

Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V.  
(ZAE Bayern)  
Abteilung Funktionsmaterialien der Energietechnik  
Würzburg

**Unverglaste Metaldach-Kollektoren im geschlossenen  
Kühlkreislauf zur passiven Kühlung durch  
Konvektion und Strahlung**

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,  
gefördert unter dem Az: 22224 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU)

von  
Dietrich Büttner, Gunnar Harhausen

Würzburg, Juli 2007

Report ZAE 2 – 0707 - 08 (2007)

Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V.  
(ZAE Bayern)  
Abteilung Funktionsmaterialien der Energietechnik

Am Hubland  
D-97074 Würzburg  
Tel.: 0931 70564-0  
Fax.: 0931 70564-60  
<http://www.zae-bayern.de>

Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V.  
(ZAE Bayern)  
Abteilung Funktionsmaterialien der Energietechnik  
Würzburg

**Unverglaste Metaldach-Kollektoren im geschlossenen  
Kühlkreislauf zur passiven Kühlung durch  
Konvektion und Strahlung**

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,  
gefördert unter dem Az: 22224 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU)

von  
Dietrich Büttner, Gunnar Harhausen

Würzburg, Juli 2007

Report ZAE 2 – 0707 - 08 (2007)



**Projektkennblatt**  
der  
**Deutschen Bundesstiftung Umwelt**



Az	<b>22224</b>	S	<b>24/2</b>	Fördersumme	<b>26.604 €</b>
----	--------------	---	-------------	-------------	-----------------

**Antragstitel** Unverglaste Metalldach-Kollektoren im geschlossenen Kühlkreislauf zur passiven Kühlung durch Konvektion und Strahlung

**Stichworte** Energie, Kühlung, Gebäudekühlung, Solare Kühlung, Regenerative Kühlung, Solarthermiekollektor

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
<b>21 Monate</b>	<b>13.04.2005</b>	<b>31.12.2006</b>	<b>x</b>

Zwischenberichte

<b>Bewilligungsempfänger</b>	Bayerisches Zentrum für Angewandte Energie- forschung e.V. (ZAE Bayern)	Tel	0931/70564-41
	Abteilung Wärmedämmung und Wärmetransport Am Hubland	Fax	0931/70564-60
	97074 Würzburg	Projektleitung Dr. Dietrich Büttner	Bearbeiter

**Kooperationspartner** Fa. Rheinzink GmbH & Co. KG, Datteln

### **Zielsetzung und Anlass des Vorhabens**

Im vorausgegangenen DBU-Projekt „Kühlkreislauf mit passiver Kälteerzeugung durch Strahlungskühlung“ (Az. 14890) wurde ein offener Kühlkreislauf aufgebaut und vermessen. Dabei wird Zisternenwasser nachts auf das Gebäudedach geleitet, wo es sich durch Strahlung, Konvektion und Verdunstung abkühlt und in den Speicher zurückfließt. Bei diesem hydraulisch offenen System trägt Verdunstung zur Kühlleistung bei, führt aber auch zu Wasserverlusten. Im aktuellen Projekt wurden unverglaste Metalldach-Kollektoren, die für Solarthermie entwickelt wurden, auf ihre Eignung für die passive Kühlung untersucht. Da dies ein hydraulisch geschlossenes System ist, entfällt hierbei konstruktionsbedingt die Verdunstung des Zisternenwassers, somit reduziert sich die erreichbare Kühlleistung zwar etwas, jedoch leidet das System nicht unter Wasserverlust, was insbesondere in südlichen Ländern ein entscheidender Vorteil ist. Die Befüllung mit Glykolgemisch ermöglicht einen uneingeschränkten winterlichen Betrieb.

### **Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden**

Es wurden mehrere unverglaste Metalldach-Kollektoren in zwei unterschiedlichen Ausführungen neben der bestehenden offenen passiven Kühlanlage auf dem Dach des ZAE Bayern installiert und mit Messtechnik versehen. In der ersten Phase des Projektes wurden die Kollektoren mit einem Thermostaten verschaltet, so dass Vorlauftemperatur und Volumenstrom frei wählbar waren. Mit diesem Aufbau wurden die Kühlleistung und die Effizienz der Kollektoren für unterschiedlichste Wetterbedingungen parameterabhängig charakterisiert werden (Bestimmung von Kennlinien in Anlehnung an DIN EN 12975-2). In einer zweiten Phase wurden die Kollektoren in das vorhandene Gebäude-Kühlsystem integriert und parallel zu den hydraulisch offenen Dachflächen mit dem Wasser der Speicherzisterne beschickt. Die Kollektoren wurden somit in einer echten Systemanwendung getestet und konnten mit dem vorhandenen offenen System verglichen werden. Ein vorhandenes Simulationsprogramm für das offene Dachsystem wurde erweitert und auf die Kollektoren angewendet. Damit wurden Optimierungsmöglichkeiten für die Kollektoren aufgezeigt und Systemsimulationen durchgeführt.

## **Ergebnisse und Diskussion**

Die Kühlleistungen des geschlossenen Systems konnten durch Messungen und Simulation konsistent quantifiziert werden. Es ergibt sich ein signifikanter Unterschied in der strahlungsdominierten Kühlleistung zwischen den beiden QUICK STEP Modultypen (dunkel, schiefergrau,  $\epsilon \approx 65$  bzw. hell, blaugrau,  $\epsilon \approx 65$ ). Die Kühlleistung des hellen Systems ist, je nach Systemzustand, durchschnittlich etwa 40% geringer als die des dunklen. Die Leistungen des dunklen Systems sind etwas geringer als die des offenen Systems. Dies ist aufgrund fehlender Kühlleistung durch Verdunstung, gegenüber dem Blechdach niedrigerem Emissionsgrad und zusätzlichem Wärmeleitwiderstand zu erwarten und prinzipbedingt. Ggf. liegen hier noch gewisse technische Optimierungspotenziale.

Der Kollektortyp „hell, blaugrau“ kann für reine Kühlungsanwendung nicht empfohlen werden. Durch seine etwas bessere Strahlungsselektivität kann er im Fall kombinierter, bzw. alterierender Heiz- und Kühlungsanwendungen ggf. trotzdem eine gute Wahl sein, zumal sein solarer Absorptionsgrad nur wenig geringer ist als beim dunklen Typ (dunkel:  $\alpha \approx 0.9$ ; hell:  $\alpha \approx 0.7$ ).

Generell ist zu betonen, dass für die Kühlung wesentlich geringere Leistungsdichten erreichbar sind als bei solarthermischer Anwendung (stark situationsabhängig: Verhältnis 1/20 bis 1/5). Damit kommt der Effizienz der Hilfsenergie (Pumpen) eine erhöhte Bedeutung zu. Bei den geschlossenen Kollektoren ist die optimierte hydraulische Auslegung auch deswegen besonders wichtig. Im Kühlungsfall erhöhte sich die Zähigkeit des Glykologemischs, somit wird tendenziell eine höhere Pumpleistung nötig, deren Verlustanteil zudem als Erwärmung des Fluids auftritt. Der Volumenstrom sollte gegenüber dem für solarthermisch vorgeschlagenen Wert ( 50 l/(hm<sup>2</sup>) ) erniedrigt werden, entsprechend den geringere Kühlleistungsdichten. Dies spart Pumpenergie ein und erhöht die Temperaturspreizung, es können niedrigere Rücklauftemperaturen und somit i.a. eine höhere Verfügbarkeit der Anlage erreicht werden.

Die Leistungscharakteristik der QUICK STEP Kollektoren konnte für den Kühlfall durch linearisierte Kennlinien beschrieben werden. Dies ist eine Modifikation der in DIN EN 12975-2 für solarthermische Anwendungen beschriebenen Kollektorkennlinien. Hiermit steht nun auch für die Kühlungsanwendung ein vergleichbares, leicht zu bedienendes Planungswerkzeug zur Verfügung.

Die erweiterte Simulationssoftware ermöglicht auch detailliertere Analysen der untersuchten und vergleichbarer Kollektortypen. Abweichungen zwischen Messungen und Simulation sind geringer als 15%. Im Modus Systemsimulation können Energie- und Wasserbilanzen erstellt und daraus direkt Leistungszahl, Deckungsgrad und Nutzungsgrad bestimmt werden. Die geringere Kühlleistungsdichte des geschlossenen Systems macht sich bei hohen Kühllasten bemerkbar, dafür punktet es aufgrund der Frostsicherheit durch höhere Bereitschaft im Winter.

## **Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation**

- Kühlkreislauf mit passiver Kälteerzeugung durch Strahlungskühlung, Arbeitskreis kostengünstige Passivhäuser, Protokollband Nr. 31, 2005, Passivhaus Institut
- 16. Symposium Thermische Solarenergie, 17. bis 19. Mai 2006, OTTI e.V.
- Tätigkeitsbericht ZAE Bayern 2005, geplant: Tätigkeitsbericht ZAE Bayern 2007
- Metal Solar Roof Collectors for Passive Cooling, Konferenzbeitrag und Posterpräsentation, EuroSun 2006, 27.-30.6.2006, Glasgow
- Kühlkreislauf mit passiver Kälteerzeugung durch Strahlungskühlung, 20.Bauphysikertreffen, Hochschule für Technik Stuttgart, 2006
- geplant: 18. Symposium Thermische Solarenergie, 23.-25. April 2008, OTTI e.V. (in Absprache mit dem Kooperationspartner)

## **Fazit**

Die Kühlkollektoren können mit modifizierten Solarthermie-Kollektorkennlinien beschrieben werden. Die erreichten Kühlleistungen, zumindest des schiefergrauen Typs, zusammen mit der Möglichkeit des Winterbetriebs eröffnen ein breites Anwendungsspektrum. Um die gute erreichbare Energieeffizienz nicht zu reduzieren, sollte stets eine hydraulische Optimierung erfolgen.

Eine Dachneigung, größer als die der Testanlage, verringert die Effizienz der Strahlungskühlung, da ein höherer Anteil der terrestrischen IR-Strahlung auf den Kollektor trifft. Dieser Effekt wurde hinsichtlich dieser Testanlage nicht behandelt, ist jedoch wichtig für die Planungen von Anlagen mit steileren Dächern.

Es sollte eine größere Pilotanlage installiert und getestet werden. Hier kommen vergleichbare Anlagen im Permanentbetrieb in Frage, darüber hinaus auch Kombinationen mit Wärmepumpen und/oder Bauteilaktivierung. Dabei ist eine starke, jedoch hier nicht im Einzelnen behandelte Abhängigkeit der Anlagenleistungszahl von der vorgesehenen Speichertemperatur zu beachten. Es sollten auch Messung und Bewertung der Witterungsdaten in angemessener Qualität eingeplant werden.

## Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	7
Verzeichnis von Bildern, Zeichnungen, Graphiken und Tabellen.....	8
Verzeichnung von Begriffen, Abkürzungen und Definitionen.....	11
Zusammenfassung.....	13
Einleitung.....	15
1 Passive Kühlung.....	19
1.1 Physikalisches Modell.....	19
1.2 Simulationsprogramm.....	20
1.3 Kollektorkennlinien.....	22
1.3.1 Solarkollektoren.....	22
1.3.2 Anpassung für Kühlkollektor.....	25
1.4 Hydraulik und Leistungszahl.....	27
2 Projektverlauf.....	29
3 Beschreibung der Anlage.....	30
4 Ergebnisse.....	31
4.1 Emissionsgrad.....	31
4.2 Kollektorkennlinie.....	32
4.2.1 Kennlinie aus Messdaten.....	32
4.2.2 Vergleich mit Simulation.....	37
4.3 Kollektorsimulationen (Parametervariation).....	40
4.3.1 Variation des IR-Emissionsgrades.....	40
4.3.2 Variation des Wärmeübergangskoeffizienten.....	41
4.3.3 Variation des Volumenstroms.....	42
4.4 Optimierungspotenziale.....	43
4.5 Vergleich mit dem hydraulisch offenen System.....	44
4.6 Systemsimulationen.....	46
4.6.1 Eingangsdaten und Bedingungen.....	46
4.6.2 Ergebnisse.....	47
4.7 Hydraulik und Leistungszahl.....	52
4.8 Messunsicherheit.....	53
5 Ökologische, technologische und ökonomische Bewertung.....	55
6 Maßnahmen zur Verbreitung der Ergebnisse.....	57
Fazit.....	58
Literaturverzeichnis.....	60
Anhänge.....	61
A1 Physikalische Effekte des Kühlkollektors.....	61
A2 Herstellerangaben zu QUICK STEP - SolarThermie.....	64
A3 Technische Details der Anlage.....	66

## Verzeichnis von Bildern, Zeichnungen, Graphiken und Tabellen

Abbildung 1: Schema der passiven Kühlanlage mit geschlossenem (linke Dachhälfte) und offenem System (rechte Dachhälfte). Der Kühlwasserkreis nimmt die im Gebäude anfallende Kühllast auf. Diese Wärmemenge wird über einen Wärmetauscher an die Regenwasserzisterne übertragen, welche bei geeigneten Witterungsbedingungen (vorwiegend nachts) über die Dachkreisläufe rückgekühlt wird.....	16
Abbildung 2: Zwei Kollektorfelder mit je neun QUICK STEP SolarThermie Paneelen (Fa. Rheinzink) auf dem Dach des ZAE Bayern (Würzburg). Die obersten Elemente sind lediglich Andeckbleche. Rechts im Hintergrund die Wetterstation. ....	17
Abbildung 3: Dach des ZAE-Gebäudes. SW-Dachfläche mit den QuickStep SolarThermie Kollektorfeldern KF West (schiefergrau, dunkel) und KF Ost (blaugrau, hell); NW-Dachfläche mit Wetterstation (WS); SO- und NO-Dachflächen des hydraulisch offenen Kühlsystems (Quelle: Google Earth).....	30
Abbildung 4: Kühlleistungsdichte und Volumenstrom/Fläche der beiden Kollektorfelder. Messwerte (1h-Mittelwerte) im Zeitraum April bis August. ....	32
Abbildung 5: Aus Messung ermittelte Wirkungsgrad-Kennlinie für KF West. ....	33
Abbildung 6: Aus Messung ermittelte Wirkungsgrad-Kennlinie für KF Ost. ....	33
Abbildung 7: Wirkungsgrad-Kennlinie für KF West für Windgeschwindigkeiten $u \leq 0.7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . ....	34
Abbildung 8: Wirkungsgrad-Kennlinie für KF West für Windgeschwindigkeiten $0.7 \leq u/\text{m}\cdot\text{s}^{-1} \leq 1.5$ . ....	34
Abbildung 9: Wirkungsgrad-Kennlinie für KF West für Windgeschwindigkeiten $1.5 \leq u/\text{m}\cdot\text{s}^{-1} \leq 2.1$ . ....	35
Abbildung 10: Wirkungsgrad-Kennlinie für KF West für Windgeschwindigkeiten $u \geq 2.1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . ....	35
Abbildung 11: Parameter der Wirkungsgrad-Kennlinie: $\eta_0$ als Funktion der Windgeschwindigkeit $u$ für KF West und KF Ost.....	36
Abbildung 12: Parameter der Wirkungsgrad-Kennlinie: $b$ als Funktion der Windgeschwindigkeit $u$ für KF West und KF Ost. ....	36
Abbildung 13: Vergleich Messung – Simulation für KF West. ....	38
Abbildung 14: Vergleich Messung – Simulation für KF Ost. ....	38
Abbildung 15: Aus Simulation ermittelte Wirkungsgrad-Kennlinie für KF West. ....	39
Abbildung 16: Abhängigkeit des Parameters $\eta_0$ von der Windgeschwindigkeit $u$ für verschiedene Volumenströme/Fläche VS".....	42
Abbildung 17: Abhängigkeit des Parameters $\eta_0$ von der Windgeschwindigkeit $u$ für verschiedene Volumenströme/Fläche VS".....	43
Abbildung 18: Kühlleistungsdichten der Systeme KF Ost, KF West, SO-Dach während einer Woche im September 2006 bei Betrieb mit der Zisterne. ....	45
Abbildung 19: Systemsimulation. Monatsbilanzen für das hydraulisch geschlossene System (Kühlkollektor) mit dem Fluid Glykol/Wasser . Dauerkühllast 15 kW. ....	48



Abbildung 20: Systemsimulation. Monatsbilanzen für das hydraulisch geschlossene System (Kühlkollektor) mit dem Fluid Wasser und Frostabschaltung. Dauerkühllast 15 kW.....	48
Abbildung 21: Systemsimulation. Monatsbilanzen für das hydraulisch offene System (Dachfläche, 30 % Benetzung) mit dem Fluid Wasser und Frostabschaltung. Dauerkühllast 15 kW. ....	49
Abbildung 22: Systemsimulation. Monatsbilanzen für das hydraulisch offene System (Dachfläche, 100 % Benetzung) mit dem Fluid Wasser und Frostabschaltung. Dauerkühllast 15 kW. ....	49
Abbildung 23: QUICK STEP SolarThermie Paneele (Musterstücke). Links: "vorbewittert, schiefergrau" (dunkel); rechts: "vorbewittert, blaugrau" (hell). ....	66
Abbildung 24: Schnitt durch ein QUICK STEP SolarThermie Paneel. Von unten nach oben: Titanzinkblech, Kapillarrohre und Kleberschicht, Dämmschicht aus PU-Schaum und Rückseitenabdeckung. ....	66
Abbildung 25: Schematischer Aufbau der Anlage und der Messtechnik. ....	67
Abbildung 26: Verrohrung der beiden Kollektorfelder. Im Hintergrund: Dachdurchbruch. ....	68

## **Tabellen**

Tabelle 1: IR-Emissionsgrade $\epsilon$ der Paneeloberflächen für den Temperaturbereich 10 ... 20 °C. Messungen und Herstellerangaben. ....	31
Tabelle 2: Wirkungsgrad $\eta_0$ in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit u. ....	39
Tabelle 3: Wärmeverlustkoeffizient b in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit u. ....	39
Tabelle 4: Wirkungsgrad $\eta_0$ und Wärmeverlustkoeffizient b in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit; Parameter der Ausgleichsgeraden. ....	40
Tabelle 5: Wirkungsgrad $\eta_0$ , Wärmeverlustkoeffizient b und Absorberwirkungsgradfaktor $F'$ in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit u für verschiedene Emissionsgrade $\epsilon$ Angegeben sind die Parameter der Ausgleichsgeraden. ( $k_{AF} = 50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $VS'' = 0.016 \text{ ltr}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$ ). ....	41
Tabelle 6: Wirkungsgrad $\eta_0$ , Wärmeverlustkoeffizient b und Absorberwirkungsgradfaktor $F'$ in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit u für verschiedene Wärmeübergangskoeffizienten $k_{AF}$ . Angegeben sind die Parameter der Ausgleichsgeraden. ( $\epsilon = 0.65$ , $VS'' = 0.016 \text{ ltr}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$ ). ....	41
Tabelle 7: Betriebsparameter und typische Kühlleistungsdichten der Systeme KF Ost, KF West, SO-Dach, NO-Dach während einer Woche im September 2006 bei Betrieb mit der Zisterne. ....	45
Tabelle 8: Eingangsdaten für Systemsimulationen ....	47
Tabelle 9: Zusammenfassung der Systemsimulationen. Deckungsgrad, Nutzungsgrad, mittlere Kühlleistungsdichte und mittlere Speichertemperatur für 1 Jahr. ....	50
Tabelle 10: Zusammenfassung der Systemsimulationen. Deckungsgrad, Nutzungsgrad, mittlere Kühlleistungsdichte und mittlere Speichertemperatur für den Bilanzierungszeitraum Mai bis September (Sommerbetrieb). ....	50
Tabelle 11: Druckverlust und hydraulische Leistung für 1 Modul, 1 Kollektorfeld (9 Module) und flächenbezogen. Fluid ist Wasser. ....	52
Tabelle 12: Druckverlust und hydraulische Leistung für 1 Modul, 1 Kollektorfeld (9 Module) und flächenbezogen. Fluid ist Ethandiol (52 Vol-%) und Wasser. ....	52
Tabelle 13: Unsicherheiten der Messgrößen. ....	54
Tabelle 14: Unsicherheiten für Kühlleistung und Wirkungsgrad. ....	54

## Verzeichnung von Begriffen, Abkürzungen und Definitionen

$A$	Fläche
$A_A$	Fläche des Absorbers
$A_a$	Fläche der Apertur des Kollektors
$A_u$	unterströmte Fläche (bei QUICK STEP SolarThermie Paneelen)
$AZ$	Arbeitszahl
$a$	thermische Diffusivität
$B$	Breite
$b$	Verlustkoeffizient in der Kollektorkennlinie
$C_K$	Gesamtwärmekapazität des Kollektors (einschließlich Fluid)
$c$	spezifische Wärme
$d$	Durchmesse, z.B. Kapillarrohre
$E_L$	langwellige Einstrahlung = IR-Gegenstrahlung
$E_{L,j}$	Netto-IR-Abstrahlung einer schwarzen Fläche mit der Temperatur $T_j$
$F'$	Kollektorwirkungsgradfaktor
$F_R$	Wärmeabfuhrfaktor
$G$	globale solare Bestrahlungsstärke
$G''$	Nettobestrahlungsstärke, solar und infrarot (in DIN EN 12975-2)
$g$	Erdbeschleunigung
$h$	Verdampfungsenthalpie
$k_V$	Verlustkoeffizient Absorberoberfläche - Umgebung
$k_{AF}$	Verlustkoeffizient Absorberoberfläche - Kollektorfluid
$L$	Länge
$LZ$	Leistungszahl
$m$	Masse
$P$	Leistung, z.B. elektrisch oder hydraulisch
$Pr$	Prandlzahl
$\dot{Q}$	Nutzleistung des Kollektors $\dot{Q} > 0$ Nutzwärmeleistung (Solarkollektor) $\dot{Q} < 0$ Nutzkälteleistung = Kühlleistung (Kühlkollektor)
$\dot{Q}_U$	Netto-Energiestrom von der Umgebung in den Kollektor
$\dot{q} = \dot{Q}'' = \dot{Q} / A$	Leistung pro Fläche

