 MJ	1 MJ	0.5
СОР	0.567	0.561	-0.006	-1.1

Tab. 4: Energy balance and COP (test sequence)

#### 7. TRNSYS simulation

As already mentioned above one main part of the CTSS-method is the system simulation. Here the annual performance of the whole system has to be calculated for defined boundary and reference conditions. Therefore together with the hydraulic scheme of the system and the control strategies all components have to be implemented in a detailed dynamic and component based system simulation program like TRNSYS.

In order to use the newly developed ANN sorption chiller model for the extended CTSS-method it must also be possible to use the ANN sorption chiller model within a dynamic system simulation together with other components of a solar thermal system. To evaluate this ability a solar cooling system was defined and implemented in the simulation tool TRNSYS (2004). To implement the ANN which was generated under the MATLAB environment, the TRNSYS "TYPE 155 - Calling MATLAB" was used. This TYPE enables the communication between the two software packages TRNSYS and MATLAB. The communication is realised by a so-called Component Object Model (COM) interface which launches MATLAB at every single TRNSYS time step as a separate process.

The implementation of a modified ANN sorption chiller model<sup>1</sup> in TRNSYS was carried out successfully so that for the future it will be possible to perform yearly simulations of the whole solar cooling system.

#### 8. Conclusions

For the suggested extension of the CTSS-method towards solar cooling systems among others dynamic simulation models for sorption chillers are necessary. Most of the already existing simulation models are due to various aspects not applicable for the extension of the CTSS-method. On the other hand it is very difficult and time-consuming to develop new mathematical models of sorption chillers based on physical and thermodynamic equations. One alternative to the development of such models is the experimental system identification based on artificial neural networks (ANN). The main advantage of this approach respective the application to a testing method for sorption chillers is that only very limited information about the internal behaviour of the system is necessary and that it is applicable for all kind of sorption chillers. Moreover after the successful system identification the controller of the sorption chiller is implemented in the derived ANN model as an integral part.

In the work presented experimental measured data were used to derive an ANN model of an adsorption chiller. The developed model was validated with measured data under real operating conditions. The measurements and the simulation results show very good agreement in the highly dynamic thermal behaviour of the sorption chiller. For all three circuits of the sorption chiller the Mean Absolute Error (MAE) is max. 0.6 K and the Root Mean Square Error (RSME) is max. 1.0 K. The difference of the transferred energy is 2.0 % or lower. The relative deviation of the COP is about -1.1 %. The ANN sorption chiller model presented in this work allows the simulation of the dynamic behaviour of a real adsorption chiller for variable input conditions. The developed ANN model of the sorption chiller has been successfully also implemented in TRNSYS. By this another precondition to use ANN models for the suggested extension of the CTSS-method is fulfilled. The next step is the development and definition of testing sequences for sorption chillers on a test facility so that it is possible to derive the ANN sorption chiller model based on laboratory test results.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Here a modified ANN model was used. The main difference compared to the model described in this paper is the operation of the model without using volume flow rates of the three circuits as input data.

It is expected that at the beginning of next year a first proposal for a standardised performance test procedures for solar thermal cooling systems based on ANNs will be available. This will be a remarkable step forward towards advanced and flexible test procedures in the field of solar thermal technology.

#### 9. Acknowledgement

The work described in this paper is part of the project "Solar thermal heat transformers" (SolTrans) funded by the German BMWi (Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie / Federal Ministry of Economics and Technology) under the grant number 0327454A 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.

Symbol	Unit	Quantity
$b_k$	-	bias of the neuron
COP	-	coefficient of performance
d	-	number of time-delays
i	-	considered time step
MAE	Κ	mean absolute error
n	-	number of synaptic weights
N	-	number of time steps in the considered period
$Q_{simulated}$	J	transferred energy (simulated)
$Q_{measured}$	J	transferred energy (measured)
$\Delta Q_{cwc}$	J	difference in the transferred energy (chilled water circuit)
$\Delta Q_{dc}$	J	difference in the transferred energy (driving circuit)
$\Delta Q_{hrc}$	J	difference in the transferred energy (heat rejection circuit)
RMSE	Κ	root mean square error
t	-	discrete time
Vcwc	m <sup>3</sup> s <sup>-2</sup>	volume flow rate of the chilled water circuit of the sorption chiller
$\dot{V}_{dc}$	m <sup>3</sup> s <sup>-2</sup>	volume flow rate of the driving circuit of the sorption chiller
Vhrc	m <sup>3</sup> s <sup>-2</sup>	volume flow rate of the heat rejection circuit of the sorption chiller
$W_{ki}$	-	(synaptic) weights
$x_{i,simulated}$	-	simulated value in the considered time step
$x_{i,measured}$	-	measured value in the considered time step
x(t)	-	input of the neural network at the discrete time t
y(t)	-	output of the neural network at the discrete time t
$g_{cwc,in}$	°C	fluid inlet temperature of the chilled water circuit of the sorption chiller
$g_{cwc,out}$	°C	fluid outlet temperature of the chilled water circuit of the sorption chiller
$g_{ m dc,\it in}$	°C	fluid inlet temperature of the driving circuit of the sorption chiller
$g_{ m dc,out}$	°C	fluid outlet temperature of the driving circuit of the sorption chiller
$g_{ extsf{hrc}, extsf{ in }}$	°C	fluid inlet temperature of the heat rejection circuit of the sorption chiller
$g_{\it hrc,out}$	°C	fluid outlet temperature of the heat rejection circuit of the sorption chiller

#### 10. Nomenclature

#### 11. References

CEN/TS 12977, 2010. Thermal Solar System and Components - Custom build systems.

Chow, T.T. et al., 2001. Applying neural network and genetic algorithm in chiller system optimization. Proceeding of the seventh International IBPSA Conference, Rio de Janeiro, Brazil, 2001.

Frey, P. et al., 2010. Extension of the CTSS test method towards solar cooling systems. Proceeding of the International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, EuroSun 2010, Graz, Austria, 2010.

Haykin, S., 1999. Neural Network. Prentice Hall.

Kalogirou, S.A., 2000. Applications of artificial neural-networks for energy systems. Applied Energy 67, (1-2), pp. 17-35.

Kalogirou, S.A., 2001. Artificial neural networks in renewable energy systems applications: a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 5, pp. 373–401.

Kalogriou, S.A., Sencan, A., 2010. Artificial Intelligence Techniques in Solar Energy Applications, Solar Collectors and Panels, Theory and Applications, Reccab Manyala (Ed.), ISBN: 978-953-307-142-8, InTech, Available from: http://www.intechopen.com/articles/show/title/artificial-intelligence-techniques-in-solar-energy-applications.

Mathworks, 2010. MATLAB, the language of technical computing. Version 7.11.0 (Release R2010b). The MathWorks Inc.

Mathworks, 2010b. MATLAB Neural Network Toolbox 7. The MathWorks Inc.

McCulloch, W., Pitts, W., 1943. A logical calculus of ideas imminent in nervous activity, Bulletin of Mathematical Biophysics 5, pp. 115–133.

Palau, A. et al., 1999. Use of neural networks and expert systems to control a gas/solid sorption chilling machine. International Journal of Refrigeration 22, 1999.

Rosiek, S., Batlles, F.J., 2010. Modelling a solar-assisted air-conditioning system installed in CIESOL building using an artificial neural network. Renewable Energy 35, 2010.

Rosiek, S., Batlles, F.J., 2011. Performance study of solar-assisted air-conditioning system provided with storage tanks using artificial neural networks. International Journal of Refrigeration 34, 2011.

Sencan, A., 2007. Performance of ammonia-water refrigeration systems using artificial neural networks. Renewable Energy 32, 2007.

Sencan, A. et al., 2007. Different methods for modelling absorption heat transformer powered by solar pond. Energy Conversion and Management 48, 2007.

TRNSYS, 2004. A Transient System Simulation Program, Version 16. University of Wisconsin. Available from: <a href="http://sel.me.wisc.edu/trnsys/">http://sel.me.wisc.edu/trnsys/</a>>.

Yang, K.-T., 2008. Artificial neural networks (ANNs): A new paradigm for thermal science and engineering. Journal of Heat Transfer 130, September 2008.

Yu, Y.H., Hwang, J.-N., 2002. Introduction to Neural Networks for Signal Processing, in: Jones, YU, Y.H., Hwang, J.-N. (Eds.), Handbook of Neural Network Signal Processing. CRC Press LLC, New York.

# Thermische Energiespeicher im Gebäude Eine Überblick über neue Technologien

Henner Kerskes, Harald Drück Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart Tel.: 0711/685-63535, Fax:0711/685-63503 Email: kerskes@itw.uni-stuttgart.de

# 1 Einleitung

Bald nachdem von den Menschen die ersten massiven Behausungen gebaut wurden, erwachte der Wunsch diese während den kühleren Tages- und Jahreszeiten zu beheizen. Bereits seit der Antike wurde hierzu durch entsprechende architektonische Maßnahmen die Sonnenenergie genutzt. Ergänzend zu dieser, heute als passive Solarenergienutzung bezeichnete Methode, entwickelten sich die Technologien zur aktiven Nutzung der Solarenergie einerseits für die Trinkwassererwärmung und andererseits für die Gebäudebeheizung. Mehr als zwei Drittel des Energiebedarfs in privaten Haushalten wird für die Bereitstellung von Niedertemperaturwärme benötigt. Hierzu einen größtmöglichen Beitrag zu liefern, war von jeher das Ziel der Solarenergie. Ein wichtiger Entwicklungsschwerpunkt für eine verstärkte Nutzung der thermischen Solarenergie zur Gebäudebeheizung mit hohen solaren Deckungsanteilen ist eine verbesserte Wärmespeicherung /1/. Der Speicher stellt heute als Zentrum für die Speicherung und Verteilung der Energie neben dem Kollektor die wichtigste Komponente in einer Solaranlage dar. In diesem Beitrag werden verschiedene Möglichkeiten der thermischen Energiespeicherung betrachtet, die bereits heute im Ein- und Mehrfamilienhaus eingesetzt werden, bzw. zukünftig zur Verfügung stehen werden.

# 2 Einfluss der Wärmespeicherung auf die thermische Leistungsfähigkeit von Solaranlagen mit hohem Deckungsanteil

Zunächst soll aufgezeigt werden, welchen Einfluss die Wärmespeicherung auf den solaren Ertrag einer Kombianlage hat. Dazu wurden Simulationsstudien durchgeführt, in denen sowohl die Kollektorfläche als auch Speichervolumen variiert wurden /2/. Als Basis für die Simulationsstudien wurde eine Kombianlage mit Heizungsrücklaufanhebung gewählt. Als Referenzfall für den Wärmebedarf wurde ein Einfamilienhaus in Würzburg mit einer Wärmedämmung entsprechend der Energieeinsparverordnung 2009 angenommen. Es hat eine beheizte Wohnfläche von 128 m<sup>2</sup> womit sich ein jährlicher Heizwärmebedarf von ca. 70 kWh/m<sup>2</sup> ergibt. Der tägliche Warmwasserbedarf beträgt 200 Liter mit einer Temperatur von 45°C. Bei

einem Nutzungsgrad des Heizkessels von 85 % beträgt der Energiebedarf (ohne Solaranlage) für die Trinkwassererwärmung und Raumheizung ca. 14900 kWh im Jahr. Als Bewertungsgröße für die Solaranlage dient die jährliche anteilige Energieeinsparung  $f_{sav}$ . Diese Größe gibt an, wie viel Energie durch die Solaranlage im Vergleich zu einer konventionellen, nicht solaren Wärmeversorgungsanlage eingespart werden kann.

In Bild 1 ist die erzielbare anteilige Energieeinsparung in Abhängigkeit von der Kollektorfläche und vom Speichervolumen dargestellt. Für den Kollektor wurden hierbei die Kennwerte eines "guten" Flachkollektors<sup>1)</sup> angenommen.



Bild 1: Einfluss der Kollektorfläche (Flachkollektor) und des Speichervolumens auf die anteilige Energieeinsparung.

Es ist ersichtlich, dass für kleine Speichervolumina von <1 m<sup>3</sup> die Vergrößerung der Kollektorfläche zunächst einen deutlichen Einfluss auf die Energieeinsparung hat (bis ca. 30 m<sup>2</sup>), danach jedoch nur noch eine geringe Erhöhung erzielt werden kann. Ein signifikanter Einfluss großer Kollektorflächen ergibt sich erst in Kombination mit größeren Speichervolumina. Bereits mit einem Speichervolumen von 10 m<sup>3</sup> können mit moderaten Kollektorflächen Energieeinsparungen von deutlich über 50% erreicht werden. Neben dem Volumen stellen die Wärmeverluste des Speichers eine entscheidende Kenngröße dar. Wichtig für eine leistungsfähige Kombianlage ist eine

<sup>&</sup>lt;sup>1)</sup> Jahresenergieertrag 485 kWh/(m<sup>2</sup>a) nach ITW-Randbedingungen bei A<sub>c</sub> = 5 m<sup>2</sup> am Standort Würzburg

geringe Wärmeverlustrate des Speichers. Diese wird nicht allein durch die Dicke der Wärmedämmung, sondern auch durch deren exakte Verarbeitung im Bereich von Anschlüssen, Tauchhülsen oder Flanschen bestimmt. Jeder Anschluss bedeutet dabei eine Wärmebrücke. Durch die Verwendung von Kunststoffeinsätzen im Bereich der Anschlüsse oder durch das Herausführen der Anschlüsse im (meist kälteren) Bodenbereich des Speichers lassen sich diese Wärmebrücken reduzieren.

Es ist offensichtlich, dass für hohe solare Deckungsanteile (> 50%), wie sie für das Aktiv-Solarhaus angestrebt werden, typische Kombispeicher mit Wasser als Speichermedium und Volumina von 750 bis 1000 Litern zu klein sind. Zur Erzielung hoher solarer Deckungsanteile sind daher größere Speichervolumina bzw. größere Speicherkapazitäten erforderlich. Prinzipiell stehen drei Mechanismen für die Realisierung der benötigten thermischen Speicherkapazitäten zur Verfügung: 1. Die Speicherung in Form von fühlbarer Wärme (Warmwasser- oder Feststoffspeicher), 2. die Wärmespeicherung (Phasenwechselmaterialien) latente und 3. die thermochemische Wärmespeicherung (Adsorption oder chemische Reaktion). Stand ausschließlich eingesetzt der Technik und derzeit fast werden heute Warmwasserspeicher. Latent-Wärmespeicher befinden sich in der Entwicklung und werden von einigen wenigen Herstellern angeboten. Thermochemische Wärmespeicher, die ein großes Potential aufweisen, befinden sich noch in der Erforschung; wenige erste Prototypen wurden bisher realisiert.

# **3 Innovative Warmwasserspeicher**

Obwohl der technische Entwicklungsstand der Warmwasserspeicher bereits relativ hoch ist, bietet diese Technik für die solare Heizungsunterstützung mit hohen Deckungsanteilen immer noch ein hohes Entwicklungspotenzial. Hierbei stehen die Kostensenkung durch Verwendung günstiger Materialien, die modulare Bauweise zur Realisierung großer Speichervolumina insbesondere im Gebäudebestand, die Verbesserung der Be- und Entladeeinrichtungen sowie eine verbesserte regelungstechnische Einbindung in das Heizungssystem im Vordergrund.

Nachfolgend werden einige Beispiele vorgestellt, die einen Einblick in die unterschiedlichen Konzepte bieten. Es sei betont, dass dies lediglich eine Auswahl ist und keine Bewertung darstellt.

Zum Stand der Technik können sicherlich große Warmwasserspeicher aus Stahl gezählt werden. In den zum Teil mehrere Meter hohen Stahltanks werden unterschiedliche Konzepte zur Trinkwassererwärmung eingesetzt. Sie werden als Tank-im-Tank-Speicher angeboten (z.B. von der Fa. Jenni), mit eingetauchtem Wärmeübertrager oder externen Frischwasserstationen. Während im Neubau die Errichtung des Speichers während der Bauphase relativ problemlos ist, ist die Einbringung im Gebäudebestand aufwändiger. Die naturgemäß recht schweren Stahlspeicher müssen dort von Spezialisten vor Ort zusammengeschweißt werden. Da es sich in der Regel um Druckspeicher handelt, ist die geometrische Gestaltung durch eine für den Druckbehälter günstige kreisrunde Form weitestgehend vorgegeben. Der Vorteil von Warmwasserspeichern ist, dass sie gut erprobt sind und bereits langjährige Erfahrungen vorliegen. Als Alternative zu einem großen Solarspeicher können auch mehrere kleinere Speicher zu einer Speicherkaskade zusammengeschlossen werden. Nachteilig ist hierbei der erhöhte Installations- und Regelungsaufwand sowie der größere Platzbedarf. Thermisch ist die Realisierung eines großen Speichervolumens mittels mehrerer kleiner Speicher ungünstig, da Aufgrund des schlechteren Oberflächen zu Volumen-Verhältnis die Wärmeverluste höher sind als bei einem großen Speicher.

Eine Untersuchung und simulationstechnische Optimierung von Wärmeversorgungskonzepten für Wohngebäude, deren Gesamtwärmebedarf zu 50% bis 100% mit Solarwärme gedeckt wird, erfolgt gegenwärtig innerhalb des Projekts HeizSolar. In diesem, vom BMU geförderten Vorhaben werden vom Frauhofer ISE, Solar- und Wärmetechnik Stuttgart (SWT) sowie weiteren Projektpartnern u.a. mehrere bereits realisierte Solar-Aktiv-Häuser detailliert messtechnisch untersucht. Ein wesentliches Ziel des Vorhabens ist es, eine wissenschaftliche Basis für die Konzeption, Planung und Bewertung derartiger Gebäude zu erarbeiten.

# 3.1 Große Kunststoffspeicher

Um der Herausforderung der Realisierung von großen Speichervolumina im Gebäudebestand gerecht zu werden, bieten einige Hersteller leichte Kunststoffspeicher an, die vor Ort, zum Beispiel im Keller, zusammen gebaut werden können. Da die Druckbeaufschlagung von Kunststoffspeichern zum Einsatz von teueren Materialien führt, werden diese Speicher häufig als drucklose Speicher ausgeführt. Dies hat den Nachteil, dass für die hydraulische Einbindung des Heizungskreises ein weiterer Wärmeübertrager benötigt wird. In Verbindung mit Drain-back-Anlagen kann dafür auf einen Solarkreiswärmeübertrager verzichtet werden.

Von der Firma Haase wird z.B. ein glasfaserverstärkter Kunststoffspeicher angeboten, der vor Ort aus Formteilen für Boden, Deckel und Mantelfläche laminiert wird. So entstehen drucklose, runde Wärmespeicher mit Volumina von bis zu 40 m<sup>3</sup>. Die Wärmeübertrager sind im Speicher integriert.

Die Firma energi.depot bietet zylindrische, drucklose Behälter mit tragenden Teilen aus glasfaserverstärktem Kunststoff (GFK) an. Der Behälter wird als Bausatz geliefert und am Aufstellungsort von einem Fachmann montiert.

Ein anderes Konzept wird von der Firma Fsave 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 angepasst werden. Die Wasserdichtheit wird durch Vorort verschweißte Kunststoffplatten aus Polypropylen-Homopolymer (PP-H) erreicht. Speichervolumina zwischen 1,5 und 100 m<sup>3</sup> können auf diese Weise realisiert werden. Eine weitere Neuerung stellte Fsave in Zusammenarbeit mit der Fa. Contitech Elastomer Coatings vor. Der Speicher, mit einem fixen Volumen von 2,2 m<sup>3</sup> 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 integriert sind.

Ein druckfester Kunststoffspeicher aus GFK wurde auf dem 21. Symposium Thermische Solarenergie von der Arbeitsgemeinschaft Druckspeicher vorgestellt und mit dem Innovationspreis ausgezeichnet. Der Speicher wird mit Volumina von 2 bis 15 m<sup>3</sup> angeboten, ist bis 3 bar druckbeständig und bis zu 97°C Temperaturbeständig. Der Speicher zeichnet sich, It. Angaben des Herstellers, durch ein geringes Gewicht, Korrosionsfreiheit, hohe Lebensdauer und ein gutes Schichtverhalten aus.

### 3.2 Erdvergrabene Speicher

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. In einer weiteren Ausführungsvariante wird statt des Edelstahlbehälters ein bis 3 bar druckfester Stahl-Innenbehälter eingesetzt. Die Speicher werden mit Volumina von 2 bis 11 m<sup>3</sup> hergestellt.

Die Firma EBITSCHenergietechnik bietet ebenfalls einen erdvergrabenen Speicher mit einem Volumen von 30 m<sup>3</sup> an. Es handelt sich um einen glasfaserverstärkten Kunststoffspeicher mit PU-Schaum-Dämmung, der in mehrere Kammern unterteilt ist. So wird in einem Behälter ein 20 m<sup>3</sup> großer Langzeitspeicher, ein 9 m<sup>3</sup> großer Kurzzeitspeicher und ein 1 m<sup>3</sup> großer Trinkwasserspeicher integriert.

# 3.3 Pufferspeicher mit Vakuum-Dämmung

In Abschnitt 2 wurde bereits angesprochen, dass eines der wichtigsten Kriterien zur Leistungssteigerung bei der Speicherung von fühlbarer Wärme die Reduzierung der Wärmeverluste darstellt. In den vergangenen Jahren wurden verbesserte Dämmmaterialien wie beispielsweise Melamin-Harz, Hartschaumdämmungen, Polyesterfaservlies, etc. intensiv erprobt. Das non plus ultra im Bereich der Wärmedämmung stellen Vakuum-Dämmsysteme dar. Bemerkenswerte Fortschritte in der Vakuumdämmung von Warmwasserspeichern wurden mit einem jüngst vorgestellten Speicher erzielt, der vom Zentrum für angewandte Energieforschung (ZAE) Bayern und der Fa. Hummelsberger entwickelt wurde. Ein ebenfalls innovatives Konzept der Vakuumdämmung für Warmwasserspeicher wurde von der Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energie (AEE) aus Österreich erarbeitet. Mit den genannten Konzepten lässt sich eine drastische Verringerung der Wärmeverlustrate gegenüber einer konventionellen Wärmedämmung erreichen. Über diese Technik wird im Rahmen dieses 3. Symposiums Aktiv-Solarhaus an anderer Stelle ausführlich berichtet.

### 3.4 Modulare Speicherkonzepte

Eine weitere Möglichkeit große Speichervolumen zu realisieren besteht darin, einzelne kleinere Behälter zu einem großen Speichervolumen zu kombinieren. Wichtig hierbei ist, dass, anders als bei herkömmlichen Speicherkaskaden, die einzelnen Module zu einem großen Speicher zusammengefasst und gemeinsam Wärme gedämmt werden, um die Wärmeverluste zu reduzieren und eine hohe Platzausnutzung zu erreichen.

einem vom Umweltministerium Baden-Württemberg geförderten In Projekt ("Entwicklung eines modularen Speichersystems für kostengünstige solarthermische Kombianlagen mit hohen solaren Deckungsanteilen") wird von der Firma Consolar in Zusammenarbeit mit dem ITW solch ein Konzept umgesetzt. Dabei liegt der Fokus vor allem auf der Modularität des Speicherkonzepts, dass den Einsatz sowohl in Einfamilienhäusern für hohe solare Deckungsanteile ermöglicht und außerdem für den Mehrfamilienhausbereich sowie für öffentliche Gebäude geeignet ist. Dies wird durch die einfache Verschaltbarkeit von kleinen Einzelspeichern zu einem Gesamtspeichervolumen von bis zu 10 m<sup>3</sup> ermöglicht. Durch die Druckstabilität des Speichers wird eine thermisch günstige hydraulische Einbindung in das bestehende Heizungssystem erreicht sowie eine Kosten- und Gewichtsreduktion durch den Einsatz von Kunststoffen ermöglicht.

# 4 Wärmespeicherung mit Phasenwechsel

Phasenwechselmaterialien (Phase Change Materials, PCM) zur Speicherung von latenter Wärme sind seit vielen Jahren Gegenstand intensiver Forschung. 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.

Der Einsatz von Latentspeichermaterialien ist immer dann sinnvoll, wenn die Schmelzenthalpie deutlich größer als die fühlbare Wärme im relevanten Temperaturbereich ist. 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 entscheidend. Nachteilig gegenüber dem Speichermedium Wasser sind höhere Investitionskosten und die Schwierigkeit des Wärmetransports, hervorgerufen durch die geringe Wärmeleitfähigkeit der Materialien. Kommerziell stehen 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 Heizungsunterstützung den technisch interessanten Temperaturbereich ab.

Bisher gibt es jedoch nur wenige Hersteller, die diese Technik zur Wärmespeicherung als kommerzielles Produkt anbieten. Ein Latentwärmespeicher wird von der Firma Powertank vermarktet. Es handelt sich um ein Speichersystem das aus mehreren so genannten Speicherzellen besteht und je nach Bedarf mit ein, zwei oder drei Wärmeübertragern bestückt werden kann.

# 4.1 Eisspeicher in Verbindung mit Wärmepumpen-Anlagen

Besonders interessant sind Phasenwechselmaterialien wenn der Temperaturbereich der Wärmespeicherung gering ist, wie beispielsweise in der Gebäudeklimatisierung. Der Arbeits-Temperaturbereich liegt hier typischerweise zwischen 10 und 18°C, beträgt also nur wenige Kelvin. Bei diesem Anwendungsfall ist die Speicherdichte (d. h. die pro Volumen speicherbare Energie) um ein Vielfaches höher gegenüber Wasserspeichern, die nur die fühlbare Wärme speichern. Ähnlich günstig sind die Verhältnisse wenn Phasenwechselspeicher auf der Wärmequellenseite von Wärmepumpen-Systemen eingesetzt werden. So können beispielsweise bei Wärmepumpensystemen, die auf der Wärmequellenseite im Temperaturbereich um 0°C arbeiten. Eisspeicher sehr effizient eingesetzt werden. In diesem Temperaturbereich stellt Wasser ein hervorragendes Phasenwechselmaterial dar. Es ist nicht nur sehr preiswert, sondern hat auch eine sehr hohe Schmelzenthalpie sowie eine hohe spezifische Wärmekapazität im flüssigen Zustand.

Eisspeicher in Verbindung mit Wärmepumpensystemen werden z.B. von der Firma Consolar eingesetzt. Auch über dieses System wird auf dem 3. Symposium Aktiv-Solarhaus berichte.

# 5 Thermo-chemische Wämrespeicherung

Der dritte Speichermechanismus, die sogenannte thermo-chemische Wärmespeicherung, rückt immer mehr in den Fokus der Wissenschaft. Auch wenn

derzeit noch keine kommerziellen Produkte zur Wärmespeicherung am Markt sind, verspricht die Technologie für die Zukunft enorme Potentiale.

Unter dem Begriff "thermochemische Wärmeiespeicherung" werden Verfahren zusammengefasst, die auf Basis von Adsorptionsprozessen oder durch reversible chemische Reaktionen eine spezielle Form der Wärmespeicherung darstellen. Die Adsorption beschreibt allgemein die Anlagerung eines Gases oder eines Dampfes an der (inneren) Oberfläche eines festen Stoffes. Hochporösen Adsorptionsmaterialien wie Silikagele oder Zeolithe haben die Eigenschaft, z.B. Wasserdampf stark anzuziehen und unter Wärmeabgabe zu binden (Adsorption). Umgekehrt wird bei Erwärmung des Adsorptionsmaterials der gebundene Wasserdampf wieder freigesetzt (Desorption).

Unter chemischer Energiespeicherung wird ein Mechanismus verstanden, der durch reversible, endotherme Reaktionen einem System Energie zuführt und genau diese Energie bei einer exothermen Rückreaktion wieder freisetzt.

Beide Technologien zeichnen sich dadurch aus, dass die pro Volumen gespeicherte Energie deutlich höher ist als bei der Speicherung von fühlbarer Wärme in Wasser und dass während der Speicherphase keine thermischen Verluste auftreten. Dies macht sie für die solare Langzeit-Wärmespeicherung und damit für den Einsatz im Aktiv-Solarhaus besonders interessant. Derzeit werden zu dem Thema zahlreiche nationale und internationale Forschungsvorhaben durchgeführt. Es ist zu erwarten, dass bis zum Ende dieser Dekade thermo-chemische Wärmespeicher am Markt verfügbar sind, die konventionellen Speichern in energetischer und ökonomischer Sicht überlegen sind /3/.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass mit den bereits heute am Markt verfügbaren großen Warmwasserspeichern unter ökologischen und ökonomischen Aspekten sinnvolle Solaranlagen mit hohen solaren Deckungsanteilen zur Wärmeversorgung von Gebäuden realisiert werden können. Durch die Entwicklung von Speichern mit deutlich höheren Energiedichten und wesentlich geringeren Wärmeverlusten werden Solaranlagen mit hohen solaren Deckungsanteilen bzw. zur Vollständigen Deckung des Wärme- und Kältebedarfs nochmals deutlich an Attraktivität gewinnen.

### Literatur

- /1/ H.Kerskes, ,H. Müller-Steinhagen: Verbesserte Speicherkonzepte für solare Gebäude und Niedrigenergie-Häuser, Tagungsband zum 16. Symposium Thermische Solarenergie, Seite 44 - 49, 2006
- /2/ Drück, H., Heidemann,W. und Müller-Steinhagen. H: Potenziale innovativer Speichertechnologien für solare Kombianlagen, Tagungsband zum 14. Symposium Thermische Solarenergie, 2004
- /3/ Kerskes H., Drück, H.: Saisonale solarthermische Wärmespeicherung im Ein- und Mehrfamilienhaus – eine energetische und ökonomische Bewertung. Tagungsband zum 21. Symposium Thermische Solarenergie, 2011

# Saisonale solarthermische Wärmespeicherung im Ein- und Mehrfamilienhaus - eine energetische und ökonomische Bewertung -

<u>H. Kerskes</u>, H. Drück Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart Tel.: 0711/685-63536, Fax: 0711/685-63503 email: kerskes@itw.uni-stuttgart.de

# 1 Einleitung

In typischen Ein- und Zweifamilienhäusern erreichen heutige solare Kombianlagen eine jährliche Energieeinsparung von etwa 20 bis 30% bezogen auf den Gesamtwärmebedarf für die Trinkwassererwärmung und Raumheizung. Dabei werden die höchsten solaren Nutzwärmeerträge in den Übergangsmonaten im Frühjahr und Herbst erreicht, da zu diesen Zeiten Strahlungsangebot und Wärmebedarf in großen Teilen zusammenfallen. In den Monaten Mai bis September, auf die etwa zwei Drittel des jährlichen Strahlungsangebots entfallen, ist der Wärmebedarf, der fast ausschließlich für die Trinkwassererwärmung benötigt wird, verhältnismäßig gering. Zu diesen Zeiten ist die solare Kombianlage überdimensioniert, so das ein Großteil des Strahlungsangebots ungenutzt bleibt und die solare Kombianlage den Betriebszustand der Stagnation erreicht, häufig 250 Stunden pro Jahr und mehr.

### Angestrebte Entwicklung thermischer Solaranlagen in Deutschland

In Deutschland waren am Ende des Jahres 2009 etwa 1,4 Millionen thermische Solaranlagen mit einer Kollektorfläche von insgesamt ca. 13 Millionen Quadratmeter installiert. Dies ergibt eine installierte thermische Leistung von ca. 9 GW. Etwa 20% aller installierten Anlagen und 38% der gesamten thermischen Leistung entfallen auf solare Kombianlagen. Das bedeutet, dass in der strahlungsreichen Zeit in Deutschland heute bereits eine bezahlte und installierte thermische Leistung von 3,4 GW ungenutzt bleibt. Könnte diese Leistung selbst bei einem geringen Systemwirkungsgrad von  $\eta_{Sys} = 30\%$  genutzt werden, resultiert daraus ein zusätzlicher Wärmegewinn von 255 GWh pro Jahr. Dies ist ausreichend um ca. 100.000 Menschen in Deutschland vollständig mit Wärme zu versorgen.

Mit zunehmendem Anteil an solaren Kombianlagen - bereits heute sind mehr als die Hälfte aller neu installierten solarthermischen Anlagen solare Kombianlagen - wird die im Sommer nicht genutzte thermische Leistung weiter ansteigen. Die deutsche Solarthermie-technologie Plattform (DSTTP) hat in ihrer Forschungsstrategie Niedertemperatur-Solarthermie die für eine nachhaltige Wärmeversorgung notwendige Marktentwicklung für Deutschland aufgezeigt [1]. Darin heißt es, die Niedertemperatur-Solarthermie hat das Potentzial bis zum Jahr 2020 3% des deutschen Wärmebedarfs zudecken. Werden nun die oben angestellten Überlegungen auf diese Entwicklung angewendet, ausgehend vom heutigen Status, dass ca. 75% der installierten Fläche auf Kombianlagen entfallen, so ergibt sich folgende Situation: Während der Stagnationszeiten würde eine installierte Leistung von 42  $GW_{th}$  brach liegen. Bei 250 Stunden Sragnationszeit resultiert daraus eine ungenutzte Wärmemenge von jährlich 3.150 GWh, ausreichend um ca. 1,26 Miollionen Menschen mit Wärme zu versorgen. Bis zur Erreichung des angestrebten Ziels von 640 Millionen Quadratmetern Kollektorfläche, ergäbe sich eine ungenutzte Wärmemenge von 25.200 GWh pro Jahr. Dies wäre ausreichend um ca. 10 Millionen Menschen vollständig mit Wärme zu versorgen.

Nun sind dies Zahlen, die sich rechnerisch unter einer Reihe von Annahmen ergeben. Diese einfachen Überlegungen zeigen jedoch schnell, dass die in 2011 am Markt vorherrschende Technik nicht den Effizienzansprüchen an eine zukünftige Solarthermieentwicklung entsprechen. Deshalb beinhalten die entworfenen Szenarien in der Regel auch einen großen Anteil von Anlagen mit Langzeit- bzw. saisonaler Wärmespeicherung. So geht beispielsweise die " Leitstudie 2007 - Ausbaustrategie Erneuerbare Energien" [2], davon aus, dass der Anteil der solaren Nahwärmeversorgung mit saisonaler Wärmespeicherung einen großen Anteil an der zukünftigen Entwicklung haben wird. Vom jetzigen Zeitpunkt aus gesehen, ist noch viel Forschungs- und Entwicklungsarbeit notwendig, diese Zielvorgaben zu erreichen. Hierfür ist eine zielgerichtete Forschungsförderung notwendig, um die Technik von einzelnen Pilotanlagen hin zu einer standardisierten, marktverfügbaren Technik weiter zu entwickeln.

Diesen Schritt vollziehen große solare Kombianlagen mit hohen solaren Deckungsanteilen (>70%) im Ein- und Zweifamilienhaus bereits gegenwärtig. Dieser Anlagentyp, mit Größen von 40 - 60 m<sup>2</sup> Kollektorfläche und Speichervolumina von 5 bis 10 m<sup>3</sup>, hat eine neue Dimension des solaren Heizens auf den Weg gebracht. Nicht nur aufgrund ihrer Größe sind diese Anlagen ein integraler Bestandteil des Gebäudes. Zur Erreichung dieser hohen solaren Deckungsanteile ist die Gebäudestruktur, die Gebäudeausrichtung und das Gebäudedesign konsequent auf eine Maximierung der Solarenergienutzung ausgelegt. Die Gebäude zeichnen sich durch einen erhöhten Wärmedämmstandard (ca. KfW40-Standard), hohe passive solare Gewinne und Niedertemperatur-Flächenheizung aus. Etwa 400 dieser als Sonnenhäuser, Aktiv-Solarhäuser oder Solarhaus50+ bezeichneten Gebäude, sind allein im vergangenen Jahr in Deutschland entstanden.

### 2 Simulationsstudie zur Bewertung der Speichertechnik

In diesem Beitrag werden die thermischen, energetischen und ökonomischen Aspekte der solaren Gebäudebeheizung mit saisonaler Wärmespeicherung zur Erzielung hoher solarer Deckungsanteile betrachtet. Die dargestellten Ergebnisse basieren auf Simulationsstudien und energetischen Berechnungen, deren Randbedingungen nachfolgend erläutert werden.

### 2.1 Bestimmung der thermischen Leistungsfähigkeit und Speichereffizienz

Für die Berechnung der thermischen Leistungsfähigkeit wurden dynamische Systemsimulationen mit der Simulations-Software TRNSYS durchgeführt. Zur Bestimmung des Wärmebedarfs und der zeitlichen Wärmelast wurden zwei Gebäudetypen untersucht. Die Gebäude besitzen eine beheizte Wohnfläche von  $128 \text{ m}^2$ , ein um  $45^\circ$  geneigtes nach Süden orientiertes Giebeldach und eine Fensterfläche von  $10 \text{ m}^2$  in der Südfassade. In der Variante EnEV wurde das Gebäude in Anlehnung an die EnEV so wärmegedämmt, dass sich ein Heizwärmebedarf von 9090 kWh pro Jahr ergibt. In der Variante KfW40 wurde für das Gebäude ein um 50% geringerer Heizärmebedarf angestezt, was einem jährlichen Heizwärmebedarf von ca. 35 kWh/m<sup>2</sup> entspricht. Der Wärmebedarf für die Trinkwassererwärmung beträgt in beiden Fällen 2945 kWh pro Jahr. Zur Bewertung der thermischen Leistungsfähigkeit der Anlagen wird die anteilige jährliche Energieeinsparung  $f_{sav}$  und der Speichernutzungsgrad  $\eta_{sto}$  herangezogen.  $f_{sav}$  beschreibt den prozentualen Anteil der Energie die pro Jahr im Vergleich zu einer nicht konventionellen, das heißt nicht solaren Heizungsanlage eingespart werden. Die Effizienz der Wärmespeicherung wird über den Speichernutzungsgrad bewertet. Er ist definiert als die dem Speicher entnommene solare Nutzwärme zu der dem Speicher zugeführten solaren Wärme.

### 2.2 Bestimmung der energetischen Amortisationszeit

Die energetischen Amortisationszeit (EAZ) entspricht der Zeit, die eine Anlage in Betrieb sein muss, um die Primärenergie einzusparen, die für ihre Herstellung, Wartung und Betrieb aufgewendet wurde. Sie ergibt sich durch Ermittlung der eingesetzten Primärenergie, die anschließend der Energie gegenüber gestellt wird, die durch die Solaranlage eingespart wird (substituierte Primärenergie).

Die Werte für den Primärenergieaufwand der einzelnen Materialien und Herstellungsprozesse in kWh/Einheit wurden hauptsächlich der Ökoinventar Datenbank ecoinvent 2.1 entnommen. Der kumulierte Energieaufwand (KEA) wurde nach VDI 4600 berechnet. Die prinzipielle Methodik zur Bestimmung der energetischen Amortisationszeit von solaren Kombianlagen ist in [3] beschrieben.

### 2.3 Bestimmung der Wärmekosten und der finanziellen Amortisationszeit

Zur Berechnung der finanziellen Amortisationszeit (FAZ) und zur Berechnung der solaren Wärmegestehungskosten wird die Kapitalwertmethode bzw. die daraus abgeleitete Annuitätenmethode angewandt.