$Ra$	Rayleighzahl
$Re$	Reynoldszahl
$rF$	relative Feuchte
$T$	Temperatur
$T_A$	Temperatur des Absorbers
$T_a$	Umgebungsluft-Temperatur (a = air)
$T_{dp}$	atmosphärische Taupunkt-Temperatur (dp = dew point)
$T_{in}, T_{out}$	Kollektor-Eintritts-/Austritts-Temperatur des Fluids
$T_m = (T_{out} + T_{in})/2$	mittlere Temperatur des Fluids
$T_s$	atmosphärische oder Himmels-Temperatur (s = sky)
$T_{stg}$	Stagnations-Temperatur
$U$	Umfang
$u$	Windgeschwindigkeit
$\dot{V}$	Volumenstrom des Fluids
$X'' = X / A$	allgemein: flächenbezogene Größe
$\alpha$	solarer Absorptionsgrad
$\beta$	thermischer Ausdehnungskoeffizient
$\varepsilon$	Emissionsgrad im IR
$\eta$	Wirkungsgrad
$\eta$	dynamische Zähigkeit
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit
$\rho$	Dichte des Fluids
$\tau$	Transmissionsgrad der Abdeckung (Glasscheiben) $\tau = 1$ für unabgedeckte Kollektoren

## Zusammenfassung

Von 1999-2002 wurde am ZAE Bayern im Rahmen des von der DBU geförderten Projektes „Kühlkreislauf mit passiver Kälteerzeugung durch Strahlungskühlung“ (Az. 14890) ein Kühlsystem mit einer Regenwasserzisterne als Pufferspeicher aufgebaut. Zur Rückkühlung wird das Zisternenwasser nachts auf das Gebäudedach geleitet, wo es sich durch passive ("regenerative") Wärmeabgabe an die Umgebung (Strahlung, Konvektion, Verdunstung) abkühlt und in den Speicher zurückfließt (hydraulisch offener Kreislauf). Der entscheidende Aspekt ist die Ausnutzung der "Strahlungskühlung", wodurch Abkühlung unter Lufttemperatur möglich ist. Dieses Kühlsystem benötigt außer für die Umwälzpumpen (und Steuerung) keinerlei weitere Hilfsenergie und erreicht damit, abhängig von den Umweltbedingungen, Leistungszahlen von bis zu 30. Konventionelle Kältemaschinen arbeiten in der Regel bei Werten um 3 bis 5. Ebenfalls ökologisch vorteilhaft ist, dass als Wärmeträger Regenwasser genutzt wird, was bei ausreichend großem Speicher auch für Grauwassernutzung zur Verfügung steht.

Im Rahmen des aktuellen Projektes wurde untersucht, ob und wie sich unverglaste Metalldach-Kollektoren „QUICK STEP - SolarThermie“ der Fa. Rheinzink im geschlossenen Kühlkreislauf zur passiven Kühlung durch Konvektion und Strahlung eignen. Dazu wurden auf dem ZAE-Dach zwei Testkollektorfelder installiert und thermisch vermessen. Insbesondere folgende Aspekte waren Gegenstand der Untersuchungen: Ermittlung von Kennlinien für die Solarthermie-Kollektoren für Kühlung, Vergleich der beiden Modultypen mit unterschiedlichen Oberflächen, Vergleich mit dem bestehenden offenen System. Eine vorhandene Software wurde erweitert zur Simulation der Kollektoren und Aufzeigen von Optimierungsmöglichkeiten sowie grundsätzlichen Betrachtungen zur Einbindung der Kollektoren in ein Gesamtsystem, bestehend aus Kollektoren, Speicher, Kühllast und Regelung.

Die Auswertung der Messungen erfolgte in Anlehnung an DIN EN 12975-2 für Solarkollektoren. Der Kühlkollektor kann formal als ein Solarkollektor beschrieben werden, jedoch im Regelfall ohne solare Einstrahlung, d.h. die Verluste ("Nebeneffekte") beim Solarkollektor sind die Kühlleistungsgewinne ("Haupteffekte") des Kühlkollektors. Wenn die Vorlauftemperatur ungefähr gleich der Lufttemperatur ist und damit die Strahlungskühlung dominiert, liegen die Kühlleistungen bei nur wenig geneigten Kollektoren im Bereich von bis zu ca. 80 W/m<sup>2</sup> für die dunkle (IR-Emissionsgrad  $\epsilon \approx 0.6$ ) und ca. 50 W/m<sup>2</sup> für die helle Oberfläche ( $\epsilon \approx 0.3$ ). Die Leistungszahl des Kühlkollektors – separat betrachtet – ist theoretisch sehr hoch. In einem realen Kühlsystem kann sie jedoch durch hydraulische Verluste in Leitungen und schlecht angepasste Umwälzpumpen stark reduziert werden. Im Gegensatz zum Solarkollektor ist hier eine genaue Betrachtung des Gesamtsystems wichtig.

Mit Wetterdaten des Testreferenzjahres für Würzburg (TRY05, 1985) wurden vergleichende Simulationsrechnungen für konkrete Systeme (Kühlkollektor mit Speicher und konstanter Kühllast) durchgeführt. Damit können Nutzungsgrade (bezogen auf die maximal mögliche passive Kühlleistung) und Deckungsgrade (bezogen auf die Kühllast) berechnet werden.

Die gewonnenen Ergebnisse sind ausreichend für eine konkrete Planungsauslegung eines entsprechenden passiven Systems und geben insbesondere Auskunft inwieweit eine redundante aktive Anlage nötig ist. Um das Anlagenkonzept über das Demonstrationsstadium hinaus in die Anwendung zu bringen wird empfohlen, zunächst ein Bedarfsprofil zu erstellen und dies mithilfe der entwickelten Simulationssoftware für entsprechende Klimata und vorliegende Gebäudeeckdaten zu evaluieren.

Kooperationspartner war die Fa. Rheinzink GmbH & Co. KG, Datteln.

Dieses Vorhaben wurde von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt unter dem Az 22224 gefördert.



## Einleitung

Die Schaffung eines angenehmen Raumklimas mit gutem thermischem Komfort ist eine der Hauptaufgaben bei der Errichtung von Gebäuden. Im mitteleuropäischen Klima lag dabei bisher das Hauptaugenmerk auf der Gebäudeheizung, auf Systeme zur Kühlung wurde aus Kostengründen in den meisten Fällen verzichtet. In modernen Bürogebäuden ohne aktive Kühlsysteme treten jedoch vermehrt auch außerhalb von extrem heißen Wetterperioden unakzeptabel hohe Raumtemperaturen auf. Der Energieaufwand zur Kühlung von Bürogebäuden im Sommer ist daher mittlerweile fast ebenso hoch oder sogar höher als der Heizaufwand im Winter. Zudem haben Industriegebäude teilweise sehr großen Kühlbedarf, um Prozess- oder Geräteabwärme abzuführen. In Lebensmittelhandel und -lagerhaltung besteht permanent Kühlbedarf, um Temperaturen unterhalb des Umgebungsniveaus zu erzeugen. In klimatisch wärmeren Regionen, wie etwa in Südeuropa, besteht dieser Bedarf in noch höherem Maße. Zudem wird dort zurzeit, aufgrund des wachsenden Wohlstands und der wachsenden Ansprüche an Gebäudeklimatisierung, massiv in konventionelle Klimaanlage investiert.

Momentan kommen in der etablierten Kühltechnik zumeist elektrisch betriebene Kompressionskältemaschinen, Absorber-Kühlsysteme, oder Nasskühltürme zum Einsatz. Nachteile dieser Techniken sind hoher Bedarf an elektrischer- oder Heizenergie, Wasser, und die Verwendung problematischer chemischer Substanzen. Die Folgen sind hohe CO<sub>2</sub>-Emissionen, ein hoher Wasserverbrauch, sowie gesundheitliche Probleme z.B. durch Einsatz von Bioziden. Letztere werden in Kühltürmen zur Bekämpfung von Mikroorganismen eingesetzt und sind als gesundheitlich bedenklich einzustufen [Schodorf '04]. Dies macht aus umweltrelevanter Sicht die Notwendigkeit innovativer Ressourcen schonender Kühltechniken deutlich und zeigt zum anderen eine große Marktchance eben dieser Technologien.

Von 1999-2002 wurde im Rahmen des von der DBU geförderten Projektes „Kühlkreislauf mit passiver Kälteerzeugung durch Strahlungskühlung“ (Az. 14890) ein Kühlsystem am ZAE Bayern aufgebaut und vermessen. Eine Regenwasserzisterne dient als Pufferspeicher zur Gebäude- und Maschinenkühlung. Zur Rückkühlung wird das Zisternenwasser nachts auf das Gebäudedach geleitet, wo es sich durch Wärmeaustausch mit der Umgebung (Strahlung, Konvektion, Verdunstung) abkühlt und in den Speicher zurückfließt.

Dabei macht man sich den physikalischen Effekt zunutze, dass eine heiße Fläche Energie in Form von Wärmestrahlung an die kältere Umgebung abgibt. Da die Strahlungstemperatur der Atmosphäre (Himmelstemperatur) häufig beträchtlich unter der Außenlufttemperatur liegt, kann ein zu kühlendes Fluid somit auch unter die Lufttemperatur abgekühlt werden. Die Strahlungskühlung kann das ganze Jahr über (jeweils während der Nacht), insbesondere aber bei klarem Himmel aufgrund der dann sehr geringen Himmelstemperatur eingesetzt werden. Heiße Tage während der Sommermonate gehen oft mit klaren Nächten einher, so dass zu diesen Zeiten ein erhebliches Kühlpotential besteht. Dies zeigt sich anschaulich in der im Sommer häufig auftretenden Bildung von Morgentau, einem ausschließlich auf Strahlungskühlung zurückzuführenden Phänomen. Da Strahlungskühlung im Sommer nur nachts funktioniert, ist jedoch ein Kältespeicher erforderlich.

Dieses weitgehend passive Kühlsystem benötigt außer für die Umwälzpumpen keinerlei elektrische- oder Wärmeleistung. Es ergeben sich prinzipbedingte Vorteile gegenüber den etablierten Kühltechniken (Kompressionskältemaschinen, Adsorptionskältemaschinen, Verdunstungskühltürme) bezüglich Energieeffizienz, Wasserverbrauch und Umweltbelastung durch entsprechende Kältemittel mit hohem GWP (global warming potential). Die energetische Effizienz wird durch die Leistungszahl beschrieben, welche das Verhältnis aus Nutzleistung, hier Kälteleistung, zu Leistungszufuhr bezeichnet. Das Kühlsystem erreicht bei geeigneten Umweltbedingungen, Leistungszahlen von bis zu 30 (konventionelle Kältemaschinen

arbeiten in der Regel bei 3-5). Ein Einsatz des Kühlsystems führt somit neben Energieeinsparungen auch zu einer Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen.

Abbildung 1 zeigt das Schema der passiven Kühlanlage. Die Rückkühlung über das Gebäudedach erfolgt bisher in einem **hydraulisch offenen Kreislauf**, d.h. der Wärmeträger hatte direkten Kontakt mit der Atmosphäre (Wasserfilm auf dem Blechdach). Dadurch steht in der Regel eine höhere flächenspezifische Kühlleistung zu Verfügung, da die teilweise Verdunstung zusätzlich zur Kühlung beiträgt und die Wärmeübertragung zwischen Wasser und Umgebung direkt erfolgt. Andererseits ist der durch die Verdunstung bedingte Wasserverlust, insbesondere in regenarmen Zeiten und Regionen unerwünscht, da der Wasserspeicher größer ausgelegt werden müsste. Bei Ziegeldächern erhöht sich darüber hinaus die Verdunstung aufgrund der wasserspeichernden Oberfläche, ohne dass sich die Kühlleistung in gleichem Maße erhöht. Häufige Wasserbenetzung kann am Gebäude im ungünstigen Fall die Tendenz zu Pilz- oder Algenwachstum erhöhen oder bei mangelhafter Installation der Dachentwässerung Gebäudeschäden provozieren.