Die ökonomischen Berechnungen sind mit einer Reihe von Unsicherheiten verbunden auf die

hier ausdrücklich hingewiesen wird. Für die Berechnung müssen für die Investitions- und Betriebskosten der Anlage, den Zinssatz, mit dem das eingesetzte Kapital verzinst werden könnte und insbesondere für die Energiepreissteigerung über den Berechnungszeitraum Annahmen getroffen werden.

Während die Investitions- und Betriebskosten für Standardanlagen relativ genau angegeben werden können, müssen für große Anlagen und noch nicht am Markt verfügbare Anlagen (z.B. thermo-chemische Wärmespeicherung) Annahmen getroffen werden, die jeweils aufgeführt werden. Auch bezüglich des Montageaufwands bestehen Unsicherheiten. In den angegebenen Kosten sind folgende Positionen enthalten: die Systemkosten, die Montagekosten, eine Kostengutschrift von 2000€ für nicht benötigte konventionelle Komponenten (z.B. konventionelle Trinkwasserspeicher) und ihrer anteiligen Montagekosten. Eine Förderung durch des Marktanreizprogramm wird nicht berücksichtigt. Für die Kapitalverzinsung wurde entsprechend einer langfristigen Festgeldanlage eine Zinssatz von 3% gewählt (Festgeldanlage GLS-Bank Stand 3.2011). Bei einer Laufzeit von 25 Jahren ergibt sich damit ein Annuitätsfaktor von 0,0574.

Da die Energiepreisentwicklung für die nächsten 25 Jahren nicht vorherzusagen ist, wurden Preissteigerungsraten von 5, 7 und 11 % bei den Berechnungen angesetzt.

### 3 Ausgangssituation: Kleine solare Kombianlage

Zunächst werden an einer marktüblichen solaren Kombianlage die Untersuchungskriterien angewendet, um einen Vergleich für die nachfolgend untersuchten großen Kombianlagen mit saisonaler Wärmespeicherung zugeben.

Die betrachtete Anlage besteht aus einem  $14 \text{ m}^2$  großen Flachkollektorfeld und einem Kombispeicher mit einem Volumen von 900 Litern. Die Trinkwassererwärmung erfolgt über einen innenliegenden Edelstahlwellrohr-Wärmeübertrager. Mit der Anlage wird eine anteilige jährliche Energieeinsparung  $f_{sav}$  von 27,0 % für das EnEV-Gebäude erreicht. Das entspricht einer Einsparung von 3408 kWh Wärme pro Jahr oder 4009 kWh Gas bzw. Öl (bei einem Kessel-Jahresnutzungsgrad von 85%). Die sich daraus ergebenden Wärmegestehungskosten liegen mit 0,14  $\in$ nur 17% höher als die aktuellen Kosten für fossil bereitgestellte Wärme. Bei einer angenommen jährlichen Energiepreissteigerung von lediglich 5% wird eine finanzielle Amortisation ergibt sich nach ca. 15 Jahren. Liegt die Preissteigerung bei 11% (Durchschnitt der letzten 10 Jahre) beträgt die finanzielle Amortisation lediglich 10 Jahre. Noch deutlich besser stellt sich die energetische Amortisation dar. Bereits nach 2,7 Jahren hat sich die Anlage energetisch amortisiert. Bei einer angenommenen Betriebsdauer von 25 Jahren können also 89.000 kWh Primärenergie eingespart werden.

Die Reduzierung des Wärmebedarfs führt zu einer Steigerung der anteilige Energieeinsparung von 26,9% auf 36,4% für das KfW40-Gebäude. Die insgesamt eingesparte Energie sinkt jedoch von 4009 kWh/a auf 3481 kWh/a. Daraus resultieren geringfügig höhere Werte für Wärmepreis,

EAZ und FAZ. Für den Speichernutzungsgrad werden Werte von 69 bzw. 64% erreicht. Das heißt, das ca 1/3 der in den Speicher eingebrachten solaren Wärme als Wärmeverluste verloren gehen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 1 zusammengestellt.

	Wärme- bedarf	f <sub>sav</sub>	Energie- einspar.	$\eta_{sto}$	System- kosten	Wärme- preis	EAZ	5%	FAZ 7%	11%
Тур	[kWh/a]	[%]	[kWh/a]	[%]	[€]	[€/kWh]	[Jahre]		[Jahre	2]
EnEV	12675	26,9	4009	69	8400	0,14	2,7	15	13	10
KfW40	8130	36,4	3481	64	8400	0,16	2,9	16	14	11

**Tabelle 1:** Kennzahlen der kleine Kombianlage ( $V_{sto} = 0.9 m^3, AC = 14 m^2 FK$ )

### 4 Große solare Kombianlage mit saisonaler Wärmespeicherung

Zur Erzielung hoher solarer Deckungsanteile (> 50%) ist gegenüber kleinen Kombianlagen in der Regel ein überproportional hoher technischer Aufwand notwendig. Die Ungleichverteilung zwischen Heizwärmebedarf und solarem Strahlungsangebot macht es erforderlich entweder über entsprechend große Kollektorflächen aus dem geringen Strahlungsangebot in den Übergangs- und Wintermonaten eine genügend hohe Wärmeleistung für die direkte Beheizung zu generieren oder die Wärme vom Sommer bis in den Winter zu speichern. In [4] wurden bereits die Leistungsfähigkeit dieser Systeme dargestellt.

### 4.1 Große Warmwasserspeicher

Die anfangs erwähnten großen solaren Kombianlagen, wie sie in den Sonnenhäusern eingesetzt werden und derzeit den Stand der Technik darstellen, nutzen im Prinzip eine Mischung aus beiden Mechanismen. Die großen Kollektorflächen liefern auch bei mäßiger Einstrahlung ausreichend Heizleistung und Überschusswärme kann in den großen Wasserspeichern bevorratet werden. Aufgrund der zum Gesamtwärmebedarf immer noch geringen Speicherkapazität (ca. 300 - 600 kWh) kann hier noch nicht von einer vollständigen saisonalen Speicherung gesprochen werden. Typischerweise ist der Speicher bereits im Zeitraum Mai bis Juni vollständig beladen, den Sommer über werden die Wärmeverluste des Speichers von der Solaranlage gedeckt und im Zeitraum Oktober bis November wird der Speicher entladen.

Um die energetischen Verhältnisse einer solaren Kombianlage mit großem Warmwasserspeicher genauer zu analysieren wurde eine Anlage mit 30 m<sup>2</sup> Vakuumröhrenkollektoren und einem 10 m<sup>3</sup> Warmwasserspeicher aus Stahl genauer untersucht. Die Trinkwasserwärmung erfolgt über einen externen Wärmeübertrager (Frischwasserstation). Für den Speicher inkl. Frischwasserstation wurden Kosten von 14900€ angesetzt. Für die Vakuumröhrenkollektoren wurde 550€/m<sup>2</sup> ohne Montage angesetzt. Die Ergebnisse sind in Tablle 2 zusammengefasst.

OTTI - 21. Symposium	Thermische Solarenergie 11.05.	- 13.05.2011, Bad Staffelstein
----------------------	--------------------------------	--------------------------------

	Wärme- bedarf	<i>f</i> <sub>sav</sub>	Energie- einspar.	$\eta_{sto}$	System- kosten	Wärme- preis	EAZ	5%	FAZ 7%	11%
Тур	[kWh/a]	[%]	[kWh/a]	[%]	[€]	[€/kWh]	[Jahre]		[Jahre	]
EnEV	12675	53,3	7947	58	36500	0,31	5,2	25	22	17
KfW40	8130	63,0	6025	47	36500	0,41	5,9	25	34	20

**Tabelle 2:** Kennzahlen der großen Kombianlage mit Warmwasserspeicher  $(V_{sto} = 10 m^3, AC = 30 m^2 VRK)$ 

Im Vergleich zur kleinen Kombianlage erreicht die Anlage mit ca. 8000 bzw. 6000 kWh pro Jahr fast eine Verdoppelung der Energieeinsparung. Aufgrund der relativ langen Verweilzeit der Wärme im Speicher in Verbindung mit den in den Sommermonaten herrschenden hohen Speichertemperaturen sinkt der Speichernutzungsgrad auf 47 bzw. 58%. Die Anlagenkosten sind wie erwartet wesentlich höher, so dass sich deutlich höhere Wärmekosten und damit auch eine deutlich längere finanzielle Amortisationszeit ergibt. Die energetische Amortisation dagegen ist mit ca. 5 bis 6 Jahren weiterhin relativ gering, so dass bei einer angenommenen Betriebszeit von 25 Jahren 20 Jahre lang fossile Energie (160.000 bzw. 120.000 kWh) durch Solarenergie substituiert werden kann.

#### 4.2 Thermo-chemische Wärmespeicherung

Eine alternative zu großen Wasserspeichern stellt die thermo-chemische Wärmspeicherung (CWS) dar. Das Prinzip der hier vorgestellten thermo-chemischen Wärmespeicherung beruht auf der exothermen Reaktion von Wasser mit Salzanhydrat. Beispielhaft ist hier die Reaktion von Magnesiumsulfat zu Magnesiumsulfat-Heptahydrat dargestellt.

$$MgSO_4 + 7H_2O \rightleftharpoons MgSO_4 \cdot 7H_2O + \Delta H_R$$
(1)

Bei der reversiblen Hydratisierung lagern sich Wassermoleküle an ein Salzmolekül an und werden von diesem in kristalliner Form in einer Hydrathülle gebunden. Dabei wird die Reaktionswärme  $\Delta H_R$  freigesetzt, so dass die Reaktion als Wärmequelle genutzt werden kann. Durch Zufuhr der gleichen Energiemenge zum Reaktionsprodukt in Form von Wärme auf höherem Temperaturniveau wird die Rückreaktion angeregt. Bei Erwärmung des Hydratmoleküls spaltet sich das gebundene Kristallwasser ab und das Salzhydrat zerfällt in seine Edukte: Salzanhydrat und Wasser. Werden diese beiden Edukte räumlich getrennt voneinander gelagert, ist die Wärmespeicherung verlustfrei über einen beliebig langen Zeitraum möglich.

In Abbildung 1 ist ein mögliches Anlagenschema einer solaren Kombianlage mit Kombispeicher und thermo-chemischem Wärmespeicher abgebildet. Der thermo-chemische Wärmespeicher besteht in diesem Fall aus einem externen Reaktor und einem separaten Bevorratungsbehälter für hydratisiertes und dehydratisiertes Speichermaterial. Als Wärmequelle dient ein Kollektorfeld, das wahlweise den Kombispeicher aufheizt oder die für die Dehydratisierung 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. Bei nicht ausreichender solarer Strahlung wird dem Reaktor dehydratisiertes Speichermaterial aus dem Bevorratungsbehälter und Wasserdampf durch feuchte Luft aus der Umgebung oder durch eine interne Feuchtequelle zugeführt. Die im Reaktor entstehende Reaktionswärme wird in den Kombispeicher abgeführt und das entstandene hydratisierte Speichermaterial getrennt vom dehydratisierten in einem zweiten Bevorratungsbehälter aufbewahrt. Die Regeneration des Speichermaterials (Rückreaktion) erfolgt vor allem in den Sommermonaten. Wird das Salzanhydrat hermetisch abgeschlossen von Feuchtigkeit bevorratet, kann der energetische Zustand über einen beliebig langen Zeitraum verlustfrei erhalten werden. Wärmeverluste treten nur bei der Wärmezufuhr (Beladung des Speichers) bzw. der Wärmefreisetzung (Entladung des Speichers) auf.



### Abbildung 1: Anlagenschema einer solaren Kombianlage mit thermo-chemischem Wärmespeicher

Im Vergleich zur Speicherung fühlbarer Wärme mittels Warmwasserspeichern bietet die thermochemische Wärmespeicherung für die saisonale Wärmespeicherung zwei wesentliche Vorteile. Die pro Volumen speicherbare Energiemenge ist sehr viel größer und die Speicherung ist mit deutlich geringeren Wärmeverlusten verbunden. In mehrere nationalen [5] und internationalen Forschungsvorhaben wird derzeit an der Anwendung von Salzhydraten zur Wärmespeicherung gearbeitet. Die theoretische Speicherdichte ist je nach verwendetem Salz bis zu achtmal höher als bei Wasserspeichern (bei  $\Delta T = 50$  K).

Es hat sich gezeigt, dass die Reaktionseigenschaften verbessert werden, wenn die Salze auf Trägerstrukturen aufgebracht werden. Geeignete Trägermaterialien sind hoch poröse Feststoffe wie beispielsweise Zeolith, Bentonit, Zellulose oder Aktivkohle. Bei diesen so genannten Kompositmaterialien liegen die Salze fein verteilt auf der inneren Oberfläche der Trägerstruktur vor. Zum derzeitigen Standpunkt der Forschung werden verschiedene Stoffkombinationen untersucht. Als Beispiele sind hier zu nenen: Magnesiumsulfat auf Zeolith und Calzium- oder Magnesiumclorid auf Trägerstoffe wie Bentonit oder Zellulose. Hier werden bereits Speicherdichten von 185 bis 250 kWh/m<sup>3</sup> erreichen [6],[7].

Im Rahmen des Forschungsvorhabens "Chemische Wärmespeicherung durch reversible Gas-Feststoffreaktionen (CWS)" wird am ITW das in Abbildung 1 dargestellte Anlagenkonzept für die thermo-chemische Wärmspeicherung entwickelt und erprobt. Zur Bestimmung der thermischen Leistungsfähigkeit wurden TRNSYS-Jahressimulationen durchgeführt. Dazu wurde ein detailliertes Modell des thermo-chemischen Wärmespeichers entwickelt und in TRNSYS implementiert. Als Speichermaterial für die nachfolgend dargestellten Untersuchungen wird Calciumclorid (CaCl<sub>2</sub>) auf Bentonit verwendet. Das Material zeichnet sich durch eine hohe Speicherdichte von 250 kWh/m<sup>3</sup> aus und ist mit ca.  $0,5 \in$ /kg sehr preiswert herzustellen.

In Tabelle 3 sind die Kosten für den thermochemischen Speicher abgeschätzt. Trotz des im Vergleich zu Wasser teureren Speichermaterials liegen die Kosten für den gesamten Speicher in der gleichen Größenordnung wie für einen konventionellen Stahlspeicher gleichen Volumens. Die Speicherkapazität ist dabei jedoch etwa viermal höher und die Wärmeverluste sind wesentlich kleiner.

Im Vergleich zu einer Anlage mit Warmwasserspeicher ist die Anlage mit thermo-

Speichermaterial	0,50 €/kg	1875€
Vorratsbehälter	6,25 m <sub>3</sub>	2500€
Reaktor		2000€
Materialtransport		1800€
Wärmeübertrager		1500€
	Gesamt	9675€

# Tabelle 3: Kosten eines thermo-chemischen Wärmespeichers

chemischem Speicher kostengünstiger, da die benötigte Kollektorfläche auf Grund der höheren Speichereffizienz deutlich geringer ist. Ein Solaranlage mit einem thermo-chemischen Wärmespeicher von 6,25 m<sup>3</sup> (CaCl<sub>2</sub>/Bentonit-Speicher) und 23 m<sup>2</sup> Vakuumröhrenkollektoren erreicht in dem untersuchten EnEV-Haus eine Energieeinsparung von 50%, in dem KfW40-Haus sogar 70%. Der Wärmegestehungspreis liegt mit 0,28 € knapp doppelt so hoch wie bei der kleinen Kombianlage. Somit ist auch die finanzielle Amortisation entsprechend länger. Im besten Fall wird die finanzielle Amortisation nach ca. 16 Jahren erreicht. Sehr viel besser stellt sich die energetische Amortisation dar. Unter den getroffenen Annahmen wird eine energetische Amortisation nach ca. 5,8 bzw. 6,5 Jahren erreicht (s. Tabelle 4). Calziumclorid fällt in industriellen Prozessen wie z.B. der Glasherstellung als Abfallprodukt an. Würde CaCl<sub>2</sub> als Abfallprodukt aus der EAZ heraus gerechnet, ergibt sich eine Verringerung der EAZ um ca. ein Jahr.
Wird eine Betriebszeit von 25 Jahren zu Grunde gelegt, läst sich nach Abzug der energetischen Amortisation eine Energiemenge von 143.732 kWh bzw. 123.950 kWh substituieren. Die Effizienz der thermo-chemischen Wärmespeicherung zeigt sich an dem hohen Speichernutzungsgrad von ca. 68%, der etwa den Wert eines Kurzzeit-Warmwasserspeicher entspricht. Für die saisonale Wärmespeicherung mit nur einem Be- und Entladezyklus pro Jahr ist dies ein bemerkenswert guter Wert. Ursächlich hierfür sind insbesondere die geringen Wärmeverluste. Zusammenfassend läßt sich also zeigen, das sich die thermo-chemische Wärmespeicherung auf der Basis von Salzhydraten im Vergelich zu Systemen mit Warmwasserspeichern in jeder Hinsicht als rentabel darstellt.

	Wärme- bedarf	f <sub>sav</sub>	Energie- einspar.	$\eta_{sto}$	System- kosten	Wärme- preis	EAZ	5%	FAZ 7%	11%
Тур	[kWh/a]	[%]	[kWh/a]	[%]	[€]	[€/kWh]	[Jahre]		[Jahre	]
EnEV	12675	50,2	7486	68	30300	0,28	5,8	23	20	16
KfW40	8130	69,0	6700	66	30300	0,31	6,5	25	21	17

**Tabelle 4:** Kennzahlen der großen Kombianlage mit thermo-chemischem Speicher  $(V_{sto} = 6, 25 m^3, AC = 23 m^2 VRK)$ 

Die Vorteile der thermo-chemischen Wärmespeicherung gegenüber der Verwendung von großen Warmwasserspeichern treten besonders dann hervor, wenn sehr hohe solare Deckungsanteilen erreicht werden sollen. Ein Vergleich der Werte aus Tabelle 2 und Tabelle 4 zeigt, dass für solare Deckungsanteile um 50% das thermo-chemische und das Wasser basierte System bezüglich Energieeinsparung und Wärmepreise noch ähnliche Werte liefern. Für höhere solaren Deckungsanteile (KfW40-Haus) ist das thermo-chemische System schon deutlich besser. Die thermo-chemische Anlage ist ca. 30% kleiner und erreicht eine 12% höhere Energieeinsparung und das bei einem um ca. 32% niedrigeren Wärmepreise. Der Speichernutzungsgrad ist nahezu unabhängig von der anteiligen Energieeinsparung  $f_{sav}$  und in diesem Fall 40% höher. Abbildung 2 verdeutlicht den Trend, des zunehmenden Vorteils der thermo-chemischen Wärmespeicherung bei hohen solaren Deckungsanteilen. Dargestellt ist die jährlichen anteilige Energieeinsparung  $f_{sav}$  für das in Abbildung 1 gezeigte Anlagenkonzept am Beispiel des KfW40-Gebäude in Abhängigkeit von Speichervolumen und Kollektorfläche. Die Kollektorflächen wurden so gewählt, dass während eines Jahreszyklus die bevorrateten Salzhydratmengen gerade regeneriert werden können. Zur Bereitstellung der benötigten Wärme wurden Vakuumröhrenkollektoren verwendet. Im Vergleich hierzu ist in Abbildung 2 die identische Anlage mit einem Warmwasserspeicher anstelle des thermo-chemischen Speichers dargestellt. Es wird deutlich, dass bei gleicher Dimensionierung die Anlage mit thermo-chemischem Wärmespeicher beachtlich höhere Energieeinsparungen erzielt. Noch deutlicher wird der Unterschied, wenn die benötigte



Abbildung 2: Vergleich der jährlichen Energieeinsparung für identische Solaranlagen mit Warmwasserspeicher bzw. mit thermo-chemischem Wärmespeicher (CWS)

Anlagengröße zur Erreichung gleicher Energieeinsparung verglichen wird. Soll beispielsweise eine anteilige Energieeinsprung von  $f_{sav}$ =75% erreicht werden, so benötigt das CWS-System einen 7 m<sup>3</sup> großen Speicher und eine Kollektorfläche von 25 m<sup>2</sup>. Bei dem Wasser basierten System wird ein  $f_{sav}$  von 75% bei einer Kollektorfläche von 43 m<sup>2</sup> und einem Speichervolumen von ca. 15 m<sup>3</sup> erreicht. Das heißt, eine tatsächliche saisonale Wärmespeicherung verringert gegenüber einem Wasser basierten System sowohl das benötigte Speichervolumen als auch in erheblichem Maß die benötigte Kollektorfläche.

Die Befürchtung, dass die saisonale Wärmespeicherung sowohl in finanzieller wie auch in energetischer Sicht aufgrund der geringen Zyklenzahlen unrentabel ist, wird nicht bestätigt.

Insbesondere auf Grund des noch sehr frühen Entwicklungsstadiums sind weitere technologische Potentialsteigerungen zu erwarten. Um die Technik zur Marktreife zu führen sind verstärkte Forschungs- und Entwicklungsarbeiten notwendig. Die angesprochenen kostengünstigen Speichermaterialien müssen weiterentwickelt und erprobt werden. Bei entsprechenden interdiszipilären Forschungsaktivitäten können hier noch deutliche Verbesserungen hinsichtlich Speicherdichte, Kosten und Langzeitstabilität erreicht werden. Die erarbeiteten Konzepte zur thermochemischen Wärmespeicherung müssen experimentelle weiter untersucht und in Demonstrationsanlagen umgesetzt werden.

## 5 Fazit

Die vorgestellten Untersuchungen haben gezeigt, dass sowohl mit auf Wasserspeichern basierende Solaranlagen wie auch mit Kombianlagen mit thermo-chemischen Wärmespeichrn sehr hohe solare Deckungsanteile im Ein- und Mehrfamilienhaus erzielt werden können.

Die Wasser basierten Systeme zeichnen sich durch eine bereits erprobte und zahlreich angewendete Technik aus, die erfreulich geringe energetische Amortisationszeiten aufweist. In den gezeigten Beispielen liegen diese bei ca. fünf Jahren. Die Systemkosten und damit auch die Zeiten für die finanzielle Amortisation sind für hohe solare Deckungsanteile derzeit noch hoch. Hier können eine Reihe von Kostensenkungspotentiale erschlossen werden. Bezüglich der Speichertechnik sind günstige modulare Konzepte in der Entwicklung bzw. Erprobung. Durch die großen Kollektorflächen wird eine Kostensenkung in der Kollektorfertigung und Montage einen starken Einfluss auf die finanzielle Amortisation haben. Ein weiterer wichtiger Ansatz ist die Entwicklung von standardisierten Konzepten.

Eine tatsächliche saisonale Wärmespeicherung wird insbesondere durch die thermo-chemische Wärmespeicherung möglich. Die hohe Speicherdichte und die geringen Wärmeverluste führen hier zu hohen solaren Deckungsanteilen bei vergleichsweise moderater Speicher- und Kollektorfeldgröße. Die hohe Speichereffizienz, trotz der geringen Be- und Entladezyklen, drückt sich durch einen hohen Speichernutzungsgrad aus, der mit ca. 65% nahe an Kurzzeitspeicher mit hohen Zykluszahlen heranreicht. Aus energetischen Sicht ist neben der erzielbaren Energieeinsparung die energetische Amortisationszeit (EAZ) eine wichtige Größe. Auch hier kann die Technologie mit geringen Werten aufwarten. Aus ökonomischer Sicht ist eine wichtige Voraussetzung für die saisonale Wärmespeicherung, dass preiswerte Speichermaterialien mit hoher Speicherdichte verwendet werden. Hier bieten sich Kompositmaterialien auf Basis von kostengünstigen Trägermaterialien und Salzen an. Preise von  $0.5 \in /kg$  sind realisierbar. Die thermo-chemische Wärmespeicherung bietet damit eine attraktive Möglichkeit für die saisonalen Wärmespeicherung. Sehr hohe solare Deckungsanteile bis hin zur solaren Volldeckung können bei moderaten Anlagengrößen und kurzer energetischer Amortisation erreicht werden. Unter Aufwendung verstärkter Forschungs- und Entwicklungsarbeiten kann das enorme, bislang aber noch nicht am Markt verfügbare, Potential der thermo-chemischen Wärmespeicherung mittelfristig nutzbar gemacht werden.

#### Literatur

- [1] Deutsche Solarthermie-Technologie Plattform (DSTTP). *Forschungsstrategie Niedertemperatur-Solarthermie 2030.* Technischer Bericht, 2010.
- [2] J. Nitsch. Leitstudie 2007 Ausbaustrategie Erneuerbare Energien, Aktualisierung und Neubewertung bis zu den Jahren 2020 und 2030 mit Ausblick bis 2050. Technischer Bericht, Abteilung System-

analyse und Technikbewertung des DLR, Instituts für Technische Thermodynamik, Untersuchung im Auftrag des Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, 2007.

- [3] E. Streicher, W. Heidemann und H. Müller-Steinhagen. Solare Kombianlagen Energetische Amortisationszeit und Umweltverträglichkeit der verwendeten Materialien. Tagungsband zum 14. Symposium Thermische Solarenergie, S. 222 – 227, 2004. Otti-Technologie-Kolleg, Regensburg, ISBN 3-934681-33-6.
- [4] H. Drück, W. Heidemann und H. Müller-Steinhagen. Potenziale innovativer Speichertechnologien für solare Kombianlagen. Tagungsband zum 14. Symposium Thermische Solarenergie, S. 104–109, 2004. Otti-Technologie-Kolleg, Regensburg, ISBN 3-934681-33-6.
- [5] F Bertsch, B. Mette, S. Asenbeck, H. Kerskes und H. Müller-Steinhagen. *Chemische Wärmespeicher für Niedrigtemperaturanwendungen- Technologie und Konzepte*. Tagungsband zum 19. Symposium Thermische Solarenergie, S. 282 287, 2009. Otti-Technologie-Kolleg, Regensburg, ISBN 978-3-934681-94-1.
- [6] H. Kerskes, B. Mette, F. Bertsch, H. Drück und H. Müller-Steinhagen. Experimental and numerical investigations on thermo-chemical heat storage. Tagungsband zur Eurosun2010 Konferenz, Graz, 2010.
- [7] V.M. van Essen, L.P.J. Bleijendaal, H.A. Kikkert, B.W.J.and Zondag, M. Bakker und P.W. Bach. *Development of a compact heat storage system based on salt hydrates*. Tagungsband zur Eurosun2010 Konferenz, Graz, 2010.

## SolarAktivhaus: Untersuchte Gebäude mit einem solarthermischen Deckungsanteil von mehr als 50 % und Monitoringkonzept

<u>A. Oliva<sup>1</sup>, G. Stryi-Hipp<sup>1</sup>, S. Kobelt<sup>2</sup>, D. Bestenlehner<sup>2</sup>, H. Drück<sup>2</sup>, J. Bühl<sup>3</sup>, P. Rubeck<sup>4</sup></u>

 <sup>1</sup> Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Heidenhofstr. 2, 79110 Freiburg, Deutschland Tel.: +49 761 4588 5698, Fax: +49 761 4588 9950, E-Mail: <u>axel.oliva@ise.fraunhofer.de</u>
 <sup>2</sup> Solar- und Wärmetechnik Stuttgart (SWT), Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Deutschland Tel.: +49 711 685 60155, Fax: +49 711 685 50155, E-Mail: <u>drueck@swt-technologie.de</u>, <sup>3</sup> Technische Universität Ilmenau, Helmholtzring 1, 98693 Ilmenau, Deutschland Tel.: +49 3677 69 1827, Fax: +49 3677 691827, E-Mail: <u>juergen.buehl@tu-ilmenau.de</u>
 <sup>4</sup> Sonnenhaus-Institut e.V., Achenfeldweg 1, 83259 Schleching, Deutschland Tel.: +49 176 242 264 57, Fax: +49 8649 986 534, E-Mail: <u>peru@sonnenhaus-institut.de</u>

#### 1. Hintergrund/Einleitung

Klimaneutral mit Energie versorgte Gebäude sind in den meisten Energieszenarien Voraussetzung für die Erreichung der gesetzten Klimaschutzziele. Zu 100 % solarthermisch beheizte Gebäude stellen eine relevante Technologieoption zum Erreichen der Klimaneutralität in Bezug auf die Beheizung dar und sind Teil der Technologievision des ESTTP (European Solar Thermal Technology Panel) für das Jahr 2030 [1]. Ein wichtiger Zwischenschritt auf dem Weg zu 100 % solarer Beheizung ist die Entwicklung von Gebäuden und Anlagenkonzepten, die einen solarthermischen Deckungsanteil von mehr als 50 % aufweisen und die hier als SolarAktivhäuser bezeichnet werden. Die Nachfrage nach diesen Häusern nimmt derzeit stark zu. Nach einer Erhebung des Sonnenhaus-Instituts e.V. wurden bislang etwa 800 SolarAktivhäuser gebaut. Wichtige Bestandteile des Konzepts sind bei Einfamilienhäusern Kollektorfläche von 30 m<sup>2</sup> bis  $50 \text{ m}^2$ und eine ein Warmwasserspeicher mit einem Volumen von typischerweise 5 m<sup>3</sup> bis ca. 10 m<sup>3</sup>. Ein Teil der im Sommer gewonnenen Solarwärme kann durch den teilsaisonalen Wärmespeicher bis in die Heizperiode des Winters hinein gespeichert werden. Darüber hinaus ermöglicht die große und relativ steil angestellte Kollektorfläche während der Heizperiode einen relevanten Beitrag zur Deckung des Heizbedarfs, was zu solarthermischen Deckungsanteilen über 50 % führt. Im Rahmen des vom Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) geförderten Projektes HeizSolar mit dem Titel: "Untersuchung und simulationstechnische Optimierung Wärmeversorgungskonzepten von für Wohngebäude, deren Gesamtwärmebedarf zu 50 % bis 100 % mit Solarwärme gedeckt wird und Vergleich mit anderen CO<sub>2</sub>-reduzierten Wärmeversorgungskonzepten" führt das Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme (ISE) gemeinsam mit Solar- und Wärmetechnik Stuttgart (SWT), der Technischen Universität Ilmenau und dem Sonnenhaus-Institut e.V. u.a. detaillierte Analysen und Evaluierungen von realisierten SolarAktivhäusern durch und plant in einer zweiten Phase die Optimierung der Konzepte.

#### 2. Betrachtete Gebäude und Anlagentechnik

Ein wichtiges Arbeitspaket des Projektes HeizSolar ist die detaillierte Vermessung von neun repräsentativen SolarAktivhäusern. Basierend auf den hierbei ermittelten Ergebnissen soll überprüft werden, inwieweit in der Realität die ursprünglich geplanten solarthermischen Deckungsanteile erreicht werden, denn aufgrund fehlender validierter Simulationsprogramme ist die Berechnung der Anlagentechnik derartiger Gebäude bisher mit großen Unsicherheiten behaftet. Weiterhin sollen die Messergebnisse auch zur Validierung des ebenfalls im Projekt HeizSolar zu Simulationsmodells herangezogen werden. entwickelnden Die konkreten Erfahrungen bei Konzeption und Auslegung dieser SolarAktivhäuser sollen auch als Ausgangsbasis für die im Projekt geplante Optimierung der Gebäude- und Anlagenkonzepte dienen.

Die Verbreitung von SolarAktivhäusern erfolgt aktuell vor allem durch das Sonnenhaus-Institut e.V. Unter der Bezeichnung "Sonnenhäuser" werden Gebäudeund Anlagenkonzepte vorgeschlagen und verbreitet, die den in Tabelle 1 dargestellten Kriterien genügen.

	Neubau	Bestand			
Wärme-Dämmstandard	30 % besser als Grenzwert Referenz EnEV 2009 HT' ≤ 0,28 W/(m <sup>2</sup> K) (3)	Nach Grenzwert Referenz EnEV 2009 HT' $\leq$ 0,4 W/(m <sup>2</sup> K) (3)			
Solarthermischer Deckungsanteil (1)	mind. 50 % (4)	mind. 50 % (4)			
Spezifischer Primärenergiebedarf	max. 15 kWh/(m².a) (2)	Nach EnEV 2009			

(1) berechnet sich aus solarer Ladung des Speichers bezüglich gesamter Ladung des Speichers für ein Jahr (2) exklusive Haushaltsstrom (3) spezifischer

Transmissionswärmeverlust für freistehendes Wohngebäude mit Gebäudenutzfläche bis 350 m<sup>2</sup> (4) für Baustandort und unter EnEV 2009-Referenzbedingungen

Die Messobjekte wurden Berücksichtigung verschiedener neun unter Randbedingungen mit dem Ziel ausgewählt, unterschiedliche solarthermische Deckungsanteile sowie Ein- und Mehrfamilienwohngebäude in unterschiedlichen Klimazonen Deutschlands abzudecken. Bei den ausgewählten Objekten handelt es sich um Neubauten und ein um einen Wohnbereich erweitertes, saniertes Bestandsgebäude. Eine Übersicht der messtechnisch zu untersuchenden Gebäudeund Anlagentypen findet sich in Tabelle 2. Im Rahmen des Sonnenhaus-Konzeptes und auch in den betrachteten Gebäuden werden als Zusatzheizung holzbefeuerte Anlagen SolarAktivhäuser sind jedoch auch mit anderen eingesetzt. Wärmeerzeugern als Zusatzheizung möglich und Gegenstand weiterer Untersuchungen im Projekt HeizSolar.

Gebä	iude	Anlagentechnik					
Geäudetyp	HT'	Apertur-	Speicher-	f <sub>sol</sub>	Zusatzheizung	Lüftung	
- Nutzfläche	[W/(m².K)]	fläche	volumen	[%]		mit WRG	
[m²]		[m²]	[m³]				
*EFH – 202	0,30	31	7,1	75	Kaminofen	nein	
*MFH – 549	0,28	62	15,1	60	Holzvergaser	ja	
*EFH – 300	0,16	112	42,8	100		ja	
*MFH – 800	n.b.	127	47	n.b.	Pelletskessel	nein	
*EFH – 232	0,34	34	2	70	Pelletskessel	ja	
*EFH – 403	0,27	48	9,3	50	Pelletskessel	nein	
EFH – 563	n.b.	36	4	n.b.	Hackschnitzel- kessel	ja	
*EFH	n.b.	n.b.	n.b.	60	n.b.	n.b.	
EFH – 250	n.b.	68	11	82	Kaminofen	n.b.	

Tabelle 2: Messtechnisch untersuchte Objekte

\* Anlagentechnik in Tabelle 3 und Tabelle 4 dargestellt, f<sub>sol</sub> = projektierter solarthermischer Deckungsanteil, HT' = spezifischer Transmissionswärmeverlust, WRG = Wärmerückgewinnung, n.b. = nicht bekannt

## 3. Beschreibung der Anlagentechnik

In Tabelle 3 und Tabelle 4 sind die eingesetzten Konzepte zur hydraulischen Einbindung der Wärmeerzeuger und Wärmesenken systematisch dargestellt. Die Wärmeerzeuger werden dabei in den solarthermischen Wärmeerzeuger (Kollektor) und die Anlage zur Zusatzheizung (ZuHeiz) unterteilt. Die Wärmesenke gliedert sich in den Heizkreis (Heizk) und die Trinkwarmwasserbereitung (TWW).



Tabelle 3: Anlagen mit Wärmemanagement über Speicher



# Tabelle 4: Anlagen mit einer Kombination aus Pufferung und direkter Einspeisung solarthermisch erzeugter Wärme



Die zur **Zusatzheizung** dienenden Wärmequellen sind hydraulisch direkt an den Speicher oder auch direkt an den Heizkreis angeschlossen. Die Zuführung des Brennstoffes erfolgt bei drei Anlagen mit Pelletskesseln automatisiert, ansonsten werden die Feuerstätten mit Scheitholz von Hand für einen Abbrand bestückt. Um im Winter bei bereits reduzierter Speichertemperatur eine ausreichende Wärmeversorgung zu gewährleisten, muss der Nutzer bei den von Hand bestückten Feuerstätten auf Basis von Erfahrungswerten und anhand der Raum- und Speichertemperatur über den Zeitpunkt des Nachheizens entscheiden.

Eines der Messobjekte ist für einen solarthermischen Deckungsanteil von 100 % konzipiert und weist außer der Solarthermieanlage keinen weiteren Wärmeerzeuger auf.

Die Zusatzheizung erwärmt im oberen Speicherbereich das Bereitschaftsvolumen. In Anlage 2 kann über eine Ventilschaltung der Rücklauf (RL) auch aus einer tiefer liegenden Speicherebene genutzt werden. Durch die Integration der Speicher in die Gebäudehülle tragen dessen thermische Verluste in der Heizperiode zur Deckung des Heizwärmebedarfes bei. In Anlage 5 und Anlage 6 ist die Möglichkeit gegeben, Wärme aus der Zusatzheizung auch direkt in den Heizkreis einzubringen. Auch in der ausschließlich mit einem solarthermischen Wärmeerzeuger ausgestatteten Anlage 7 kann solar erzeugte Wärme direkt in den Heizkreis eingespeist werden. Alle betrachteten Anlagen setzen Warmwasser-**Wärmespeicher** aus Stahl ein. Die Statik der Speicherkonstruktion wird ausschließlich als selbstragende Einheit durch den als Wandmaterial eingesetzten Stahl sichergestellt. Die Strategien der Hydraulikanbindung zur Ladung und Entladung der Wärmespeicher unterscheiden sich stark.

Der Kollektorkreis ist in allen betrachteten Anlagen mit Flachkollektoren ausgestattet. Dieser lädt in den Anlage 1 bis 4 über eine unterschiedliche Anzahl von eingetauchten Wärmeübertragern (HXint) den Speicher, welche in der Regel hinzugeschalten Die im Heizungswasser sequenziell werden. liegenden Wärmeübertrager im Speicher können bei sehr geringen Temperaturen im mit Frostschutzmittel gefüllten Solarkreislauf auch mittels einer Speicher-Bypass-Schaltung (SBP) vor Frosteinwirkung und resultierenden Beschädigungen geschützt werden. Eine weitere Möglichkeit des Wärmeeintrages in den Speicher stellt das gezielte Ansteuern von einzelnen dieser getauchten Wärmeübertrager über ein 5-Wege-Ventil (5WV) dar, wie es zum Beispiel in Anlage 7 der Fall ist. Über dieses Ventil kann auch solarthermisch erzeugte Wärme über einen Wärmeübertrager direkt an den Heizkreis abgegeben werden. In Anlagen mit einem externen Wärmeübertrager (HXext), wie Anlage 5 und Anlage 6, wird die solarthermisch erzeugte Wärme durch eine Variation des Volumenstromes von Primär- und Sekundärkreislauf auf einem gezielt beeinflussbaren Temperaturniveau dem Speicher zugeführt.