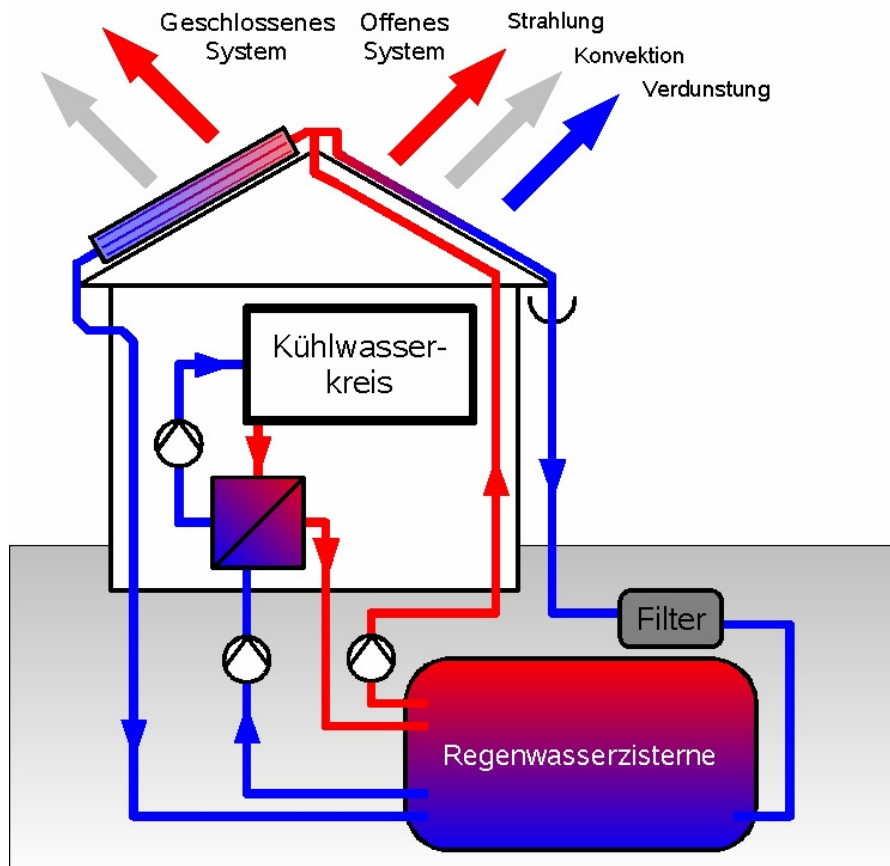


Abbildung 1: Schema der passiven Kühlanlage mit geschlossenem (linke Dachhälfte) und offenem System (rechte Dachhälfte). Der Kühlwasserkreis nimmt die im Gebäude anfallende Kühllast auf. Diese Wärmemenge wird über einen Wärmetauscher an die Regenwasserzisterne übertragen, welche bei geeigneten Witterungsbedingungen (vorwiegend nachts) über die Dachkreisläufe rückgekühlt wird.

Im Rahmen des aktuellen Projektes wurde der Systembetrieb in **einem hydraulisch geschlossenen Kühlkreislauf** untersucht. Dabei wird ein Wärmeträger durch Kollektoren auf den Dachflächen geleitet, wo er sich über Wärmetransport durch Strahlung und Konvektion abkühlt. Der abgekühlte Wärmeträger wird direkt oder über einen Wärmetauscher in ein Reservoir (Zisterne und gebäudeinterner Speicher) geleitet, dessen Temperatur dadurch



erniedrigt wird. Das somit rückgekühlte Reservoir kann weiteren Anlagenteilen wie z.B. Wärmepumpen oder einem direkten Gebäudekühlkreislauf (z.B. Bauteilaktivierung) als Wärmesenke dienen. Neben der Vermeidung unerwünschten Wasserverlustes durch Verdunstung kann die Anlage bei Zugabe von Frostschutzmittel - wie es z.B. in allen Sonnenkollektorkreisläufen verwendet wird - auch bei niedrigen Temperaturen betrieben werden. In dem Fall ist jedoch eine stoffliche Trennung zwischen Kollektorkreis und Speichervolumen nötig.

Als Kollektoren kamen die Dachmodule „QUICK STEP - SolarThermie“ der Fa. Rheinzink zum Einsatz. QUICK STEP® – Das RHEINZINK Treppendach ist ein Dachdeckungssystem für geneigte Dachflächen  $\geq 10^\circ$ , mit parallel zur Traufrichtung verlegten und sich in Traufrichtung überlappenden Profilen (siehe Abbildung 2). Sie werden in eine speziell entwickelte Unterkonstruktion eingehängt und sind dadurch indirekt mit dem Tragwerk verbunden. Bei QUICK STEP - SolarThermie Paneelen sind an der Unterseite wasserdurchströmte Röhren (Kapillarmatten) angeklebt, welche nach unten hin durch eine PU-Schicht gedämmt sind. Diese Paneele sind also gleichzeitig Dacheindeckung und thermische Solarkollektoren. Es existieren zwei Modultypen mit unterschiedlichen Oberflächen ("blaugrau" [hell] bzw. "schiefergrau" [dunkel]).



**Abbildung 2: Zwei Kollektorfelder mit je neun QUICK STEP SolarThermie Paneelen (Fa. Rheinzink) auf dem Dach des ZAE Bayern (Würzburg). Die obersten Elemente sind lediglich Andeckbleche. Rechts im Hintergrund die Wetterstation.**

Diese Module sind nicht abgedeckte schwach selektive thermische Kollektoren, die bereits einer Leistungsprüfung nach DIN EN 12975-2 unterzogen wurden ([ISFH 2004]). Die Fa. Rheinzink hat bereits Konzepte für den Einsatz dieser Kollektoren in Verbindung mit Wärmepumpen entwickelt.

Im Rahmen dieses Projektes wurde untersucht, ob und wie sich diese unverglaste Metalldach-Kollektoren im geschlossenen Kühlkreislauf zur passiven Kühlung durch Konvektion und Strahlung eignen. Dazu wurden auf dem ZAE-Dach zwei Testkollektorfelder mit je neun Dachmodulen installiert und vermessen. Insbesondere folgende Aspekte waren Gegenstand der Untersuchungen:

- Ermittlung von Kennlinien zur Beschreibung der Kühlleistung der Kollektoren,
- Vergleich der beiden Modultypen mit unterschiedlichen Oberflächen,
- Einbindung der Kollektoren in das vorhandene Gebäudekühlsystem, bestehend aus Kollektor, Speicher, Kühllast und Regelung,
- Vergleich mit dem bestehenden offenen System,
- Systemsimulationen.

Die Aufgabenstellung des Projektes beinhaltete, dass die Paneele bei Rheinzink in Standardfertigung produziert und auf dem ZAE-Gebäudedach in zwei Kollektorfeldern montiert wurden. Hierzu gehörte insbesondere die Aufständigung, da die Mindestdachneigung des QUICK STEP Dachsystems  $10^\circ$  beträgt und dadurch eine Neigung der Paneeloberfläche von  $6^\circ$  (Dachneigung am ZAE Bayern) eingestellt wurde. Somit können die Ergebnisse weitgehend mit dem offenen System verglichen werden.

Das ZAE Bayern installierte Messtechnik, Pumpen und Thermostate, d.h. Volumenstromzähler, Temperatursensoren, Datenlogger. Die für die Auswertung erforderlichen Wetterdaten wurden von der vorhandenen Wetterstation gemessen und bereitgestellt.

In einer ersten Messphase wurden Kennlinien der Kühlkollektoren bei unterschiedlichen Klima- und Systembedingungen ermittelt. Dazu wurden die Paneele an einen Thermostaten angeschlossen. Die Variationsmöglichkeiten sind in diesem laborartigen Aufbau größer als bei Anschluss an den Zisternenkreislauf.

In einer zweiten Messphase wurden die Paneele im "Systembetrieb" getestet, indem die beiden Kollektorfelder in die bestehende Kühlanlage eingebunden wurden. Sie wurden mit Zisternenwasser beschickt und hatten somit die gleiche Vorlauftemperatur wie die beiden Dachflächen des hydraulisch offenen Kühlsystems. Ziel dieser Messphase war die Bestimmung der Kühlleistung der Kollektoren unter realen Betriebsbedingungen und ein direkter Vergleich aller drei Kollektorausführungen.

Weiterhin wurde ein bereits bestehendes Simulationsprogramm zur Beschreibung des offenen Kühlkreislaufes auf das geschlossene System erweitert. Mit Messdaten als Eingangsdaten und Vergleich der berechneten Leistungen mit den real gemessenen Leistungsdaten konnten das Simulationsmodell validiert und die Kollektorleistung für beliebige System- und Umweltdaten berechnet werden. Mit Parametervariationen (Emissionsgrad der Paneeloberfläche, Wärmeübergang an das Wärmeträgerfluid, etc.) sollten Optimierungspotenziale aufgezeigt werden. In Systemsimulation wurden alle drei Kollektorausführungen jeweils in ein Gesamtsystem eingebunden, welches aus Kollektoren, Speicher und Gebäude (Kühllast) besteht. Bei vorgegebener Kühllast und realistischen Wetterdaten (Testreferenzjahr TRY05 Würzburg) resultierte der Deckungsgrad in Abhängigkeit von den Kollektoreigenschaften.

Die Erfahrungen und Ergebnisse des Projektes werden in einem Schlussbericht dargestellt und sollen auf Tagungen und in Fachzeitschriften veröffentlicht werden.

# 1 Passive Kühlung

Eine flächenhafte Struktur (z.B. Dachfläche, Solarkollektor) außerhalb von Gebäuden steht in Wechselwirkung mit der Umwelt. Dabei treten folgende natürliche Energie- und Materie-Transportmechanismen auf: Strahlung, Wärmeleitung und Konvektion, Kondensation (Taufwasserausfall) und Verdunstung (bei feuchten/nassen Oberflächen oder freien Flüssigkeitsoberflächen). Diese kann man technisch zur passiven – und damit regenerativen – Energiegewinnung oder –abgabe (Kühlung) nutzen. Lediglich zum Transport dieser gewonnenen Heiz- oder Kühlleistung ist Hilfsleistung erforderlich (z.B. elektrische Leistung für eine Umwälzpumpe im Wärmeträgerfluidkreis). Zur Erzielung einer hohen energetischen Effizienz müssen die Strukturen (Materialien, Oberflächeneigenschaften, ...), ihre Anordnung (Ausrichtung, Dachneigung, Rückseitendämmung, ...) sowie der Betrieb (Zeit, Temperatur und Volumenstrom bzw. Massenstrom des Fluidkreislaufes, ...) optimiert werden.

In diesem Projekt werden unabgedeckte Metaldach-Solarthermiekollektoren nicht zur Wärmeabgabe, sondern zur Kühlung eingesetzt ("Kühlkollektor"). Dies ist normalerweise nur nachts möglich, jedoch bei geringer solarer Einstrahlung und niedriger Lufttemperatur (z.B. im Winter) auch bei Tage. In diesem Bericht wird folgende Vorzeichenkonvention verwendet:

Energiegewinn ist positiv (Solarkollektor), Energieabgabe ist negativ (Kühlkollektor).

## 1.1 Physikalisches Modell

Die oben genannten Wechselwirkungen der Kollektoroberfläche mit der Umwelt sind alle bekannt und in der Literatur beschrieben (siehe z.B. [Fricke 1984], [Incropera 2002], [Büttner 2003] ...). Sie sollen deshalb hier nur kurz dargestellt und – soweit erforderlich - diskutiert werden.

Leistungsbilanz des Kollektors:

$$\dot{Q} = \rho \cdot c \cdot \dot{V} \cdot (T_{out} - T_{in}) = \dot{Q}_U + P_{hyd,K} - C_K \cdot \dot{T}_K \quad (1)$$

Im stationären Fall und bei vernachlässigbaren Strömungsverlusten wird daraus:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_U \quad (2)$$

Auf die Fläche bezogen ( $\dot{q} = \dot{Q}'' = \dot{Q} / A$ ):

$$\dot{Q}'' = \dot{Q}_U'' + P_{hyd,K}'' - C_K'' \cdot \dot{T}_K \quad (3)$$

$$\text{bzw.} \quad \dot{Q}'' = \dot{Q}_U'' \quad (4)$$

Bezugsfläche  $A$  ist normalerweise die Absorberfläche  $A_A$  oder die Aperturfläche  $A_a$ .

Beim QuickStep-SolarThermie-Modul gilt:

$A_U$  = unterströmte Fläche,  $A_A$  = Absorberfläche = Aperturfläche  $A_a$  = Deckfläche (Dach),  
mit  $A_A = A_a > A_U$ . d.h. Bezugsfläche ist sinnvollerweise die Absorberfläche  $A_A$  (Deckfläche).

Die Wechselwirkungen des Kollektors (des Absorbers) mit der Umgebung sind:

$$\dot{q}_U = \dot{Q}'_U = F_1(\alpha, u, G) + F_2(\varepsilon, E_L, T_A) - F_3(u, T_a, T_A) - F_4(u, rF, T_a, T_A) + F_5 - F_6 \quad (5)$$

- F1 Solare Einstrahlung, als Gewinn definiert,
- F2 IR-Netto-Einstrahlung, in DIN EN 12975-2 als Gewinn definiert,
- F3 freie und erzwungene Konvektion, als Verlust definiert,
- F4 Verdunstung (beim offenen System oder nach Regen) oder Kondensation, Verdunstung ist als Verlust definiert, d.h. Kondensation ist negativ,
- F5 Regen: beim offenen System als Massengewinn (Volumenstromzunahme) und Leistungsgewinn; beim geschlossenen System nur als Leistungsgewinn,
- F6 Verluste Rückseite und Ränder, auf die Fläche A bezogen. Diese wurden nicht explizit behandelt, sind jedoch als Störungsanteil in F3 enthalten.

Die einzelnen Effekte sind in Anhang A1 beschrieben.

Die verschiedenen Wärmetransportmechanismen haben unterschiedliche Bezugsgrößen (Lufttemperatur, solare Einstrahlung, Gegenstrahlung, Wind, rF). Die Absorbertemperatur und damit auch die Kühlleistung sind ortsabhängig, die Kühlleistung ist nicht linear in der Temperaturdifferenz ( $T_A(x) - T_a$ ). Die Temperaturverläufe und die Gesamtkühlleistung (und die mittlere Kühlleistung pro Fläche) können daher nur iterativ ermittelt werden. Dabei muss der Wärmeübergangskoeffizient  $k_{AF}$  ("Absorber – Fluid") berücksichtigt werden.

## 1.2 Simulationsprogramm

Das im DBU-Projekt Az. 14890 für die offene Dachkühlung entwickelte Simulationsprogramm wurde überarbeitet und erweitert, so dass auch geschlossene Kühlkollektoren simuliert und Messdaten als Eingangsdaten verwendet werden können. Die Kollektorberechnungen basieren auf dem in 1.1 dargestellten physikalischen Modell.

Der Programmkern berechnet ein System bestehend aus den beiden Elementen Kollektor und Speicher. Es handelt sich um ein zeitschritt-basiertes Verfahren, das pseudo-stationär rechnet. Für einen Zeitschritt werden zunächst die aktuellen Eingangsdaten festgelegt (Eingangstemperatur, Kapazitätsstrom, Wetterdaten, ggf. Kühllast). Aus diesen, für den Zeitschritt als konstant angenommenen, Eingangsdaten und den spezifischen geometrischen und technischen Daten des Elements werden die Leistungseinträge (positiv und negativ) und Temperaturen berechnet. Aus Eingangsdaten und Leistungseinträgen werden schließlich die Ausgangsdaten des Elements berechnet. Diese bilden i.A. die Eingangsdaten für das nachfolgende Element. Beim offenen System müssen auch Stoffströme bilanziert werden: Verdunstung/Kondensation, Regen, Speicherüberlauf.

Kollektor:

Der Kollektor ("echter" Kollektor oder hydraulisch offenes Kühldach) ist das Kernelement der gesamten Simulationsrechnung. Vorgegeben sind Vorlauftemperatur und Volumenstrom. Der Kollektor ist in eine Anzahl von seriell geschalteten Einzelementen aufgeteilt, die alle gleiche Eigenschaften haben. Ein Element übernimmt, wie im Gesamtsystem auch, als Eingangsdaten die Ausgangsdaten des vorigen Elements. Somit kann der räumliche Verlauf

der Temperatur recht genau wiedergegeben werden. Die teilweise Verdunstung verändert beim offenen System den Volumenstrom der nachfolgenden Teilelemente.

#### Kollektorgeometrie:

Der Kollektor des offenen System ist im Prinzip eine teilbenetzte Blechdachfläche. Auf der benetzten Fläche finden alle drei Wärmetransportmechanismen (Strahlung, Konvektion und Verdunstung/Kondensation) statt. Im unbenetzten Teil entfällt die Verdunstung. Zudem ist der Wärmeaustausch mit dem Fluid (benetzter Flächenanteil) mit einem Widerstand behaftet (begrenzte Wärmeleitfähigkeit des Blechbereiches). Die wird bei der Simulation durch entsprechend angepasste Parameter berücksichtigt.

Bei dem geschlossenen System ist zu beachten, dass nicht der gesamte Bereich unterströmt ist, da die Kapillarmatten nur etwa 80% der äußeren Fläche einnehmen. Die Simulation bezieht sich zunächst nur auf diesen homogenen, unterströmten Bereich. Der Randbereich trägt ebenfalls zum Wärmetransport bei, aufgrund der endlichen lateralen Wärmeleitfähigkeit des Absorberbleches und des sich ergebenden Temperaturgradienten jedoch in geringerem Maße. Eine Anpassung der Leistung bezogen auf die Gesamtfläche wird außerhalb der eigentlichen Simulation vorgenommen.

#### Absorberiteration:

Beim geschlossenen System besteht zwischen dem Wärmeträger und der unmittelbar mit der Umwelt in Austausch stehenden Fläche (Absorberfläche) ein Übergangswiderstand. Dieser Widerstand, ausgedrückt durch einen  $k$ -Wert (für Wärmeübergang Fluid/Kapillarrohrwand und Wärmeleitstrecke Rohrwand / Kleberschicht / Absorberblechsicht), wurde den Kollektorspezifikationen laut Messung durch das ISFH entnommen. Die Wärmebilanz des Kollektors basiert auf der Fluidtemperatur, der Wärmeaustausch mit der Umwelt geschieht jedoch über die Absorberfläche. Die Kopplung Fluid / Umwelt lässt sich nicht geschlossen darstellen [Fricke 1984]. Das Problem wird durch ein zwischengeschaltetes Iterationsverfahren gelöst, welches die korrekte Absorberrtemperatur bestimmt, aus der sich dann die tatsächlichen Wärmeströme ergeben.

#### Speicher:

Der Speicher wird als homogen durchmischte angenommen. Eine in der Realität auftretende vertikale Temperaturschichtung von bis zu 3 K würde den Nutzungsgrad der Anlage erhöhen, da die obere, warme Temperaturschicht eine hohe Dachvorlauftemperatur bereitstellt. Gleichzeitig steht dem Gebäudekreislauf die untere, kältere Temperaturschicht des Speichers zur Verfügung. Diese Effekte bleiben im verwendeten Speichermodell unberücksichtigt, wodurch sich eine in dieser Hinsicht 'konservative' Abschätzung von Wirkungs- und Nutzungsgrad der Anlage ergibt. Für das offene System und das geschlossene System mit Wasser als Wärmeträger ist eine Annahme des vollständigen Wärmeübertrags des Kollektorrücklauf-Wassers an den Speicher vorbehaltlos anzunehmen. Im mit Glykollgemisch gefüllten geschlossenen System ist der Wärmeübertrag technisch mit einem Wärmetauschen zu bewerkstelligen, dessen Einsatz real stets einen Verlust an nutzbarer Temperaturspreizung nach sich zieht. Dieser Wärmetauscher wird im Rahmen der Simulation als ideal angenommen und somit nicht berechnet.

#### Regen:

Der Zisternenspeicher ist in allen behandelten Fällen an die Dachfläche angeschlossen. Regenbeiträge werden als Volumen und als Wärmeleistung in die Systembilanz aufgenommen. Beim geschlossenen System findet der Volumenbeitrag erst im Speicher statt, beim offenen System bereits im Kollektor selbst. Im allgemeinen bedeutet ein Regenereignis zusätzliche Kühlleistung, Ausnahmen bilden z.B. gewittrige Sommerregen.

#### Grenzkühlung:

Kann der Kühlungsbedarf nicht durch die passive Kühlung allein gedeckt werden, schaltet sich ab einer vorgegebenen Grenztemperatur des Speichers die aktive Kühlungsanlage hinzu. Dadurch wird formal der Speicher auf dieser Maximaltemperatur gehalten und die

Anlage in Bereitschaft gehalten. Die Energie für Grenzkühlung wird ebenfalls bilanziert und kann somit angegeben, wie viel Einsatz eine „redundante“ aktive Kälteanlage voraussichtlich leisten muss.

Spezifische Wärmekapazität und Massendichte der Fluide werden als temperaturunabhängig angenommen. Dachkreis und Speicher können verschiedene Stoffwerte haben.

Als Ergebnis erhält man die räumlichen Verteilung der Temperatur und der Kühlleistungsdichten des Kollektors, die gesamte Kühlleistung sowie die mittlere Kühlleistungsdichte. Über den Simulationszeitraum werden diese zu Energien bilanziert. Ebenso werden Volumenbilanzen für alle relevanten Vorgänge und Grenzkühlungsenergie bilanziert. Daraus können extern Nutzungsgrad, Leistungszahl und Deckungsgrad abgeleitet werden.

Pumpe:

Die Pumpe des Dachkreises leistet die volle Antriebsenergie. Zugleich erwärmt die Verlustleitung (elektrisch & hydraulisch) zusätzlich das Fluid. Der Kollektorvorlauf ist daher wärmer als die Speicheraustrittstemperatur. Die Berücksichtigung dieses Effektes ist vorgesehen, wurde innerhalb dieses Berichtes jedoch vernachlässigt. Die Pumpenarbeit (elektrisch und primärenergetisch) wird nach abgeschlossener Simulation auf Basis der Gesamteinschalt-dauer als aufgewendete Energie bilanziert und geht maßgeblich in Wirkungsgrad und Leistungszahl ein.