Bezüglich der hydraulischen Anbindung des **Heizkreises** liegt ebenfalls eine hohe Variantenvielfalt vor. Die Heizkreise in den untersuchten Anlagen werden durch Mischen von mindestens zwei Vorläufen (VL) gespeist, die entweder in verschiedenen Speicherhöhen angeschlossen oder über im Speicher integrierte Lanzen realisiert sind. Die hydraulische Verschaltung des Vorlaufes auf den Heizkreis erfolgt in der Regel zentral an einem 4 oder 5-Wege-Mischventil mit Rücklaufbeimischung. Nur Anlage 7 verfügt über keine Rücklaufbeimischung aus dem Heizkreis. Wie bereits erwähnt, besteht in den Anlage 5Anlage 6 undAnlage 7 die Möglichkeit einer direkten Wärmeversorgung des Heizkreises ohne Pufferung. Der Heizungs-Rücklauf wird auf bis zu 3 Höhen wieder in den Speicher eingespeist oder erfolgt wie in Anlage 5 und Anlage 6 durch schichtunterstützende Lanzen.

Die **Trinkwarmwasserbereitung** erfolgt bei der Mehrzahl der untersuchten Anlagen durch interne, im eigentlichen Pufferspeicher befindliche, Trinkwasserspeicher nach dem Tank-in-Tank-Prinzip. Alternativ sind auch Installationen mit externen Trinkwasserstationen anzutreffen, wobei der Rücklauf wie in Anlage 6 auch durch eine Schichtenladelanze realisiert wird. In der Mehrzahl der untersuchten Anlagen wird eine Trinkwasserzirkulation (Z) eingesetzt.

## 4. Monitoringkonzept

Die messtechnische Untersuchung der Objekte soll das wissenschaftliche Verständnis der solarthermischen Heizungsanlagen mit saisonaler bzw. teilsaisonaler Speicherung sowie ihre Interaktion mit dem Gebäude vertiefen. Hierbei stehen die Analyse des Betriebs und ein Vergleich der Anlagentechnologie mit anderen Konzepten zur Wärmeversorgung im Vordergrund. Zusätzlich sollen auf Basis der Messdaten Simulationsmodelle angepasst und Optimierungspotenziale aufgezeigt werden.

Zielstellung des Monitorings ist damit die energetische Bilanzierung des gesamten Wärmesystems und eine detaillierte Betrachtung der Funktionsmechanismen in der Anlage. Da der Wärmespeicher eine dominierende Position in der Anlagentechnik einnimmt und dessen Betriebsweise zweifellos einen großen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit der gesamten Anlage hat, stellt er das Zentrum der messtechnischen Untersuchungen dar. In Abbildung 1 ist ein exemplarisches Messkonzept für ein SolarAktivhaus aufgezeigt.

Mittels der gewählten Konzeption lassen sich alle Wärmeerzeuger und -verbraucher messtechnisch bilanzieren.



Abbildung 1: Beispielhafter Messstellenaufbau für ein AktivSolarhaus im Projekt HeizSolar

Der eingesetzte **Strahlungssensor** ermöglicht ein Erfassen der auftreffenden, potentiell nutzbaren Solarstrahlung.

Die eingesetzten **Wärmemengenzähler** werden über einen M-Bus an eine Datenerfassung angeschlossen und geben darüber Werte für die Temperaturen im Vor- und Rücklauf, den Volumenstrom, sowie die berechnete Wärmemenge aus. Um die thermische Belastung der Bauteile im Solarkreislauf zu reduzieren, sind in einigen Anlagen Regelungskonzepte implementiert, mit denen ein aktives Auskühlen des Speichers über Nacht ermöglicht wird. Daher werden die im Kollektorkreislauf eingesetzten Rechenwerke bzw. Auswerteprozeduren so konfiguriert, dass mit diesen eine Wärme- und Kältemessung auf separaten Kanälen erfolgen kann.

Für die Messung separater bzw. zusätzlicher **Temperaturen** (z.B. im Speicher) dienen in der Regel in das Fluid eingetauchte Pt100 Widerstandstemperaturfühler. Die Speicher verfügen bauseits häufig über Tauchhülsen, die in den meisten Fällen nicht komplett mit Sensorik belegt sind. In einigen Objekten sind die Speicher jedoch sehr stark in das Gebäude verbaut, so dass eine Erreichbarkeit der gewünschten Messstellen nicht mehr gegeben ist. Bei diesen Objekten muss daher auf die über

#### den Regler ausgelesenen Werte zurückgegriffen werden

Um die korrekte Funktionsweise und Dimensionierung der Anlage in allen Betriebszuständen zu überprüfen, Stagnationszeiten zu erfassen und auf eventuelle Fehlfunktionen schnell reagieren zu können, werden der Solar- wie auch der Heizkreis vor dem Membranausdehnungsgefäß (MAG) mit einem **Drucksensor** ausgestattet.

Die messtechnische Bilanzierung und das Ermitteln des Energieeintrages von in den Wohnraum integrierten Holzfeuerstätten ist sehr schwer zu realisieren. Der Grund liegt darin, dass sich der Brennstoff – vor allem bei dem Einsatz von Scheitholz, nur bedingt bezüglich seiner feuerungstechnischen Parameter, wie Heizwert, Feuchtegehalt, etc. charakterisieren lässt. Der Betriebspunkt der Feuerstätte kann damit nicht ohne weiteres abgeleitet werden. Um eine größtmögliche Genauigkeit in der Betrachtung zu erzielen, wurde die folgende Vorgehensweise gewählt:

- Den Bewohnern wird f
  ür die messtechnisch zu erfassende Heizperiode ein Vorrat an Holzbriketts mit bekannten Eigenschaften (Heizwert) zur Verf
  ügung gestellt
- Durch einen in-situ durchgeführten Musterabbrand erfolgt eine Charakterisierung der Feuerstätte
- Die Bewohner wiegen vor jedem Feuerungsvorgang das eingesetzte Material und notieren das Gewicht sowie den Zeitpunkt
- Bilanziell lässt sich am Ende der Heizperiode die eingesetzte Menge an Biomasse ermitteln und dadurch eventuell aufgetretene Fehler beim Wiegen einzelner Vorgänge ausgleichen

In Tabelle 5 sind die angewendeten Messprinzipien zusammengefasst, mit denen die in Abbildung 1 dargestellten Messstellen erfasst werden.

Messgröße	Messprinzip	Kommentar
Einstrahlung	Thermosäule	Messbereich: 300 – 2800 nm
Wärme	Ultraschall/Magnetisch- Induktiv/Flügelrad, Pt100 Widerstand	Im Fluid eingetauchte Temperatursensoren
Temperatur	Pt100 Widerstand	Für Messung der Speichertemperaturen im Fluid eingetaucht
Druck	piezoresistiv	

Tabelle 5: Zusammenstellung der Messgrößen und der hierfür eingesetzten Messtechnik

#### 5. Fazit und Ausblick

SolarAktivhäuser, die zu mehr als 50 % solarthermisch beheizt werden, sind am Markt verfügbar – ca. 800 Gebäude sind bislang gebaut. Geplant und realisiert werden sie von einer kleinen Gruppe an Architekten, Planern und Installateuren, die auf Basis von Erfahrungswerten vorgehen. Eine vertiefte wissenschaftliche Bewertung von SolarAktivhäusern – sowie ein Vergleich mit anderen Gebäude- und Versorgungskonzepten, die eine geringe Klimagasbelastung zum Ziel haben, erfolgt im Rahmen des Projektes HeizSolar.

In der Erarbeitung eines Bewertungsmaßstabes wird dabei Bezug zum Primärenergieverbrauch, Nutzerkomfort, Investitions- und Betriebskosten genommen.

Weiterhin ist unter anderem das Monitoring von neun repräsentativen SolarAktivhäusern geplant. Die hierfür ausgewählten Gebäude und das Monitoringkonzept wurden präsentiert. Das vorgestellte Monitoringkonzept erlaubt die Prüfung der Funktionalität der Anlagen sowie die Erfassung aller relevanten Energieströme.

Parallel dazu werden Simulationsmodelle erstellt, um die Gebäude- und Anlagentechnik zu optimieren und künftig zielgerichteter planen zu können.

Insbesondere soll die Nutzung eines saisonalen Pufferspeichers überprüft werden und Erkenntnisse für die Optimierung der gesamten Anlage gewonnen werden. Auf dieser Basis soll eine Prüfung des Designs der solarthermischen Anlage in Abhängigkeit von der Gebäudelast und unter Berücksichtigung des Nutzerverhaltens und des Nutzerkomforts erfolgen.

Die Ergebnisse des Projekts HeizSolar werden die Basis für eine zukünftige wissenschaftlich fundierte und methodisch belastbare Planung und Dimensionierung der Wärmeversorgungskonzepte von solar beheizten Gebäuden mit hohen solarthermischen Deckungsanteilen darstellen.

## Literatur

- H. Drück, Gerhard Stryi-Hipp, H. Müller-Steinhagen
   Deutsche Solarthermie-Technologie Plattform (DSTTP) Ergebnisse und zukünftige Aktivitäten, Tagungsband zum 19. Symposium Thermische Solarenergie, Seiten 50 - 56, Otti, Regensburg, 2009 ISBN 978-3-934681-94-1
- [2] Sonnenhaus-Institut e.V, T. Hartmann (2011), Sonnenhaus-Kriterien, <u>http://www.hartmann-</u> <u>energietechnik.de/fileadmin/user\_upload/hartmann\_content/sonnenhaus/Sonnen</u> <u>haus-Kriterien.pdf</u>, zugegriffen am 19.07.2011

## Danksagung

Das diesem Beitrag zu Grunde liegende Vorhaben wird aus Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung.

## Development of performance test methods for combined solar thermal and heat pump systems

<u>A. Loose</u>, B. Mette, S. Bonk, H. Drück Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW) Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS) University of Stuttgart, Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany Phone: +49/(0)711-63940, Fax: +49/(0)711-63503 loose@itw.uni-stuttgart.de / www.itw.uni-stuttgart.de

## 1. Introduction

The technological combination of solar thermal systems with heat pumps continues to be a highly relevant topic in the context of sustainable heating concepts, especially for single family houses. In the past years more and more different types of such combined systems have been developed and introduced to the market for both domestic hot water and space heating. The main background for this development is the expected increase of efficiency for both, the solar heating system and the heat pump. Furthermore, additional synergetic effects can be achieved in comparison to separate conventional heating systems due to the mutual interaction of the key components solar collector and heat pump and the high system integration. This can lead to high system performances, thus to a decrease of electric power consumption and emissions of greenhouse gases like  $CO_2$ , respectively. In addition, reduction of the space heating load of new and renovated buildings leads to a relative increase of the fraction of heat pump systems with solar thermal collectors since especially during the summer months a large share of the high temperature heat required for domestic hot water preparation can be produced by means of solar thermal.

The technical realisation of such a combination of different technologies has brought about a multitude of new system solutions on the market which have to be distinguished and compared. However, up to now uniform and objective criteria for the evaluation of combined solar and heat pump systems' thermal performances are not available. For this purpose new testing procedures for this kind of systems are being developed at ITW. This includes performance tests in the laboratory and in real operation (in situ), as well as corresponding simulations and definition of system performance factors. Activities in this field are concentrated in the IEA SH&C Task 44 / IEA HPP Annex 38<sup>1</sup> "Solar and Heat Pump Systems" (1) in which the ITW currently participates. This paper presents standardised laboratory testing methods for solar combisystems and their extension towards performance testing of combined solar and heat pump systems.

#### 2. Performance testing of combined solar thermal and heat pump systems

Many manufacturers of combined solar and heat pump systems advertise their products by giving very high system performance factors, especially for such type of systems in which solar thermal part and heat pump are connected in a serial way, i.e. in which the heat pump can be provided with a higher source temperature while the solar collector might be operated at lower return temperatures, respectively. Yet, these performance factors are not very reliable and cannot be verified by the customer because neither objective performance test methods

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> IEA: International Energy Agency, SH&C: Solar Heating and Cooling Programme, HPP: Heat Pump Programme

nor seals of quality (like the *Solar Keymark*<sup>2</sup> for solar thermal collectors and systems) are available for these combined systems.

Results from field tests with solar combisystems and with monovalent heat pumps (2, 3) have shown that the effective thermal performance of the heating systems in real operation depends significantly on the quality of installation. Therefore, not only the performance of the solar thermal collector and the heat pump as such is important, but also the quality of the thermal insulation and the thermal stratification in the combistores. The relevance of controlling increases the more complex a combined solar and heat pump system is built up and the more important becomes the appropriate selection of the different possible modes of operation.

The thermal performance of solar thermal systems can be characterised by the reduction of the required energy for auxiliary heating or by the fractional energy savings, respectively. Test and calculation methods for the determination of these values are described e.g. in the European standards EN 12976-2 and CEN/TS 12977-2. For the thermal performance characterisation of heat pump systems the seasonal performance factor (SPF) is widely used. Assessment and calculation methods for the determination of the SPF can be found e.g. in the European standard EN 15316-4-2:2008 and in the German guideline VDI 4650.

However, these standards cannot be applied to combined solar thermal heat pump systems because they do not account for the interactions between the components as well as for the behaviour of the components (e.g. the heat pump) under dynamic operating conditions (varying heat source temperatures and flow temperatures in the heating system). Another complexity of combined solar and heat pump systems is the variety of different possible operating modes, like direct use of solar gains for domestic hot water preparation and space heating, use of the heat pump only in winter, use of solar gains as additional heat source for the heat pump, solar defrosting of air to water heat pumps etc. An efficient solar collector and a heat pump with a high coefficient of performance (COP) do not necessarily guarantee a good overall system, since an optimised sequence of these operating modes depending on the outer conditions and on the minimisation of electricity consumption versus additional solar gains is very important for the overall system performance. Hence, the development of new test methods is essential in order to be able to characterise the energetic efficiency performance and the environmental impact of combined solar thermal and heat pump systems in an objective manner.

One single performance test method will not be enough to cover the variety of different possible system combinations on the market. Systems using a parallel combination of solar collectors and heat pump can be seen as solar combisystems with a heat pump as auxiliary heater, while serial combined systems are more complex. In the latter cases, additional solar gains are used as further heat source for the heat pump. This can be either directly (solar energy is been lead to the evaporator of the heat pump) or indirectly via a storage system which can be the ground, a secondary hot water storage at lower temperature level, a latent heat storage or others. Some of these systems are very compact with a high integration level while others consist of discrete components which can be separated or even exchanged. Due to this fact, two different performance test methods are being developed at ITW; one is component oriented and the other one is based on a test of the complete system at once (4).

The development of a component oriented test method for heat pumps is one element of the project  $WPSol^3$  carried out at present at ITW. Key elements of this project are extensive measurements of different heat pumps under dynamic conditions performed on a new test

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> For further information see: www.solarkeymark.org

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Project WPSol: "Leistungsprüfung und ökologische Bewertung von kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen" (Performance Testing and Ecological Assessment of Combined Solar Thermal and Heat Pump Systems)

facility. During this process characteristic parameters for the heat pumps are determined, which in combination with corresponding numerical models allow for a detailed description of the heat pump's thermal behaviour. Furthermore, a subsequent validation of this test procedure on the basis of *in-situ* measurements of several combined solar and heat pump systems of different types installed in single-family houses will be carried out. In parallel, simulations with the software TRNSYS are performed to predict the thermal behaviour of the heating systems for a period of one year using standardised reference conditions.

#### **2.1 Performance factors**

The thermal performance of a conventional heat pump system is characterised by the seasonal performance factor (SPF). The German VDI 4650:2003 defines the SPF as ratio of the produced heat by the heat pump in the course of one year to the electrical power used to drive the compressor and the auxiliary drives. The calculation is based on the coefficient of performance (COP) of heat pumps determined according to standardised tests (e.g. EN 14511-3:2007 or EN 255-3:1997) (4). The performance factors to be developed for combined solar thermal and heat pump systems might look very similar to a conventional heat pump's SPF. The difference is that the energy flows of the complete system (including the solar thermal part) have to be integrated into the value, concerning both heat flow and electrical energy consumption, respectively. Besides an overall "system" or "solar" SPF, which comprises the complete heating system, many other SPF's can be defined by changing the boundaries for the energy balance. Different examples for such performance factors have been proposed within Task 44/Annex 38 (5). In any case it is crucial to have the same definitions and boundary conditions when comparing the SPF's of different systems, since there are a variety of possibilities.

The thermal performance of a solar thermal system can be characterised by the fractional energy savings  $f_{sav}$  defined as the saved fuel consumption of the solar thermal system ( $Q_{ref}$  -  $Q_{aux}$ ) compared with the energy consumption of a conventional reference system ( $Q_{ref}$ ), where  $Q_{aux}$  is the energy load of the auxiliary boiler in a solar combisystem:

$$f_{scar} = \frac{Q_{ref} - Q_{aux}}{Q_{ref}}$$

Additional performance factors like the primary energy ratio (PER) or CO<sub>2</sub>-emissions may be calculated if needed.

#### 2.2 The CTSS test procedure (Component Testing – System Simulation)

In general test methods for thermal performance testing of solar thermal systems can be distinguished into a component orientated approach (e.g. CTSS test method) and a whole system based approach (e.g. DST or CSTG method; DST: Dynamic system testing; CSTG: Complete system testing group test). The European standard EN 12976 for so-called factory made systems refers with regard to performance testing to the CSTG method standardised in ISO 9459-2 and the DST method standardised in ISO 9459-5. The CTSS method is an integral part of the standard series CEN/TS 12977. Based on these standards, two performance test methods are being developed at ITW for combined solar thermal heat pump systems. The first method is based on the *DST method* (c.f. fig. 1a), where the dynamic behaviour of the whole system is taken into account as the system is tested as a complete unit under dynamic operating conditions (4). Within the WPSol project the main focus at ITW lies on the further development of the *CTSS test method* (Component Testing – System Simulation, c.f. fig.1b) towards combined solar thermal and heat pump systems.

The CTSS test method, developed at ITW 15 years ago, uses a component orientated approach which is based on physical tests of the key components. Today this method is standardised in the European standard series CEN/TS 12977 dedicated to so-called custom built solar domestic hot water systems and to combisystems. The heat store is tested according to EN 12977-3 (hot water stores) or CEN/TS 12977-4 (combistores) respectively, the collector according to EN 12975-2 and the controller according to CEN/TS 12977-5. The aim of the component tests is the determination of all relevant component parameters required for the detailed description of the thermal behaviour of the individual components. Therefore numerical models to describe the dynamic behaviour of the specific component testing. Based on the parameters determined for the different components, the annual thermal performance of the complete system can be predicted for defined reference conditions (meteorological data, load profiles) by using a component based simulation program such as TRNSYS (4, 6).



Fig. 1: a) Schematic approach of the dynamic system test method for solar domestic hot water systems (left) and b) the CTSS test procedure for solar combisystems (right)

For applying the CTSS method the solar thermal system does not need to be installed as a whole for testing. Due to this, the application range of the CTSS method is very flexible because of its component-oriented approach. Hence, it is possible to apply the CTSS method on nearly every system configuration. Another important advantage of the CTSS method is that the thermal performance of the tested systems can be easily determined for any arbitrary boundary conditions such as weather and heating load since this is done by numerical system simulations only (6).

#### 2.3 Extension of the CTSS method towards combined solar and heat pump systems

Figure 2a shows how the scheme of an extended CTSS method applicable to combined solar heat pump systems may look like in general. The difference to the scheme of the present version of the CTSS method according to CEN/TS 12977 (see Fig. 1b) is that there will be one more component test for the heat pump. At present, the performance of the heat pump is derived from standardised heat pump tests which are carried out under steady-state test conditions according to already existing standards. But field tests have shown that the test results determined on this basis can differ significantly from the real dynamic behaviour of the heat pump. Hence, for a more objective assessment of the heat pump a standardised

dynamic test method is required. Due to this the development of a thermal performance test method for heat pumps under dynamic conditions is an important part of the extension of the CTSS performance test method towards combined solar and heat pump systems. This includes a decision which performance parameters will be required for the dynamic operation behaviour of heat pumps, the development or modification of numerical models for heat pumps, a validation of the numerical models as well as a validation of the extended CTSS method and an integration of the extended CTSS method in a future version of the CEN/TS 12977 series.



Fig. 2: a) Schematic description of the CTSS test procedure extended for solar and heat pump systems (left) and b) performance test facility for heat pumps at ITW (right)

## 2.4 Performance test facility for heat pumps at ITW

A new test facility for the examination of electrically driven compression heat pumps has been built up at ITW. The conceptual design of the test facility enables the heat pump test to be fed with temperatures from controllable heat sources and sinks. By means of this heating loads and gains of environmental heat can be simulated in a transient way. The main components of the test facility are one circulation chiller and one heater as thermostats, respectively. Tempering is carried out by means of a water cooled refrigerating machine and an electrical heating system. The heat generated by the heat pump can be recovered and used again for the emulation of the heat source. A liquid flow with a heat capacity of maximum 20 kW can be emulated as heat source in a temperature range between -5°C and +20°C. Between this heat source emulator and the evaporator of the heat pump a hydraulic module is placed, which includes regulating valves, a volume flow rate meter and a heat exchanger for the heat recovery. The emulation of the heat sink is realised by a circulation thermostat, also, with a variable temperature level between 10°C and 70°C and a maximum cooling capacity of 30 kW. Another hydraulic module is situated between the heat sink unit and the condenser of the heat pump, which contains the same components as the first one on the primary side of the heat pump. The power consumption of the heat pump and circulation pumps is measured by an electric power meter. The temperatures at the inlet and outlet of the evaporator and the condenser of the heat pump are determined by means of four temperature measurement chambers which have been designed especially for this purpose. The test facility is equipped with extensive measuring instrumentation for the monitoring of all relevant temperatures, volume flow rates and electric power consumption of the heat pump and auxiliary systems. Therefore a complete energy balance is feasible and the specific values of the heat pump can be determined. The controlling of the test facility and the acquisition of measured data is carried out with *Labview* which has been developed for this application. The data recorded during the dynamic test of the heat pump are processed in such a way that they can be used directly for the determination of the parameters required by the numerical heat pump model for a detailed characterisation of the thermal behaviour of the heat pump. So far brine to water and water to water heat pumps up to 25 kW heating capacity can be tested. An extension to air to water heat pumps is planned for the near future.

#### 3. Conclusion

In order to be able to describe the energetic performance and the environmental impact of combined solar thermal and heat pumps systems in an objective manner, corresponding test and assessment procedures are necessary. Depending on the specific system configuration these methods are not yet standardised or even available. Due to the great variety of different solar and heat pump system combinations on the market, a component oriented testing procedure is one reasonable approach. Within the project WPSol an extension of the already standardised CTSS test method for solar thermal domestic hot water and combisystems (CEN/TS 12977 series) to heat pumps is being developed at ITW. A laboratory test facility has been constructed which allows the performance test of compression heat pumps under dynamic operating conditions. The newly developed test procedure will be validated by means of in situ data of solar and heat pump systems gained by a field test of 7 different systems.

#### Acknowledgement

The work described in this paper is part of the project "Performance Testing and Ecological Assessment of Combined Solar Thermal and Heat Pump Systems" (WPSol) funded by the German ministry BMU (Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit / Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety) under the grant number 0325967A and managed by PtJ (Projektträger Jülich / Project Management Jülich). The authors gratefully thank for the support and carry the full responsibility of the content of this publication.

The ITW participates in the IEA SH&C Task 44 / HPP Annex 38 "Solar and Heat Pump Systems", 2010-2014.

#### References

- Hadorn, J.C., 2010. Solar and Heat Pump Systems A new IEA SHC Task 44 HPP Annex and Analysis of several combinations for low energy houses. Proceedings of the EuroSun 2010 Conference, Graz, Austria
- (2) Combisol Project, 2010. Standardization and Promotion of Solar Combi Systems. Final report. Internet: http://www.combisol.eu
- (3) Miara, M., Günther, D., Kramer, T., Oltersdorf, T., Wapler, J., 2011. Wärmepumpeneffizienz – Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb – Kurzfassung des Abschlussberichtes. Fraunhofer ISE, Freiburg, Germany
- Mette, B., Drück, H., Bachmann, S., Müller-Steinhagen, H., 2009. Performance testing of solar thermal systems combined with heat pumps. ISES Solar World Congress 2009, Johannesburg, South Africa
- (5) Malenković, I., 2011. Subtask B: Performance Assessment Proposal for the definition of performance figures. Presentation during Task 44/Annex 38 3rd Meeting, Barcelona, April 7th, 2011
- (6) Frey, P., Drück, H., Müller-Steinhagen, H., 2010. Extension of the CTSS test method toward solar cooling systems. EuroSun 2010 Graz, Austria

## FIELD TEST FOR PERFORMANCE MONITORING OF COMBINED SOLAR THERMAL AND HEAT PUMP SYSTEMS

Anja Loose<sup>1</sup>, Harald Drück<sup>1</sup>, Nadine Hanke<sup>2</sup> and Frank Thole<sup>2</sup>

<sup>1</sup> University of Stuttgart, Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW), Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS), 70550 Stuttgart, Germany, www.itw.uni-stuttgart.de, loose@itw.uni-stuttgart.de, drueck@itw.uni-stuttgart.de

<sup>2</sup> Schüco International KG, 33609 Bielefeld, Germany, <u>www.schueco.de</u>

#### 1. Introduction

The technological combination of solar thermal systems with heat pumps continues to be a highly topical subject in the context of sustainable heating concepts, especially for single family houses. In the past years more and more different types of such combined systems have been developed and introduced to the market for both domestic hot water and space heating. The main background for this development is the expected increase of efficiency for both, the solar heating system and the heat pump, and further synergetic effects in comparison to separate conventional heating systems due to the mutual synergetic interaction of the components and high system integration. This can lead to high system performances, thus to a decrease of electric power consumption and emission of greenhouse gases like  $CO_2$ , respectively [Loose, 2010]. In addition, the reduction of the space heating load of new and renovated buildings leads to a relative increase of the fraction of energy required for hot water preparation. This effect is of significant importance for the combination of heat pump systems with solar thermal collectors since especially during the summer months a large share of the high temperature heat required for domestic hot water preparation can be produced by means of solar thermal. As result, higher seasonal performance factors (SPF) of the overall systems can be achieved.

The technical realisation of such a combination of different technologies has brought about a multitude of new system concepts on the market which have to be distinguished [Loose 2011a]. However, up to now uniform and objective criteria for the evaluation of the solar and heat pump systems' thermal performance are not yet available. For this purpose, new testing procedures for this kind of systems are being developed at ITW and other institutions. These procedures are based on performance tests in the laboratory and in situ, as well as corresponding simulations and the definition of system performance factors. Activities in this field are concentrated in the IEA SH&C Task 44 / IEA HPP Annex 38<sup>1</sup> named "Solar and Heat Pump Systems" [Hadorn 2010] in which the ITW currently participates. This paper presents results of completed and running field tests of different concepts of combined solar and heat pump systems with different heat sources.

#### 2. Performance test of solar heat pump systems and field tests

Many manufacturers of combined solar and heat pump systems advertise their products by declaring relatively high system performance factors, especially for such types of systems in which solar thermal unit and heat pump are connected in a serial way, i.e. in which the heat pump can be provided with a higher source temperature while the solar collector might be operated at lower return temperatures, respectively. Up to now, these performance factors cannot be validated by laboratory tests for most types of systems and they also cannot be verified by the customer because neither objective performance test methods nor quality labels (like the *solar keymark* for solar thermal collectors and systems) are available for these combined systems.

Results from field tests with solar combisystems have shown that the effective thermal performance of the heating systems in real operation depends significantly on the quality of installation and cannot be derived directly from the sum of performance factors of the single components measured in the laboratory [Ullmann 2010, Mette 2011, Loose 2011b]. Therefore, not only the performance of the solar thermal collector and the heat pump as such is important, but also the quality of the thermal insulation or the thermal stratification of the heat store. For combined systems, also hydraulics and controlling are of significant importance and the more complex a combined solar and heat pump system is built up the more important becomes the careful attention to a reasonable sequence of the different possible modes of operation. Nonetheless, the real behaviour of these systems can only be determined by means of in situ monitoring over a longer time period (at least one year).

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> IEA: International Energy Agency, SH&C: Solar Heating and Cooling Programme, HPP: Heat Pump Programme

While for conventional – not combined – solar and heat pump installations broad studies and field tests have already been conducted in order to determine the thermal performance under real operating conditions [Miara 2011, Combisol 2010], for the combined solar thermal and heat pump systems only relatively few experiences from single installations are known until now.

In order to be able to describe the energetic performance and the environmental impact of combined systems using solar thermal and heat pumps in an objective manner, corresponding test and assessment procedures are necessary. These methods are not yet common standard. In this context, performance test methods are being developed at ITW for laboratory measurements [Mette 2009]. Here, the main focus lies on a method which is adapted from the CTSS test method (Component Testing - System Simulation) and uses a component orientated approach which is based on physical tests of the key components. The aim of the component tests is the determination of all relevant component parameters for the detailed description of the thermal behaviour of the individual components. Therefore, numerical models are required in order to describe the dynamic behaviour of the specific components. Parameters of these models are determined by means of parameter identification using measured data from several test sequences of the component testing. Based on the parameters determined for the different components, the annual thermal performance of the complete system can be predicted for defined reference conditions (meteorological data, load profiles) by using a component based simulation program such as TRNSYS [Mette 2009, Frey 2010]. The further development of a novel test method for the thermal behaviour of heat pumps under dynamic conditions is part of the new project WPSol ("Performance testing and ecological assessment of combined solar thermal and heat pump systems"). Within this project measurements of different heat pumps are performed at the new heat pump test facility of ITW. Furthermore numerical simulation models are developed for the detailed description of the heat pump's dynamic thermal behaviour combined with the entire solar heating system. A subsequent validation of this assessment procedure on the basis of *in-situ* measurements of seven combined solar and heat pump systems of different types installed in single-family houses is planned, as well. In parallel, simulations with the software TRNSYS are performed to predict the thermal behaviour of the heating systems for a period of one year. The first combined solar and heat pump systems have been installed in single-family houses in Germany and monitoring equipment was mounted during the first months of 2011. Three out of seven systems are solar thermal systems combined with air to water split heat pumps provided by Schüco International KG. This company has gained field test experience during the past years and a new seasonal performance factor including solar yield has been proposed for such type of heating systems by an employee of Schüco [Thole 2010]. Also ITW has performed many field tests, e.g. within the European project CombiSol [combisol project 2010]. This paper will present field test results of different combined solar and heat pump systems in single-family houses in Germany. Two different heating systems will be described, the first of which has been monitored over a period of three years, while the monitoring of the second system has started in 2011. Both installations can be differentiated by the heat source of the heat pump (brine/water vs. air/water heat pump) and by their different applications in new buildings and older housing stocks, respectively.

#### 3. Performance figures for combined solar thermal and heat pump systems

The boundary conditions to be used for the energetic balance of combined solar thermal and heat pump systems still have to be defined. Depending on these conditions the system monitoring has to be performed on a more or less detailed level. Since no generally accepted performance factors for combined solar thermal and heat pump systems exist by now, such performance figures have been proposed at the 3<sup>rd</sup> IEA Task44 /Annex 38 meeting earlier this year (c.f. fig. 1). Several different figures can be taken into account, starting with the heat pump only (e.g. COP - coefficient of performance) or the solar part only and including more and more parts of the system, e.g. hot and cold storages, back-up heating and the heat distribution system, until all heat flows and final energy consumptions are taken into account. This latter figure is called system or solar seasonal performance factor (SPF6) and covers the overall system. At present, the performance factors are numbered SPF1 to SPF6, which might be changed into more plausible terms or abbreviations later. In order to be able to calculate the system SPF from measured data, at least the complete used energy for space heating and domestic hot water preparation has to be measured, as well as the final energy consumption (electric energy in this case). For all SPF's with lower characteristic number additional sensors have to be used for monitoring in order to determine specific heat flows and energy consumptions. The exact definition of the calculated performance factor has to be given in any case, in order to make these values comparable to other systems. If additional simulations of the system will be carried out which need to be validated by measured data, a more accurate (i.e. more detailed) monitoring needs to be performed. Additional factors like the primary energy ratio (PER), solar fractions or  $CO_2$ -emissions can be calculated furthermore [Malenković 2011].



Fig. 1: Proposal for the definition of performance figures for combined solar and heat pump systems [Malenković 2011]

# 4. System using a ground source heat pump with borehole heat exchanger and solar collector (System A)

#### 4.1 System description

The first monitored system is meant for the use in new buildings with lower thermal heat demand and low temperatures in the heating circuit, e.g. due to floor heating. In combination with an additional photovoltaic installation, even a net zero energy house can be achieved based on an annual energy balance (c.f. fig.2). The system consists of the following components:

- Brine/water heat pump: low temperature heat pump with 5 kW output, COP at  $B0/W35 = 4.2^2$
- Borehole heat exchanger, length 75 m
- Solar thermal installation: system for solar domestic hot water preparation and space heating with approx. 11 m<sup>2</sup> collector surface and 7501 solar combi storage; low-temperature collector designed especially for this application (resistant against inside condensation of atmospheric humidity).
- Photovoltaic installation: installed output approx. 2.2 kWp (not monitored).



Fig. 2: Schematic view of the monitored system A, 1: solar thermal collectors, 2: solar hot water storage and solar station, 3: brine/water heat pump, 4: borehole heat exchanger, 5: PV modules, 6: power inverter, 7: electric meter [Schüco]

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> COP = coefficient of performance at the operating point B0/W35, i.e. heat source temperature 0°C (brine) and heat sink temperature 35°C (water), determined according to the European standard EN 14511

The house is a single family house located at Herford near Bielefeld, year of construction 2006, with 140 m<sup>2</sup> heated living area, 47.5 kWh/(m<sup>2</sup>a) space heating demand, 5.8 kW required heating load, 4 persons in the household, floor heating 35/28°C. According to VDI 4650, 2006 the seasonal performance factor (SPF) calculated for space heating only is SPF = 4.1 [Thole 2010a-d].

In addition to the traditional direct utilization of the solar energy delivered by the collectors for domestic hot water preparation and space heating, solar gains which are insufficient for direct use or surpluses, e.g. when the hot water storage tank is fully charged, can be used to support the heat pump and to actively regenerate the ground via the borehole heat exchanger. The following four modes of operation are possible (c.f. fig. 3):

- 1) Direct use of solar energy with sufficient temperatures by charging the combistore for domestic hot water preparation and space heating.
- 2) Solar support of the heat pump by raising the temperature level in the primary (brine) circuit.
- 3) Solar thermal regeneration of the borehole heat exchanger while the heat pump is switched off and solar yield is available (with collector temperatures below 12°C).
- 4) Use of the solar heat stored in the ground during the first months the heat pump is operated again after the summer months.



Fig. 3: Possible modes of operation in the monitored system A

The so called active regeneration of the ground means direct warming of the soil with solar yields. While this operating condition is in use, brine with temperatures between 6 and 12°C is led into the solar collectors. Because of these low temperatures the ground can be thermally regenerated by using solar energy even during days with low solar irradiation. Direct charging of the hot water storage can be performed with collector temperatures between 25 and 110°C and requires solar irradiation of more than 250 W/m<sup>2</sup>. The solar energy used for regeneration is additional solar gain which would not be used at all in traditional solar thermal systems, yet it increases the efficiency of the heat pump (increase of COP approximately by 2.5 % when the heat source temperature is increased by 1 K). However, the additional electric energy consumption of the circulation pumps must be accounted for in the energy balance, too [Thole 2010].

After a long heating period temperatures of less than  $-5^{\circ}$ C can be reached in the borehole heat exchangers. When the active regeneration of the ground is in operation, brine temperatures can thus be lower than the ambient temperature. This effect leads to condensation of air humidity within the solar collector. Due to this a special collector design is required for this type of application (special thermal insulation and drainage holes). With the possibility of using additional solar gains at low irradiation and low temperatures, the specific collector yield can be increased by ca. 10 % and solar yields of 600 kWh/(m<sup>2</sup>a) and more can be reached [Thole 2010b, d].

#### 4.2. Monitoring results

In order to verify the results achieved from simulation studies for the optimal control strategy, the solar and heat pump combination type A was monitored within a field test of selected pilot installations over a period of three years (2007/2008 - 2009/2010). For the acquisition of the different energy quantities which are the basis of latter energy balances, the systems were provided with measurement equipment already at the time of the installation. Furthermore, sensors for the following data have been installed:

- Solar irradiation
- Ambient temperature
- Temperatures in the ground
- Temperatures of the heat source (the temperature of the fluid in the borehole heat exchanger)
- Electrical power consumption of the compressor
- Operation times of the pumps.

As result over three heating periods the following facts can be seen:

A cooling down of the borehole heat exchanger over the years could be avoided. The temperatures in the ground near the borehole heat exchanger were not below 1°C at any time. After one year the temperature of the heat exchanger reaches the same value as at the start of the monitoring procedure (c.f. fig. 4 and 5) [Thole 2010a].



Fig. 4: Time dependent course of the borehole heat exchanger temperatures and solar regeneration of the ground

The ground cannot be seen as a seasonal storage, because a one borehole system for a single family house is too small and thermal losses are too high. However, solar regeneration up to the undisturbed original temperature state is possible, which results in higher heat source temperatures for the heat pump than in conventional ground source heat pump systems without solar regeneration. In addition, no further temperature decrease occurs during operation in the following years. The course of the temperature of the borehole heat exchanger confirms the solar regeneration of the ground during periods of low solar irradiation, also in winter and spring, as can be seen from the amount of energy used for solar regeneration of the ground shown by the dark bars in fig. 4. The temperature of the solar collector for regeneration in summer was limited to 12°C, dependent on the temperature of the undisturbed earth and for an optimized electrical power consumption of the pumps [Thole 2010b].



Fig. 5: Time dependent course of the source and ground temperatures over three heating periods

The seasonal performance factor (SPF) of the heat pump corresponds to the calculation according to the German standard VDI 4650 with an assumed mean heat source temperature of 5°C due to the solar regeneration of the ground. (The normal base for calculations is 2°C for borehole heat exchangers and 0°C for horizontal heat exchangers instead of 5°C). The SPF is calculated from the ratio of useful energy output  $Q_{HP}$  of the heat pump to the electrical energy input  $W_{el}$ , integrated over an entire heating period:

$$SPF_{HP} = Q_{HP} / W_{el}$$
 (eq. 1)

The seasonal performance factor for the combined system was calculated as ratio of the energy gains of heat pump and solar thermal system and the electric energy required for the operation of the heat pump and the solar thermal system [Thole 2010b]. The SPF for the complete system could be increased by an average of 35 % as result of the solar gains and verifies the simulated predictions. The SPF of the 5 kW heat pump installed in the new built low energy house amounts to 4.1 according to simulations without solar coupling for space heating only. The solar and heat pump combination reaches an SPF of more than 5, both from simulation and measured data (c.f. fig. 6). This is due to

- higher average temperature of the brine in the primary circuit of the heat pump
- lower operating time of the heat pump, and
- direct use of solar energy in bivalent regenerative operation<sup>3</sup>, thus decreased electrical power consumption of the heat pump (-25 %).