Vereinfachungen:

Die Temperaturänderungen der technischen Systemelemente werden vernachlässigt. Wärmeenergie steckt ausschließlich im Wärmeträgerfluid (Speichervolumen, Umlaufvolumen des Dachkreislaufes bzw. des Kollektors, respektive Regenvolumenbeitrag). Somit wird z.B. die Wärmemenge, die bei der Abkühlung des Kollektors selbst anfällt, nicht in die Gesamtbilanz mit einbezogen.

Einige reale Effekte, wie z.B. hydraulische Reibung, Verluste in Speicher und Zuleitungen, die ebenfalls thermische Beiträge liefern können, werden vernachlässigt. Dies ist einerseits eine nur unvollständige Beschreibung des Gesamtsystems, dafür können jedoch die einbezogenen Elemente ohne weitere „Störungen“ charakterisiert werden.

## 1.3 Kollektorkennlinien

Für Solarkollektoren gibt es vereinfachte Kollektormodelle ("Kennlinien"). Die dem Kollektor bei stationärem Betrieb entzogene Nutzleistung und der Wirkungsgrad werden mit einfachen Gleichungen (näherungsweise) beschrieben. Diese sollen hier auch auf den "Kühlkollektor" übertragen werden. Die Ergebnisse aus der Simulation bilden eine gute Basis zur Erstellung von Kennlinien, da sie in geringerem Ausmaß den Ungenauigkeiten der konkreten Messdaten ausgesetzt sind.

### 1.3.1 Solarkollektoren

Die Wechselwirkung des Absorbers mit der Umwelt wird im stationären Fall und bei ausreichend großem Volumenstrom beschrieben mit [Fricke 1984]:

$$\dot{q} = (\tau\alpha) \cdot G - k_v \cdot (T_A - T_a) \quad (6)$$

$T_A$  mittlere Absorbertemperatur,  
 $G$  gesamte Einstrahlung,  
 $k_v$  Wärmeverlustkoeffizient.

Da die Absorbtemperatur normalerweise nicht bekannt ist, verwendet man die mittlere Fluidtemperatur und die Gleichung

$$\dot{q} = F' \cdot [(\tau\alpha) \cdot G - k_v \cdot (T_m - T_a)] \quad (7)$$

$F'$  : Absorberwirkungsgradfaktor, berücksichtigt den Wärmeübergangskoeffizient  $k_{AF}$  zwischen Fluid und Absorber ( $0 < F' \leq 1$ ;  $F'$  möglichst nahe bei 1).

Bei hohen Volumenströmen und dadurch bedingt kleinen Temperaturdifferenzen zwischen Fluidein- und auslass gilt:

$$T_m \approx \frac{1}{2} \cdot (T_{in} + T_{out}) \quad (8)$$

Bei kleinen Volumenströmen ist die mittlere Fluidtemperatur nicht das arithmetische Mittel aus Ein- und Auslasstemperatur. Dann verwendet man die Gleichung

$$\dot{q} = F_R \cdot [(\tau\alpha) \cdot G - k_v \cdot (T_{in} - T_a)] \quad (9)$$

mit  $F_R = F' \cdot (1 - e^{-z}) / z$  Wärmeabfuhrfaktor (10)

und  $z = F' \cdot \frac{k_v}{\rho \cdot c} \cdot \frac{1}{V''}$ , d.h.  $z \sim \frac{k_v}{V''}$ . (11)

Für die Temperaturänderung gilt:

$$\Delta T = \Delta T_{\max} \cdot (1 - e^{-z}) = (1 - e^{-z}) \cdot [(\tau\alpha) \cdot G / k_v - (T_{in} - T_a)] \quad (12)$$

Diese Gleichungen berücksichtigen die nicht-lineare räumliche Temperaturverteilung auf dem Absorber und im Fluid. Die einfache Funktion für  $F_R$  gilt streng genommen aber nur, wenn alle Wärmeverluste mit einem temperaturunabhängigen Verlustkoeffizienten  $k_v$  und einer Bezugstemperatur  $T_a$  beschrieben werden können. Ansonsten ist  $k_v$  eine Näherung (Linearisierung).

$k_v$  ist vom Wetter abhängig (Wind und Temperatur).  $F_R$  ist somit keine reine Funktion des Volumenstroms/Fläche alleine.

Für den Wirkungsgrad gibt es folgende Definitionen:

$$\eta = \frac{\dot{q}}{G} \quad (13)$$

$$\eta = (\tau\alpha) - k_v \cdot (T_A - T_a) / G \quad (14)$$

$$\eta = F' \cdot [(\tau\alpha) - k_v \cdot (T_m - T_a) / G] \quad (15)$$

$$\eta = F_R \cdot [(\tau\alpha) - k_v \cdot (T_{in} - T_a) / G] \quad (16)$$

Die Nutzleistung pro Fläche hängt von den zwei unabhängigen Größen solare Einstrahlung und Konvektionsverluste ab. Die Kennlinie dagegen ist eine Geradengleichung mit nur einer unabhängigen Größe:  $(T_j - T_a) / G$  ( $j = A$  oder  $m$  oder  $in$ ).

Die messtechnische Ermittlung der Wirkungsgrad-Kennlinie wird normalerweise unter ausreichend stationären Bedingungen und bei hohem Volumenstrom durchgeführt (Leis-

tungsprüfung nach DIN EN 12975-2:2006 "Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile – Kollektoren – Teil 2: Prüfverfahren").

QuickStep-SolarThermie-Module sind unabgedeckte Sonnenkollektoren. Hierfür gibt die DIN EN 12975-2 in "6.2 Unabgedeckte Sonnenkollektoren unter stationären Bedingungen" folgende Gleichungen an:

Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{A \cdot G''} = \eta_0 \cdot (1 - b_u \cdot u) - (b_1 + b_2 \cdot u) \cdot \frac{T_m - T_a}{G''} \quad (17)$$

mit  $G'' = G + \frac{\varepsilon}{\alpha} \cdot (E_L - \sigma \cdot T_a^4)$  Netto-Bestrahlungsstärke. (18)

Zur Auswertung erforderliche Daten:

Wetterdaten:  $G, E_L, T_a, u$ , Betriebsdaten:  $\dot{V}, T_{in}, T_{out}$ .

Diskussion:

1) Beim unabgedeckten Kollektor gilt:  $\tau = 1$  und damit  $(\tau\alpha) = \alpha$ .

2) Die Leistungsbilanz in diesem Modell ist:

$$\begin{aligned} \dot{q} &= F' \cdot [\alpha \cdot G + \varepsilon \cdot (E_L - \sigma \cdot T_a^4) - k_v(u) \cdot (T_m - T_a)] \\ &= F' \cdot \alpha \cdot \left[ G + \frac{\varepsilon}{\alpha} \cdot (E_L - \sigma \cdot T_a^4) \right] - b(u) \cdot (T_m - T_a) \\ &= F' \cdot \alpha \cdot G'' - b(u) \cdot (T_m - T_a) \end{aligned}$$

Der Verlustkoeffizient  $b(u)$  enthält aber einen Strahlungsterm, ist also nicht linear in der Temperatur:

$$b(u) = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_m^4 - T_a^4) / (T_m - T_a) + b_K(u) \quad (19)$$

3) Für  $G = 0$  (Kühlkollektor) gilt:

$$\begin{aligned} G'' &= \frac{\varepsilon}{\alpha} \cdot (E_L - \sigma \cdot T_a^4) \\ \dot{q} &= F' \cdot \varepsilon \cdot (E_L - \sigma \cdot T_a^4) - b(u) \cdot (T_m - T_a) \\ &= F' \cdot \alpha \cdot G'' - b(u) \cdot (T_m - T_a) \end{aligned}$$

Für den Wirkungsgrad folgt daraus die physikalisch falsche Beziehung:

$$\eta = \frac{\dot{q}}{G''} = \alpha \cdot \frac{\dot{q}}{\varepsilon \cdot (E_L - \sigma \cdot T_a^4)} = F' \cdot \alpha - b(u) \cdot \frac{T_m - T_a}{G''}$$

denn der Wirkungsgrad für den Kühlfall (in der Nacht!) kann nicht durch den solaren Absorptionsgrad  $\alpha$  bestimmt sein.

Diese Definition von  $G''$  ist also physikalisch nicht sinnvoll, da sie die IR-Strahlung nicht richtig beschreibt. Sie dient lediglich zur einfacheren Darstellung der unter stationären Bedingungen ermittelten Kennlinie des unabgedeckten Solarkollektors. Für  $G = 0$  (Kühlkollektor) muss daher genauer bilanziert werden.



4) Der Einfluss des Volumenstroms ist in diesem Modell nicht enthalten. In der Norm DIN EN 12975-2 steht hierzu unter 6.2.4.3 Prüfbedingungen:

"Falls nicht anders angegeben, ist der Massenstrom des Wärmeträgers auf einen Wert von etwa 0.04 kgs<sup>-1</sup> je m<sup>2</sup> Kollektorbruttofläche einzustellen. Unter Befolgung der Herstellerangaben darf bei einem niedrigeren Massenstrom geprüft werden."

### 1.3.2 Anpassung für Kühlkollektor

Mit den (physikalisch sinnvollen) Definitionen

"normierte" Gegenstrahlung  $E_{L,a}$

$$E_{L,a} = E_L - \sigma \cdot T_a^4 = \sigma \cdot (T_s^4 - T_a^4) \quad (20)$$

und "normierte" Nettobestrahlungsstärke  $G_a$

$$G_a = G + E_L - \sigma \cdot T_a^4 = G + E_{L,a} \quad (21)$$

erhält man das vereinfachte (ideale) Kollektormodell für stationäre Zustände mit ausreichend großem Volumenstrom

$$\begin{aligned} \dot{q} &= \alpha \cdot G + \varepsilon \cdot E_L - \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_A^4 - k_v(u) \cdot (T_A - T_a) \\ &= \alpha \cdot G + \varepsilon \cdot (E_L - \sigma \cdot T_a^4) - \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_A^4 - T_a^4) - k_v(u) \cdot (T_A - T_a) \\ &= [\alpha \cdot G + \varepsilon \cdot E_{L,a}] - b(u) \cdot (T_A - T_a) \\ &= [\alpha \cdot G_a + (\varepsilon - \alpha) \cdot E_{L,a}] - b(u) \cdot (T_A - T_a) \end{aligned} \quad (22)$$

Für den Wirkungsgrad mit Bezug auf die normierte Nettobestrahlungsstärke  $G_a$  gilt:

$$\eta(G_a) = \frac{\dot{q}}{G_a} = \alpha + (\varepsilon - \alpha) \cdot \frac{E_{L,a}}{G_a} - b(u) \cdot \frac{(T_A - T_a)}{G_a} \quad (23)$$

Für  $G = 0$  wird  $G_a = E_{L,a}$  und damit für den Kühlkollektor:

$$\eta(E_{L,a}) = \frac{\dot{q}}{E_{L,a}} = \varepsilon - b(u) \cdot \frac{(T_A - T_a)}{E_{L,a}} \quad (24)$$

Mit dieser Definition der "normierten" Nettobestrahlungsstärke  $G_a$  ist somit der Fall  $G = 0$  (Kühlkollektor) mit enthalten!

Die "normierte" Gegenstrahlung  $E_{L,a}$  ist die Netto-IR-Abstrahlung einer schwarzen Fläche ( $\varepsilon=1$ ), die sich auf Lufttemperatur  $T_a$  befindet. Sie kann somit als Referenzwert dienen. Bei einer geneigten (Dach-)Fläche muss sie normal zu dieser Fläche gemessen werden.

Der Verlustkoeffizient  $b(u)$  enthält einen IR-Term, ist also nicht linear in der Temperatur:

$$b(u) = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_A^4 - T_a^4) / (T_A - T_a) + b_K(u) \quad (25)$$

Bei kleinen Temperaturunterschieden kann linearisiert werden.

Zu beachten ist: Mit  $G \geq 0$  und  $E_{L,a} < 0$  folgt: für  $G = -E_{L,a}$  wird  $G_a = 0$ , d.h.  $G_a$  wechselt das Vorzeichen, normalerweise am Morgen und am Abend.

Verwendet man bei der Auswertung der Messdaten  $T_m$  statt  $T_A$  ( $T_m \approx T_A$ ), so sind die gleichen Daten erforderlich wie beim DIN-Modell:

Wetterdaten:  $G, E_L, T_a, u$ , Betriebsdaten:  $\dot{V}, T_{in}, T_{out}$ .

Die oben gegebenen Gleichungen können verallgemeinert dargestellt werden:

$$\dot{q} = F_{jk} \cdot [\alpha \cdot G + \varepsilon \cdot E_{L,j} - k_{jk} \cdot (T_k - T_a)] \quad (26)$$

Speziell nur Kühlung ( $G=0$ ):

$$\dot{q} = F_{jk} \cdot [\varepsilon \cdot E_{L,j} - k_{jk} \cdot (T_k - T_a)] \quad (27)$$

$$\eta = \dot{q} / E_{L,j} = F_{jk} \cdot [\varepsilon - k_{jk} \cdot (T_k - T_a) / E_{L,j}] \quad (28)$$

mit  $E_{L,j} = E_L - \sigma \cdot T_j^4 = \sigma \cdot (T_s^4 - T_j^4)$  (29)

Es gibt mehrere sinnvolle Definitionen für die Bezugsgröße Netto-IR-Abstrahlung  $E_{L,j}$  und die Bezugstemperatur  $T_k$ .

Kennlinie (großer Volumenstrom):  $j = a$  oder  $m$  (oder  $A$ ) sowie  $k = m$  (oder  $A$ ),  
beliebiger Volumenstrom:  $j = a$  oder  $in$  sowie  $k = in$ .

Weiterhin kann die Nutzleistung auf unterschiedliche Flächen bezogen werden, bei QUICK STEP SolarThermie: Absorberfläche  $A_A$  (= Deckfläche) oder unterstömte Fläche  $A_u$ .

Der Faktor  $F_{jk}$  enthält somit i.A. einen Flächenfaktor, und – je nach Bezugstemperatur

- einen Faktor für den Wärmeübergang zwischen Fluid und Absorber,
- einen Faktor für die Volumenstromabhängigkeit.

Der Verlustkoeffizient  $k_{jk}$  enthält die Konvektion und ist somit abhängig von der Windgeschwindigkeit. Je nach Bezugstemperatur enthält  $k_{jk}$  auch IR-Strahlungsterme und ist damit temperaturabhängig. Weiterhin enthält  $k_{jk}$  auch Kondensation (bei entsprechenden Wetter- und Betriebszuständen) und Verdunstung (nur beim offenen Dachsystem).

Weitere Effekte:

- Kondensation ==> Emissionsgrad der Oberfläche ändert sich,
- Regen: Leistungseintrag und beim offenen System auch Materieeintrag,
- Rand- und Rückseiteneffekte ....

### In diesem Bericht:

Bezug auf die Absorberfläche  $A_A$  = Deckfläche der Paneele, großer Volumenstrom, stationär Zustand, keine Kondensation, kein Regen:

$$\dot{q} = \dot{Q}'' = \rho \cdot c \cdot \dot{V} / A \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (30)$$

$$E_{L,m} = E_L - \sigma \cdot T_m^4 = \sigma \cdot (T_s^4 - T_m^4) \quad (31)$$

$$\dot{q} = F \cdot [\varepsilon \cdot E_{L,m} - k_v \cdot (T_m - T_a)] \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \eta &= \dot{q} / E_{L,m} = F \cdot [\varepsilon - k_v \cdot (T_m - T_a) / E_{L,m}] \\ &= \eta_0 - b \cdot (T_m - T_a) / E_{L,m} \end{aligned} \quad (33)$$

## 1.4 Hydraulik und Leistungszahl

Kühlsysteme (z.B. Wärmepumpen, Sorptionskältemaschinen, usw.) werden normalerweise mit einer Leistungszahl beschrieben. Hierbei wird die Nutz-Kälteleistung auf die erforderliche Hilfsleistung bezogen. Durch Integration über einen längeren Zeitraum (z.B. 1 Jahr) erhält man die (Jahres-)Arbeitszahl.

Um dies auf den "Kühlkollektor" zu übertragen, muss ein Minimalsystem, bestehend aus Kollektor + Leitungen + Pumpe + Speicher, betrachtet werden. Für dieses müssen die gewonnene Nutz-Kälteleistung (einschließlich Verluste" der Pumpe und der Leitungen) sowie die erforderlichen Hilfsleistungen bilanziert werden.

Definitionen (hier LZ und AZ, da  $\epsilon$  und  $\beta$  andere Bedeutungen haben):

$$\text{Leistungszahl} \quad LZ = \frac{\dot{Q}}{P} \quad (34)$$

- $\dot{Q}$  Nutzleistung des Systems:  
 Leistung, die in den Speicher eingespeist wird (Sonnenkollektor), oder Leistung, die dem Speicher entzogen wird (Kühlkollektor),
- $P$  Summe aller Hilfsleistungen: z.B. elektrische Leistung der Pumpe.  
 Dabei ist zu beachten, dass ein Teil der Hilfsleistung zu Nutzleistung werden kann, z.B. Pumpenabwärme.

Die Leistungszahl gilt nur für stationäre Zustände. Für die Praxis ist daher die Angabe der Arbeitszahl für einen längeren Zeitraum  $[t, t+\Delta t]$  sinnvoller:

$$\text{Arbeitszahl} \quad AZ = \frac{Q}{W} = \frac{\int_t^{t+\Delta t} \dot{Q} dt}{\int_t^{t+\Delta t} P dt} \quad (35)$$

Für  $\Delta t = 1$  Jahr erhält man die Jahres-Arbeitszahl.

Sowohl bei der Leistungszahl als auch bei der Arbeitszahl muss angegeben werden, ob sie sich auf die eingesetzte Nutzenergie (z.B. elektrische Energie) oder auf die erforderliche Primärenergie beziehen.

### Hydraulik des Kollektors

Die Reynoldszahl ist für Röhre mit Kreisquerschnitt definiert als

$$Re_d = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\eta} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{V}}{d} \cdot \frac{\rho}{\eta} \quad (36)$$

Für laminare Strömung in Rohrleitungen ( $Re < Re_{krit} = 2300$ ) gilt:

$$\Delta p = \frac{128}{\pi} \cdot \frac{L}{d^4} \cdot \eta \cdot \dot{V} \quad (37)$$

und damit für die hydraulische Leistung (Reibungsverlust):

$$P_{hyd} = \frac{128}{\pi} \cdot \frac{L}{d^4} \cdot \eta \cdot \dot{V}^2 \quad (38)$$

Diese Gleichungen gelten sowohl für die Kapillarröhrchen im Kollektor als auch für externe Leitungen. Mit den technischen Daten der Kollektoren, den entsprechenden Materialdaten und dem Volumenstrom kann der Druckverlust und die erforderliche hydraulische Leistung eines Kollektormoduls berechnet werden. Für eine Kollektoranlage müssen zusätzlich die Verteiler-/Sammelleitungen im Kollektor, die Verrohrung (Leitungen, Bögen, Ventile, usw.) sowie die Verschaltung (mehrere Module parallel oder in Reihe) berücksichtigt werden.

### Leistungszahlen

Je nachdem wie man die Bilanzierungsgrenze setzt, können verschiedene Leistungszahlen definiert werden:

- nur Kollektor, d.h. Nutzkälteleistung/hydraulische Leistung des Kollektors,
- Kollektor + Zuleitungen,  
d.h. Nutzkälteleistung/hydraulische Leistung des Kollektors und der Leitungen,
- Kollektor + Zuleitungen + Pumpe, elektrisch,  
d.h. Nutzkälteleistung/hydraulische Leistung des Kollektors und der Leitungen einschließlich Pumpenwirkungsgrad, d.h. auf die erforderliche elektrische Leistung bezogen,
- Kollektor + Zuleitungen + Pumpe, primärenergetisch,  
d.h. Nutzkälteleistung/hydraulische Leistung des Kollektors und der Leitungen einschließlich Pumpenwirkungsgrad, d.h. auf die erforderliche primärenergetische Leistung bezogen.

Für eine genaue Bilanzierung ist zu beachten, dass die hydraulische Leistung in Heizleistung umgewandelt wird und ein Teil der Hilfsleistung zu Nutzleistung werden kann, z.B. Pumpenabwärme, was beim Kühll Kollektor kontraproduktiv ist. Bei den Leitungen müssen Wärmegewinne aus oder Verluste an die Umgebung ebenfalls mit bilanziert werden.

## 2 Projektverlauf

### Installation der Testanlage

Die Installation der Testpaneele wurde – auf Empfehlung der Fa. Rheinzink - von der Fa. Moritz GmbH & Co. KG, Würzburg ausgeführt.

2005, Mai bis September: Besprechung mit Handwerker, Auftragsvergabe, Aufbau der Anlage einschließlich Steg auf dem Dach des ZAE-Gebäudes.

2005: Juni bis Oktober: Kalibrierung der Temperatursensoren, Einbau der Messtechnik, Anpassen der Steuerung und Datenaufnahme, Implementierung und Test der Volumenstromregelung.

### Messungen und Auswertungen

2005, ab September: Erste Testmessungen zur Überprüfung der Messtechnik.

Im Winter kein Betrieb.

Frühling 2006: Auftreten und Beseitigung einer Leckage an einem Schnellverschluss einer Sammelleitung. Bis zur Beseitigung der Leckage gab es, abhängig von den Betriebszuständen, wiederholt einige Liter Flüssigkeitsverlust, was mehrere Wochen Messzeitausfall nach sich zog.

2006, März - August: Messungen mit Thermostatbetrieb (mit Wasser/Ethandiol-Gemisch 50/50) zur Ermittlung von Kennlinien.

2006, Juli – August: Umbauarbeiten an der bestehenden Kühlanlage im ZAE-Gebäude, insbesondere in der Zisterne. Anschluss der Kollektoren an die Zisternenanlage. Um ein Leerlaufen der Kollektoren zu verhindern, mussten Ventile und Steuerung angepasst werden. Durch die erforderlichen Wartungs- und Umbaumaßnahmen in der Zisterne hat sich der Beginn des "Zisternenbetriebs" der Kollektoren verzögert.