Fig. 6: COP and system SPF as well as energy quantities during a 3 year period

The performance factors shown in fig. 6 have been determined from the field test measurements as follows:

- 1) COP = seasonal performance factor of the heat pump: measurement of heat supplied by the heat pump and electrical power consumption of the heat pump including the primary pump.
- 2) Renewable factor = additional gains by the solar thermal system: measurement of the net solar yield plus heat losses of the store of a reference heat pump domestic hot water storage (e.g. 1.7 kWh/d for a 300 l store).
- 3) System SPF including solar gains = environmental heat (ground and solar) + electrical power consumption (compressor + brine pump + solar pump)/electrical power consumption. The system SPF is the sum of the averaged COP values (heat pump SPF) over one year + renewable factor in fig. 6 at the right side).

The determined average SPF for the heat pump only (without solar contribution and combined with floor heating systems) of 3.7 (see fig. 6) lies above the values known from field tests with heat pumps only in Germany. E. g. a survey of the Lokale Agenda Lahr results in a value of 3.4 for ground source heat pumps with floor heating systems [Lokale Agenda 2006]. A Swiss study gives as mean value of about 100 installed brine/water heat pumps an SPF of 3.5 [Erb 2004].

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Bivalent operation of a heat pump in general means an additional fossil back up for the heat pump for very low temperatures. In this case the heat pump is supported by the gas boiler and the solar thermal system stands for the additional renewable, i.e. regenerative part.

# 5. Hybrid system using an air to water split heat pump, solar thermal and gas boiler (System B)

#### 5.1 System description

The second solar and heat pump system is being monitored starting in 2011 as part of the ITW project *WPSol* in cooperation with Schüco International KG in this case. The heating system is called by the manufacturer "hybrid heat pump – a multi-heat system for energy-efficient modernisation". The hybrid heat pump system was especially developed for the retrofitting of old central heating systems without the need for a building renovation at the same point. Hence the major change in the building's heating system is to replace the old boiler by the hybrid heat pump system. The integration of solar thermal, air/water heat pump and gas condensing boiler means considerable savings without intervention in the building and the heating system. In particular, high flow temperatures of up to 70°C for the space heating system are no problem in combination with a gas condensing boiler. By restricting to a bivalent alternative mode of operation (i.e. the heat pump and the gas boiler don't work at the same time), the contribution of the heat pump may be relatively small, in spite of the high heating load of the building. In this way, the hybrid heat pump represents an energy-efficient and economical alternative to high temperature heat pumps. According to the manufacturer, the gas consumption for this combination can be reduced by over 80 % when upgrading from an old atmospheric gas boiler to a hybrid heat pump system installation [Thole 2010a]. The monitored system consists of the following components (c.f. fig. 7):

- Air/water split heat pump: low temperature heat pump with 14 kW output, COP<sup>4</sup> at A2/W35 = 2.7, Zubadan technology (by means of a flash injection circuit in the external evaporator unit of the split heat pump air temperatures as low as -15°C can still be used as "heat" source).
- Solar thermal installation: system for solar domestic hot water preparation and space heating with approx. 10 m<sup>2</sup> collector surface and 750 l solar combistore; double glazed collectors.
- Condensing gas boiler, 25 kW.
- Photovoltaic installation: installed output approx. 2.1 kWp (not monitored).

The house is a single family house located at Lotte near Osnabrück, year of construction 1980, retrofit in 2010, with 190 m<sup>2</sup> heated living area and 4 persons in the household (two adults/two babies), floor heating  $35/28^{\circ}$ C.



Fig. 7: Schematic view of the monitored system B, 1: solar thermal collectors, 2: hybrid heat pump, 3: external split unit

The hybrid heat pump system consists of well known components which are combined in a new way, thus three different aspects are combined: A solar thermal system covers the domestic hot water load during the summer and assists the condensing gas boiler during winter time. An air/water split heat pump covers the heating load efficiently only during periods with relatively high ambient temperatures and still low system temperatures in the radiators. The condensing gas boiler covers the high heating load during the few real cold winter days

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> COP = coefficient of performance at the operating point A2/W35, i.e. heat source temperature  $2^{\circ}C$  (air) and heat sink temperature  $35^{\circ}C$  (water), determined according to the European standard EN 14511

effectively, when high system temperatures are required. The so called bivalent point, at which the gas boiler takes over and the heat pump is switched off, lies around  $0^{\circ}$ C ambient temperature (c.f. fig. 8).



Fig. 8: Definition of the application ranges for the hybrid heat pump system depending on ambient and flow temperatures

The hybrid heat pump system can be operated in the following modes:

- Charging the combistore with solar thermal
- Charging the combistore with the heat pump or gas boiler
- Space heating via heat pump or gas burner directly
- Solar space heating from the combistore
- Combinations of the above mentioned modes
- Domestic hot water preparation by the combistore
- Defrosting the evaporator of the air/water heat pump with energy from the combistore, i.e. without fossil energy like electricity.

The different modes of operation listed above have to be distinguished over a period of time and be taken into account for the monitoring procedure.

#### 5.2. Monitoring

The monitoring equipment applied within the project *WPSol* is based on the one used within the European project *CombiSol* [Mette 2011, Ullmann 2010, Combisol 2010] for field tests of solar combisystems for domestic hot water preparation and space heating. In our case, the equipment was extended with emphasis on the additional requirements related to the heat pump, especially by the use of more than one electricity meter and a sensor for air humidity. The following sensors are applied (c.f. fig. 9):

- Temperature sensors Pt 1000 for ambient temperature (outside), room temperature in the cellar, thermal stratification in the combistore, temperatures in the primary circuit of the heat pump
- Temperature of the heated living area
- Solar irradiation
- Air humidity outside
- Heat meters (ultrasonic flow meters and 2 x Pt 500 temperature sensors each) for solar circuit, domestic hot water circuit, hot water circulation, storage charging circuit, two heating circuits (floor heating), "bivalent renewable circuit" (for solar heating from the combistore and defrosting of the evaporator of the air/water heat pump), gas boiler circuit and the heat pump circuit
- Electric energy meters for the electricity consumed by the compressor of the heat pump, controller, pumps and other parasitic electricity.

Data are measured every second and values for every minute are transferred once per day via mobile communication to ITW.



Fig. 9: Monitoring concept for the hybrid heat pump, system B

Since the in situ measurements within the ITW project *WPSol* have just started in 2011, not enough data for feasible energy balances are available yet; especially no data from heating periods in winter. Instead of this, some exemplary first monitoring results are shown in fig. 10 for one day in July, 2011.



Fig. 10a: Exemplary results for the hybrid heat pump for July 12<sup>th</sup>, 2011



Fig. 10b: Exemplary results for the hybrid heat pump for July 12<sup>th</sup>, 2011

It is too early for energy balances, but one can see in the diagrams shown above that reasonable data are being measured. The ambient temperature and humidity are important for the behaviour of the air to water split heat pump with the evaporator being located outside the building. When the ambient temperature rises, air humidity decreases. The domestic hot water circuit and the solar circuit show reasonable values for flow and return temperatures, which fit the corresponding tapping profile and the solar irradiation, respectively. All the other monitored heat flows are similarly reasonable. The combi storage of the hybrid system might be charged by the solar collector or by the heat pump/gas unit. The reactions of the combi storage to the different charging processes can be seen, as well. In conclusion, the monitoring system is running in a stable way by now. However, measurements need to be followed over a longer period of time before a serious assessment of the heating system will be possible.

#### 6. Summary and conclusion

Field tests of solar thermal and heat pump systems have shown that the thermal behaviour and performance of the systems under real operating conditions depend on the control strategy and the interaction between the individual components. This is especially true for combined solar and heat pump systems which have available many distinguished modes of operation.

As for this type of systems for domestic hot water preparation and space heating only few field test data from single installations are known, monitoring is being strengthened within the IEA SH&C Task 44 / HPP Annex 38 "Solar and Heat Pump Systems" in order to have a better basis for the assessment and comparison of the systems' performances.

Two solar and heat pump systems have been presented. The first one disposes of a borehole heat exchanger while the second system includes an air to water split heat pump and an additional gas boiler. Both systems can also be differentiated by their target buildings: newly built single family houses in the first case and retrofitting of older buildings in the second case. The first installation has been monitored over a period of three years and showed good results. The solar regeneration of the geothermal probes ensures a high temperature level in the ground, so that the heat pump can be operated with a high system performance factor (SPF) in the long term. Result of the field test is an impressive confirmation of the high solar SPF of over 5 for the combined system, and of the stable ground source temperatures during several operating periods.

The second system called hybrid solar and heat pump system due to the additional condensing gas boiler is one of seven systems to be monitored within the ITW project WPSol. Measuring equipment has been installed in the beginning of 2011 and measurements are ongoing. Reliable data are expected for 2012.

#### 7. References

Combisol Project, 2010. Standardisation and Promotion of Solar Combi Systems. Final report, http://www.combisol.eu

Erb, M., Hubacher, P., Ehrbar, M., 2004. Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen – FAWA 1996-2003, http://www.fws.ch/dateien/FAWA\_Auszug\_deutsch.pdf

Frank, E., Haller, M., Herkel, S., Ruschenburg, J., 2010. Systematic Classification of Combined Solar Thermal and Heat Pump Systems. Proceedings of the EuroSun 2010 Conference, Graz, Austria, 2010

Frey, P., Drück, H., Müller-Steinhagen, H., 2010. Extension of the CTSS test method toward solar cooling systems. EuroSun 2010 – Graz, Austria 28.09 – 01.10.2010

Hadorn, J.C., 2010. Solar and Heat Pump Systems – A new IEA SHC Task 44 HPP Annex and Analysis of several combinations for low energy houses. Proceedings of the EuroSun 2010 Conference, Graz, Austria

Loose, A., 2010. Solarthermie und Wärmepumpe – eine vielversprechende Technologie? Workshop zum Projekt CombiSol, Frankfurt, Germany, December 8<sup>th</sup>, 2010

Loose, A., 2011a. Kombination Solarthermie und Wärmepumpe – Klassifizierung und Vorstellung realisierter Anlagenkonzepte. CEP Clean Energy and Passive House. Solar and Heat Pump Systems Congress. Stuttgart, Germany, February 25<sup>th</sup>, 2011

Loose, A., 2011b. Leistungsprüfung und Bewertung von solaren Wärmepumpenanlagen. ETH Energietage Hessen, Fachtagung Solarthermie und Wärmepumpen, Wetzlar, Germany, May 19<sup>th</sup>, 2011

Lokale Agenda-Gruppe 21 Energie in Lahr, Germany, 2006. Zweijähriger Feldtest Elektro-Wärmepumpen am Oberrhein – Nicht jede Wärmepumpe trägt zum Klimaschutz bei. <u>http://www.agenda-energie-lahr.de/leistungwaermepumpen.html</u>

Malenkovic, I., 2011. Subtask B: Performance Assessment, Proposal for the definition of performance figures. Presentation at the Task 44/Annex 38 3<sup>rd</sup> Meeting, Barcelona, April 7<sup>th</sup>, 2011

Mette, B., Drück, H., Bachmann, S., Müller-Steinhagen, H., 2009. Performance testing of solar thermal systems combined with heat pumps. ISES Solar World congress, Johannesburg, South Africa, 2009

Mette, B., Ullmann, J., Drück, H., Albaric, M., Papillon, P., 2011. Thermische Leistungsfähigkeit von solaren Kombianlagen – Ergebnisse aus Feldtestuntersuchungen und Laborprüfung. 21. Symposium Thermische Solarenergie, OTTI, Bad Staffelstein, Germany

Miara, M., Günther, D., Kramer, T., Oltersdorf, T., Wapler, J., 2011. Wärmepumpeneffizienz – Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb – Kurzfassung des Abschlussberichtes. Fraunhofer ISE, Freiburg, Germany

Thole, F., 2009. Combination of solar thermal energy, heat pump and photovoltaics – The zero energy house. 4<sup>th</sup> European Solar Thermal Energy Conference ESTEC, 25.-26. May 2009, Munich, Germany

Thole, F., 2010a. Hybrid system based on heat pump and solar from Schüco International KG. European Heat Pump News, issue 11, 4-5

Thole, F., Hanke, N., 2010b. Solarunterstützte Wärmepumpen – Lösungen für Neubau und Modernisierung. CEP Clean Energy and Passive House. Solar and Heat Pump Systems Congress. Stuttgart, Germany, February 25<sup>th</sup>, 2010

Thole, F., 2010c. Presentation at the IEA SH&C Task44/Annex 38 Meeting, Bolzano, Italy, April 10th, 2010

Thole, F., Hanke, N., 2010d. Solarthermie und Wärmepumpe. Erfahrungen aus drei Heizperioden. Entwicklung einer solaren Arbeitszahl. OTTI, 20. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, May 5-7, 2010, p. 638-643

Ullmann, J., Drück, H., Mette, B., Müller-Steinhagen, H., 2010. Evaluation of Solar Combisystems – Overview and Methodology. EuroSun 2010 – International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, Graz, Austria

#### 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.

## INTEGRATION VON WÄRMEPUMPEN IN SOLAR UNTERSTÜTZTE NAHWÄRMESYSTEME MIT SAISONALER WÄRMESPEICHERUNG

R. Marx, J. Nußbicker-Lux, D. Bauer, W. Heidemann Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik Pfaffenwaldring 6, D-70550 Stuttgart Tel.: 0049-(0)711-685-63229, Fax: 0049-(0)711-685-63503 E-mail: marx@itw.uni-stuttgart.de, nussbicker@itw.uni-stuttgart.de Internet: www.itw.uni-stuttgart.de

## Einleitung

Durch die Integration einer Wärmepumpe (WP) in ein solar unterstütztes Nahwärmesystem (SUN) mit saisonaler Wärmespeicherung kann die energetische Effizienz der Gesamtanlage gesteigert werden. Es ergeben sich mehrere synergetische Effekte: Im Vergleich zu herkömmlichen erdgekoppelten Wärmepumpen steht der WP in einem solar unterstützten Nahwärmesystem ein höheres Temperaturniveau als Wärmequelle zur Verfügung. Sie erreicht dadurch hohe Jahresarbeitszahlen zwischen 4 und 5. Gleichzeitig kann der Langzeit-Wärmespeicher (LZWSP) durch den Betrieb mit WP auf ein niedrigeres Temperaturniveau abgekühlt werden. Dadurch wird die Speicherkapazität des LZWSP erhöht und der Wärmespeicher kann kleiner und kostengünstiger gebaut werden. Durch die Integration einer WP wird das mittlere Temperaturniveau des LZWSP verringert. Damit verringern sich die Wärmeverluste und durch die niedrigeren Systemtemperaturen steigt der Wirkungsgrad der Kollektoren. In diesem Beitrag werden vier Integrationsmöglichkeiten von WP in das Gesamtsystem und Messdaten der Anlagen in Neckarsulm und Rostock vorgestellt.

## Anlagenbeschreibung

In **Rostock-Brinckmanshöhe** wurde im Jahr 2000 ein SUN mit einem 20000 m<sup>3</sup> Aquifer-Wärmespeicher (ATES) in Betrieb genommen, dessen jährlicher Wärmebedarf zu 62% solar gedeckt werden soll. Die Wärmeversorgung erfolgt mit Solarwärme (980 m<sup>2</sup> Kollektoren), durch einen Gaskessel und mit einer Wärmepumpe, die als Wärmequelle den ATES nutzt. Die Solarwärme kann entweder direkt ins Wärmeverteilnetz eingespeist werden (Sommer) oder aus dem ATES ausgespeichert werden (Winter). Im Sommer überschüssige Solarwärme wird im ATES saisonal gespeichert. Die elektrisch betriebene Wärmepumpe mit einer thermischen Leistung von 110 kW kann Nutzwärme auf zwei Temperaturniveaus bereitstellen. Vor der Wärmeentnahme bei der Kondensation (bei ca. 50°C) erfolgt eine Auskopplung von Wärme
im überhitzten Bereich des Kältemittels bei ca. 65°C (Heißgasauskopplung), siehe Abb. 1. Eine detaillierte Beschreibung ist in [1] gegeben.



Abb. 1: Anlagenschema des solar unterstützten Nahwärmesystems in Rostock

In Neckarsulm-Amorbach entsteht seit 1996 ein Nahwärmegebiet, dessen Gesamtwärmebedarf (Trinkwarmwasser und Raumheizung) zu 50% solar gedeckt werden soll. Die Wärmeversorgung der Gebäude erfolgt mit Solarwärme, durch einen Gaskessel und mit einer Wärmepumpe, siehe Abb. 2. Die Solarwärme (5670 m<sup>2</sup> Kollektorfläche) kann entweder direkt ins Nahwärmenetz eingespeist werden (Sommer) oder aus dem Erdsonden-Wärmespeicher (Winter, ESWSP 63360 m<sup>3</sup>) ausgespeichert werden. Im Sommer überschüssige Solarwärme wird im ESWSP saisonal gespeichert. Im Jahr 2008 wurde eine Kompressions-Wärmepumpe mit einer thermischen Leistung von 512 kW installiert, um den ESWSP auf tiefere Temperaturen entladen zu können. Ohne Wärmepumpe ist eine Entladung nur bis zur Netzrücklauftemperatur (~45°C) möglich. Die WP ist zwischen zwei Pufferspeichern (PS1 & PS2), dem ESWSP und dem Nahwärmenetz (Netzvorlauf: WVL, Netzrücklauf: WRL), das als 3-Leiter-Netz ausgeführt ist, in das System integriert. Bei den Umbaumaßnahmen wurden der Solarvorlauf (SVL) und der WRL zu einer Leitung zusammengefasst, statt wie bis dahin Solarrücklauf (SRL) und WRL. Die Wärmepumpe kann die vom Kondensator (K) gelieferte Wärme entweder ins Netz und in den Pufferspeicher PS1 oben bzw. unten einspeisen. Die Regelung der Wärmepumpe erfolgt in Abhängigkeit von der Außentemperatur  $g_{amb}$ : Bei  $g_{amb} < 10^{\circ}$ C bzw. > 10°C beträgt die Kondensator-Vorlauftemperatur 58°C bzw. 68°C. Siehe [1] für eine detaillierte Beschreibung.

21. Symposium Thermische Solarenergie; 11.-13.05.2011; Kloster Banz; Bad Staffelstein



Abb. 2: Anlagenschema des solar unterstützten Nahwärmesystems in Neckarsulm

In Crailsheim entsteht seit 2002 auf einem ehemaligen Kasernengelände das Neubaugebiet Hirtenwiesen II als solar unterstütztes Nahwärmesystem mit Erdsonden-Wärmespeicher. Der geplante solare Deckungsanteil beträgt 50%. Das System ist als zweigeteilte Anlage errichtet (Abb. 3): An den ersten Anlagenteil sind das Nahwärmenetz, die Fernwärme (als Nachheizung), Kollektoren (2492 m<sup>2</sup>) und ein 100 m<sup>3</sup> Pufferspeicher angeschlossen. Der zweite, überwiegend saisonal betriebene Anlagenteil besteht aus Kollektoren (3221 m<sup>2</sup>, Ende 2010), einem zweiten Pufferspeicher (480 m<sup>3</sup>) und einem Erdsonden-Wärmespeicher (39000 m<sup>3</sup>). In den zweiten Anlagenteil soll im Jahr 2011 eine Wärmepumpe integriert werden. Die Installation einer weiteren WP ist ebenso geplant wie eine Erweiterung des ESWSP und der bestehenden Kollektorflächen. Die beiden Anlagenteile sind durch eine 300 m lange Leitung verbunden. Die Wärmepumpe soll elektrisch angetrieben werden und zwischen den beiden Pufferspeichern eingebunden werden. Damit kann die Wärmepumpe sowohl verdampfer- als auch kondensatorseitig auf große hydraulische Volumina arbeiten, wodurch lange Laufzeiten in effizienten Betriebspunkten ermöglicht werden. Eine detaillierte Beschreibung ist in [2] gegeben.

21. Symposium Thermische Solarenergie; 11.-13.05.2011; Kloster Banz; Bad Staffelstein



Abb. 3: Anlagenschema des solar unterstützten Nahwärmesystems in Crailsheim

In Eggenstein-Leopoldshafen wurde erstmalig in Deutschland ein solar unterstütztes Nahwärmesystem mit saisonaler Wärmespeicherung in ein bestehendes Nahwärmenetz integriert. Das Nahwärmenetz versorgt eine Schule, zwei Sporthallen, ein Schwimmbad und ein Feuerwehrgebäude und soll einen solaren Deckungsanteil von 35-40% erreichen. Die Sanierungsmaßnahmen begannen im Jahr 2002. Es sind insgesamt 1600 m<sup>2</sup> Kollektorfläche in das System integriert (Abb. 4). Zur saisonalen Wärmespeicherung dient ein 4500 m<sup>3</sup> großer Kies/Wasser-Wärmespeicher (KWWS), der 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 (60 kW<sub>th</sub>) 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 m<sup>3</sup>) eingespeist werden. Die Wärmepumpe inkl. ihrer Regelung soll im Jahr 2011 in Betrieb genommen werden. Zur Wärmebereitstellung der restlichen Wärme sind zwei Gaskessel in das System integriert. Eine detaillierte Beschreibung ist in [2] gegeben.

21. Symposium Thermische Solarenergie; 11.-13.05.2011; Kloster Banz; Bad Staffelstein



Abb. 4: Anlagenschema des solar unterstützten Nahwärmesystems in Eggenstein

# Messergebnisse

Die wesentlichen Kenndaten des SUN in *Rostock* sind in Tabelle 1 angegeben. Die Wärmelieferung der Kollektoren war aufgrund niedrigerer solarer Einstrahlung und einer ca. 1 K höheren Netzrücklauftemperatur im Jahr 2010 geringer als in den Vorjahren. Die solare Nutzwärme ist trotz der geringeren solaren Wärmelieferung im Jahr 2010 höher als in den Vorjahren, da die Entladewärmemenge und damit der Speichernutzungsgrad des Aguifer-Wärmespeichers sehr hoch waren. Durch einen Defekt an der Wärmepumpe konnte der ATES im Jahr 2009 nicht planmäßig entladen werden, sodass am Anfang des Jahres 2010 noch verhältnismäßig viel Wärme gespeichert war. Der Wärmebedarf ist aufgrund niedrigerer Außentemperaturen als in den Vorjahren im Jahr 2010 deutlich gestiegen. Die Arbeitszahl der Wärmepumpe erreichte im Jahr 2010 mit einem Wert von 4,8 den bisher höchsten Stand. Da der ATES im Jahr 2009 nicht planmäßig entladen werden konnte, standen der Wärmepumpe auf der Wärmequellenseite Anfang 2010 höhere Temperaturen als in den Vorjahren zur Verfügung. Der solare Deckungsanteil betrug im Jahr 2010 49,6%. Aufgrund des deutlich höheren Wärmebedarfs (Planwert 538 MWh, Istwert 2010: 677 MWh) konnte der geplante solare Deckungsanteil von 62% nicht erreicht werden.

Absolutwerte		2007	2008	2009	2010
Einstrahlung in Kollektorebene	kWh/m²	1286	1229	1251	1179
Wärmelieferung der Kollektoren	MWh	368	358	372	334
je m² Kollektorfläche	kWh/m²	375	365	380	341
Regenerative Nutzwärme <sup>1</sup>	MWh	204	295	275	338
je m² Kollektorfläche	kWh/m²	208	301	280	345
Wärmelieferung durch Gaskessel	MWh	351	251	303	286
Elektrische Energie der WP	MWh	16	43	37	53
Gesamtwärmeverbrauch	MWh	571	590	615	677
Relativwerte					
Regenerative Nutzwärme <sup>1</sup>	-	36%	50%	45%	50%
Wärmelieferung durch Gaskessel	-	61%	43%	49%	42%
Elektrische Energie der WP	-	3%	7%	6%	8%
Angaben zur Effizienz			-	-	
Speichernutzungsgrad	-	24%	70%	58%	101%
Jahresarbeitszahl Wärmepumpe	-	4,1	4,5	4,4	4,8
Regenerativer Deckungsanteil <sup>1</sup>	-	36%	50%	45%	50%
Primärenergieeinsparung <sup>2</sup>	-	31%	40%	37%	39%

Tabelle 1: Kenndaten des solar unterstützten Nahwärmesystems in Rostock

<sup>1</sup> überwiegend solar, da Temperatur im ATES fast immer über der Umgebungstemperatur lag
 <sup>2</sup> gegenüber vollständiger Wärmebereitstellung mit Gaskessel; Primärenergiefaktoren Gas: 1,1;

Strom: 3,0 (2007) .. 2,7 (2008) .. 2,6 (2009 & 2010), nach EnEV 2007 [6], EnEV 2009 [7]

In Abb. 5 sind die Temperaturen und Durchflüsse an der Wärmepumpe in Rostock beispielhaft für den 13.02.2011 dargestellt. Der Aquifer-Wärmespeicher liefert eine Vorlauftemperatur von etwa 13°C, die der Wärmepumpe am Verdampfer als Wärmequelle dient. Die Wärmepumpe liefert auf der Hochtemperaturseite (Heißgasauskopplung) am Vorlauf zwischen 66°C und 68,5°C und am Kondensatorvorlauf 44°C.

In Abb. 6 und 7 sind die vertikalen Temperaturverteilungen 5 m nordwestlich bzw. 5 m südöstlich vom warmen Brunnen jeweils für den letzten Tag der Monate März und September für die Jahre 2007, 2009 und 2010 dargestellt. Die Temperaturen im März bzw. September repräsentieren die Minimal- bzw. Maximaltemperaturen im ATES. Auffällig ist in Abb. 6 und 7, dass im März 2007 hohe Speichertemperaturen gemessen wurden. Dies liegt daran, dass im Winter 2006/07 die Wärmepumpe aufgrund eines Defekts an einem Wärmeübertrager nicht in Betrieb war und der ATES nicht entladen wurde. Außerdem wurde in 2007 der ATES bereits im März wieder beladen. Der Wärmeeintrag wird besonders in einer Tiefe von 17 m, siehe Abb. 6, deutlich. Die Messstelle befindet sich dort in einer Aquiferschicht mit einer hohen hydraulischen Durchlässigkeit, wodurch sich die Wärmeeinträge schnell ausbreiten. Die

Temperaturverläufe im März für die Jahre 2009 und 2010 sind sich sehr ähnlich. Die Höchstwerte wurden im September 2009 gemessen. Allerdings wurde im August und September 2010 durch die relativ geringe solare Strahlung wenig Wärme in den ATES eingebracht, sodass die Maximaltemperaturen relativ niedrig sind.



Abb. 5: Temperaturen und Durchflüsse an der Wärmepumpe in Rostock am 13.02.2011



nordwestlich vom warmen Brunnen



Die wesentlichen Kenndaten des SUN in **Neckarsulm** sind in Tabelle 2 angegeben. Die Wärmelieferung der Kollektoren war im Jahr 2010 mit 1977 kWh/m<sup>2</sup> deutlich höher als in den Vorjahren, obwohl die solare Einstrahlung geringer war. Die Wärmelieferung des Gaskessels war im Jahr 2010 mit 1163 MWh geringer als in den Vorjahren. Der vorhandene, defekte Gaskessel wurde durch einen neuen, leistungsgleichen 2 MW Gaskessel ersetzt. Während der Baumaßnahmen haben die Solarkollektoren und die Wärmepumpe über einen längeren Zeitraum allein die Wärme für das Netz geliefert. Anhand des Speichernutzungsgrades von 106% ist zu erkennen, dass im Jahr 2010 mehr Wärme aus dem ESWSP entladen, als eingespeichert wurde.

Absolutwerte		2007	2008	2009	2010
Einstrahlung in Kollektorebene	kWh/m²	1254	1243	1277	1185
Kollektorfläche (31.12.)	m²	5523	5670	5670	5670
Wärmelieferung der Kollektoren	MWh	1854	1689	1431	1977
je m² Kollektorfläche	kWh/m²	336	298	252	349
Regenerative Nutzwärme <sup>2</sup>	MWh	1204	1330	1215	1833
je m² Kollektorfläche	kWh/m²	218	235	214	323
Wärmelieferung durch Gaskessel	MWh	1485	1565	1438 <sup>1</sup>	1163
Elektrische Energie der WP	MWh	-	-	325	647
Gesamtwärmeverbrauch	MWh	2689	2921	2955	3643
Relativwerte					
Regenerative Nutzwärme <sup>2</sup>	-	45%	46%	41%	50%
Wärmelieferung durch Gaskessel	-	55%	54%	49%	32%
Elektrische Energie der WP	-	-	-	11%	18%
Angaben zur Effizienz			-	-	
Speichernutzungsgrad	-	48%	55%	90%	106%
Jahresarbeitszahl Wärmepumpe	-	-	-	3,3	4,2
Regenerativer Deckungsanteil <sup>2</sup>	-	45%	46%	41%	50%
Primärenergieeinsparung <sup>3</sup>	-	45%	46%	25%	26%

Tabelle 2: Kenndaten der	e eolar unterstützten	Nahwärmesvetem	in Neckareulm
Tabelle Z. Kerindalen des	s solar uniterstutzten	nanwannesystems	

<sup>1</sup> temporärer Ausfall des Gaskessels und Wärmeversorgung durch benachbartes Nahwärmegebiet

<sup>2</sup> ausschließlich solar, da Temperatur des ESWSP immer über der Umgebungstemperatur lag

<sup>3</sup> gegenüber vollständiger Wärmebereitstellung mit Gaskessel; Primärenergiefaktoren Gas: 1,1; Strom: 3,0 (2007) .. 2,7 (2008) .. 2,6 (2009 & 2010), nach EnEV 2007 [6], EnEV 2009 [7]

Durch die relativ hohen Wärmequellentemperaturen für die Wärmepumpe konnte eine Jahresarbeitszahl (JAZ) von 4,2 im Jahr 2010 erreicht werden. Die gegenüber dem Vorjahr gestiegene JAZ der Wärmepumpe ist auf verschiedene Maßnahmen zurückzuführen: zum einen war die Regelung sowohl der Wärmepumpe als auch weiterer Komponenten, insbesondere der Kollektoren, noch nicht entsprechend der Vorgaben des Planers umgesetzt [3]. Zum anderen wurden die Volumenströme der Wärmepumpe auf der Verdampfer- und der Kondensatorseite erhöht, um eine Überschwingung der Temperatur am Kondensatoraustritt im Sommer zu vermeiden und eine höhere Temperatur am Verdampferaustritt zu erhalten [4]. Außerdem hat die Entladeregelung des ESWSP nicht funktioniert und im ausgeschalteten Zustand des ESWSP traten Schleichmengen auf, wodurch die Wärmepumpe etwas geringere Temperaturen auf der Verdampferseite erhalten hat. Die Effizienz der Anlage kann

# 21. Symposium Thermische Solarenergie; 11.-13.05.2011; Kloster Banz; Bad Staffelstein

noch gesteigert werden, da verschiedene Optimierungsmaßnahmen noch nicht umgesetzt wurden. Die Durchflüsse in den Solarübergabestationen wurden noch nicht entsprechend der Vorgaben eingeregelt und die Regelung des Gaskessels (häufiges Takten) funktioniert noch nicht zufriedenstellend. Außerdem war durch den Ausfall der M-BUS-Verbindung die sekundärseitige Pumpe einer Solar-Übergabestation vermutlich von Frühjahr bis Herbst 2010 permanent in Betrieb, obwohl das Einschaltkriterium (Frostschutz) nicht mehr gegeben war. Dies führte zu einem unnötigen Anstieg des Wärmeverbrauchs, der überwiegend durch die Wärmepumpe gedeckt wurde und einen erhöhten Stromverbrauch zur Folge hatte.

In Abb. 8 sind Temperaturen, Durchflüsse, Leistungen und COP zur Charakterisierung des Wärmepumpenbetriebs in Neckarsulm beispielhaft für den 13.02.2011 dargestellt. In Abhängigkeit von der Außentemperatur stellt die Wärmepumpe die Wärme am Kondensator bei 58°C bzw. 68°C zu Verfügung. In Abb. 8 ist an den Kondensatortemperaturen zu erkennen, dass die außentemperaturabhängige Umschaltung etwa um 15<sup>00</sup> Uhr und 17<sup>00</sup> Uhr erfolgt. Die Umschaltung ist vorgesehen, da bei geringem Wärmebedarf im Netz (überwiegend im Sommer) die Wärmepumpe ohne Kessel betrieben werden soll. In Zeiten hohen Wärmebedarfs dient die Wärmepumpe zur ersten Anhebung des Temperaturniveaus bis anschließend der Kessel den letzten Temperaturhub auf die Netzvorlauftemperatur durchführt. Wie anhand der Volumenströme aus dem Diagramm ebenfalls hervor geht, kann die Wärmepumpe mit und ohne Entladung des ESWSP betrieben werden. Als Wärmequelle kann somit auch die Solarwärme genutzt werden, wie es an dem Beispiel zwischen 11<sup>00</sup> Uhr und 18<sup>00</sup> Uhr der Fall ist. Zwischen 11<sup>00</sup> Uhr und 14<sup>00</sup> Uhr dienen sowohl der ESWSP als auch die Solaranlagen als Wärmequellen, während zwischen 14<sup>00</sup> Uhr und 18<sup>00</sup> Uhr überwiegend die Solarwärme als Wärmequelle dient. Diese kann auch genutzt werden, wenn die Solaranlagen zwar nicht in Betrieb sind, aber die Solarwärme in den Pufferspeichern zwischengespeichert wurde (z. B. zwischen 17<sup>00</sup> Uhr und 18<sup>00</sup> Uhr). Es ist zudem möglich, die Restwärme des WRL als Wärmeguelle zu nutzen (z. B. zwischen 5<sup>00</sup> Uhr und 6<sup>00</sup> Uhr).

Im unteren Teil von Abb. 8 sind die Leistungen und der resultierende COP dargestellt. Der COP liegt bei den Betriebspunkten an diesem Tag in der Größenordnung um 4. Deutlich zu erkennen ist, dass die durch den Solarertrag erhöhten Wärmequellentemperaturen die thermische Leistung der Wärmepumpe erhöhen. Dagegen hat das Umschalten auf die höhere Kondensatortemperatur zwischen 15<sup>00</sup> Uhr und 17<sup>00</sup> Uhr einen erhöhten Aufwand an elektrischer Energie zur Folge. Die Schwankungen der Temperaturniveaus und die daraus resultierenden Leistungen sind auch

# 21. Symposium Thermische Solarenergie; 11.-13.05.2011; Kloster Banz; Bad Staffelstein

beim COP zu erkennen. Auffällig sind die durch die Wärmepumpenregelung bedingten Spitzen des COP beim An- und Abschalten der Wärmepumpe. Beim Abschalten werden zuerst die Kompressoren und anschließend die Umwälzpumpen ausgeschaltet bzw. beim Anschalten umgekehrt. Dadurch kann mit einem sehr geringen Aufwand (nur elektrische Leistung der Umwälzpumpe) die restliche Wärmekapazität des Kondensators genutzt werden.



Abb. 8: Temperaturen, Durchflüsse, COP und Leistungen an der WP in Neckarsulm am 13.02.2011

In Abb. 9 und 10 sind die vertikalen Temperaturverläufe in der Mitte des ersten und zweiten Ausbaus des ESWSP für den letzten Tag der Monate März und September für die Jahre 2007, 2009 und 2010 dargestellt. Auch hier repräsentieren die Temperaturverläufe die Minima und Maxima im jährlichen Verlauf. Im Gegensatz zur Anlage in Rostock wurde in Neckarsulm die Wärmepumpe nachträglich in den Anlagenbetrieb integriert. Im Jahr 2007 (ohne WP) wurden noch Maximaltemperaturen von über 60°C erreicht. Durch den Betrieb mit Wärmepumpe wurde das Temperatur-

niveau in den folgenden Jahren deutlich abgesenkt, sodass im Jahr 2010 der Speicher im Mittel bei 10 K tieferen Temperaturen betrieben wurde.



# Zusammenfassung und Ausblick

Die Integrationsmöglichkeiten von Wärmepumpen in SUN-Anlagen sind sehr vielfältig. Die thermische Leistung der Wärmepumpen, der hier vorgestellten Anlagen, beträgt zwischen 60 kW und etwa 500 kW. Als Wärmequelle dienen den Wärmepumpen die Langzeit-Wärmespeicher oder eine Kombination aus Langzeit-Wärmespeicher und direkter Solarenergie bzw. Netz-/Wärmerücklauf. Die Wärmepumpen können so betrieben werden, dass sie zeitweise den Kessel zur Wärmebereitstellung ersetzen oder ihn durch eine Temperaturanhebung unterstützen.

Die synergetischen Effekte können anhand der Messdaten der Anlagen in Rostock und Neckarsulm belegt werden. Die Speichernutzungsgrade liegen mit zusätzlicher Entladung des Langzeit-Wärmespeichers durch die Wärmepumpe deutlich höher als ohne. Dadurch steigen auch die solaren Deckungsanteile signifikant an. Die Wärmepumpen profitieren ebenfalls von der Systemeinbindung und werden mit Jahresarbeitszahlen zwischen 4 und 5 betrieben.

Die Wärmepumpen in Crailsheim und Eggenstein sind noch nicht in Betrieb (Stand Anfang 2011). Diese gilt es während der Inbetriebnahmephase messtechnisch und wissenschaftlich zu begleiten, um Optimierungsmaßnahmen ableiten zu können. Durch den hohen innovativen Charakter der Pilotanlagen hat sich erfahrungsgemäß erwiesen, dass ein optimaler Anlagenbetrieb nur durch ein intensives Monitoring, eine detaillierte Auswertung der Messergebnisse und die anschließende Umsetzung der Erkenntnisse erreicht werden kann.

# Literatur

- [1] 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 0329606S
- [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. Guigas: Regelbeschreibung zum Projekt E06329 (Wärmepumpe Amorbach) vom 15.10.2010
- [4] M. Guigas: Protokoll zur Besprechung am 13.10.2010, Projekt E06329 (Wärmepumpe Amorbach)
- [5] D. Bauer, R. Marx, J. Nußbicker-Lux, F. Ochs, W. Heidemann, H. Müller-Steinhagen: German Central Solar Heating Plants with Seasonal Heat Storage, Solar Energy 84 (2010), pp. 612-623
- [6] EnEV 2007: Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung – EnEV), Bundesgesetzblatt Jahrgang 2007 Teil I Nr. 34, ausgegeben Bonn am 26. Juli 2007
- [7] EnEV 2009: Verordnung zur Änderung der Energieeinsparverordnung, Bundesgesetzblatt Jahrgang 2009 Teil I Nr. 23, ausgegeben Bonn am 30. April 2009

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.

# Modellierung von Wärmepumpen anhand eines komponentenbasierten Modells unter Berücksichtigung transienter Betriebsweisen

## Roman Marx\*; Klaus Spindler

Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Deutschland <u>marx@itw.uni-stuttgart.de</u>

\* Korrespondenzautor

## Kurzfassung

Für die optimale Auslegung von Wärmepumpen in solar unterstützten Nahwärmeversorgungsanlagen (SuN) mit saisonaler Wärmespeicherung wurde ein bestehendes Modell weiterentwickelt. Das Modell kann große elektrisch betriebene Wärmepumpen mit vielfältigen Betriebsweisen abbilden. Insbesondere werden transiente Effekte der Wärmepumpe berücksichtigt, wodurch eventuell auftretende Taktverluste abgebildet werden können.

In der Modellierung sind die drei Kältemittel R134a, R227ea und R407C für Kompressions-Wärmepumpen implementiert, wie sie in SuN-Anlagen zum Einsatz kommen. Um kurze Rechenzeiten bei der Simulation der Wärmepumpe zu erhalten, wurden bei der Modellierung Vereinfachungen angenommen. Somit können Ergebnisse für Mehrjahressimulationen für gesamte SuN-Anlagen erzielt werden. Die Simulation wurde mit den Messdaten einer Wärmepumpe mit einer Leistung von 500 kW<sub>th</sub> validiert. Es ergaben sich trotz der vereinfachten Ansätze genauere Ergebnisse als mit bisher eingesetzten Modellen.

Durch das Modell können Kennlinienfelder für Wärmepumpen erzeugt werden. Diese quantifizieren die Wärmeminderproduktion durch Taktverluste. Somit lassen sich in der Planung der Anlagenregelung und im Betrieb energetisch ungünstige Betriebsweisen der Wärmepumpe vermeiden.

## Schlüsselworte:

Wärmepumpenmodell, transiente Betriebsweise, Messergebnisse, Validierung, Kennlinienfelder

# 1 Einleitung

In den vergangenen Jahren wurden Wärmepumpen als effizienzsteigernde Maßnahme in solar unterstützten Nahwärmeversorgungsanlagen (SuN) mit saisonaler Wärmespeicherung immer häufiger eingesetzt. SuN-Anlagen versorgen ein Nahwärmenetz, an das mindestens 100 Wohneinheiten angeschlossen sind, mit Wärme für Brauchwasser und Raumheizung. Eine SuN-Anlage besteht aus Kollektorflächen mit mindestens 500 m<sup>2</sup>, die meist an einen Pufferspeicher und eine konventionelle Heizanlage angeschlossen sind. Um das Ungleichgewicht zwischen hoher solarer Strahlung in den Sommermonaten und hohem Wärmebedarf im Winter auszugleichen, werden großvolumige saisonale Wärmespeicher in das System integriert [1]-[3]. Dadurch können solare Deckungsanteile von über 50 % erzielt werden.

Für die Integration in SuN-Anlagen werden großteils elektrisch betriebene Wasser-Wasser-Kompressionswärmepumpen verwendet, die mehr als 500 kW<sub>th</sub> leisten können. Ihre Integration ist energetisch effizient. Es ergeben sich damit höhere Speichernutzungsgrade und höhere solare Deckungsanteile als bei SuN-Anlagen ohne Wärmepumpe. Außerdem werden hohe Jahresarbeitszahlen für die Wärmepumpe von höher als 4 erzielt.

Eine möglichst präzise Modellierung der Wärmepumpe bei der Simulation von SuN-Anlagen ist wichtig, um diese optimal auszulegen. Des Weiteren muss dieses Modell in ein Programm implementiert werden, das Mehrjahressimulationen von SuN-Anlagen durchführen kann. Zurzeit ist das Simulationsprogramm TRNSYS [4] hierfür am besten geeignet.

# 2 Modellierung der Wärmepumpen

Die Untersuchung und Modellierung des stationären und transienten Verhaltens von Wärmepumpen bzw. Kältemaschinen geht bis in die 70er und 80er Jahre des 20. Jahrhunderts zurück [5] und [6]. Diese Modellierung basierten hauptsächlich auf Luft-Luft- bzw. Luft-Wasser-Wärmepumpen oder Klimageräten mit thermischen Leistungen von wenigen Kilowatt.

Für Wärmepumpen gibt es bereits Modelle, die in TRNSYS implementiert wurden. Bühring [7] hat ein sehr detailliertes komponentenbasiertes Modell entwickelt, welches allerdings nur stationär rechnet. Aufgrund seiner Komplexität ist es rechenintensiv und erfordert genaue Kenntnisse über die einzelnen Komponenten der Wärmepumpe wie z. B. Kennlinien des Verdichters. Ein transientes Modell wurde von Afjei [8] entwickelt, dem ein statisches Kennlinienmodell zugrunde liegt. Jedoch wird durch das Anfügen einer zeitabhängigen Exponentialfunktion eine transiente Wärmeleistung berechnet.

Die wenigsten Modelle sind für die Simulation von SuN-Anlagen geeignet. Die meisten dieser Modelle basieren auf Kennlinien. Diese sind für Simulationen von SuN-Anlagen nicht geeignet. Aufgrund ihrer Leistungsgröße und des Temperaturniveaus auf der Wärmequellen- und Wärmesenkenseite sind Wärmepumpen für SuN-Anlagen Sonderanfertigungen. Es stehen also nur sehr wenige Kennlinien für diese Art von Wärmepumpe zu Verfügung. Aus diesem Grund muss ein komponentenbasiertes Modell verwendet werden, das den thermodynamischen Kreisprozess der Wärmepumpe modelliert. Durch die Anpassung der leistungscharakterisierenden Parameter wird die Auslegung der Wärmepumpe vorgenommen. Ein solches Modell entwickelte Hornberger [9]. Allerdings ist es ursprünglich für das FCKW-haltige Kältemittel R12 erstellt worden und bildet nur den stationären Betrieb ab. Durch entsprechende Anpassungen kann es als Basis für die Modellierung verwendet werden. Es zeichnet sich zudem durch kurze Rechenzeiten aus, was für Mehrjahressimulationen von SuN-Anlagen ebenfalls zu beachten ist.

## 2.1 Transienter Modellansatz

Ein häufiges Takten einer Wärmepumpe kann eine Wärmeminderproduktion verursachen [10]-[13]. Die Wärmeminderproduktion kann auf zwei Arten von Einflussgrößen zurückgeführt werden, dies sind Maschinen- und Betriebsparameter. Zu den Maschinenparametern gehören Größen, die rein auf den Aufbau der Wärmepumpe zurückzuführen sind, wie z. B. Massen der Baugruppen, Materialeigenschaften etc. Die Betriebsparameter charakterisieren die äußeren Randbedingungen der Wärmepumpe und legen ihren Arbeitspunkt und ihre Betriebsart fest. Bei Wasser-Wasser-Wärmepumpen mit konstanter Verdichterdrehzahl sind diese Betriebsparameter:

- Wärmequelleneintrittstemperatur
- Wärmequellenmassenstrom

- Wärmesenkeneintrittstemperatur
- Wärmesenkenmassenstrom
- Stillstands- und Laufzeiten
- Umgebungstemperatur am Aufstellungsort der Wärmepumpe

Bei der Modellierung der Wärmepumpe für SuN-Anlagen müssen folgende entscheidenden Größen berechnet werden:

- Wärmeleistung und wasserseitige Austrittstemperatur des Kondensators
- Wärmeleistung und wasserseitige Austrittstemperatur des Verdampfers
- Elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe

Die Betriebsparameter sind hierfür vorgegeben bzw. ergeben sich aus dem Anlagenbetrieb. Nur die Maschinenparameter, wie z. B. die thermische Kapazität der einzelnen Komponenten sind nicht gegeben. Diese Parameter müssen im Modell idealerweise zusammengefasst werden. Ohne detaillierte Kenntnisse über den Maschinenaufbau der Wärmepumpe zu haben, müssen hierfür Erfahrungswerte verwendet werden.

#### 2.2 Modellanpassung

#### 2.2.1 Modifikationen am stationären Modell

Neben Anpassungen bei den druckabhängigen Näherungspolynomen der spezifischen Zustandsgrößen im thermodynamischen Kreisprozess wurden weitere Kältemittel für die Modellierung implementiert. Für die Berechnung der Stoffwerte im Bereich des überhitzen Dampfes werden Stoffwertetabellen benötigt, um die Enthalpie interpolieren zu können. Dabei ist die Stoffwertetabelle des Kältemittels R134a überprüft und verbessert worden. Die Stoffwerte für das Kältemittel R227ea und das zeotrope Kältemittelgemisch R407C wurden auf der Datenbasis des Programms REFPROP [14] hinzugefügt.

Mit diesen drei Kältemitteln R134a, R227ea und R407C sind die gängigsten Kältemittel für Kompressions-Wärmepumpen, die in deutschen SuN-Anlagen eingesetzt werden, abgedeckt. Es ist möglich weitere Kältemittel im Modell zu implementieren, zumal der Einsatz klimafreundlicher Kältemittel mit einem geringen GWP (Global Warming Potential) anzustreben ist.

Des Weiteren wurde eine stufenlose Drehzahlregelung des Verdichters im Modell realisiert.

## 2.2.2 Erweiterung zum dynamischen Modell

Wie in [12] und [13] beschrieben ist, haben die thermischen Kapazitäten der Komponenten der Wärmepumpe sowie die wasserseitigen Eintrittstemperaturen einen großen Einfluss auf die Taktverluste. Diese Einflussgrößen werden für den dynamischen Modellansatz herangezogen.

Im Gegensatz zum Ansatz aus [12] und [13] wird nicht direkt die Wärmeminderproduktion berechnet, sondern die wasserseitigen Austrittstemperaturen am Kondensator sowie am Verdampfer. Sie bestimmen zusammen mit den entsprechenden Eintrittstemperaturen direkt die Temperaturen des Kondensators und Verdampfers. Diese charakteristischen Temperaturen beeinflussen nicht nur die Wärmeleistung am Kondensator, sondern auch den Kältemittelkreislauf.

Für die Anfahr- und Abschaltvorgänge wird ein exponentielles Verzögerungsglied erster Ordnung verwendet. Das Abkühlverhalten der Wärmepumpe bzw. ihrer einzelnen Komponenten folgt dem Newton'schen Abkühlungsgesetz.

$$\frac{\mathrm{d}\vartheta}{\mathrm{d}t} = -C_1 \cdot (\vartheta - \vartheta_{\mathrm{amb}}) \tag{1}$$

Durch die hohen Wärmeübertragungsleistungen in den Wärmeübertragern in der Wärmepumpe werden die asymptotischen Grenzwerte beim Einschalten schnell erreicht.

Die transienten wasserseitigen Kondensator- und Verdampferaustrittstemperaturen werden bei eingeschalteter Wärmepumpe basierend auf dem Ansatz der Differentialgleichung (1) wie folgt berechnet:

$$\vartheta_{\text{Kond,o,dyn}} = \left(\vartheta_{\text{Kond,o,stat}} - \vartheta_{\text{HZ}}\right) \cdot \left[1 - e^{-\frac{\Delta t_{\text{on}}}{\tau_{\text{on}}}}\right] + \vartheta_{\text{HZ}}$$
(2)

$$\vartheta_{\text{Verd,o,dyn}} = \left(\vartheta_{\text{Verd,o,stat}} - \vartheta_{\text{HZ}}\right) \cdot \left[1 - e^{-\frac{\Delta t_{\text{on}}}{\tau_{\text{on}}}}\right] + \vartheta_{\text{HZ}}$$
(3)

Da sich beide Wärmeübertrager bei sehr langer Stillstandszeit der Wärmepumpe an die Umgebungstemperatur des Aufstellungsortes  $\vartheta_{HZ}$  (meistens Technikraum bzw. Heizzentrale) annähern, muss dieser Wert als Starttemperatur verwendet werden. Mit  $\vartheta_{Kond,o,stat}$  bzw.  $\vartheta_{Verd,o,stat}$  werden die nach dem stationären Modell berechneten Austrittstemperaturen an Kondensator bzw. Verdampfer bezeichnet. Sie stellen bei entsprechend langer Laufzeit der Wärmepumpe  $\Delta t_{on}$  die höchstmöglich erreichbare Austrittstemperatur für den Kondensator bzw. die kleinstmöglich erreichbare Austrittstemperatur für den Verdampfer dar.

Die beiden transienten wasserseitigen Austrittstemperaturen werden in der Modellierung verwendet, um die kalorischen Mitteltemperaturen von Kondensator und Verdampfer iterativ zu berechnen. Somit setzt sich der transiente Effekt auch auf die Bestimmung der temperaturabhängigen Zustandsgrößen des Kältemittels fort. Dadurch wird die transiente Betriebsweise im Kältemittelkreislauf bei der Modellierung berücksichtigt.

Weiter zu berücksichtigen ist, dass nicht bei jedem Anfahren der Wärmepumpe die gleichen Taktverluste anfallen. Abhängig von der Stillstandszeit der Wärmepumpe  $\Delta t_{off}$  und somit dem Startwert des Temperaturniveaus wird der stationäre Zustand unterschiedlich schnell erreicht. Dabei muss der Temperaturverlauf während der Abschaltzeit ebenfalls modelliert werden. In Abb. 1 ist der Temperaturverlauf des Kondensators für die stationäre und transiente Betriebsweise schematisch dargestellt.



**Abb. 1**: schematische Darstellung des Verlaufs der kalorischen Mitteltemperatur des Kondensators beim zweimaligen Takten der Wärmepumpe für die stationäre (stat) und die transiente Betriebsweise

Die transienten kalorischen Mitteltemperaturen des Kondensators und des Verdampfers lassen sich analog zu den Gleichungen (2) und (3) folgendermaßen darstellen:

$$\vartheta_{\text{Kond,dyn}} = \left(\vartheta_{\text{Kond,o,stat}} - \vartheta_{\text{HZ}}\right) \cdot e^{-\frac{\Delta t_{\text{off}}}{\tau_{\text{off}}}} + \vartheta_{\text{HZ}}$$
(4)

$$\vartheta_{\text{Verd,dyn}} = \left(\vartheta_{\text{Verd,o,stat}} - \vartheta_{\text{HZ}}\right) \cdot e^{-\frac{\Delta t_{\text{Off}}}{\tau_{\text{off}}}} + \vartheta_{\text{HZ}}$$
(5)

Dabei wird vereinfacht angenommen, dass sich Kondensator und Verdampfer beim Abschalten der Wärmepumpe auf dem Temperaturniveau der austretenden Wasserströme befinden. Analog zum

Anfahren wird das zeitliche Verhalten beim Abschalten durch die Abschaltzeitkonstante  $\tau_{off}$  definiert. In der Regel ist  $\tau_{on}$ viel kleiner als  $\tau_{off}$ . Bei der Modellierung werden für Kondensator und Verdampfer vereinfacht dieselben Zeitkonstanten verwendet. Dadurch könne sich Größe und thermisches Verhalten der beiden Wärmeübertrager geringfügig unterscheiden.

Die Anfahr- und Abschaltzeitkonstante charakterisieren die Verzögerung bis zum asymptotischen Annähern an die stationären Betriebszustände.

Wie in Abb. 1 ersichtlich ist, wird der stationäre Betriebszustand je nach Lauf- bzw. Stillstandszeiten unterschiedlich schnell erreicht. Um die Abweichungen vom stationären Ruhe- bzw. Betriebszustand beim Takten zu berücksichtigen, ist es notwendig eine fiktive Lauf- bzw. Stillstandszeit  $\Delta t_{on,fik}$  bzw.  $\Delta t_{off,fik}$  der Wärmepumpe einzuführen. Sie sind durch den langgestrichelten Linienverlauf in Abb. 1 gekennzeichnet. Die fiktive Laufzeit stellt dabei die zusätzlich benötigte Zeit dar, den die Wärmepumpe vom stationären Ruhezustand bis zum tatsächlichen Betriebszustand benötigen würde. Je kürzer die Stillstandszeit desto größer ist die fiktive Laufzeit. Sie wird nur berechnet, wenn die Wärmepumpe während der Stillstandszeit noch nicht den stationären Ruhezustand erreicht hat. Die fiktive Stillstandszeit wird hierzu analog bestimmt. Berechnet werden die transienten Lauf- und Stillstandszeiten, welche die fiktiven Lauf- und Stillstandszeiten beinhalten, indem die Gleichung (2) und (4) abhängig vom Betriebszustand nach  $\Delta t_{on}$  bzw.  $\Delta t_{off}$  aufgelöst werden:

$$\Delta t_{on} = -\tau_{on} \cdot \ln \left( 1 - \frac{\vartheta_{Kond,o,dyn} - \vartheta_{HZ}}{\vartheta_{Kond,o,stat} - \vartheta_{HZ}} \right)$$
(6)

$$\Delta t_{off} = -\tau_{off} \cdot \ln \left( \frac{\vartheta_{Kond,dyn} - \vartheta_{HZ}}{\vartheta_{Kond,o,stat} - \vartheta_{HZ}} \right)$$
(7)

Analog könnten auch die Lauf- bzw. Stillstandszeiten mittels der Verdampfertemperatur berechnet werden.

Die resultierenden Wärmeleistungen an Kondensator und Verdampfer lassen sich wie folgt berechnen:

$$\dot{Q}_{Kond} = \dot{m}_{Kond} \cdot c_{p,Kond} \cdot (\vartheta_{Kond,i} - \vartheta_{Kond,o,dyn})$$
(8)

$$\dot{Q}_{Verd} = \dot{m}_{Verd} \cdot c_{p,Verd} \cdot \left(\vartheta_{Verd,i} - \vartheta_{Verd,o,dyn}\right)$$
(9)

Die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe wird im ursprünglich stationären Modellierungsblock berechnet. Jedoch werden, wie oben beschrieben, die transienten Kondensator- und Verdampfertemperaturen iterativ bestimmt, um die Zustandsgrößen zu ermitteln. Die elektrische Leistungsaufnahme wird auf Basis des Kältemittelmassenstroms unter Berücksichtigung eines Verdichterwirkungsgrads  $\eta_{vp}$  berechnet.

Nachdem alle Größen zur Bewertung der Wärmepumpe unter transienten Bedingungen bestimmt wurden, kann ebenfalls der COP (Coefficient of Performance) unter transienten Bedingungen berechnet werden.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Kond}}{P_{el}}$$
(10)

## 3 Validierung des Wärmepumpenmodells

Zur Validierung des Wärmepumpenmodells werden Messdaten der Wärmepumpe der SuN-Anlage in Neckarsulm verwendet. Dabei handelt es sich um Messdaten aus dem regulären Anlagenbetrieb. Die wichtigsten technischen Daten der Wärmepumpe sind aus Tabelle 1 zu entnehmen. Die SuN-Anlage in Neckarsulm und ihre Details sind in [1]-[3] und [15] beschrieben.

Bezeichnung	Wert	Einheit	
Anzahl der Kompressoren	4	-	
Kältemittel	R134a	-	
Saug-Volumenstrom	4 x 110	m³/h	
max. elektrische Leistungsaufnahme unter Volllast	129	kW	

 Tabelle 1: Kenndaten der Wärmepumpe der SuN-Anlage in Neckarsulm

Damit der Einfluss der transienten Effekte beurteilt werden kann, muss die Wärmepumpe möglichst häufig Takten. Die Messdaten vom 17.05.2010 bieten sich besonders gut an, da an diesem Tag die Wärmepumpe sehr häufig taktete und dies bei unterschiedlich langen Lauf- und Stillstandszeiten. Zudem wurde sie modulierend betrieben, d. h. sie lief nicht immer mit allen vier Kompressoren gleichzeitig.

In Abb. 2 wird der Temperaturverlauf der Messwerte mit den Simulationswerten nach der erweiterten Modellierung an Kondensator und Verdampfer für den 17.05.2010 dargestellt.



Abb. 2: Messdaten der wasserseitigen Ein- und Austrittstemperaturen sowie simulierte Austrittstemperaturen an Kondensator und Verdampfer vom 17.05.2010.

Abb. 2 zeigt, dass die Temperaturverläufe für die wasserseitigen Austrittstemperaturen zu den Betriebszeiten der Wärmepumpe durch die Simulation gut abgebildet werden. Die Austrittstemperaturen stellen während den Stillstandszeiten nur theoretische Größen dar, da kein Volumenstrom anliegt. In der Praxis handelt es sich dabei um die kalorische Mitteltemperatur von Kondensator bzw. Verdampfer. Der simulierte Temperaturverlauf am Kondensator bildet während der Stillstandszeit die Messwerte gut ab. Beim Vergleich der Temperaturverläufe des Verdampfers können während der Stillstandszeit immer wieder Abweichungen beobachtet werden, wobei sich die gemessen Temperaturen schneller erhöhen als die simulierten Werte. Dies lässt sich durch geringe Schleichströmungen durch den Verdampfer erklären.

Um die qualitative Analyse detaillierter durchführen zu können, wird ein repräsentativer Zeitraum eines Taktes näher ausgewertet. Dieser Zeitraum ist zwischen 6:30 Uhr und 7:30 Uhr. Die Wärmepumpe

läuft während dieser Zeit im Teillastbereich, bevor sie unter Volllast betrieben und nach ca. 45 min wieder ausgeschaltet wird.

Abb. 3 zeigt die wasserseitigen Austrittstemperaturverläufe an Kondensator und Verdampfer für die Messdaten, der Simulation nach Hornberger und der Simulation nach dem neuen erweiterten Modell.



**Abb. 3:** Vergleich der Austrittstemperaturverläufe: Messdaten (mess), Simulation nach Hornberger (sim; alt) und nach dem neuen erweiterten Modell (sim; neu) für Kondensator (links) und Verdampfer (rechts) am 17.05.2010 von 6:30 Uhr bis 7:30 Uhr.

Die in Abb. 3 dargestellten Temperaturverläufe zeigen, dass beim Einschalten der Wärmepumpe (Teillast) das Modell nach Hornberger die Kondensatortemperatur deutlich zu hoch berechnet. Das erweiterte Modell bildet den Verlauf auch beim Anfahren der Wärmepumpe besser ab. Insbesondere während der Stillstandszeit (Kompressor aus) stellt das erweiterte Modell eine deutliche Verbesserung dar. Auch beim Verdampfer berechnet das Modell nach Hornberger die Temperaturen insbesondere direkt nach dem Einschalten höher als die gemessenen Temperaturen. Die größere Abweichung des Temperaturverlaufs nach dem erweiterten Modell zu den Messdaten während der Stillstandszeit vor dem Einschalten der Wärmepumpe resultiert aus den erwähnten Schleichströmungen. Im quasistationären Betrieb, ab ca. 7:00 Uhr (Volllast), bilden beide Modelle die Temperaturverläufe sehr gut ab.

In Abb. 4 sind die thermischen Leistungen und die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe ebenfalls für den Zeitraum zwischen 6:30 Uhr und 7:30 Uhr dargestellt.

Sowohl die Kondensatorleistung als auch die Verdampferleistung werden vom Modell nach Hornberger beim Einschalten deutlich größer berechnet. Der Leistungsverlauf der Simulation nach dem erweiterten Modell deckt sich hingegen viel besser mit den Messwerten. Die Berücksichtigung der transienten Effekte wird deutlich. Wie auch bei den Temperaturverläufen bilden die beiden Modelle im quasistationären Betrieb die Leistungsverläufe gut ab.

Die elektrische Leistungsaufnahme wird ebenfalls vom Modell nach Hornberger beim Anfahren der Wärmepumpe größer berechnet. Der Verlauf für die Simulation nach dem erweiterten Modell deckt sich auch hier besser mit den Messwerten. Von Vorteil ist bei der Abbildung der elektrischen Leistungsaufnahme mit dem erweiterten Modell nicht nur die Berücksichtigung des transienten Verhaltens, sondern auch die stufenlose Drehzahlregelung des Verdichters. Im quasistationären Betrieb liegen allerdings die simulierten Werte beider Modellansätze etwas niedriger als die Messwerte.



**Abb. 4**: Vergleich der thermischen Leistung des Kondensators (oben links), des Verdampfers (oben rechts) und der elektrischen Leistungsaufnahme (unten): Messdaten (mess), Simulation nach Hornberger (sim; alt) und nach dem neuen erweiterten Modell (sim; neu) am 17.05.2010 von 6:30 Uhr bis 7:30 Uhr.

#### 4 Sensitivitätsanalyse

Bei der Validierung zeigen sich Unterschiede zwischen der transienten Betriebsweise nach dem erweiterten Modell und der stationären Betriebsweise nach dem Modell von Hornberger. Anhand des neuen erweiterten Modells wird im Folgenden eine Sensitivitätsanalyse zwischen transienter und stationärer Betriebsweise durchgeführt. Dabei soll dargestellt werden, welche Parameter den größten Einfluss auf die Wärmeminderproduktion beim Takten besitzen. Daraus lassen sich Regelungsempfehlungen für einen effizienten Betrieb von Wärmepumpen entwickeln.

#### 4.1 Parametervariation

Die Sensitivitätsanalyse wird durch eine Variation der Betriebsparameter durchgeführt. Um eine hohe Informationsdichte zu erhalten, sind die Ergebnisse in Kennlinienfelder dargestellt. Charakteristisch für diese Kennlinienfelder ist, dass zwei Parameter variiert werden. Das ist zum einem die Zyklendauer  $\Delta t_{zykl}$ , bestehend aus der Summe einer Laufzeit  $\Delta t_{on}$  und einer Stillstandszeit der Wärmepumpe  $\Delta t_{off}$ . Zum anderen wird die relative Laufzeit der Wärmepumpe  $\alpha$  variiert, die wie folgt definiert ist:

$$\alpha = \frac{\Delta t_{on}}{\Delta t_{zykl}}$$
(11)

Die Zyklendauer  $\Delta t_{zykl}$  wird zwischen 0,5 h und 3 h variiert. Ebenfalls wird die relative Laufzeit  $\alpha$  zwischen 0 und 1 jeweils für eine Betriebskonfiguration variiert. Auf der Ordinate ist das Verhältnis von transienter zu stationärer Wärmemenge dargestellt. Dieses Verhältnis stellt die Wärmeminderproduktion dar.

Des Weiteren wird der Variationseinfluss auf die Wärmeminderproduktion folgender Parameter untersucht:

- Wärmequelleneintrittstemperatur
- Wärmesenkeneintrittstemperatur

- Umgebungstemperatur am Aufstellort der Wärmepumpe

Die größte Wärmeminderproduktion findet beim einmaligen Anfahren der Wärmepumpe aus dem stationären Ruhezustand statt. Diese Wärmeminderproduktion wirkt sich stärker aus, als beim Anfahren im Dauerbetrieb, da keine gespeicherten thermischen Kapazitäten genutzt werden können. Aus diesem Grund wird bei der Parametervariation der Einfluss bei nur einem Zyklus und bei einer Betriebszeit von 24 h untersucht. Während der Betriebszeit werden in Abhängigkeit von der Zyklendauer mehrere Zyklen durchlaufen. Die 24 h Betriebszeit entspricht dem Dauerbetrieb, wobei die Wärmepumpe zur Startzeit ebenfalls aus dem Ruhezustand angefahren wird.

Bei der Parametervariation werden nur Betriebsparameter variiert. Die Maschinenparameter, wie z. B. das Kältemittel oder Anlauf- bzw. Abschaltzeitkonstante, bleiben unverändert. Als Datenbasis wird die Wärmepumpenkonfiguration wie bei der Validierung der Wärmepumpe in Neckarsulm verwendet.

#### 4.2 Zeitliche Diskretisierung bei der Sensitivitätsanalyse

Um Fehler durch ungünstig gewählte Zeitschrittweiten zu vermeiden, wurde der Einfluss der zeitlichen Diskretisierung untersucht. Dabei sollte ein Kompromiss zwischen Rechenzeit und Genauigkeit gefunden werden. Gerade bei der Simulation für den Dauerbetrieb über 24 h können bei zu kleinen Zeitschrittweiten unnötig lange Rechenzeiten entstehen.

In Abb. 5 ist der Vergleich für einen Zyklus der Wärmepumpe bei einer Zeitschrittweite von 0,3 s und 3 s dargestellt. Die Ergebnisse sind nahezu deckungsgleich. Nur für die Zyklendauer von 0,5 h gibt es bei einer Laufzeit von  $\alpha$  = 0,01 (deutlicher im rechten Diagramm) kleine Abweichungen. Dieser Bereich entspricht jedoch lediglich einer Laufzeit der Wärmepumpe von  $\Delta t_{on}$  = 18 s, welcher in der Praxis nur sehr selten vorkommt.



**Abb. 5:** Vergleich der Zeitschrittweite von 0,3 s und 3 s für einen Zyklus einer Wärmepumpe bei wasserseitiger Verdampfereintrittstemperatur von 10 °C, wasserseitiger Kondensatoreintrittstemperatur von 30 °C und einer Umgebungstemperatur am Aufstellplatz von 20 °C (links 0 <  $\alpha$  < 1, rechts 0 <  $\alpha$  < 0,25)

Um den Bereich bei niedrigen relativen Laufzeiten besser auflösen zu können, wird für die Sensitivitätsanalyse eine Zeitschrittweite von 0,3 s verwendet. Von einer feineren zeitlichen Diskretisierung wurde zugunsten einer kürzeren Rechenzeit abgesehen, da sich beim Vergleich, wie dargestellt, fast keine Einflüsse mehr nachweisen lassen.

#### 4.3 Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse

Bevor die einzelnen Ergebnisse der Analyse vorgestellt werden können, muss eine Bewertungsgröße definiert werden. Die aussagekräftigste Größe ist die von der Wärmepumpe bereitgestellte Wärmemenge, also die über die Betriebszeit integrierte Wärmeleistung am Kondensator.

$$Q_{Kond} = \int \dot{Q}_{Kond} dt$$
 (12)

In Abb. 6 wird dies für den simulierten Vergleich einer stationären und transienten Betriebsweise einer Wärmepumpe veranschaulicht. Es ist ein Zyklus aus dem Ruhezustand bei einer Zyklendauer von  $\Delta t_{zykl} = 1,0$  h und einer relativen Laufzeit von  $\alpha = 0,5$  dargestellt. Der Betriebspunkt wurde so gewählt, dass beim Anfahren der Wärmepumpe die Temperatur des Kondensators niedriger ist als die stationäre Betriebstemperatur und die wasserseitige Eintrittstemperatur höher ist als die des Kondensators. Dies verursacht anfangs negative Wärmeleistungen am Kondensator, da die wasserseitige Austrittstemperatur geringer ist als ihre Eintrittstemperatur.

Werden die bereitgestellten Wärmemengen am Kondensator nach (12) verglichen, fällt auf, dass sich bis zum Erreichen des stationären Betriebszustands eine Differenz zwischen der stationären und transienten Betriebsweise aufbaut. Diese Differenz stellt die Wärmeminderproduktion dar. Dabei liegt die Wärmemenge am Kondensator im transienten Fall anfangs ebenfalls leicht im negativen Bereich, was aufgrund der Integration über der Zeit nicht so ausgeprägt ist wie beim Vergleich bei der Leistung.



**Abb. 6:** Vergleich der Kondensatorleistung  $\dot{Q}_{stat}$  bei stationärer Betriebsweise mit der Kondensatorleistung  $\dot{Q}_{dyn}$  bei transienter Betriebsweise sowie der daraus resultierenden Wärmemengen  $Q_{stat}$  und  $Q_{dyn}$  für einen Wärmepumpenzyklus mit  $\vartheta_{Verd;in} = 10$  °C;  $\vartheta_{Kond;in} = 45$  °C;  $\vartheta_{amb} = 20$  °C;  $\Delta t_{zykl} = 1,0$  h;  $\alpha = 0,5$ 

Die folgende Sensitivitätsanalyse wird auf Basis der Wärmemengen durchgeführt, da sich die Taktverluste in Form der Wärmeminderproduktion damit deutlicher als über die Leistung darstellen lassen. Der Leistungsunterschied ist immer nur für einen definierten Zeitpunkt aussagekräftig (siehe Abb. 6), wohingegen die Wärmemengen über einen Zeitraum betrachtet werden. Dies ist für die energetische Bewertung von Anlagen wichtig.

In Abb. 7 ist das Kennlinienfeld für die Variation der wasserseitigen Eintrittstemperaturen an Kondensator und Verdampfer für einen Zyklus dargestellt. Die Wärmepumpe befindet sich an einem Aufstellort mit  $\vartheta_{amb}$  = 20 °C. Die wasserseitige Kondensatoreintrittstemperatur  $\vartheta_{Kond;in}$  wurde zwischen 30 und 45 °C und die wasserseitige Verdampfereintrittstemperatur  $\vartheta_{Verd;in}$  zwischen 10 und 25 °C variiert. Die deutlichsten Wärmeminderproduktionen, bestimmt durch die Wärmemengenverhältnisse  $Q_{dyn}/Q_{stat}$ , sind bei sehr kurzen Laufzeiten der Wärmepumpe, also bei kleinen Werten der relativen Laufzeit  $\alpha$ , zu erkennen. In diesem Bereich ist das Vorzeichen des Wärmemengenverhältnisses sogar negativ, da die Wärmemengen bei transienter Betriebsweise, wie oben beschrieben, beim Anfahren der Wärmepumpe negativ sein können. Die negative Wärmemenge ist umso größer, je größer die Temperaturdifferenz zwischen wasserseitiger Kondensatoreintrittstemperatur und der Starttemperatur der Wärmepumpe ist, die durch die Umgebungstemperatur am Aufstellort definiert ist. Darüber hinaus geht auch die Temperaturdifferenz am Verdampfer in das Wärmemengenverhältnis  $Q_{dyn}/Q_{stat}$  ein. Wird am Verdampfer zwischen den wasserseitigen Eintrittstemperaturen von 10 und 25 °C verglichen, stellt sich bei der Umgebungstemperatur  $\vartheta_{amb} = 20$  °C und  $\vartheta_{Verd;in} = 25$  °C sofort eine Kälteleistung ein, wohingegen bei  $\vartheta_{Verd;in} = 10$  °C erst der Verdampfer abgekühlt werden muss. Dieser Effekt wirkt sich bei kleinen relativen Laufzeiten deutlich aus.

Aus den Kennlinien in Abb. 7 geht hervor, dass ab einer relativen Laufzeit von 0,2 alle Konfigurationen positive Wärmemengenverhältnisse ergeben. Verdeutlicht wird, dass aus langen Zyklendauern  $\Delta t_{zykl}$  höhere Wärmemengenverhältnisse resultieren. Je länger die Zyklendauer ist, desto länger arbeitet die Wärmepumpe im stationären Betriebszustand (vgl. Abb. 6) und desto geringer wird der Unterschied zwischen der Wärmemenge bei stationärer und transienter Betriebsweise. So beträgt z. B. bei einer Zyklendauer von 3 h,  $\vartheta_{Verd;in} = 10$  °C,  $\vartheta_{Kond;in} = 30$  °C und  $\vartheta_{amb} = 20$  °C bei einer relativen Laufzeit von  $\alpha = 0,2$  die Wärmemenge bei transienter Betriebsweise am Kondensator über 90 % der vergleichbaren stationären Wärmemenge.



**Abb. 7:** Vergleich eines <u>einzelnen Zyklus</u> bei einer Umgebungstemperatur von  $\mathcal{G}_{amb} = 20$  °C mit wasserseitigen Verdampfer- und Kondensatoreintrittstemperaturen von  $\mathcal{G}_{Verd;in} = 10$  °C,  $\mathcal{G}_{Kond;in} = 30$  °C (10/30);  $\mathcal{G}_{Verd;in} = 25$  °C,  $\mathcal{G}_{Kond;in} = 45$  °C (25/45),  $\mathcal{G}_{Verd;in} = 10$  °C,  $\mathcal{G}_{Kond;in} = 45$  °C (10/45); links:  $0 < \alpha < 1$ ; rechts:  $0 < \alpha < 0,25$ 

Im Vergleich zu einem einzelnen Zyklus der Wärmepumpe zeigt Abb. 8 für dieselbe Konfiguration wie in Abb. 7 den 24 h-Betrieb im Kennlinienfeld. Aus Übersichtsgründen ist der Fall  $\vartheta_{Verd;in} = 10$  °C,  $\vartheta_{Kond;in} = 45$  °C nicht dargestellt. Es fällt im Vergleich zum einzelnen Zyklus deutlich auf, dass das Wärmemengenverhältnis bei bereits kleinen relativen Laufzeiten viel höher ist. Nur sehr wenige Konfigurationen erzeugen bei sehr kleinen Werten von  $\alpha$  negative Werte. Im Vergleich zum einzelnen Zyklus liegen die Werte der Wärmemengenverhältnisse für längere Zyklendauern niedriger als für kurze Zyklendauern. Das liegt daran, dass bei langen Zyklendauern die Abschaltzeit bei kleinen relativen Laufzeiten lang ist und sich somit der Kondensator tiefer abkühlen kann. Ist er beim nächsten Anfahren der Wärmepumpe unter die Eintrittstemperatur gesunken, erzeugt er wieder kurzzeitig negative Wärmeleistungen. Dies verursacht niedrigere Wärmemengenverhältnisse. Bei kürzeren Zyklendauern kann sich der Kondensator nicht so weit abkühlen, weshalb bei jedem weiteren Anfahren die Restwärme im Kondensator genutzt werden kann. Bei steigenden relativen Laufzeiten und langen Zyklendauern steigen die Wärmemengenverhältnisse stärker an, wobei der Abstand zwischen den Kennlinien der unterschiedlichen Zyklendauern immer geringer wird. Bei längeren relativen Laufzeiten werden fast Wärmemengen wie bei stationärer Betriebsweise erzeugt.



**Abb. 8:** Vergleich eines <u>24 h-Betriebs</u> bei einer Umgebungstemperatur von *θ*<sub>amb</sub> = 20 °C mit wasserseitigen Verdampfer- und Kondensatoreintrittstemperaturen von *θ*<sub>Verd;in</sub> = 10 °C, *θ*<sub>Kond;in</sub> = 30 °C (10/30); *θ*<sub>Verd;in</sub> = 25 °C, *θ*<sub>Kond;in</sub> = 45 °C (25/45); links: 0 < α < 1; rechts: 0 < α < 0,25

In Abb. 9 und Abb. **10** wird bei konstanten wasserseitigen Verdampfer- und Kondensatoreintrittstemperaturen (10/45) die Umgebungstemperatur am Aufstellort  $\vartheta_{amb}$  zwischen 5, 20 und 35 °C variiert. In Abb. 9 ist das Kennlinienfeld für einen Zyklus der Wärmepumpe dargestellt. Das Wärmemengenverhältnis ist bei niedrigeren Umgebungstemperaturen tiefer, da der Kondensator länger benötigt, um sich aufzuwärmen als bei hohen Umgebungstemperaturen. Bei der Umgebungstemperatur  $\vartheta_{amb} = 5$  °C beginnen die Wärmemengenverhältnisse bei kleinen relativen Laufzeiten sehr tief im negativen Bereich und befinden sich ab  $\alpha = 0,2$  im positiven Bereich. Bei einer Umgebungstemperatur von  $\vartheta_{amb} = 35$  °C liegen die Wärmemengenverhältnisse immer im positiven Bereich und immer über 90 %.



**Abb. 9:** Vergleich eines <u>einzelnen Zyklus</u> bei einer Umgebungstemperatur von  $\mathcal{G}_{amb} = 5/20/35$  °C mit wasserseitigen Verdampfer- und Kondensatoreintrittstemperaturen von  $\mathcal{G}_{Verd;in} = 10$  °C,  $\mathcal{G}_{Kond;in} = 45$  °C (10/45); links:  $0 < \alpha < 1$ ; rechts:  $0 < \alpha < 0.25$ 

In Abb. 10 ist im Vergleich zu Abb. 9 für dieselbe Konfiguration das Kennlinienfeld für den 24 h-Betrieb dargestellt. Hier sind noch deutlicher als in Abb. 9 die Einflüsse der unterschiedlichen Umgebungstemperaturen auf den Verlauf der Kennlinien zu erkennen. Selbst im Bereich sehr kleiner relativer Laufzeiten entstehen keine negativen Wärmemengenverhältnisse. Ab einem Wert von  $\alpha > 0,5$  liegen alle Wärmemengenverhältnisse über 90 %.



**Abb. 10:** Vergleich eines <u>24 h-Betriebs</u> bei einer Umgebungstemperatur von  $\mathcal{G}_{amb} = 5/20/35$  °C mit wasserseitigen Verdampfer- und Kondensatoreintrittstemperaturen von  $\mathcal{G}_{Verd;in} = 10$  °C,  $\mathcal{G}_{Kond;in} = 45$  °C (10/45); links:  $0 < \alpha < 1$ ; rechts  $0 < \alpha < 0.25$ 

Die teilweise starken transienten Einflüsse, die beim einzelnen Zyklus entstehen, werden im 24 h-Betrieb oft gedämpft. Bei dieser Sensitivitätsanalyse wurden Konfigurationsfälle simuliert, die einen praktischen Bezug zum Einsatz der Wärmepumpen in SuN-Anlagen haben. Das betrifft vor allem die Betrachtung des Dauerbetriebs. Aus ihm geht hervor, dass der transiente Einfluss nur bei geringen relativen Laufzeiten deutlich wird. Allerdings wird in der Praxis versucht, genau diese Betriebsweisen zu vermeiden. Manche Wärmepumpen werden schon vom Hersteller nur mit einer Mindestlauf- und Mindeststillstandszeit freigegeben, damit häufiges Takten vermieden wird. Laufzeiten der Wärmepumpen zwischen 5 und 15 min können jedoch vorkommen. Dabei kann es im ungünstigsten Fall zu Wärmemengenverhältnisse zwischen 60 und 80 % kommen, was einer Wärmeminderproduktion im Vergleich zum stationären Fall von 20 bis 40 % entspricht. In der Regel beträgt die Wärmeminderproduktion jedoch weniger als 20 % und kann für lange Laufzeiten vernachlässigt werden.

# 5 Zusammenfassung

Elektrisch betriebene Wärmepumpen sind wichtige Komponenten in SuN-Anlagen, da sie die energetische Effizienz des ganzen Systems verbessern können. Für die Auslegung von SuN-Anlagen ist es von Bedeutung die Wärmepumpen möglichst genau simulieren zu können. Da die Wärmepumpe für jede SuN-Anlage eine Sonderanfertigung ist und es nur wenige SuN-Anlagen gibt, kann bei der Simulation nicht oder nur sehr eingeschränkt auf Kennlinien von Wärmepumpen zurückgegriffen werden. Zudem müssen die Wärmepumpen in SuN-Anlagen oft mit einer großen Leistungsbandbreite betrieben werden. So stehen im Herbst zum Beginn der Heizperiode hohe Wärmequellentemperaturen im saisonalen Wärmespeicher zu verfügen, während der Heizbedarf noch relativ gering ist. Da der Temperaturhub gering ist, kann die Wärmepumpe in diesem Zeitraum mit einem hohen COP betrieben werden. Dies ändert sich bis Januar und Februar, wenn die Wärmequellentemperaturen niedrig sind, aber ein hoher Wärmebedarf im Nahwärmenetz entsteht. Deshalb werden häufig Wärmepumpen eingesetzt, die z. B. durch eine variable Kompressordrehzahl leistungsregelbar sind. Diese Anforderungen machen den Einsatz eines variablen und komponentenbasierten Modells erforderlich, das den thermodynamischen Kreisprozess genau abbilden kann.

Hornberger hat bereits ein Modell entwickelt, das die Wärmepumpe komponentenbasiert modelliert. Dieses Modell wurde weiterentwickelt, um die neuen Anforderungen der Wärmepumpen in SuN-Anlagen zu erfüllen. Die Weiterentwicklung beinhaltet den Einsatz der dort verwendeten Kältemittel und die stufenlos regelbare Kompressordrehzahl.

Das ursprüngliche Modell von Hornberger bildet nur die stationäre Betriebsweise der Wärmepumpe ab. Um auftretende Taktverluste bei der Simulation der Wärmepumpe zu berücksichtigen, wurde das Modell mit einem transienten Modellansatz ergänzt.

Das neue erweiterte Modell wurde anhand von Messdaten aus dem Anlagenbetrieb der Wärmpumpe aus der SuN-Anlage in Neckarsulm validiert. Wie durch die Validierung des Modells gezeigt werden konnte, bildet das neue erweiterte Modell den Wärmepumpenbetrieb genauer ab, als das Modell nach Hornberger. Dies betrifft im Besonderen die Anfahrvorgänge der Wärmepumpe.

Mit Hilfe des transienten Modellansatzes können schon während der Auslegung der SuN-Anlage Kennlinienfelder für unterschiedliche Betriebspunkte erstellt werden. Durch die Kennlinienfelder kann die Wärmeminderproduktion für bestimmte Betriebsweisen dargestellt werden. Daraus lassen sich verbesserte Betriebsweisen der Wärmepumpe ableiten und in die Anlagenregelung implementieren. Bei SuN-Anlagen werden erfahrungsgemäß die energetisch ungünstigen Betriebsweisen ohnehin vermieden. Trotzdem lässt sich die Effizienz der Wärmepumpenintegration in SuN-Anlagen weiter steigern. Durch die Effizienzsteigerung wird der Primärenergieverbrauch reduziert und somit ein zusätzlicher wirtschaftlicher und ökologischer Beitrag geleistet.

## Nomenklatur:

Lateinische Buchstaben:

Symbol	Bedeutung	Einheit
C <sub>1</sub>	Faktor	1/s
Cp	spezifische Wärmekapazität	kJ/(kg⋅K)
h	spezifische Enthalpie	kJ/kg
ṁ	Massenstrom	kg/s
Р	Leistung	Ŵ
Q	Wärmeleistung	W
t	Zeit	S
$\Delta t_{off}$	Stillstandszeit	S
$\Delta t_{on}$	Laufzeit	S

Griechische Buchstaben:

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	relative Laufzeit der Wärmepumpe	-
η	Wirkungsgrad	-
θ	Temperatur	°C
$ au_{off}$	Abschaltzeitkonstante	S
τ <sub>on</sub>	Anfahrzeitkonstante	S

#### Indizes:

Symbol	Bedeutung
amb	Umgebung
dyn	dynamisch, transient
el	elektrisch
fik	fiktiv
HZ	Heizzentrale
i	Eintritt
KM	Kältemittel
Kond	Kondensator
0	Austritt
off	ausgeschaltet bzw. nicht im Betrieb
on	eingeschaltet bzw. im Betrieb
stat	stationär
th	thermisch
VD	Verdichter
Verd	Verdampfer

Abkürzungen:

Symbol	Bedeutung	Einheit
COP	Coefficient of Performance	-
GWP	Global Warming Potential	-

## Literatur:

[1] Benner, M.; Bodmann, M.; Mangold, D.; Nußbicker, J.; Raab, S.; Schmidt, T.; Seiwald, H.: *Solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit und ohne Langzeit-Wärmespeicher.* Forschungsbericht zum BMWi-Vorhaben 0329606S (November 1998 bis Januar 2003), ISBN 3-9805274-2-5, Stuttgart, 2003.

- [2] Bodmann, M.; Mangold, D.; Nußbicker, J.; Raab, S.; Schenke, A.; Schmidt, T.: *Solar unter-stützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher*. Forschungsbericht zum BMWA/BMU-Vorhaben 0329607F (Februar 2003 bis Mai 2005), Stuttgart, 2005.
- [3] Bauer, D.; Heidemann, W.; Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Ochs, F.; Panthalookaran, V.; Raab, S.: Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher. Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607J (Juni 2005 bis Juli 2008), Stuttgart, 2009.
- [4] TRNSYS: A Transient System Simulation Program Version 16. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, 2005.
- [5] Groff, G.C.; Bullock, C.E.: A Computer Simulation Model for Air Source Heat Pump System Seasonal Performance Study. Second Annual Heat Pump Conference on Heat Pump Technology, Oklahoma State University, October 18-19, 1976.
- [6] Katipamula, S.: *A study of the transient behavior during start-up of residential heat pumps.* Order Number 9015522, Dissertation, Texas A&M University, 1989.
- [7] Bühring, A.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Einsatz von Lüftungs-Kompaktgeräten mit integrierter Kompressionswärmepumpe. Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2001.
- [8] Afjei, T.: YUM; A Yearly Utilization Model for Calculating the Seasonal Performance Factor of *Electric Driven Heat Pump Heating Systems, Technical Form.* Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, IET-LES; Zürich, 1989.
- [9] Hornberger, M.: *Solar unterstützte Heizung und Kühlung von Gebäuden*. Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, 1994.
- [10] Ehrbar, M.; Gubser, B.: *Dynamischer Wärmepumpentest: Phase 1, Etappe 1: Ergebnisse der Literaturrecherche.* Zwischenbericht Projekt 20132 Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 1, 1997.
- [11] Ehrbar, M.; Wirth, L.; Gubser, B.: *Dynamischer Wärmepumpentest: Phase 1, Etappe 2: Modellbildung.* Schlussbericht, Projekt 20132 - Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 1, 1999
- [12] Zogg, D.; Shafai, E.; Ehrbar, M.; Wirth, L.: *Dynamischer Wärmepumpentest: Phase 1, Etappe 3; Modellansatz für die prüftechnische Charakterisierung der Minderwärmeproduktion.* Schlussbericht, Projekt 33684 - Dynamischer Wärmepumpentest, 2000.
- [13] Ehrbar, M.; Hubacher, B.: *Dynamischer Wärmepumpentest; Validierung des Modellansatzes und Entwicklung einer Prüfprozedur; Phase 2.* Schlussbericht, Projekt 33684 Dynamischer Wärmepumpentest, 2001.
- [14] Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O. NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 7.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2002.
- [15] Marx, R.; Nußbicker-Lux, J.; Bauer, D.; Heidemann, W.: Integration von Wärmepumpen in solar unterstützte Nahwärmeversorgungssysteme mit saisonaler Wärmespeicherung. 21. OTTI-Symposium thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 2011.

# Design of a thermo-chemical energy store integrated in a solar combisystem

Barbara Mette, Henner Kerskes, Harald Drück 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 / 685-63499, Fax: +49 711 685-63503 email: mette@itw.uni-stuttgart.de

# Introduction

Solar combisystems are well introduced in the German and European market and have already achieved a high technical level. With "typical" system sizes, 20 % to 30 % of the total heat demand required for domestic hot water preparation and space heating of a single or multifamily house can be delivered by solar. To achieve high solar fractions (> 50 %) an efficient storage technology is essential which allows storing heat from summer to winter. Up to now, large hot water stores with approximately 5 m<sup>3</sup> to 15 m<sup>3</sup> of water volume are state of the art and the only storage technology commercially available on the market.

In the recent years, research activities in alternative storage technologies, such as latent heat stores or thermo-chemical energy stores, have developed strongly. Main advantage - especially of thermo-chemical energy stores (TCES) - is the high energy storage density of the material. This opens up the opportunity to realise compact seasonal heat stores with quasi no energy losses during the storage period. A lot of research is done in the field of material development and material optimization. Here, the main focus is set on improving the chemical and thermal properties of the materials such as increasing the energy storage density, enhancing the thermal conductivity or improving the cycle stability. Much less attention is paid to the process development of a TCES and on the design development of the storage and its subcomponents. Nevertheless, this topic is indispensable to advance and push the developments of this technology and to bring it closer to a market introduction.

Therefore, the development and integration of a thermo-chemical energy store into a complete system concept is one focus of the work performed at the Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW) of the University of Stuttgart. Within the three and a half years project "Chemical heat store using reversible gas solid reactions" (CWS<sup>1</sup>; duration from June 2008 to November 2011) a process design for integrating a thermo-chemical energy store into a solar combisystem is being developed. An essential aspect of the process development is the designing of the reactor and reaction conditions. For an efficient process and an optimal utilization of the material's energy storage density it has to be guaranteed that during the endothermic reaction the complete material is regenerated and during the exothermic reaction the complete energy is released at a reasonable high temperature. This implies that the reaction behaviour and reactor design are specially adapted to the material characteristic and to the operation conditions of the system. For the designing process of the reactor, different reactor concepts have been numerically investigated with the simulation software "COMSOL Multiphysics" (2). In this paper the developed reactor design for a thermo-chemical energy store will be presented. Detailed information on the overall system concept as well as the energy performance of the so-called CWS-NT-concept (CWS-NT: Chemische Wärmespeicherung -Niedertemperatur; chemical heat storage - low temperature) is given in (4).

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> CWS: Chemische Wärmespeicherung mittels reversibler Feststoff-Gasreaktionen

# Process and reactor design

Figure 1 shows a schematic of the CWS-NT-concept. A thermo-chemical energy store is integrated in a solar combisystem. The collector loop of the solar combisystem has been extended for the thermo-chemical energy store. In times of high solar irradiation the heat coming from the collector array is directly charging the combistore or, if the temperature in the combistore is above the set temperature, regenerating the material in the thermo-chemical energy store (left figure). During winter or during times of low solar irradiation the thermo-chemical energy store is delivering heat for charging the combistore (right figure). 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.



**Fig. 1:** Schematic of the CWS-NT-concept. Left: Solar collectors are delivering heat for charging the combistore (a) or regenerating the thermo-chemical energy store (b). Right: Thermo-chemical energy store is delivering heat for charging the combistore.

The thermo-chemical energy store fulfils two functions. It provides a storage reservoir for the material and a reactor where the heat and mass transfer take place during the endothermic or exothermic reaction. For simplicity, the term "reaction" is here used to describe sorption, hydration or a combination of both processes. In the exothermic reaction a solid reactant A reacts with water to a solid product B and the reaction enthalpy  $\Delta H_R$  is released. For the endothermic reaction the reaction enthalpy  $\Delta H_R$  has to be added to the process in the form of heat and the product B is decomposed into the solid reactant A and water vapour (H<sub>2</sub>O); cf. eq. 1

$$A_{(s)} + H_2 O_{(q)} \rightleftharpoons B_{(s)} + \Delta H_R$$
 eq. 1

Water in vaporized form is supplied to the reactor (exothermic reaction) or dissipated from the reactor (endothermic reaction) through an airflow using ambient or exhaust air. Beside the water vapour transport, the airflow is also transporting the heat into the reactor (endothermic reaction) or out of the reactor (exothermic reaction). This has the advantage that despite the low conductivity of the storage material a very good heat transport mainly based on forced convection can be achieved.

Different materials and material combinations for thermo-chemical energy stores have been experimentally investigated at ITW. A detailed overview of the experimental setup and results are given e.g. in (3) and (1).

Very good characteristics in terms of reaction kinetic, energy storage density and mechanical stability show composite materials of salt impregnated zeolites. These materials are made by impregnating commercially available zeolite beads in a salt solution. These materials are distinguished by the following essential properties:

- higher energy storage density compared to pure zeolite due to salt impregnation
- high reaction kinetic even at low water vapour pressures of the airflow
- zeolite as supporting material for the salt is thermally and mechanically stable with good transporting properties
- material components commercially available at moderate prices (zeolite: approx. 3 €/kg, salt: < 0.5 €/kg), high potential for further cost reduction

In first experimental investigation a 20 % higher energy storage density of the composite material compared to the pure zeolites has been achieved. It is expected that with a further improvement of the zeolite structure and the impregnation technique a significant improvement of the energy storage density of these materials can be obtained.

Two different designs of thermo-chemical energy stores have been investigated at ITW: an integrated reactor concept where the material storage is at the same time the reactor (figure 2, left) and an external reactor concept where the material storage is separated from the reactor (figure 2, right). Both concepts have advantages and disadvantages.



**Fig. 2:** Integrated (left) and external (right) reactor concept for a thermo-chemical energy store (example of the exothermic reaction)

In the integrated reactor concept the material is stationary inside the material storage. A material transport is not required meaning less material stress as well as non technical or energetic effort for transporting the material. On the other hand, high temperatures ( $\vartheta > 120$  °C) are needed for the endothermic regeneration reaction. This implies the use of temperature resistant materials throughout the entire thermo-chemical energy store.

In the external reactor concept the material is transported between the reactor and the material storage. This requires an abrasion-resistant and transportable material. The advantage of the external reactor concept is that the reaction is reduced to only a small part of the total 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 storage low-cost materials can be used.

In the following the external reactor concept will be described in more detail. Nevertheless, the integrated reactor concept is also subject of current research at ITW.

# The external reactor design

In figure 3 a schematic of the airflow and of the reactor design is given. An important element for an efficient process design is the air to air heat exchanger where the air coming from the reactor is preheating the supply air. A very low temperature difference between the air entering the reactor and the exhaust air is achieved which minimizes heat losses by the airflow.



Fig. 3: Left: Schematic of the airflow. Middle/right: Schematic of the reactor design

The middle and right figure show the reactor design in more detail. The material is entering the reactor from top and runs gravity-driven through the reactor. The air is entering the reactor from lateral through a special designed air duct in order to achieve a uniform airflow over the reactor width. During the exothermic reaction the airflow is transporting the water vapour into the reactor and the heat of reaction out of the reactor. In the air to water heat exchanger the heat is transferred to the water loop. For the endothermic reaction the airflow via the air to water heat exchanger and then transported into the reactor. The water vapour released during the reaction is transported with the airflow out of the reactor.

The following considerations are decisive for the reactor design:

- A large cross flow section area for the airflow and minimal bulk width in flow direction minimizes the airflow pressure loss. This is a crucial design factor as the airflow pressure loss is directly correlated to the fan power.
- The gravity-driven material transport through the reactor is realized in a reliable and technical inexpensive way with low material stress
- A robust and efficient process control allows complete material regeneration and complete heat release at reasonable high temperature levels
- A compact construction with short distance between heat source and heat removal, i.e. between reaction chamber and heat exchanger, is favourable to minimize heat losses to the ambient.

Different reactor operation concepts (cross flow, fixed bed, counter flow) have been investigated by numerical investigations. A detailed overview of the numerical results can be found in (5). In the following the derived reactor design, a quasi-continuous cross flow reactor will be presented.

# Quasi-continuous cross flow reactor

In the quasi-continuous cross flow reactor advantages of a cross flow and fixed bed reactor are combined. The strength of the cross flow reactor is the continuous reaction process, meaning a continuous thermal power output. However, this reactor design has high demands on the reaction control due to the sensitivity of the reaction to a variation in the air inflow conditions. A further challenge is the realization of a uniform material flow in the reactor. This is essential as an inhomogeneous flow or even a funnel flow with stagnant zone in the reactor will significantly reduce the thermal performance and the thermal efficiency of the reactor. Here, the fixed bed reactor design has advantages as there is no material flow during the reaction process. A drawback of the fixed bed design is the discontinuous operation resulting in a power reduction at start-up and end of conversion.

To make use of the strengths of both reactor designs, a quasi-continuous reactor design has been developed. A sketch of the quasi-continuous reactor design is depicted in figure 4. The reaction itself is performed in fixed bed mode, meaning no movement of the material. At the material outlet the reactor width is reduced which results in a higher airflow in this region as the airflow resistance is lower. Due to the higher amount of air passing this part of the reactor a higher amount of water vapour is transported in this area. With increasing reaction time the material in the lower part of the reactor is already reacted whereas in the upper part of the reactor most of the material is still unreacted. When full conversion in the lower part of the reactor is achieved, the material outlet opens and part of the material is removed. At the same time the reactor is refilled with unreacted material from the top. The reaction is continued in a fixed bed mode until full conversion is again achieved in the lower part of the reactor.



**Fig. 4:** Sketch of the reactor design of the quasi-continuous cross flow reactor (left). Results of the numerical simulation of the quasi-continuous cross flow reactor (right)

Figure 4 shows first results of numerical investigations. The reactor geometry is: height = depth = 0.8 m, width (material inlet) = 0.1 m, width (material outlet) = 0.06 m. For the simulation the following assumptions and boundary conditions apply:

- The inlet temperature of the airflow is  $\vartheta_{in} = 35$  °C, the absolute humidity of the inflowing air is  $x_{in} = 6$  g/kg. The volume flow of the air is  $\dot{V} = 180$  kg/h.
- It is assumed that the reaction kinetic and reaction equilibrium of the composite material is similar to zeolite. A linear driving force approach is used to describe the reaction kinetic; an adsorption model is used to describe the reaction equilibrium.
- The initial loading of the material is  $y_{s,0} = 20 \text{ g/kg}$  (equivalent to a regeneration of the material at 9 = 180 °C). The maximum loading at these airflow inlet conditions is  $y_{s,max} = 261 \text{ g/kg}$ .

In figure 4 the thermal reactor power output  $\dot{Q}_{th}$  and the airflow temperatures at two different positions of the reactor (T<sub>1</sub> is in the lower part and T<sub>2</sub> in the upper part of the reactor) are depicted. With increasing reaction time, the temperature T<sub>1</sub> decreases whereas the temperature T<sub>2</sub> remains almost constant during the first 5.5 h of reaction. This results in only a slight decrease of thermal power output of the reactor from  $\dot{Q}_{th} = 1200$  W to  $\dot{Q}_{th} = 950$  W. When the temperature T<sub>1</sub> is dropping below a limit value, the material in the lower part of the reactor has to be replaced. In this example, if the material in the lower part of the reactor was replaced after 5.5 hours, the replaced material would have a loading of y<sub>s</sub> = 258.3 g/kg, which is almost 99 % of the maximum loading. At this time the mean outlet temperature of the airflow

is still  $\vartheta_{\text{mean}} = 50.9 \text{ °C}$ , equivalent to a temperature lift of the airflow over the reactor of  $\triangle T = 15.9 \text{ K}$ . This shows that a very high fraction of the energy storage density of the material can be utilized.

Since the results determined for the newly developed quasi-continuous cross flow reactor are quite promising, this concept will be further investigated. As next steps further numerical and experimental investigations will be performed to analyse the reactor design under instationary operation conditions.

# Summary

A process design of a thermo-chemical energy store integrated in a solar combisystem has been presented. A characteristic feature of the process design is the external reactor, hence the separation of the reactor and the material reservoir. Detailed numerical investigations have been performed for different reactor designs such as fixed bed or cross flow reactor. An important criterion, which has to be fulfilled by the reactor, is that a high fraction of the energy density of the material can be utilized. This implies a minimum temperature lift of the airflow during the reaction. The developed quasi-continuous cross flow reactor design shows very good characteristics in terms of efficiency (material conversion, achievable temperature lift), technical and energetic effort for operation (material transport, fan power) and robustness during operation (reaction control, sensitivity of the reaction to varying operating conditions). Further experimental and numerical investigations are in progress to analyse the reactor design under varying operating conditions in more detail.

Solar combisystems with thermo-chemical energy stores are a decisive step forward towards a more sustainable heat supply in the building sector. With this new generation of high efficient solar combisystem solar fractions of up to 100 % can be achieved at reasonable costs. To bring the promising technology of thermo-chemical energy storage to marketability, further research and development in all sections (storage material, reactor design and system integration) have to be done. Moreover, demonstration projects are necessary to optimize the system behaviour under realistic operation conditions.

# References

- (1) Bertsch, F., Kerskes, H., Drück, H., and Müller-Steinhagen, H. (2010). Materialuntersuchung für chemische Langzeitwärmespeicher. In *Tagungsband. OTTI. 20. Symposium Thermische Solarenergie*, pages 258 663. ISBN: 978-3-941785-29-8.
- (2) Comsol (2010). *COMSOL Multiphysics 4.1 Installation and Operation guide*. Comsol Multiphysics GmbH, Stockholm, Sweden.
- (3) Kerskes, H., Bertsch, F., Mette, B., Wörner, A., and Schaube, F. (2011a). Thermochemische Energiespeicher. *Chemie Ingenieur Technik, 83,* to be published.
- (4) 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.*
- (5) 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.*

# 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.

# PROCESS AND REACTOR DESIGN 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 Systems (TZS) Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany Tel.: +49 711 / 685-63499, Fax: +49 711 685-63503 email: mette@itw.uni-stuttgart.de

#### 1. Introduction

Thermo-chemical energy storage is a key technology to realize highly efficient short and long term thermal energy stores for various applications such as solar thermal systems or cogeneration systems. By storing the energy in form of chemical bonds of special materials the energy can be stored almost loss-free over arbitrary time periods. At the same time a high energy storage density can be achieved. Both criteria are crucial, especially for compact long term thermal energy storage applications.

Research activities in the field of low temperature thermo-chemical energy stores (TCES) have developed strongly in the last few years - particularly in the field of material development and material optimization. Main focus of this activity is on improving the chemical and thermal properties of the materials such as increasing the energy storage density, enhancing the thermal conductivity or improving the cycle stability. Much less attention is paid to the design of the storage itself and its sub-components such as the reactor required as a key component in a thermo-chemical energy store. Nevertheless, this topic is indispensable to advance and push the developments of this technology and to bring it closer to a market introduction.

Hence, one focus of the work performed at the Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW) of the University of Stuttgart is the development and integration of a thermo-chemical energy store into a complete system concept. Within the three and a half years project "Chemical heat store using reversible gas solid reactions (CWS: Chemische Wärmespeicherung mittels reversibler Feststoff-Gasreaktionen: duration from June 2008 to November 2011) a process design for integrating a thermochemical energy store into a solar combisystem is being developed. An essential aspect of the process development was the designing of the reactor and of the reaction conditions. This work has been closely accompanied by material research as, for an optimal utilization of the materials storage density, reaction behaviour and reactor design have to be specially adapted to the material characteristic and to the operation conditions of the system. Within the project, a wide range of materials for thermo-chemical energy stores have been experimentally investigated. In the focus are reversible gas solid reactions with water vapour as one reactant. Very good characteristics in terms of energy storage density and reaction kinetics indicate composite materials of salt impregnated zeolites. However, the reaction kinetic of these composites is instationary (decreasing kinetic with increasing conversion) and strongly dependent on the reaction conditions. This is a challenge especially for the exothermic formation reaction. To make use of the complete energy storage density of the material, it is essential to achieve a maximum conversion of the material with a temperature lift in the reactor which can be used for space heating and hot water preparation.

Different reactor designs have been experimentally and numerically investigated. For a detailed analysis of the heat and mass transfer inside the reactor a finite element model of the reactor has been set up with the simulation software "COMSOL Multiphysics" (Comsol, 2010). The results of the numerical investigation will be presented as well as the derived reactor design for a thermo-chemical energy store. A very detailed overview of the newly developed process design, the CWS-NT-Concept (Chemische Wärmespeicherung - Niedertemperatur: chemical heat storage - low temperature) as well as the energy performance of the CWS-NT-concept will be given in (Kerskes et al., 2011b).

#### 2. Process and reactor design

Figure 1 shows a schematic of the CWS-NT-concept: a thermo-chemical energy store is integrated in a solar combisystem. The collector loop of the solar combisystem has been extended for the thermochemical energy store. In times of high solar irradiation the heat coming from the collector array is directly charging the combistore or, if the temperature in the combistore is above the set temperature, regenerating the material in the thermo-chemical energy store (left figure). During winter or during times of low solar irradiation the thermo-chemical energy store is delivering heat for charging the combistore (right figure). The (conventional) backup heater is only used in extreme situation (long periods without solar radiation and/or very low ambient temperatures) as a kind of emergency heater



Fig. 1: Schematic of the CWS-NT-concept. Left: Solar collectors are delivering heat for charging the combistore (a) or regenerating the thermo-chemical energy store (b). Right: Thermo-chemical energy store is delivering heat for charging the combistore.

The thermo-chemical energy store has to fulfil two functions. It must provide a storage reservoir for the material and a reactor where the heat and mass transfer take place during the endothermic or exothermic reaction. For simplicity, the term "reaction" is used to describe sorption, hydration or a combination of both processes. During the exothermic reaction a solid reactant A reacts with water vapour to a solid product B and the reaction enthalpy  $\Delta H_R$  is released. For the endothermic reaction the reaction enthalpy  $\Delta H_R$  has to be added to the process in the form of heat and the product B is decomposed into the solid reactant A and water (H<sub>2</sub>O); cf. eq. 1.

$$A_{(s)} + H_2 O_{(g)} \rightleftharpoons B_{(s)} + \Delta H_R \tag{eq. 1}$$

Water in vaporized form is supplied to the reactor (exothermic reaction) or dissipated from the reactor (endothermic reaction) through an airflow using ambient or exhaust air. Beside the water vapour transport, the airflow is also transporting the heat into the reactor (endothermic reaction) or out of the reactor (exothermic reaction). This has the advantage that despite the low conductivity of the material bed a very good heat transport mainly based on forced convection can be achieved.

Two different designs of thermo-chemical energy stores have been investigated at ITW: an integrated reactor concept where the material storage is at the same time the reactor (figure 2 left) and an external reactor concept where the material storage is separated from the reactor (figure 2 right). Both concepts have advantages and disadvantages.

In the integrated reactor concept the material is stationary inside the storage. A material transport is not required meaning less material stress as well as non technical or energetic effort for transporting the material. On the other hand, high temperatures ( $\vartheta > 120$  °C) are needed for the endothermic regeneration reaction. This implies the use of temperature resistant materials throughout the entire thermo-chemical energy store.

In the external reactor concept the material is transported between the reactor and the material storage. This requires an abrasion-resistant and transportable material. The advantage of the external reactor concept is that the reaction is reduced to only a small part of the total 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 storage low-cost materials can be used.



Fig. 2: Integrated (left) and external (right) reactor concept for a thermo-chemical energy store (example of the exothermic reaction).

In the following the external reactor concept will be described in more detail. Nevertheless, the integrated reactor concept is also subject of current research activities at ITW.

#### 3. The external reactor design

In figure 3, left the schematic of the air circuit is given. An important element for an efficient process design is the air to air heat exchanger where the air coming from the reactor is preheating the supply air. A very low temperature difference between the air entering the reactor and the exhaust air is achieved; hence heat losses through the airflow are minimized.

The two right figures show the reactor design in more detail. The material is entering the reactor from top and runs gravity-driven through the reactor. The air is entering the reactor from lateral through a special designed air duct in order to achieve a uniform airflow over the reactor width. During the exothermic reaction the airflow is transporting the water vapour into the reactor and the heat of reaction out of the reactor. In the air to water heat exchanger the heat is transferred to the water loop. For the endothermic reaction the airflow direction is reversed. The heat from the solar loop is transferred to the airflow via the air to water heat exchanger and then transported into the reactor. The water vapour released during the reaction is transported with the airflow out of the reactor.



Fig. 3: Left: Schematic of the air circuit . Middle and right: Schematic of the external reactor design

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 favourable to minimize heat losses to the ambient.

The reactor can be operated as a cross flow or fixed bed reactor reactor. The main characteristics of the two different concepts will be briefly discussed. A more detailed assessment is given in section 5. where the different concepts are compared on the basis of numerical investigations.

#### The cross flow reactor

In the cross flow reactor the material runs from top to bottom gravity-driven through the reactor. The air is fed into the reactor from lateral and flowing in cross flow to the material. This reactor design allows a reaction process with a stationary reaction zone and a stationary thermal power output. A challenge of the reactor design is the realization of a uniform material flow through the reactor. This is essential as an inhomogeneous flow or even a funnel flow with stagnant zones in the reactor will significantly reduce the thermal performance and the thermal efficiency of the reactor.

#### The fixed bed reactor

In a fixed bed reactor the material is stationary inside the reactor and air is flown through the material bed. The reaction front and simultaneously the temperature and conversion front are moving through the reactor, starting at the airflow inlet. When full conversion of the material is achieved the material in the reactor has to be replaced. Due to the semi-batch operation of the reactor no constant thermal power output can be provided at the reactor outlet; a power reduction at start-up and the end of conversion is expected. An advantage of such a design is that the material is stationary inside the reactor during the reaction and no technical measures for a uniform material flow are required.

#### 4. Experimental investigation of materials for thermo-chemical energy stores

Different materials and material combinations for thermo-chemical energy stores are being experimentally investigated at ITW. The investigations are performed in a fixed bed reactor (material volume of approximately 130 ml) flown through by a humid airflow (exothermic reaction) or a dry and heated airflow (endothermic reaction). Experiments have been conducted with pure salts such as magnesium sulphate or calcium chloride as well as salts on different carrier matrices (e.g. bentonite, zeolite). A detailed overview of the experimental setup and results are given e.g. in (Kerskes et al., 2011a) and (Bertsch et al., 2010).

Very good characteristics in terms of reaction kinetic, energy storage density and mechanical stability were observed for composite materials of salt impregnated zeolites. These materials are made by impregnating commercially available zeolites (e.g. zeolite 13X or zeolite 4A particles). The salt remaining on the particles after drying is mainly distributed over the inner surface of the zeolite so that there is no volume increase due to impregnation. Figure 4 shows an example of an exothermic reaction of zeolite 13X and a composit material conducted in the experimentel setup. The composite material was developed at ITW and consists of zeolite 13X which has been impregnated with approximately 9 mass percent of magnesium sulphate and 1 mass percent of lithium chloride. Depicted are the temperature  $\vartheta_{f,in}$  and  $\vartheta_{f,out}$  and the water vapour pressure  $p_{w,in}$  and  $p_{w,out}$  of the airflow at the reactor inlet and outlet. The experiments have been performed with a material volume of approximately 130 ml, corresponding to a material mass of m = 86 g of zeolite and m = 95 g of composite material. The particle size of the zeolite and composite varies between 1.5 mm and 2 mm.

The exothermic reaction has been performed at an inlet temperature of the airflow of  $\vartheta_{\rm f,in} = 35^{\circ}$  C and a water vapour pressure of  $p_{\rm w,in} = 20$  mbar. Prior to the exothermic reaction the materials have been regenerated in the reactor at an inlet temperature of the airflow of  $\vartheta_{\rm f,in} = 180^{\circ}$  C and a water vapour pressure of the airflow of  $\vartheta_{\rm f,in} \approx 1$  mbar.

Despite the additional salt concentration on the composite and hence additional hydration capacity of the composite the overall water uptake during the exothermic reaction does not increase compared to pure zeolite. The measured weight increase over the reaction was approximately  $\Delta m = 20$  g resulting in a relative water uptake (related to the regenerated material mass) of 23 % for zeolite 13X and 21 % for the composite. Theoretically, assuming an unchanged adsorption capacity of the zeolite and a full hydration of the salt, a fractional water loading of 27 % is possible for the composite. Hence, only about 70 % of the theoretically possible water uptake is achieved in the experiment.

The course of the water vapour pressure of the outlet airflow  $p_{w,out}$  is very similar during the experiment for both materials. This might indicate a similar reaction kinetic. On the other hand, the reactor outlet temperature of the airflow measured over the reaction time, is higher for the composite than for the zeolite 13X. Reason for this might be a higher heat of reaction due to the salt reaction. In total, the heat released during the reaction is approximately 20% higher for the composite compared to the pure zeolite.

For a more detailed characterization of the materials, both materials were analysed by nitrogen adsorption at 77 K with a volumetric sorption analyser (performed at "Institut für Nichtklassische Chemie", University of Leipzig, Germany). The specific surface area and specific pore volume have been determined from the isotherms by applying the Brunauer-Emmett-Teller (BET) equations (Brunauer et al., 1938). In figure 5 the N<sub>2</sub>-isotherms at 77 K for zeolite 13X and the composite are depicted. The shape of the curve is similar but the isotherm of the composite is significantly lower than the isotherm of the pure zeolite. In absolute values, the pore volume of the composite is reduced by 26.5% and the specific surface area by 32.7%. This leads to the conclusion that the salt is blocking some of the pores so that not all zeolite crystals are available for adsorption. However, the experiments performed in the fixed bed reactor show an unchanged water uptake of the composite. Possible reasons for this is that the salt hydration is compensating the reduced adsorption capacity of the zeolite and/or the water molecules can pass the pores which are blocked for nitrogen. A further material characterization is planned to investigate the adsorption and hydration behaviour in more detail. It is expected that with a further improvement of the zeolite structure and impregnation technique a significant increase in the storage density of the materials can be achieved.



Fig. 4: Reaction of zeolite and composite: Airflow temperatures ( $\vartheta_{in}$  and  $\vartheta_{out}$ ) and water vapour pressures ( $p_{w,in}$  and  $p_{w,out}$ ) measured at the reactor inlet and outlet



Fig. 5:  $N_{\rm 2}$  - isotherms at  $77\,K$  for zeolite 13X and composite

### 5. Numerical investigation of external reactor designs

A detailed two-dimensional numerical model of the heat and mass transfer inside the reactor has been set up with the finite element simulation software "COMSOL Multiphysics". The aim was to investigate different reactor designs such as a cross flow and fixed reactor in more detail.

#### 5.1. Governing equations

The mass balance of the water vapour in the fluid (air) is described by the following equation:

$$\epsilon \frac{\partial y_w}{\partial t} = D_{\text{eff}} \frac{\partial^2 y_w}{\partial x_i^2} - u_{f,0,i} \frac{\partial y_w}{\partial x_i} + \epsilon R_w$$
(eq. 2)

In the equation  $\epsilon$  is the porosity of the bed,  $y_w$  the absolute humidity of the air, t the time,  $D_{\text{eff}}$  the effective mass dispersion coefficient,  $u_{f,0,i}$  the superficial velocity of the airflow in i-direction,  $R_w$  the

reaction rate of the water vapour and  $x_i$  the coordinate in i-direction (i = 1, 2).

The conversion of the solid is described by:

$$(1-\epsilon) \ \frac{\partial y_s}{\partial t} = -u_{s,0,i} \ \frac{\partial y_s}{\partial x_i} + (1-\epsilon) \ R_s \tag{eq. 3}$$

In the equation  $y_s$  is the conversion of the solid,  $u_{s,0,i}$  the bulk velocity of the solid in i-direction and  $R_s$  the reaction rate of the solid. The correlation between  $R_s$  and  $R_w$  is given with:

$$R_w = -R_s \frac{\rho_{s,0}}{\rho_f} \frac{(1-\epsilon)}{\epsilon}$$
(eq. 4)

with  $\rho_{s,0}$  as density of the solid at  $y_s = 0$  and  $\rho_f$  as the density of the fluid, which is considered to be constant during the reaction.

Under the assumption of a small temperature difference between solid and air inside of the reactor, a quasi-homogeneous model can be applied to describe the energy transport:

$$\epsilon \frac{\partial(c_{p,f} \rho_f T)}{\partial t} + (1 - \epsilon) \frac{\partial(\rho_s c_{p,s} T)}{\partial t} = \Lambda_{\text{eff}} \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} - u_{f,0,i} \frac{\partial(\rho_f c_{p,f} T)}{\partial x_i} - u_{s,0,i} \frac{\partial(\rho_s c_{p,s} T)}{\partial x_i} + \dot{Q}_R \tag{eq. 5}$$

In the equation T is the temperature,  $\Lambda_{\text{eff}}$  the effective thermal conductivity and  $Q_R$  the heat of reaction. The volumetric heat capacity of the solid  $(\rho_p c_{p,s})$  and of the fluid  $(\rho_f c_{p,f})$  depend on the water content and are approximated with:

$$\rho_{s} c_{p,s} = \rho_{s,0} (c_{p,s,0} + y_{s} c_{p,w}) \qquad \Rightarrow \qquad \frac{\partial (\rho_{s} c_{p,s})}{\partial y_{s}} = \rho_{s,0} c_{p,w} \qquad (eq. 6)$$

$$\rho_{f} c_{p,f} = \rho_{f} (c_{p,f} + y_{f} c_{p,v}) \qquad \Rightarrow \qquad \frac{\partial (\rho_{f} c_{p,f})}{\partial y_{f}} = \rho_{f} c_{p,v}$$

with  $c_{p,w}$ ,  $c_{p,v}$ ,  $c_{p,s,0}$  and  $c_{p,f,0}$  as the specific heat capacity of water, water vapour, of the solid at  $y_s = 0$ and of the fluid at  $y_f = 0$ . The effective mass dispersion coefficient  $D_{\text{eff}}$  and effective thermal capacity of the fluid  $\Lambda_{\text{eff}}$  are calculated according to VDI-Wärmeatlas (Tsotsas, 2002). For the description of the reaction kinetic a linear driving force approach is used:

$$R_s = k_{\rm LDF} \ (y_s - y_{\rm eq}) \tag{eq. 7}$$

In the equation  $y_{eq}$  is the reaction equilibrium and  $k_{LDF}$  a linear driving force coefficient which is evaluated according to Gorbach et al. (Gorbach et al., 2004). For the description of the reaction equilibrium  $y_{eq}$  in dependency of temperature and water vapour pressure an adsorption model is used. This assumes that these models can also be applied to composites of salt impregnated zeolites. Experimental investigations have shown, that for the material investigated in this study, this assumption is justified. However, with increasing salt concentration on the zeolite particle the adsorption models might lose their validity for the description of the reaction equilibrium and a different approach has to be used.

In this study for the description of the reaction equilibrium the Dubinin-Astakhov equation is applied which is popular for describing micropore filling for many microporous solids (Do, 2008). The heat of reaction  $\dot{Q}_R$  in eq. 5 is described by:

$$\dot{Q}_R = \Delta H_R R_s \rho_{s,0} \ (1 - \epsilon) \tag{eq. 8}$$

The reaction enthalpy  $\Delta H_R$  is calculated from the van't Hoff equation.

$$\frac{\Delta H_R}{R_g T^2} = -\left(\frac{\partial \ln p_w}{\partial T}\right)_{y_w} \tag{eq. 9}$$

For isotherms of the Dubinin-Astakhov type the corresponding equation to express the heat of reaction in terms of conversion can be found in literature (e.g. Do, 2008).

#### 5.2. Results of the numerical investigation

In a first step the general applicability of the simulation model has been validated with measured data of experimental investigations performed in the experimental setup. The adsorption isotherm and the reaction kinetic for a composite, a salt impregnated 4A zeolite (salt concentration of approximately 5 mass percent), have been determined in the fixed bed reactor and implemented in the simulation model. The other parameters such as the effective thermal conductivity or specific heat capacity have been estimated based on data taken from literature. Further experiments have been performed in the experimental setup with varying inflow conditions of the airflow (temperature, water vapour pressure). These experiments have been simulated with the numerical model and the results were compared to the results obtained from the experiments. In figure 6 one of theses experiments as well as the corresponding results of the numerical calculation is shown. Depicted are the measured and calculated water vapour pressure and temperature of the airflow at the reactor inlet and outlet during an exothermic reaction. A very good agreement between measurements and simulation is achieved which verifies the applicability of the model described above.



Fig. 6: Exothermic reaction of the composite of 4A zeolite and salt. Left: Water vapour pressure of the airflow at the reactor inlet and outlet (measured and calculated). Right: Airflow temperature at the reactor inlet and outlet (measured and calculated)

#### Assumptions and boundary conditions for the numerical model

The simulation study aims at deriving a reactor design for a thermo-chemical energy store using a composite of a salt impregnated zeolite as storage material. In a first instance, the main goal is to understand the processes inside the reactor e.g. the reaction behaviour of the material, the temperature distribution inside the reactor and the sensitivity of different reactor designs to a variation in the inflow conditions of the airflow. A precise model of one specific type of a composite, for which detailed information on chemical, physical and thermodynamic properties are required, is not in the primary focus. Hence, several simplifications have been made concerning the material characteristic as well as the flow conditions inside the reactor.

If not otherwise specified the following reactor geometry, boundary and initial conditions have been applied:

- The reactor is rectangular with the following dimensions: height = depth = 0.8 m, width = 0.1 m. The cross-section area for the airflow is  $A_f = 0.64 \text{ m}^2$  (depth x height).
- A two-dimensional model is applied, hence variation along the reactor depth are neglected.
- The fluid is entering the reactor from lateral at an inlet temperature of  $\vartheta_{f,in} = 35 \,^{\circ}$ C and an absolute humidity of  $x_{f,in} = 6 \,\mathrm{g \, kg^{-1}}$ . The volume flow is constant with  $\dot{V}_f = 180 \,\mathrm{m^3 \, h^{-1}}$ .
- The material is entering the reactor from vertical (cross flow reactor) or is stationary inside the reactor (fixed bed reactor). The inlet or initial temperature of the material is  $\vartheta = 35^{\circ}$  C. The material is entering the reactor (cross-flow) or has an initial conversion (fixed bed reactor) of  $y_s = 0.02$ .
- The material has a uniform particle size of 2 mm.

- The coefficients of the Dubinin-Astakhov equation have been adapted to the adsorption isotherms of the composite described in section 4. The reaction kinetic coefficient  $k_{\text{LDF}}$ , effective mass dispersion coefficient  $D_{\text{eff}}$  and thermal conductivity coefficient  $\Lambda_{\text{eff}}$  have been adopted from the numerical model of the salt impregnated 4A zeolite.
- The temperature dependency of the thermal conductivity and of the specific heat capacity is neglected.

### 5.2.1. Cross flow reactor

The reaction in the cross flow reactor is a stationary process. Hence, in the mass and energy balance (eq. 2, eq. 3, eq. 5) the derivative with respect to time is zero. In figure 7 results obtained from the numerical simulation are depicted.



Fig. 7: Results of the numerical simulation of the cross flow reactor design. Left: Outlet temperature of the airflow in dependency of the reactor height. Right: Fractional conversion of the material averaged over the reactor width in dependency of the reactor height

The left diagram depicts the outlet temperature of the airflow over the reactor height, the right diagram the fractional conversion of the material averaged over the reactor width. In the cross-flow reactor the reaction front is stationary, going diagonally from the material / air inlet (upper left corner in figure 7) to the material / air outlet (lower right corner in figure 7). The conversion front has the same shape with unreacted material in the upper right region and reacted material in the lower left region. For the presentation of the material conversion over the reactor height, a mean conversion  $y_{s,mean}^+$  over the reactor width  $w_R$  has been calculated:

$$y_{s,mean}^{+} = \frac{1}{w_R} \int_{x_1=0}^{x_1=w_R} y_s^{+} dx_1 \qquad \qquad y_s^{+} = \frac{y_s}{y_{s,ref}}$$
(eq. 10)

with the fractional conversion  $y_s^+$  defined as the conversion of the material  $y_s$  related to the maximum possible conversion at reference conditions  $y_{s,ref}$ . Similar, the mean outlet temperatur of the airflow is determined by averaging the temperature over the reactor height  $h_R$ :

$$\vartheta_{f,mean} = \frac{1}{h_R} \int_{x_2=0}^{x_2=h_R} \vartheta_f dx_2 \tag{eq. 11}$$

At the material inlet  $(x_2 = 0)$  the material is entering the reactor at an initial conversion of  $y_s = 0.02$ . Along the reactor height the material is reacting with the water vapour from the airflow until complete conversion is achieved, or, if not enough water vapour is available, until the material is leaving the reactor at the material outlet. The heat energy released during the exothermic reaction is transported out of the reactor by the airflow. With increasing conversion of the material the reaction rate decreases and less heat of reaction is released. This results in a decreasing temperature of the airflow along the reactor height.

At a comparatively high mass flow of the material  $(\dot{m_s} = 6.0 \,\mathrm{kg} \,\mathrm{h}^{-1})$  complete conversion of the material is not achieved at the material outlet. The material is leaving the reactor with a fractional conversion of

 $y_{s,mean}^+ < 1$ . As there is still reaction in regions near the material outlet the reactor temperature maintains high and the air is leaving the reactor with a relatively high temperature (mean outlet temperature of  $\vartheta_{mean,out} = 54.4 \,^{\circ}\text{C}$ ). If the mass flow of the material is too low ( $\dot{m}_s = 3.0 \,\text{kg}\,\text{h}^{-1}$ ) full conversion is already achieved at a reactor height of  $x_2 = 0.5 \,\text{m}$ . As there is no reaction of the material further downstream the outlet temperature of the airflow decreases with increasing reactor height. The airflow is leaving the reactor with a mean outlet temperature of  $\vartheta_{mean,out} = 46.3 \,^{\circ}\text{C}$ . The optimal mass flow of the material under the inflow conditions of the air is  $\dot{m}_s = 4.5 \,\text{kg}\,\text{h}^{-1}$ . Almost full conversion of the material is achieved at the material outlet ( $y_{s,mean}^+ = 0.99$ ) and at the same time the air is leaving the reactor at a comparatively high outlet temperature of  $\vartheta_{mean,out} = 51.7 \,^{\circ}$  C. In table 1 the main results of the cross flow reactor design are summarized. The thermal power output  $\dot{Q}_{th}$  provided by the airflow is calculated according to eq. 12:

$$Q_{th} = \dot{m}_f c_{p,f} \left( \vartheta_{f,mean,out} - \vartheta_{f,in} \right) \tag{eq. 12}$$

In the equation  $\dot{m}_f$  is the mass flow of the air,  $\vartheta_{f,mean,out}$  the mean outlet temperature of the airflow and  $\vartheta_{f,in}$  the inlet temperature of the airflow. The specific thermal energy density provided by the airflow is defined with:

$$q_{th} = \frac{\dot{Q}_{th}}{\dot{m}_s} \tag{eq. 13}$$

The quantity  $q_{th}$  is a measure for the usable energy storage density of the material.

$\frac{\dot{m}_s}{\mathrm{kg}\mathrm{h}^{\text{-}1}}$	$y^+_\%$	$\stackrel{\vartheta_{\rm f,mean,out}}{^{\rm o}\rm C}$	$\dot{Q}_{th}$ kW	$q_{th}  m kWhkg^{-1}$
3.0	100.0	46.3	0.77	0.220
4.5	98.9	51.7	0.99	0.220
6.0	87.4	54.5	1.16	0.193

Tab. 1: Main results of the numerical investigation of the cross flow reactor

The simulation study shows that full conversion of the material has to be achieved at the material outlet in order to make use of the complete specific energy density of the material. This implies that the material mass flow has to be adapted to the inflow conditions of the airflow, mainly to the water vapour supply into the reactor.

#### 5.2.2. Fixed bed reactor

In the fixed bed reactor the material is stationary inside the reactor and the convective term for the bulk velocity  $u_{s,0}$  in eq. 3 and eq. 5 are set to zero. Figure 8 shows the fractional conversion  $y_s^+$  of the material (left) and the temperature of the airflow  $\vartheta_f$  (right) over the reaction time for different positions along the reactor width. With increasing reaction time the reaction front is moving through the reactor from the airflow outlet. The breakthrough curve of the temperature and of the material conversion follow the reaction front. During the reaction an overall heat of  $Q_{th} = 10.6$  kWh is released. This corresponds to a specific energy density of  $q_{th} = 0.23$  kWh kg<sup>-1</sup>.

However, not the complete heat provided by the reaction can be used for further processes e.g. for transferring the heat to the water circuit via the air to water heat exchanger. When the reaction front is approaching the airflow outlet, most of the material is already reacted and the reaction rate decreases. This results in less heat released during the reaction and the airflow outlet temperature decreases. Assuming that a minimum temperature lift of the airflow of  $\Delta T = 10$  K is required in the air to water heat exchanger, a useful heat of reaction of  $Q_{th} = 9.8$  kWh or specific energy of  $q_{th} = 0.21$  kWh kg<sup>-1</sup> is released. The material has to be replaced after a reaction time of 9 hours and a fractional conversion of the material averaged over the complete reactor of  $y_{mean}^+ = 0.94$  is achieved.

#### 5.2.3. Quasi-continuous cross flow reactor

Both concepts, the cross flow reactor and the fixed bed reactor, show a very good performance in terms of thermal power output and conversion of the material. A drawback of the fixed bed reactor is the



Fig. 8: Simulation results of the fixed bed reactor. Left: Conversion of the material at different positions along the reactor width in dependency of the reaction time. Right: Airflow temperature at different positions along the reactor width in dependency of the reaction time.

instationary thermal power output of the reactor resulting from a decreasing temperature of the airflow with increasing conversion of the material. As a minimum temperature lift is required in the air to water heat exchanger, the material inside the reactor has to be replaced before full conversion is achieved. In this study, in the fixed bed reactor an average fractional conversion of  $y^+ = 0.94$  is achieved when a minimum temperature lift of the airflow of  $\Delta T = 10$  K is required. In the cross flow reactor, a fractional conversion of  $y^+ = 0.99$  is obtained at a constant outlet temperature of the airflow with a temperature lift of  $\Delta T = 17$  K. However, the cross-flow reactor design has high demands on the reaction control. A uniform material flow at very low bulk velocities has to be guaranteed. Furthermore the mass flows of the material flow and airflow (or rather water vapour flow) have to be optimally adjusted with one another. A too high mass flow ratio of the material flow to the air flow results in an uncompleted conversion at the material outlet; a too low mass flow ratio results in a comparatively low temperature lift of the airflow. Here, the fixed bed reactor design has advantages as the material is stationary inside the reactor. This simplifies the reaction control and in addition no technical measures have to be taken for a uniform mass flow.

To make use of the strengths of both reactor concepts, a quasi-continuous cross flow reactor was developed. A sketch of this reactor design is depicted in figure 9. At the material outlet the reactor width is reduced which results in a higher airflow in this region as the flow resistance is reduced. The reaction is performed in a fixed bed, meaning no movement of the material. With increasing reaction time the material in the lower part of the reactor is already reacted whereas in the upper part of the reactor most of the material is still unreacted. After a certain reaction time (e.g. when the temperature  $T_1$  is dropping below a limit value) the material in the lower part of the reactor is removed and new material is entering the reactor from top. The reaction is continued in a fixed bed until the temperature  $T_1$  is below the limit value.

Figure 9 shows first results of numerical investigations. In this study a fixed bed operation of the reactor has been analysed without any discharging of the material. The simulation was performed for a reactor of the following dimensions: height = depth = 0.8 m, width (material inlet) = 0.1 m, width (material outlet) 0.06 m. The same initial and inlet condition for the material and airflow as for the fixed bed reactor apply.

The figure shows the temperature  $T_1$  at  $x_2 = 0.75$  m,  $T_2$  at  $x_2 = 0.3$  m of the airflow and the thermal power output  $\dot{Q}_{th}$  provided by the airflow. With increasing reaction time, the temperature  $T_1$  decreases whereas the temperature  $T_2$  remains on a high level for a comparatively long time. This results in only a slight decrease of the thermal power output from approximately  $\dot{Q}_{th} = 1200$  W to  $\dot{Q}_{th} = 950$  W. When the temperature at  $T_1$  is dropping below a limit value, the material in the lower part of the reactor has to be replaced. In this example, if the material in the lower part of the reactor was replaced after 5.5 hours, the replaced material would have a fractional conversion of  $y_s^+ = 0.99$ . At this time the mean outlet temperature of the airflow is  $\vartheta_{mean,out} = 50.9$  ° C, equivalent to a temperature lift of the airflow over the reactor of  $\Delta T = 15.9$  K. This shows that similar to the cross-flow reactor design a very high fraction of the energy storage density of the material can be utilized.



Fig. 9: Sketch of the reactor design of the quasi-continuous cross flow reactor (left). Results of the numerical simulation of the quasi-continuous cross flow reactor during fixed bed operation (no replacement of the material) (right).

Since the results determined for the newly developed quasi-continous cross flow reactor are quite promising this concept will be further investigated. As next steps further numerical and experimental investigations will be performed to analyse the reactor design under instationary operation conditions.

### 6. Summary

A process design, the CWS-NT-concept for a thermo-chemical energy store integrated in a solar thermal system has been presented in this paper. An essential part of the thermo-chemical energy store is the reactor where the heat and mass transfer take place. In this paper several external reactor designs for a thermo-chemical energy store are presented. A characteristic feature of external reactor designs is the transport of the material from and to the reactor as the external reactor is seperated from the material reservoir. To analzy the processes inside the reactor, detailed numerical investigations with the finite element simulation software "COMSOL Multiphysics" have been performed for a fixed bed reactor and a cross flow reactor. Focus of the simulation study is to understand the processes in the reactor during the exothermic reaction of a composite (salt impregnated zeolite) with humid air. An important criterium, which has to be fulfilled by the reactor, is that a high fraction of the energy density of the material can be used for further processes. This implies a minimum temperature lift of the airflow to be ensured during reaction.

Strenghts and weaknesses of the different reactor concepts have been demonstrated through results from numerical simulation studies. At optimal operation conditions of the reactor - meaning an optimal mass flow ratio of the water vapor transported into the reactor via the air to the material massflow - the cross flow reactor design is superior to the fixed bed reactor design in terms of the specific thermal energy density released during the reaction. However, the cross flow reactor design has high demands on the reaction control due to the sensitivity of the reaction to a variation in the air inflow conditions. In addition, a uniform mass flow inside the reactor at very low bulk velocities has to be guaranteed but is technically difficult to realize. Based on these considerations a quasi-continuous cross-flow reactor design has been developed. Instead of a continuous material mass flow through the reactor, as in the cross flow reactor design, the material is removed discontinuously from the reactor. In the lower part of the reactor, near the material outlet, a faster conversion of the material is achieved compared to the materials in the upper part, by reducing the width of the reactor and hence increasing the amount of air passing this part of the reactor. When full conversion is achieved in the area near the material outlet, the material outlet opens and part of the material is removed. At the same time the reactor is refilled with unreacted material from the top. First simulation studies show that a high fractional conversion of the material can be achieved and, at the same time, the temperature lift of the airflow leaving the reactor is only slightly decreasing with increasing reaction time. This indicates a very efficient process design where a high fraction of the specific energy density of the material can be utilized. Further experimental and numerical investigations are in progress to analyze the reactor design under varying operating conditions in more detail.

Experimentel investigation on materials for thermo-chemical energy storages have been conducted. Com-

posite materials of salt impregnated zeolites exhibit very good properties in terms of thermal performance (reaction kinetic, specific thermal energy storage density) and mechanical and thermal stability (transportable, low thermal degradation). Both criteria are crucial for the use in a thermo-chemical energy store. Further investigation are on-going and it is expected that a huge increase in the specific thermal energy density can be achieved by improving the material structure and the material production process.

### Nomenclature and Symbols

А		s <b>u</b> ==============	Symbol	01110	Qualitity
	$m^2$	cross-section area	$y_s$	-	conversion of the ma
$A_{(s)}$		solid reactant	0		terial
$B_{(s)}^{(c)}$		solid reaction product	$y_w$	-	absolute humidity of
$c_p$	$J  kg^{-1}  K^{-1}$	specific heat capacity			the airflow
$\dot{D}_{\rm eff}$	$m^{2} s^{-1}$	effective mass disper-	$y_s^+$	-	fractional conversion
		sion coefficient			of the material
$\Delta H_R$	$ m Jkg^{-1}$	reaction enthalpy	Greek l	etters	
$h_R$	m	reactor heigth	C.		had paragity
$k_{ m LDF}$	s <sup>-1</sup>	linear driving force	29 29	°C	temperature
		coefficient	A. m	$Wm^{-1}K^{-1}$	effective thermal con
$m_s$	kg	solid mass	теп	vv III IX	ductivity
$p_0$	mbar	system pressure	0	kg m <sup>-3</sup>	density
$p_w$	mbar	water vapor pressure	P		denorty
$Q_{th}$	J	thermal energy	Indices		
$Q_{th}$	W	thermal power output			
$Q_R$	$W m^{-3}$	heat of reaction	0		initial, unreacted
$q_{th}$	J kg <sup>-1</sup>	specific thermal en-	f		fluid
		ergy	g		gas
R	s <sup>-1</sup>	reaction rate	in		inflow
$R_g$	J mole <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	gas constant	eq		equilibrium
T	Κ	temperature	mean		mean
t	s	time	out		outflow
$u_0$	$m s^{-1}$	superficial velocity	ref		reterence
$w_R$	m	reactor width	s		solid
$x_i$	m	coordinate in direction	W		water

#### References

- Bertsch, F., Kerskes, H., Drück, H., and Müller-Steinhagen, H. (2010). Materialuntersuchung für chemische Langzeitwärmespeicher. In Tagungsband. OTTI. 20. Symposium Thermische Solarenergie, pages 258 – 663. ISBN: 978-3-941785-29-8.
- Brunauer, S., Emmett, P. H., and Teller, E. (1938). Adsorption of gases in multimolecular layers. Journal of the American Chemical Society, 60(2):309–319.
- Comsol (2010). COMSOL Multiphysics 4.1 Installation and Operation guide. Comsol Multiphysics GmbH, Stockholm, Sweden.
- Do, D. D. (2008). Adsorption Analysis: Equilibria and Kinetics (V2), volume 2 of Series on Chemical Engineering. Imperial College Press.
- Gorbach, A., Stegmaier, M., and Eigenberger, G. (2004). Measurement and modeling of water vapor adsorption on zeolite 4a - equilibria and kinetics. *Adsorption*, 10:29–46.
- Kerskes, H., Bertsch, F., Mette, B., Wörner, A., and Schaube, F. (2011a). Thermochemische Energiespeicher. Chemie Ingenieur Technik, 83, to be published.
- 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.
- Tsotsas, E. (2002). Wärmeleitung und Disperion in durchströmten Schüttungen. In VDI Wärmeatlas (2010). Verein Deutscher Ingenieure.

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.

# Thermische Leistungsfähigkeit von solaren Kombianlagen Ergebnisse aus Feldtestuntersuchungen und Laborprüfung

<u>B. Mette<sup>1</sup></u>, J. Ullmann<sup>1</sup>, H. Drück<sup>1</sup>, M. Albaric<sup>2</sup>, P. Papillon<sup>2</sup>,

<sup>1)</sup> Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart Tel.: 0711/685-63499, Fax:0711/685-63503 Email: mette@itw.uni-stuttgart.de

> <sup>2)</sup>CEA – INES 50 avenue du Lac Léman F 73377 Le Bourget du Lac, Frankreich

# 1. Einleitung

Einer Studie der Deutschen Solarthermie-Technologie Plattform (DSTTP) zufolge hat die Niedertemperatur-Solarthermie das Potenzial in Deutschland bis zum Jahr 2020 etwa 3 % des gesamten Wärmebedarfs zu decken /6/. Auf Europa bezogen kann bei einem forcierten Ausbau der Solarthermie bis zum Jahr 2020 die installierte Leistung von 15,4 GW<sub>th</sub> (Jahr 2008) auf 336 GW<sub>th</sub> gesteigert werden. Das langfristige Ziel ist es im Jahr 2050 etwa die Hälfte des gesamten europäischen Wärmebedarfs durch Solarthermie zu decken. Einen wichtigen Beitrag zur Erreichung dieser Ziele werden dabei solare Kombianlagen leisten, die mit heute typischen Größen etwa 20 % bis 30 % des gesamten Wärmebedarfs eines Ein- oder Zweifamilienhauses decken. Vorrausetzung für einen beschleunigten Marktausbau von solaren Kombianlagen ist neben der technologischen Entwicklung auch die Stärkung des Kundenvertrauens in die Technologie und die Sicherstellung der Qualität solarthermischer Anlagen im realen Betrieb.

Die Ermittlung der Qualität und thermische Leistungsfähigkeit von installierten solaren Kombianlagen in Europa war eines der Hauptziele des EU-Projekts "CombiSol – Standardisation and Promotion of Solar Combisystems" (Laufzeit: Nov. 08 – Dez.10), welches durch das Programm "Intelligent Energy Europe" (IEE) gefördert wurde. In diesem Projekt sind insgesamt 70 installierte solare Kombianlagen in 4 europäischen Ländern (Frankreich, Deutschland, Schweden, Österreich) umfangreich evaluiert worden. Die Evaluierung umfasste eine Vor-Ort-Inspektion aller Anlagen zur Ermittlung der Installationsgüte, eine Feldtestuntersuchung von 45 ausgewählten Anlagen, um Informationen über das reale Betriebsverhalten zu erhalten und die tatsächliche Primärenergieeinsparung bestimmten zu können, sowie eine Laborprüfung von drei Anlagen unter Verwendung zweier unterschiedlicher Prüfverfahren (Gesamtsystemprüfung nach dem "Short Cycle System Performance Test" (SCSPT) und komponentenorientierte Prüfung nach ENV bzw. CEN/TS 12977-2).

In diesem Beitrag werden die Projektergebnisse vorgestellt. Hierbei werden die Schwerpunkte auf den Vergleich der beiden Prüfverfahren sowie auf den Vergleich der Ergebnisse aus Feldtestuntersuchungen mit den Ergebnissen aus Laborprüfungen gelegt.

# 2. Thermische Leistungsprüfung von Solaranlagen

Gegenwärtig gibt zwei Kategorien genormter Verfahren zur thermischen Leistungsprüfung von Solaranlagen: Die Prüfung des Gesamtsystems, wie sie z.B. für vorgefertigten Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung in EN 12976-2, /8/ festgeschrieben ist und eine komponentenorientierter Ansatz, entsprechend dem z.B. die Prüfung von kundenspezifisch gefertigten Solaranlagen nach CEN/TS 12977-2, /3/ erfolgt. Während die thermische Leistungsprüfung von Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung prinzipiell nach beiden Normen erfolgen kann, können Kombianlagen nur nach CEN/TS 12977-2 geprüft werden.

Innerhalb des Projekts CombiSol wurde ein weiteres Prüfverfahren untersucht, der so genannte "Short Cycle System Performance Test" (SCSPT), mit der auch Kombianlagen als Gesamtsystem geprüft werden. Das SCSPT-Verfahren ist bislang nicht genormt, innerhalb des CombiSol-Projekts wurde jedoch ein Normentwurf für das CEN/TC 312 vorbereitet.

# Prüfung von solaren Kombianlagen nach CEN/TS 12977-2

Die Prüfung nach CEN/TS 12977-2 erfolgt nach dem CTSS-Verfahren (CTSS: **C**omponent **T**esting – **S**ystem **S**imulation). Dieses beruht auf einer physikalischen Prüfung der wesentlichen Komponenten der Kombianlage: der Speicher wird nach EN 12977-3, /9/ bzw. CEN/TS 12977-4, /4/ geprüft, der Kollektor nach EN 12975, /7/ und die Funktion des Regler wird nach CEN/TS 12977-5, /5/ überprüft. Aus diesen Prüfungen werden mit Hilfe eines numerischen Modells die Kennwerte zur Charakterisierung des thermischen Verhaltens der Komponenten bestimmt. Unter Verwendung eines komponentenorientierten Simulationsprogramms, wie zum Beispiel TRNSYS, wird die gesamte Anlage numerisch abgebildet und der Jahresenergieertrag für festgelegte Referenzbedingungen ermittelt.

# Prüfung von solaren Kombianlagen nach dem SCSPT-Verfahren

Das SCSPT-Verfahren basiert auf dem "Concise Cycle Test" (CCT) (vergl. /2/, /10/, /12/, /13/) und wurde am Institute National de l'Énergie Solaire (INES) in Frankreich weiterentwickelt /1/. Die gesamte Kombianlage (mit Ausnahme des Kollektorfelds)

wird auf einem Indoor-Prüfstand aufgebaut und anhand einer definierten 12-Tage-Prüfsequenz geprüft. Der Aufbau der Anlage beinhaltet dabei sowohl die Nachheizung als auch alle hydraulischen Leitungen zwischen den einzelnen Anlagen-Komponenten. Durch während der Prüfung zeitgleich ablaufende Simulationsrechnungen (Gebäudesimulation, Kollektorfeldsimulation), werden der aktuelle Wärmebedarf des Gebäudes und die Kollektorleistung ermittelt und durch einen Kühl- bzw. Heizkreis emuliert. Zur Bestimmung der thermischen Leistungsfähigkeit der Kombianlage werden die während der Prüfung gemessenen zu- und abgeführten Wärmemengen nach Gleichung 1 auf ein Jahr extrapoliert:

$$Q_i = \frac{Q_{i,measured}}{12 Tage} 365 Tage \tag{1}$$

In der Gleichung 1 ist  $Q_{i,measured}$  (kWh) die während der 12-Tage-Prüfsequenz gemessene Wärmemenge und  $Q_i$  (kWh) die auf ein Jahr extrapolierte Wärmemenge. Die in der Prüfung ermittelte thermische Leistungsfähigkeit der Kombianlage gilt nur für die der Prüfung zugrunde gelegten Randbedingungen. Eine Übertragung der Ergebnisse auf andere klimatische Randbedingungen und andere Lastprofile bzw. eine Extrapolation auf andere Anlagengrößen (z.B. Variation der Kollektorfläche) ist derzeit nicht möglich.

# 3. Vergleich der Prüfergebnisse des CTSS - Verfahrens mit dem SCSPT - Verfahren

Für den Vergleich der zwei Prüfverfahren wurden zwei solare Kombianlagen jeweils mit dem CTSS- und dem SCSPT-Verfahren geprüft. Die Prüfung nach dem CTSS-Verfahren wurde am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart durchgeführt, die Prüfung nach dem SCSPT-Verfahren erfolgte am Institute National de l'Énergie Solaire (INES) in Chambery, Frankreich. Die Prüfung nach dem SCSPT-Verfahren, bzw. die Jahressimulation des CTSS-Verfahrens erfolgte für ein Einfamilienhaus am Standort Zürich mit einem Gesamt-Raumheizwärmebedarf von 8482 kWh/a, (entsprechend dem Referenzgebäude aus /10/). Das Kollektorfeld der solaren Kombianlage mit einer Fläche von 16,1 m<sup>2</sup> ist nach Süden ausgerichtet und weist eine Neigung von 45° auf. Der Trinkwarmwasserbedarf beträgt 200 l/d bei 45 °C (entspricht 3040 kWh/a).

Die Kombianlage 1 besitzt einen 950 I Wasserspeicher mit einem internen Wärmeübertrager für die Trinkwassererwärmung, die Kombianlage 2 besitzt einen 750 I Wasserspeicher mit einem integrierten Tank zur Trinkwassererwärmung. Tabelle 1 zeigt den dem CTSS-Verfahren zugrunde gelegten jährlichen Wärmebedarf für Raumheizung ( $Q_{d,sh}$ ) und Trinkwassererwärmung ( $Q_{d,hw}$ ), sowie die entsprechenden, nach dem SCSPT-Verfahren ermittelten Werte:

	Kombianlage 1		Kombianlage 2		
Prüfverfahren	$Q_{d,sh}$	$Q_{d,hw}$	$Q_{d,sh}$	$Q_{d,hw}$	
	[kWh/a]	[kWh/a]	[kWh/a]	[kWh/a]	
CTSS	8482	3040	8482	3040	
SCSPT	8914	3099	13309	3005	

Tabelle 1:Zugrunde gelegter jähr. Heizwärmebedarf  $(Q_{d,sh})$  und Trinkwarmwasserbedarf<br/> $(Q_{d,hw})$ , nach dem CTSS- und SCSPT-Verfahren ermittelte Werte

Bei dem CTSS-Verfahren entspricht der jährliche Wärmebedarf für Raumheizung und Trinkwassererwärmung dem Referenzwärmebedarf, /10/ und ist unabhängig von der geprüften Anlage. Bei der SCSPT-Prüfung hingegen gibt es jedoch große Unterschiede, insbesondere beim Heizwärmebedarf. So liegt bei der Kombianlage 2 der jährliche Heizwärmebedarf etwa 50 % über dem Heizwärmebedarf der Kombianlage 1 bzw. 55 % über dem Heizwärmebedarf der Referenzanlage. Wesentliche Ursache für die großen Unterschiede ist, dass bei der Prüfung nach dem SCSPT-Verfahren die Heizungsregelung der solaren Kombianlage die Vorlauftemperatur sowie den Massenstrom im Heizkreis einstellt. Ist bei der SCSPT-Prüfung die Heizungsregelung nicht gut auf das Gebäude und den Gebäudestandort eingestellt oder weißt eine andere Funktionalität auf, wird durch die Kombianlage, trotz gleicher Randbedingungen (Klima und Heizwärmebedarf des Gebäudes), eine deutlich höhere (oder niedrigere) Wärmemenge für die Raumheizung bereitgestellt. Dies ist ein entscheidender Unterschied zu dem CTSS-Verfahren, bei der die Vor- und Rücklauftemperatur sowie der Massenstrom in einer sogenannten gebäude- und standort-spezifischen Lastdatei definiert sind und damit garantiert wird, dass der Heizwärmebedarf unabhängig von der geprüften Anlage ist.

Durch die erheblichen Unterschiede beim Gesamtwärmebedarf, der sich als Summe des Wärmebedarfs für die Trinkwassererwärmung und Raumheizung ergibt, ist ein direkter Vergleich der beiden Prüfverfahren z.B. auf Basis der anteiligen Energieeinsparung schwierig. Denn der Gesamtwärmebedarf hat direkten Einfluss auf alle weiteren Ergebnisse, wie z.B. Nachheizenergie und Kollektorertrag.

Um die Prüfverfahren dennoch vergleichen zu können, wurde die Jahressimulation des CTSS-Verfahrens an die Prüfbedingungen des SCSPT-Verfahrens angepasst. Die Vorgehensweise sowie die hiermit erzielten Ergebnisse werden im Folgenden mit Sim<sub>CTSS</sub> bezeichnet.

Der Heizwärmebedarf wird bei dem Sim<sub>CTSS</sub>-Verfahren über die Gebäudesimulation, die auch der SCSPT-Prüfung zugrunde liegt, ermittelt. Die Vor- und Rücklauftemperatur und der Massenstrom im Heizkreis werden von der Regelung der Kombianlage entsprechend der implementierten Heizkurve eingestellt. Zusätzlich werden neben den Wärmeverlusten im Kollektorkreis auch die Wärmeverluste von Rohrleitungen im Nachheizkreis und im Heizkreis berücksichtigt. Dazu werden in der Simulationssoftware die Rohrleitungen entsprechend dem realen Anlagenaufbau abgebildet (Rohrleitungslänge, Wärmedämmung).

Tabelle 2 zeigt die wesentlichen Ergebnisse der Sim<sub>CTSS</sub>-Simulation und der SCSPT-Prüfung: den Heizwärmebedarf  $Q_{d,sh}$ , den Wärmebedarf für die Trinkwassererwärmung  $Q_{d,hw}$ , den Kollektorertrag  $Q_{col}$ , die Nachheizenergie  $Q_{aux,net}$  und die Wärmeverluste der Anlage  $Q_{loss}$ . Ebenfalls dargestellt ist die anteilige Energieeinsparung f<sub>sav</sub> (%), die sich nach Gleichung 2 berechnet. In Gleichung 2 ist  $Q_{ref}$  (kWh/a) der Wärmebedarf einer konventionellen (nicht solaren) Heizungsanlage und  $Q_{loss,ref}$  = 644 kWh/a die Wärmeverluste des Trinkwasserspeichers der konventionellen Anlage.

$$f_{sav} = 1 - \frac{Q_{aux,net}}{Q_{ref}}$$
(2)

$$Q_{ref} = Q_{d,sh} + Q_{d,hw} + Q_{loss,ref.}$$
(3)

Der relative Fehler  $\varepsilon$  (%) zwischen den nach beiden Prüfverfahren ermittelten Werten berechnet sich nach Gleichung 4. Darin ist Q<sub>i,CTSS</sub> (kWh/a) die nach dem CTSS-Verfahren und Q<sub>i,SCSPT</sub> (kWh/a) die nach dem SCSPT-Verfahren bestimmte Wärmemenge.

$$\varepsilon = \frac{Q_{i,CTSS} - Q_{i,SCSPT}}{Q_{i,CTSS}}$$
(4)

	Prüf-	$Q_{d,sh}$	$Q_{d,hw}$	Q <sub>col</sub>	Q <sub>aux,net</sub>	Q <sub>loss</sub>	$f_{sav}$
	verfahren	[kWh/a]	[kWh/a]	[kWh/a]	[kWh/a]	[kWh/a]	[%]
Kombianlage 1	SCSPT	8914	3100	4662	9366	2014	26,0
	Sim <sub>CTSS</sub>	8957	3287	4287	9376	1419	27,2
	3	0,5 %	5,7 %	-8,7 %	0,1 %	-41,9 %	4,4 %
Kombianlage 2	SCSPT	13309	3005	4946	12923	1555	23,8
	Sim <sub>CTSS</sub>	13427	3175	5376	12424	1197	27,9
	3	0,9 %	5,4 %	8,0 %	-4,0 %	-29,9 %	14,9 %

Tabelle 2: Ergebnisse des SCSPT-Verfahrens und des Sim<sub>CTSS</sub>-Verfahrens

Der mit dem Sim<sub>CTSS</sub> Verfahren ermittelte Heizwärmebedarf  $Q_{d,sh}$  stimmt für beide Kombianlagen nun gut mit dem Heizwärmebedarf der SCSPT-Prüfung überein. Die

Abweichung im Wärmebedarf für die Trinkwassererwärmung ist dadurch zu erklären, dass während der Warmwasserentnahme bei der SCSPT-Prüfung die Kalt- und Warmwassertemperatur von der Soll-Temperatur abweichen. Ursächlich hierfür sind Unzulänglichkeiten des in den Anlagen eingesetzten Brauchwassermischers.

Auffallend sind die hohen Abweichungen in den Wärmeverlusten der Anlage  $Q_{loss}$ . Der relative Fehler zwischen den nach beiden Prüfverfahren ermittelten Werten liegt bei  $\varepsilon = 42$  % (Kombianlage 1) bzw.  $\varepsilon = 30$  % (Kombianlage 2). Eine detaillierte Auswertung der Messergebnisse zeigt, dass bei der SCSPT-Prüfung relativ hohe Wärmeverluste zwischen Heizkessel und der im Heizkreis eingesetzten hydraulischen Weiche auftreten. Ursache hierfür ist, dass während der 12-tägigen Prüfsequenz die Umwälzpumpe in diesem Nachheizkreis nahezu ununterbrochen eingeschaltet war, was zu hohen Temperaturen und damit zu hohen Wärmeverlusten führte. In dem Sim<sub>CTSS</sub> Verfahren wurde die hydraulische Weiche bei der Jahressimulation nicht abgebildet.

Die anteilige Energieeinsparung  $f_{sav}$  der Kombianlagen ist bei der CTSS-Verfahren höher als bei der SCSPT-Verfahren. Bei der Kombianlage 1 ist die Abweichung jedoch gering mit einem relativen Fehler < 5 %. Die höheren Wärmeverluste bei der SCSPT-Prüfung werden hier zum Teil durch die höheren solaren Erträge Q<sub>col</sub> kompensiert. Die Nachheizenergiemenge Q<sub>aux,net</sub> ist daher vergleichbar.

Bei der solaren Kombianlage 2 wird nach dem Sim<sub>CTSS</sub>-Verfahren eine anteilige Energieeinsparung von 27,9 % erzielt, während diese nach dem SCSPT-Verfahren bei nur 23,8 % liegt. Grund hierfür sind die deutlich höheren Wärmeverluste bei dem SCSPT-Verfahren bei gleichzeitig geringerem Kollektorertrag  $Q_{col}$ . Der höhere Wärmebedarf muss durch eine erhöhte Nachheizwärmemenge  $Q_{aux,net}$  bereitgestellt werden, was in einer geringeren anteiligen Energieeinsparung f<sub>sav</sub> resultiert.

# 4. Vergleich der Labor-Prüfergebnisse mit Ergebnissen aus Felduntersuchungen

Zusätzlich zu den Laborprüfungen wurden insgesamt 45 Kombianlagen im Rahmen eines Feldtests messtechnisch untersucht - darunter auch vier Anlagenkonzepte, die bereits im Labor nach dem CTSS – und/oder dem SCSPT-Verfahren geprüft worden sind.

In Abbildung 1 ist für die vier Anlagenkonzept die anteilige Energieeinsparung  $f_{sav}$  in Abhängigkeit vom FSC-Wert (fractional solar consumption) aufgetragen. Der FSC-Wert ist ein Maß für die theoretisch maximal erreichbare anteilige Energieeinsparung, /11/ und ist definiert als das Verhältnis aus der theoretisch nutzbaren Solarenergie-

menge (Q<sub>sol,usable</sub> [kWh]) und dem Energiebedarf einer konventionellen, nicht solaren Referenzanlage (Q<sub>ref</sub> [kWh]) (vergl. Gleichung 5):

$$FSC = \frac{Q_{sol,usable}}{Q_{ref}}$$
(5)

Die nutzbare solare Energiemenge wird nach Gleichung 6 auf monatlicher Basis ermittelt und ist die auf die Kollektorfläche auftreffende Solarstrahlung ( $A_{col} \cdot E_{glob,m}$ , [kWh]) bzw. falls dieser Wert größer ist als der Wärmebedarf ( $Q_{ref,m}$ , [kWh]), der Wärmebedarf:

$$Q_{sol,usable} = \sum_{i=1}^{12} MIN(A_{col} \cdot E_{glob,m,i}; Q_{ref,m,i})$$
(6)

In der Gleichung 6 ist  $A_{col}$  (m<sup>2</sup>) die Kollektorfläche,  $E_{glob,m}$  (kWh/m<sup>2</sup>) die monatlich auf die Kollektorfläche auftreffende Solarstrahlung und  $Q_{ref,m}$  (kWh) der monatliche Wärmebedarf.

Die in der Abbildung 1 gestrichelt dargestellten Kurven stellen Anlagen mit gleicher thermischer Leistungsfähigkeit dar, die sich aber in der Kollektorfläche und / oder im Gesamtwärmebedarf des Gebäudes und damit auch in der anteiligen Energieeinsparung unterscheiden.

Die im Labor ermittelte anteilige Energieeinsparung wurde für den Standort Würzburg (CTSS-Verfahren) bzw. für den Standort Zürich (SCSPT-Verfahren) bestimmt. Die Feldtestuntersuchungen wurden am Standort Lyon (Hersteller A), Stuttgart (Hersteller B), Nantes (Hersteller C) und Graz (Hersteller D) durchgeführt.



Abbildung 1: Im Labor (CTSS bzw. SCSPT) und im realen Betrieb (Feldtest) ermittelte anteilige Energieeinsparung in Abhängigkeit vom FSC-Wert. Die gestrichelt dargestellte Kurven stellen Anlagen mit gleicher thermischer Leistungsfähigkeit dar.

Die Ergebnisse aus Feldtest und Laborprüfung lassen folgende Rückschlüsse zu:

- 1. Die thermische Leistungsfähigkeit der Kombianlagen aus den Feldtestuntersuchungen stimmt mit denen aus den Laboruntersuchungen gut überein. Die beim Feldtest bzw. im Labor ermittelten Werte weichen für die individuellen Anlagen nur gering von der jeweiligen Kurve "gleicher thermische Leistungsfähigkeit" ab.
- 2. Die Prüfergebnisse des CTSS-Verfahrens ergeben tendenziell eine etwas höhere thermische Leistungsfähigkeit der Kombianlagen als die Prüfergebnisse des SCSPT-Verfahrens. Wesentlicher Grund hierfür ist, dass bei dem SCSPT-Verfahren zum Teil deutlich höhere Wärmeverluste auftreten als bei dem CTSS-Verfahren und diese durch eine erhöhte Nachheizenergiemenge kompensiert werden müssen. Die höheren Wärmeverluste bei der SCSPT-Prüfung lassen sich dadurch begründen, dass hier zusätzlich zu den Wärmeverlusten des Kombispeichers und Kollektorkreis, die auch bei dem CTSS-Verfahren berücksichtigt werden, auch die Wärmeverluste im Nachheizkreis und im Wärmeverteilungssystem des Heizkreis berücksichtigt werden.

# 5. Zusammenfassung

Im Rahmen des Projekts CombiSol wurden zwei unterschiedliche Prüfverfahren, ein komponentenorientiertes Prüfverfahren (CTSS) und ein Gesamtsystem-Prüfverfahren (SCSPT), zur Prüfung solarer Kombianlagen verglichen.

Es hat sich gezeigt, dass bei der SCSPT-Prüfung die von der solaren Kombianlage bereitgestellte Heizwärmemenge und damit auch der Gesamtwärmebedarf, stark von der Heizungsregelung und damit von der geprüften Anlage abhängt. Der Heizwärmebedarf unterscheidet sich, trotz gleicher Randbedingungen (Klima, Heizwärmebedarf des Gebäudes), zum Teil erheblich vom Heizwärmebedarf der Referenzanlage. Dies erschwert den Vergleich der Prüfergebnisse unterschiedlicher Kombianlagen untereinander, aber auch den Vergleich der Prüfergebnisse mit dem CTSS-Verfahren. Durch eine Anpassung der Jahressimulation des CTSS-Verfahrens an das SCSPT-Verfahren konnte dennoch ein Vergleich der Prüfverfahren durchgeführt werden. Es konnte gezeigt werden, dass die Prüfergebnisse des SCSPT-Verfahrens gut mit den Ergebnissen der angepassten Jahressimulation des CTSS-Verfahrens übereinstimmen. Die relativ hohe Abweichung zwischen den nach beiden Prüfverfahren ermittelten Werten der Wärmeverluste ist auf den unterschiedlichen Fokus der Prüfverfahren zurückzuführen.

Bei dem SCSPT-Verfahren wird die solare Kombianlage als Gesamtsystem geprüft und Bewertungsgröße ist die thermische Leistungsfähigkeit der gesamten Heizungsanlage, d.h. inklusive Heizungsregelung und Heizkessel. Durch den Gesamtsystemaufbau bei der physikalischen Prüfung werden nicht nur die Wärmeverluste des solaren Teils (Speicher und Kollektorkreis) erfasst, sondern zusätzlich auch die Wärmeverluste im Nachheizkreis und Heizkreis.

Bei dem CTSS-Verfahren wird der Fokus der Prüfung auf die thermische Leistung des solaren Teils der Heizungsanlage gelegt. Wärmeverluste, die auch bei einer konventionellen (nicht solaren) Heizungsanlage auftreten, wie z.B. die Wärmeverluste im Nachheizkreis, werden hier nicht berücksichtigt.

Um das SCSPT-Verfahren zukünftig als genormte Prüfverfahren zur thermischen Leistungsprüfung von solaren Kombianlagen zu implementieren, sind weitere Forschungsarbeiten zwingend erforderlich. Wichtig ist hierbei einen direkten Vergleich der thermischen Leistung unterschiedlicher Kombianlagen zu ermöglichen. Dies setzt voraus, dass der Heizwärmebedarf bei der Prüfung konstant und unabhängig von der geprüften Anlage ist. Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die Erarbeitung von Verfahren zur Extrapolation von Prüfergebnissen auf andere Anlagengrößen und anderen Randbedingungen wie z.B. Heizlast und Klima.

Zusätzlich muss eine umfassende und breit angelegte Validierung des Prüfverfahrens erfolgen, um die Anwendbarkeit des SCSPT-Verfahrens auf ein weites Spektrum an unterschiedlichen Anlagenkonzepten zu zeigen.

Die Ergebnisse der Feldtestuntersuchungen zeigen im Hinblick auf die thermische Leistungsfähigkeit von Kombianlagen ein insgesamt positives Bild auf. Die im Feldtest ermittelten Ergebnisse entsprechen den Erwartungen aus Laborprüfungen. Dies zeigt auch, dass die thermische Leistungsfähigkeit der solaren Kombianlagen mit dem bereits existierenden und in der europäsichen Normreihe EN bzw. CEN/TS 12977 festgeschriebenen CTSS-Verfahren gut prognostiziert werden kann.

Die Feldtestuntersuchungen haben jedoch auch ergeben, dass zum Teil die Wärmeverluste der real installierten Anlagen deutlich zu hoch sind. Dies ist auf eine nicht ausreichende Wärmedämmung von Speicher, Anschlüssen und Rohrleitungen zurückzuführen. Die hohen solaren Gewinne können dadurch nicht in dem Maße die Nachheizenergiemenge reduzieren, wie es systemtechnisch theoretisch möglich wäre. Zukünftig muss diesem Umstand vermehrt Rechnung getragen werden z.B. durch gezielte Schulung von Installateuren oder einer höheren Vorfertigung der Produkte seitens der Hersteller.

Insgesamt ermöglichte das Projekt CombiSol eine umfassende Untersuchung von Kombianlagen innerhalb von 4 europäischen Ländern. Die auf Laborprüfung und Feldtestuntersuchungen beruhenden Messergebnisse werden dazu beitragen das Vertrauen der Kunden in Kombianlagen zu stärken. Dies ist ein wesentlicher Aspekt um die Marktentwicklung von solaren Kombianlagen innerhalb Europas weiter voranzutreiben und zu beschleunigen.

# Literatur:

- /1/ Albaric, M. (2008) "Combitest Thermal performance evaluation of solar combisystems using a global approach", Proceedings of EUROSUN 2008, <u>Lisbon</u>
- /2/ Bales, C. (2002) "Combitest Initial Development of the AC/DC Test Method", Technical report, IEA Solar Heating & Cooling programme Task 26, <u>http://www.iea-shc.org/task26</u>
- /3/ CEN/TS 12977-2, (2010): "Thermal solar systems and components. Custom built systems. Part 2: Test methods for solar water heaters and combisystems"
- /4/ CEN/TS 12977-4, (2010): "Thermal solar systems and components. Custom built systems. Part 4: Performance test methods for solar combistores"
- /5/ EN 12975-2, (2006): "Thermal solar systems and components. Solar collectors. Part 2: Test methods"
- /6/ DSTTP (2010) "Forschungsstrategie Niedertemperatur Solarthermie 2030 für eine nachhaltige Wärme- und Kälteversorgung Deutschlands"
- (7/ EN 12975-1, (2006): "Thermal solar systems and components. Solar collectors. Part 1: General requirements"
- /8/ EN 12976-2 (2006): "Thermal solar systems components. Factory made systems. Part 2: Test methods"
- /9/ EN 12977-3, (2008): "Thermal solar systems and components. Custom built systems. Part 3: Performance test methods for solar water heater stores
- /10/ Haller, M., Heimrath, R. (2007) "The reference heating system, the template solar system", Technical report, IEA Solar Heating & Cooling programme Task 32, <u>http://www.ieashc.org/task32</u>
- /11/ Jordan, U. et al. (2003) "Performance of solar combisystems", Technical report, IEA Solar Heating & Cooling programme Task 26, <u>http://www.iea-shc.org/task26</u>
- /12/ Naron, D. J., Visser H. (2002) "Direct Characterisation Test Procedure for Solar Combisystems", Technical report, IEA Solar Heating & Cooling programme Task 26, <u>http://www.iea-shc.org/task26</u>
- /13/ Vogelsanger, P. (2002) "The Concise Cycle Test An Indoor Test Method using a 12day Test Cycle", Technical report, IEA Solar Heating & Cooling programme Task 26, <u>http://www.iea-shc.org/task26</u>

Das Projekt CombiSol wurde im Rahmen des Programms "Intelligent Energy Europe (IEE) unter dem Kennzeichen EIE 07/295 von der Europäischen Union gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

## EVALUATION OF SOLAR COMBISYSTEMS – RECOMMENDATIONS FOR IMPROVING THE THERMAL PERFORMANCE

Jens Ullmann, Barbara Mette and Harald Drück

Institute for Thermodynamics and Thermal Engineering (ITW)

Research and Testing Centre for Thermal Solar Systems (TZS)

University of Stuttgart

Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart, Germany

Phone: + 49 (0)711 685 63910

Fax: + 49 (0)711 685 63242

E-Mail: ullmann@itw.uni-stuttgart.de

#### 1. Introduction

Increasing market development of solar combisystems (SCS) can help to reduce the primary energy demand of buildings and hence the emission of green house gases. To support this market development it is important to strengthen consumer confidence in solar combisystems. An important aspect for achieving this goal is to ensure the performance and quality of the systems under real operating conditions. During the three year project "CombiSol – Standardisation & Promotion of Solar Combisystems" (2007 to 2010) which was supported by Intelligent Energy Europe, 45 solar combisystems installed in 4 European countries (Germany, France, Austria and Sweden) were evaluated in terms of qualitative inspection and quantitative in-situ monitoring according to Jähnig et al. (2008) and Letz et al. (2010a). The objective was to gather information on the installation quality and the thermal performance of solar combisystems under real operating conditions and to compare the results to the ones from laboratory testing.

The large variety of SCS offered on the market and the deviation in installation quality makes it difficult to predict the energy savings that will be achieved by the SCS under real operating conditions. In general it can be stated that the performance of the prefabricated components has improved, but the installation quality is still an important factor influencing the thermal performance of SCS. In this context, the term **installation quality** includes all aspects of installation such as the interconnection of different system components, thermal insulation quality and controller settings. The results of the here applied holistic evaluation approach combining qualitative data from inspection and quantitative data from in-situ monitoring shows potentials for the improvement of the thermal performance of SCS as demonstrated in Ullmann et al. (2010). From the comparison of qualitative data with the corresponding quantitative data, installation aspects were identified as the largest impact factors on the thermal performance.

In this paper the evaluation results gathered within the CombiSol project will be presented. Recommendations concerning the improvement of the installation quality of SCS will be described on the basis of the thermal performance of the evaluated systems.

#### 2. Evaluation of SCS

One of the important goals of the project was the elaboration of recommendations for the installation of solar combisystems. For this, within the CombiSol project a holistic evaluation procedure was applied on 45 SCS within 4 different countries in Europe (France, Austria, Sweden and Germany). The complete evaluation procedure comprises a qualitative and quantitative evaluation (see Fig. 1). The qualitative evaluation gives information on the installation characteristics (e.g. the quality of the thermal insulation) of one specific SCS. The quantitative evaluation provides information on the thermal performance of the combisystems by means of measurement data taken under real operating conditions (in-situ measurements) as well as under

laboratory conditions. This holistic approach of qualitative and quantitative evaluation allows the correlation between the thermal performance of combisystems under laboratory and under real operating conditions by comparing the differences in the thermal performance indicators (e.g. the fractional energy savings) and hence shows the influence of the installation quality.



Fig. 1: Overview of evaluation procedures applied within the CombiSol project

In the following, the different evaluation procedures and the corresponding results from the CombiSol project are presented, divided into the different parts: inspection of installed systems, in-situ measurements and laboratory testing.

## 2.1 Inspection of installed systems (qualitative evaluation)

Despite the fact that the level of prefabrication has increased strongly, installers still have to interconnect a lot of different components when installing a SCS at the construction site. The qualitative evaluation of SCS can help to identify key hurdles that may cause lower thermal performance of the system than possible. The results can be used for improving the prefabrication of components for SCS as well as the installation manual and help to avoid mistakes during installation of SCS. The quality of installation is determined during on-site inspections of SCS where the combisystems are examined using standardized checklists elaborated within the CombiSol project (www.combisol.eu).

The qualitative evaluation comprises the collection of data specific for the location, like the number of persons living in the house, or the heated floor area and the specific data of the combisystems. The specific data of the combisystems characterise the main components such as the solar collector, solar circuit including solar heat exchanger, heat store, auxiliary boiler, domestic hot water (DHW) preparation and space heating as well as the piping, the thermal insulation and controller settings.

The qualitative inspection has shown that missing or none complete thermal insulation is one of the key factors for a reduced thermal performance of SCS. But also other aspects like the controller settings can have a significant impact as well, provided the system is installed hydraulically correct. The components are mostly prefabricated, hence the biggest potential for improvement concerning the thermal insulation is the piping and the interconnections of the components.

Fig. 2 shows an example of a well insulated (left) and a not insulated connection at the heat store (right). The not insulated heat store connection is at the top of the heat store where the backup volume for domestic hot water preparation is located. Due to natural convection within the connecting pipe and the high thermal conductivity of copper used as piping material the pipes have nearly the same temperature as the set temperature of the backup volume for DHW preparation. This fact implicates constant high heat losses throughout the whole year, causing a direct increase in energy demand and hence a decrease in thermal performance of the complete system.



Fig. 2: Good (left) and bad (right) example for the thermal insulation at heat store connections

### 2.2 In-situ monitoring results (quantitative evaluation)

In the project CombiSol 45 installed combisystems were assessed by in-situ measurements. The aim was to perform the measurements at least over a time span of one year. If monitoring results were not available for a complete year an extrapolation of the measured data was performed according to Letz et al. (2010b). One important aspect to be kept in mind concerning the analysis of the measurement data is the fact, that SCS are only one part of the complete heating system in a building including also i.e. the heat distribution system. It is therefore important to take the complete heating system of a building into account for the assessment of the data. Hence corresponding guidelines (including i.e. the definition of measured entities and measurement positions) were elaborated for in-situ measurements and data assessment of SCS within the framework of the CombiSol project. Due to the fact that measurement data were collected every minute, potentials for improvement can be derived not only from the overall energy balances but also from the investigation of the dynamic system behaviour in detail.

In Fig. 3 the thermal fractional energy savings of monitored SCS within CombiSol are plotted against the fractional solar consumption (FSC). Depicted here are systems for which almost a complete year of measurement data was available at the end of the project.



Fig. 3: Fractional energy savings (f<sub>sav</sub>) over the fractional solar consumption (FSC) for monitored solar thermal combisystems monitored within the CombiSol project

The FSC value is an indicator describing the theoretically achievable fractional energy savings and is defined as the ratio of the theoretically usable solar energy and the energy demand of a conventional non-solar reference system. The solid lines represent systems of equal thermal performance. Herein it is taken into account that a system with i.e. a smaller collector area or lower irradiation has potentially smaller fractional energy savings. The lines delimit the region of good thermal performance (between them). Most of the

monitored systems are in the region of good or acceptable thermal performance. But some systems are working badly and one even shows no thermal energy savings at all. The monitored Swedish systems showed the lowest fractional energy savings  $(f_{sav})$  due to smaller collector areas installed. These relative small collector areas are combined with relative large store volumes which are used because of the pellet or wood log boiler widely used in Sweden.

Heat losses were identified to be the major influence on the thermal performance factors (i.e. the fractional energy savings) within the CombiSol project. Heat losses directly increase the auxiliary energy demand and can reduce the thermal performance significantly even if solar gains were quite high for most monitored systems.

This implies on the other hand that consequent reductions of thermal losses are a suitable measure to increase the fractional energy savings and hence to decrease the primary energy demand. Fig. 4 shows the different energies splitted into the demand (DHW, DHW circulation, space heating (SH), thermal losses of store and the supply (auxiliary energy and solar gains). Here only results of systems are depicted for which measurement data are available for one complete year. The data shows a large variety concerning the different heat demands. Especially the DHW circulation ranges from 0 to more than the actual DHW load. In order to keep the heat demand for DHW circulation as low as possible, the hot water piping should be well insulated and adjusted to the actual needs e.g. by means of an on-demand operation. Space heating demand is the largest amount of energy for all systems. Solar gains are quite high for most systems, but thermal losses can negate this positive effect. For AT2 the thermal losses even exceed the solar gains, implying negative energy savings. On the other hand GE2 is a good example showing how small the heat losses can be.



Fig. 4: Results from solar combisystems monitored within the CombiSol project

### 2.3 Results from laboratory testing (quantitative evaluation)

As a reliable prediction of the thermal performance of solar combisystems is one of the major aspects for a stronger market development, the further development of performance test methods for SCS was a second major work package of the CombiSol project. In order to determine the influence of the installation quality, different combisystems were evaluated both by in-situ measurement and laboratory testing. Two different test methods were applied during the CombiSol project in order to predict the thermal performance of different solar combisystem concepts.

With the component based **CTSS method** (Component Testing - System Simulation), according to CEN/TS 12977-2, originally developed at ITW the thermal performance of SCS is predicted on the basis of

physical short term tests performed for the main system components (Drück et al., 2002). Based on the parameters determined for the different components from those tests, the annual thermal performance of the complete system is predicted for defined reference conditions (e.g. meteorological data, load profiles) by using a component-based simulation program such as TRNSYS (Drück et al., 2004).

By the black box approach based on the **CCT method** (concise cycle test) method, which was originally developed by SPF (Solartechnik, Prüfung Forschung) and further developed by INES (Institute National de l'Énergie Solaire) the complete SCS is physically tested (except collector) under laboratory conditions (Albaric et al., 2008). In order to determine the annual thermal performance of a combisystem without a test sequence lasting one complete year, 12 characteristic test days were defined. The annual thermal performance is extrapolated based on the 12 day test results. This black-box test method based on the CCT method and applied here is called SCSPT method (Short Cycle System Performance Test).

For both test methods the parameters determined for performance assessment are e.g. the fractional energy savings  $(f_{sav})$ .

The results from laboratory testing (Fig. 5) show quite good agreement between predicted and actual achieved thermal performances. Since the boundary conditions during monitoring and during laboratory testing are different, the figures obtained for fractional energy savings  $f_{sav}$  cannot be compared directly. Therefore the comparison has to be performed assessing the thermal performance of the systems in a graph showing the fractional energy savings  $f_{sav}$  versus the fractional solar consumption (FSC). The dashed lines in Fig. 5 as well characterise systems of equal thermal performance. Concerning all 4 manufacturers the systems show identical thermal performance during field test monitoring and during laboratory testing according to the CTSS and SCSPT test methods.



Fig. 5: Comparison between laboratory testing (SCSPT and CTSS method) and measurement (in-situ monitoring); (Mette et al., 2011)

### 3. Influence of installation quality on thermal performances

In the following a few examples from monitoring are given showing potentials to save primary energy and hence improve the thermal performance of the entire system. Furthermore the major outcomes of the overall system evaluation from the CombiSol project will be presented.

### 3.1 Thermal insulation

Unintended high inside room temperatures at the heat store or heat distribution system location indicate high heat losses of the system. As an example in Fig. 6 (left side) the room temperature and the space heating load are depicted over one day. The result of the qualitative evaluation shows bad thermal insulation at the heat distribution system for space heating (right side). An improved thermal insulation would reduce the heat losses during the operation of the space heating and directly improve the energy savings.



Fig. 6: Influence of thermal insulation on heat losses and surrounding temperature by means of bad thermal insulation (left side) and corresponding room temperature (right side)

The measurements (right side) show a significantly increasing room temperature during times of high space heating demand (2.5 K). This effect indicates the thermal insulation at the space heating distribution to be improvable which was determined during the inspection as well.

### 3.2 Natural convection inside pipes

Besides the lack of thermal insulation, microcirculation generates heat losses as well. If no thermosiphon breaks or back-pressure valves are installed cold water can sink inside pipes and draw hot water from the top of the heat store into the pipes and thus induce an unintended flow of hot water inside a pipe. An example is depicted in Fig. 7.



Fig. 7: Missing back-pressure valve and thermal insulation (left side) and microcirculation occurring in DHW/circulation loop (right side)

A missing thermosiphon break or back-pressure valve and insufficient thermal insulation (as shown e.g. on the right side of Fig. 7) can induce microcirculation within pipes causing thermal losses in the range of up to several kWh per day. In Fig. 7 (left side) the microcirculation results in a low and constant volume flow rate from midnight until 6 pm in the evening. The flow temperature is approx. 10 K higher than the return temperature which drops approx. by 30 K towards the cold water temperature after the microcirculation stopped.

### 3.3 Other aspects

Overall outcomes of SCS monitoring within the CombiSol project show a few more important aspects that are crucial for ensuring a good thermal performance (Papillon et al., 2010). The large data basis gathered within the project is able to supply those aspects with figures and hence demonstrate their importance. The aspects are:

- The main influence on the yearly energy savings are the thermal losses of the whole system. If the thermal insulation is not performed with the appropriate priority, thermal losses might even exceed the yearly solar gains and therefore increase overall primary energy demand. In order to reduce these heat losses several points have to be met:
  - Use one heat store rather than two heat stores to install the same heat capacity. If two heat stores are used adjust the auxiliary volume for DHW and backup volume for space heating to the actual demands and thermally insulate the piping between the heat stores.
  - Reduce the size of interconnecting piping between the components. Concerning piping and hydraulic components compact prefabricated system and sub-components such as e.g. hydraulic stations are better than several units connected on site.
  - In case of installation of separate components on site, the location of the components should be chosen in such a way that the length of the piping is minimised. Also the piping should be carefully insulated without any gaps (including insulation of valves etc.). Especially the hydraulic connections (used or unused) at the heat store should be insulated well especially at the upper part of the heat store.
- The auxiliary heater is an important part of the combisystem and should be high efficient such as a condensing boiler or ground coupled heat pump. In case SCS are installed in existing buildings and the auxiliary boiler is not a high efficiency one it should be renewed.
- Low temperature heating systems have a positive effect on the performance of the solar combisystem since the solar collector can work at lower temperature levels resulting in increasing its performance.
- Parasitic electrical energy consumption varies in a large band down from less than 500 kWh per year up to three times this value for systems which are not well adjusted.

All of the above aspects should be met carefully in order to ensure a good performance of the complete system. Every aspect not treated in an appropriate way is well able to reduce the primary energy savings, some aspects even significantly.

### 4. Recommendations for the installation of SCS

Within the CombiSol project the main outcome concerning the thermal performance of SCS is that the reduction of thermal losses should be in the focus even more than increasing of solar gains. Especially due to the fact that conventional (non-solar) systems often do not integrate a heat store for space heating but solar thermal systems are dependent on them, SCS have the disadvantage of potentially higher thermal losses. Furthermore, in order to reach best possible performances of SCS the two main parts - solar thermal system and auxiliary heater - have to be integrated well into the complete system in both hydraulic and control aspects. The detailed recommendations elaborated within the CombiSol project are divided into different aspects, summarized below (Papillon et al., 2010):

- Overall system concept
- Single or multi store concepts
- Heat store
- Auxiliary heater
- Space heating
- Solar collector circuit
- General aspects

### 4.1 Overall system concept

Solar thermal combisystems can be categorized into 6 different system categories by differentiating the systems by their two major components DHW preparation and integration of the auxiliary heater:

- DHW type A: tank-in-tank (DHW store inside space heating store)
- DHW type B: immersed heat exchanger (internal DHW heat exchanger inside space heating store)
- DHW type C: fresh water unit (DHW preparation via external plate heat exchanger)
- Auxiliary integration 1: as return flow increase
- Auxiliary integration 2: only charging heat store (heat store as buffer store for space heating)

The different types of DHW preparation can here be combined with any type of auxiliary integration.

Auxiliary integration 1 implies potentially lower heat losses and is best suited for boilers which are able to modulate well in wider power ranges and still operate with high efficiency such as i.e. natural gas or small oil boilers. Solar thermal systems planned for smaller solar fractions are well suited for auxiliary integration 1 as times when solar energy is able to supply space heating completely are rare. Therefore times with hot fluid running through the shut off auxiliary boiler causing heat losses are few.

Auxiliary heating 2 has potentially larger heat losses and is more suited for boilers which operate more efficiently with longer running times such as i.e. standard heat pumps or pellet boilers. This type of auxiliary integration is more suited for medium to large solar fraction combisystems where the space heating demand can be covered by solar heat over longer periods of time and the boiler would only increase heat losses being located within the heat distribution piping.

The auxiliary volume for DHW causes constant heat losses at the upper part of the heat store and should therefore be adjusted to the actual demand. Since the DHW comfort can mostly not be adjusted via the size of the auxiliary volume for DHW (heat store connections are fixed) the temperature sensor heights as well as the set temperature for DHW auxiliary heating should be adjustable.

DHW type A and B are best suited for biomass boilers having high flow temperatures, whereas DHW type C is better suited for modulating boilers with sufficient power such as natural gas boilers. By keeping the auxiliary volume small using sufficiently large powered boilers integrated as return flow increase, thermal losses can be kept at a minimum and the thermal capacity of the heat store can be used most effectively for storing solar heat.

### 4.2 Single or multi store concepts

The qualitative evaluation within the CombiSol project showed the average of heat store volume and collector area to be between 50 and  $100 \text{ l/m}^2$ . About one third of the systems consist of more than one heat store.

Multi store systems have some strong disadvantages implying higher thermal losses compared to one store systems. For storing the same volume the ratio of heat store surface area to volume is roughly one third larger for two stores compared to one single store implying significantly higher thermal losses. Furthermore the interconnections between the heat stores increase potential heat losses especially if not insulated. One further aspect is the difficulty to adjust the auxiliary volume for DHW when using two stores instead of just one. It is therefore recommended to check carefully if the advantage of easier handling during installation or larger heat store capacity outweighs the above mentioned disadvantages.

### 4.3 Heat store

As the above presented monitoring results from the CombiSol project show, thermal losses within a lot of SCS were quite high. The qualitative inspections showed quite good agreement between high thermal losses measured and large lacks of thermal insulation at the heat store(s) and piping as well.

Even though the insulation of the heat store is mostly prefabricated, it was not always installed correctly. At only one third of the systems investigated the unused pipe connections were insulated. This leads to high thermal losses especially if the connections are located at the upper part of the heat store. The length of uninsulated piping can easily add up to a surface area of half a square meter or more. Thermosiphon breaks were only used in very rare cases. It is recommended to use a tank concept which has no connections at the top of the heat store but at the side or the bottom of the heat store. This prevents heat losses at the top of the heat store. As already mentioned above the usage of two heat stores is not recommended if it is possible to

install the same or a slightly lower volume by only using one store. Fig. 8 shows good and bad examples of heat store insulation with potentials for improvement.



Fig. 8: Thermal insulation of heat store and connected piping, bad (left side) and good (middle) respectively well insulated with improvement by using thermosiphon breaks (right side); (Papillon et al., 2010)

The return flow for space heating should be connected to the heat store depending on its average return flow temperature. If the return flow temperature is expected to be low (i.e. in case of floor heating, wall heating or low-temperature radiators) the return flow should be connected near the bottom of the heat store. If the return temperature is expected to be higher, the return flow should be connected at a higher part of the heat store (i.e. at the height of the auxiliary return flow).

### 4.4 Auxiliary Heater

There is a large variety of different boilers available on the market and it is not possible to recommend a certain type of boiler since it has to fit to the respective combisystem and the specific boundary conditions (i.e. DHW load and space heating flow and return temperatures). A condensing natural gas boiler for example requires low return temperatures in order to use the condensing effect properly.

Concerning the dimensioning of the auxiliary boiler, it has to be kept in mind that the heat store of a solar combisystem comprises a domestic hot water auxiliary volume. The average power demand for DHW is only 0.5 kW (assuming a 4 person household with a hot water demand of 200 litres per day with 10/60°C). Hence, provided the DHW auxiliary volume is large enough to meet the peak load the maximum boiler power can be reduced to the maximum space heating demand.

### 4.5 Space Heating

The space heating demand within the monitored systems represent around 70 to 90 % of the total heat demand and the DHW preparation (including circulation) between 10 to 30 %. Not only the total heat demand but also the reason that space heating is mainly required during times with lower solar gains (lower radiation and lower ambient temperatures) results in the fact that the space heating demand dominates the thermal behaviour of the solar combisystem.

In general low temperature heating systems have a number of advantages. They lead, for example, to higher solar collector efficiencies due to lower mean operating temperatures, lower heat losses, better efficiencies of condensing boilers due to lower return temperatures or larger usable heat store capacities. Low temperature systems can be achieved e.g. by appropriate dimensioning of the heat emitting elements or radiators respectively, proper hydraulic adjustment of each emitting element, low flow systems and a good thermal insulation of the piping.

### 4.6 Solar Collector Circuit

The solar collectors within the evaluated systems were mostly on roof mounted. Qualitative evaluation showed that the thermal insulation especially outside the building is exposed to several negative impacts and therefore should be water resistant, high temperature resistant and protected against animal bites.

Measures against stagnation of the solar collector field should be passive if possible and security aspects should be met carefully. This involves for example the connection of the expansion vessel to the collector

circuit from above or the placement of the safety valve as well as the collection vessel behind it (i.e. temperature resistance).

### 4.7 General Aspects

As mentioned above a lot of different aspects can lower the efficiency of a combisystem and can add up to a significant reduction in the thermal performance. Therefore all recommendations should be met equally in order to reach the maximum performance of the SCS. The design of an optimised combisystem should start with the planning defining the placement of the different components in such a way that the length of the piping is minimised. This potentially reduces the heat losses and will save installation costs. Thermosiphon breaks should be used in order to avoid microcirculation in the piping. The requirements related to the heat and comfort demands (i.e. DHW load and circulation) should be met exactly, since the appropriate adjustment directly saves primary energy and hence improves the thermal performance of the system. Concerning the hydraulic interconnection of components they should be placed minimizing the length of piping operated at high temperatures (i.e. on primary side of heat exchanger or before mixing valve). The heat distribution piping showed to have potentially high heat losses and therefore should be insulated properly including all components such as valves etc. for which in some cases already prefabricated insulation material is available.

### 5. Summary

In the course of the CombiSol project 45 solar thermal combisystems (SCS) installed in 4 European countries were evaluated using a holistic approach including qualitative evaluation in terms of system inspections, in-situ measurement and standard testing procedures.

The in-situ measurement of 45 SCS showed overall satisfying thermal performances represented by the (fractional) thermal energy savings that were achieved. The performances were well in the range predicted by laboratory testing. This is showing that the two test methods are able to predict the thermal performance of SCS in a reliably way. The test methods can hence be considered as well suited tools for the determination of the thermal performance of SCS.

The performed in-situ monitoring showed good and bad examples and revealed potentials for improvement. The recommendations elaborated within the CombiSol project are related to the complete SCS including all components. One of the most relevant aspects was the thermal insulation of the system including the heat store including its connections and the piping. Large heat losses caused by missing thermal insulation reduce the benefit of even high solar gains to a minimum in the overall thermal performance and hence increases the primary energy demand. But also other aspects such as controller settings showed to be very important for an optimal operation of the system. A higher level of prefabrication and workshops for installers might be able to improve the SCS performance even more.

Besides the evaluation of the installed systems, two different test procedures were investigated within the CombiSol project, the SCSPT (Short Cycle System Performance Test) and the CTSS (Component Testing – System Simulation) procedure. The comparison of the two test methods showed that in principle both test procedures are well able to predict comparable thermal performances of SCS. Achieving similar results requires the usage of the same boundary conditions not only for global data (as weather and load conditions) but also for hydraulic and control aspects. Especially with regard to the SCSPT method the control aspects showed to be crucially importance.

By supplying a wide range of qualitative, quantitative and comparative data, the CombiSol project supports significantly the consumer confidence in solar thermal combisystems and additionally gives feedback to the solar thermal industry. This will potentially increase the market development of these systems and help to develop better performing and more installer-friendly systems. The recommendations given within the project are one of the major aspects in order to achieve these aims and are therefore of crucial importance. Hence the further dissemination of the results from the CombiSol project will be ongoing.

### 6. Acknowledgement

The work described in this paper is partly funded by European Commission within the Program "Intelligent Energy Europe" under grant number EIE/07/295. The authors gratefully thank for this support and carry the full responsibility of the content of this publication.

### 7. References

Albaric, M., Nowag, J., Papillon, P., 2008. Thermal performance evaluation of solar Combisystems using a global approach. Proceedings Eurosun 2008, October 7-10, Lisbon, Portugal

Drück, H., Bachmann, S., 2002. Performance Testing of Solar Combisystems – Comparison of the CTSS with the ACDC Procedure. IEA SH&C Task 26 Experts meeting, April 2002, Oslo

Drück, H., Müller-Steinhagen, H., 2004. Comparison Test of Thermal Solar Systems for Domestic Hot Water Preparation and Space Heating. Proceedings EuroSun 2004, Page 214-220

Jähnig, D., Thür, A., Breidler, J., Kuhness, G., Letz, T., Papillon, P., Bales, C., Fiedler, F., 2008. D5.1b: Standard procedure describing how to evaluate solar Combisystems, CombiSol project technical report, Intelligent Energy Europe, <u>www.combisol.eu</u>.

Letz, T., Bales, C., Breidler, J., Mette, B., 2010a. D4.1: Specifications for monitoring, collection and evaluation of results. CombiSol project technical report, Intelligent Energy Europe, <u>www.combisol.eu</u>.

Letz, T., Bales, C., Breidler, J., Mette, B., 2010b. D4 2: Guidelines for calculation of savings indicators. CombiSol project technical report, Intelligent Energy Europe, <u>www.combisol.eu</u>.

Mette, B., Ullmann, J., Drück, H., Albaric, M., Papillon, P., 2011. Thermische Leistungsfähigkeit von solaren Kombianlagen Ergebnisse aus Feldtestuntersuchungen und Laborprüfungen. OTTI Tagungsband thermische Solarenergie. 163, 51-59.

Papillon, P., Nielsen, J., E., Cholin, X., Letz, T., Thür, A., Kuhness, G., Albaric, M., Mette, B., Ullmann, J., Drück, H., 2010. Solar Combisystems Promotion and Standardisation Final report. CombiSol project technical report, Intelligent Energy Europe, <u>www.combisol.eu</u>.

Ullmann, J., Drück, H., Mette, B., Müller-Steinhagen, H., 2010. Evaluation of Solar Combisystems – Overview and Methodology. Proceedings EuroSun 2010, Sept. 28 to Oct.1, Graz, Austria.