2006, September – Anfang November: Messungen im "Zisternenbetrieb", d.h. mit Zisternenwasser (Regenwasser) als Wärmeträgerfluid. Das hydraulisch offene Dachkühlsystem und die beiden hydraulisch geschlossenen QUICK STEP SolarThermie Kollektorfelder werden parallel mit Wasser aus der Zisterne betrieben.

Abschaltung im November wegen Frostgefahr. Die Kollektoren wurden mit Wasser/Glykol-Gemisch gespült und gefüllt.

Bestimmung der IR-Emissionsgrade der Kollektoroberflächen:

- an kleinen Proben von den Messkollektoren nach Ende der Messungen,
- an zwei separaten Musterpaneelen von Fa. Rheinzink.

Simulationen:

- - Validierung des Simulationsprogramms mit den Messdaten und Kennlinie,
- - Simulationen zu Optimierungspotential,
- - Systemsimulationen.

Abschätzungen zu Hydraulik und Leistungszahl.

### 3 Beschreibung der Anlage

Auf dem Dach des ZAE-Gebäudes (Dachfläche SW) befinden sich zwei Kollektorfelder mit QUICK STEP SolarThermie Paneelen (Abbildung 3):

KF West: im Westen (SW-W), "vorbewittert, schiefergrau" (dunkel),  
 KF Ost: im Osten (SW-O), "vorbewittert, blaugrau" (hell).

Jedes Kollektorfeld besteht aus 9 Modulen sowie ein oberes Abdeckblech plus ein Traufblech plus seitliche Ränder (siehe Abbildung 2). Die Neigung des ZAE-Daches beträgt 6 °, das QUICK STEP Dachsystem erfordert eine Mindestneigung von 10 °. Deshalb mussten die Kollektorfelder aufgeständert werden. Die Neigung der Einzelpaneele innerhalb der Kollektorfelder beträgt dadurch 6 °.



Abbildung 3: Dach des ZAE-Gebäudes. SW-Dachfläche mit den QuickStep SolarThermie Kollektorfeldern KF West (schiefergrau, dunkel) und KF Ost (blaugrau, hell); NW-Dachfläche mit Wetterstation (WS); SO- und NO-Dachflächen des hydraulisch offenen Kühlsystems (Quelle: Google Earth).

Maße:

Kollektorfeld:		KF West	KF Ost
Oberfläche		schiefergrau	blaugrau
Länge (parallel zu First):	L / mm	2999 ± 1	3001 ± 1
Breite (Richtung First zu Traufe):	B / mm	3357 ± 6	3328 ± 10
daraus Breite eines Moduls:	B1 / mm	373	369.8
Absorberfläche:	A <sub>A</sub> / m <sup>2</sup>	10.07 ± 0.02	9.99 ± 0.03

Damit Festlegung Rechenwerte für beide Kollektorfelder:

Länge (parallel zu First):	L / mm	3000 ± 1
Breite (Richtung First zu Traufe):	B / mm	3333 ± 10 (370.3 / Modul)
<b>Absorberfläche</b>	<b>A<sub>A</sub> / m<sup>2</sup></b>	<b>10.0 ± 0.1</b>
Länge (unterströmter Bereich)	L / m	2.83
Breite (unterströmter Bereich)	B / m	2.84 (9 x 0.316)
<b>unterströmte Fläche</b>	<b>A<sub>u</sub> / m<sup>2</sup></b>	<b>8.04</b>

Für Auswertung (teilweise Berücksichtigung der Ränder):

effektive Fläche $A_{\text{eff}} = (A_u + A_A) / 2$	$A_{\text{eff}} / \text{m}^2$	9.02
	$A_u / A_A$	0.804
	$A_{\text{eff}} / A_A$	0.902
Kapillarrohre + Kleber:	d / mm	4
Rückseitendämmung (PU-Schaum)	d / mm	22

Weitere Informationen: siehe Anhänge

- A2 Herstellerangaben zu QUICK STEP SolarThermie, und
- A3 Technische Details der Anlage.

## 4 Ergebnisse

### 4.1 Emissionsgrad

Die IR-Emissionsgrade der Kollektoroberflächen wurden im ZAE Bayern bestimmt:

- an zwei separaten Musterpaneelen,
- an kleinen Proben von den Messkollektoren nach Ende der Messungen.

Gemessen wurde der spektrale Reflexionsgrad (Wellenlängenbereich 0.25 ... 2.5  $\mu\text{m}$  ). Daraus wurde der spektrale Emissionsgrad und dann mit der Planck'schen Verteilungsfunktion der temperaturabhängige Gesamtemissionsgrad berechnet. Die angegebenen Werte gelten für den Temperaturbereich 10 ... 20 °C (Tabelle 1).

**Tabelle 1: IR-Emissionsgrade  $\epsilon$  der Paneeloberflächen für den Temperaturbereich 10 ... 20 °C. Messungen und Herstellerangaben.**

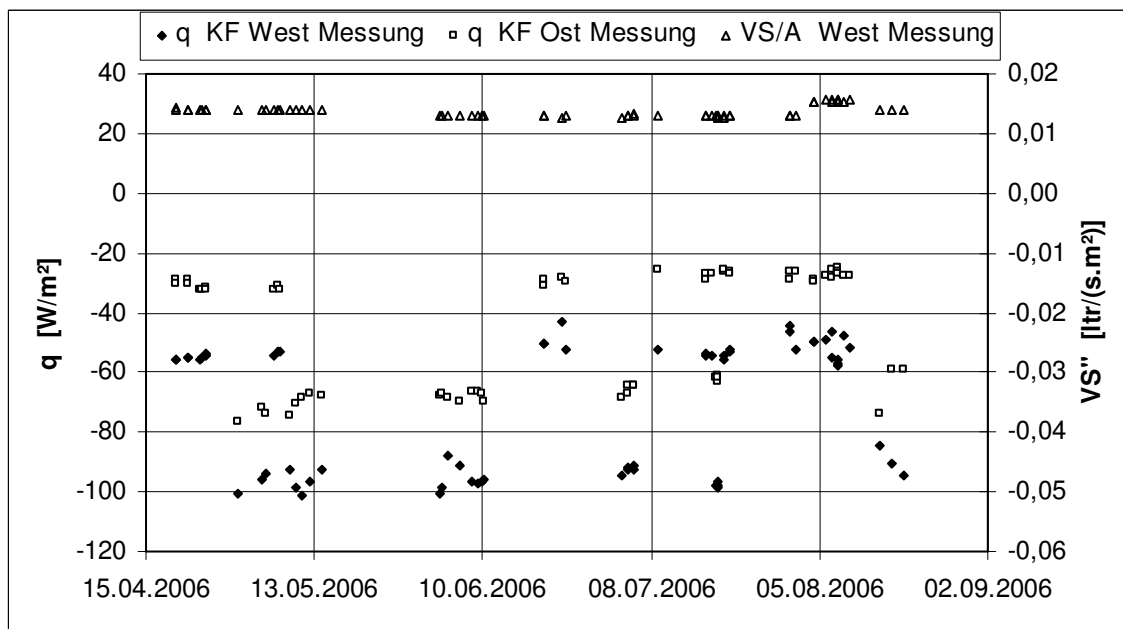
Oberfläche	"vorbewittert, schiefergrau" (dunkel)	"vorbewittert, blaugrau" (hell).
Musterpaneel	0.65 $\pm$ 0.02	0.20 $\pm$ 0.02
Probe	0.59 $\pm$ 0.02	0.30 $\pm$ 0.02
Probe, gereinigt	0.57 $\pm$ 0.02	0.21 $\pm$ 0.02
Herstellerangabe	0.65 $\pm$ 0.05	0.25 $\pm$ 0.05

## 4.2 Kollektorkennlinie

### 4.2.1 Kennlinie aus Messdaten

Zur Charakterisierung der Kollektoren und zur Ermittlung von Kennlinien wurden folgende Daten gemessen: Wetterdaten:  $G$ ,  $E_L$ ,  $T_a$ ,  $u$ , Betriebsdaten:  $\dot{V}$ ,  $T_{in}$ ,  $T_{out}$ .

Zur Ermittlung von Kollektorkennlinien wurden die Messdaten aus dem Zeitraum März bis August 2006 (2006\_03-08) verwendet. Aus den Zeitreihen (Minutenwerte) wurden ausreichend stationäre Zustände ohne Regen und ohne Kondensation ausgewählt und über ca. 1 Stunde gemittelt. Der verbleibende Temperaturdrift war  $dT/dt < 1$  K/h. Damit standen 72 Datensätze zur Verfügung (davon 64 mit nahezu konstantem hohem Volumenstrom).



**Abbildung 4: Kühlleistungsdichte und Volumenstrom/Fläche der beiden Kollektorfelder. Messwerte (1h-Mittelwerte) im Zeitraum April bis August.**

Die Messwerte sind in Abbildung 4, die zugehörigen Wirkungsgrad-Kennlinien in Abbildung 5 und Abbildung 6 dargestellt. Der Betrag der Kühlleistungsdichte des dunklen KF West ist deutlich größer als beim hellen KF Ost.



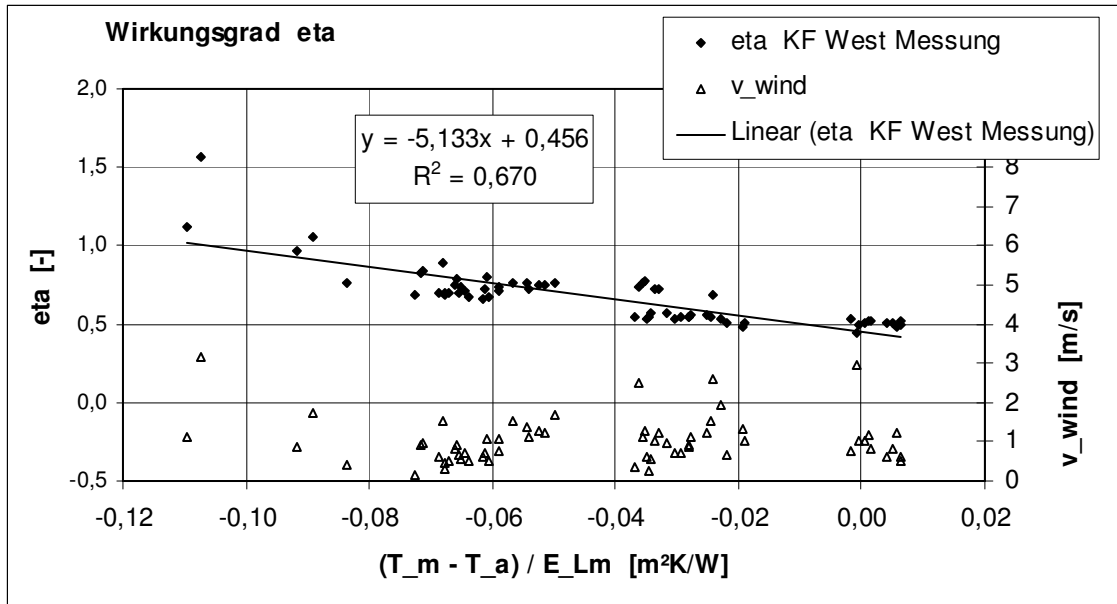


Abbildung 5: Aus Messung ermittelte Wirkungsgrad-Kennlinie für KF West.

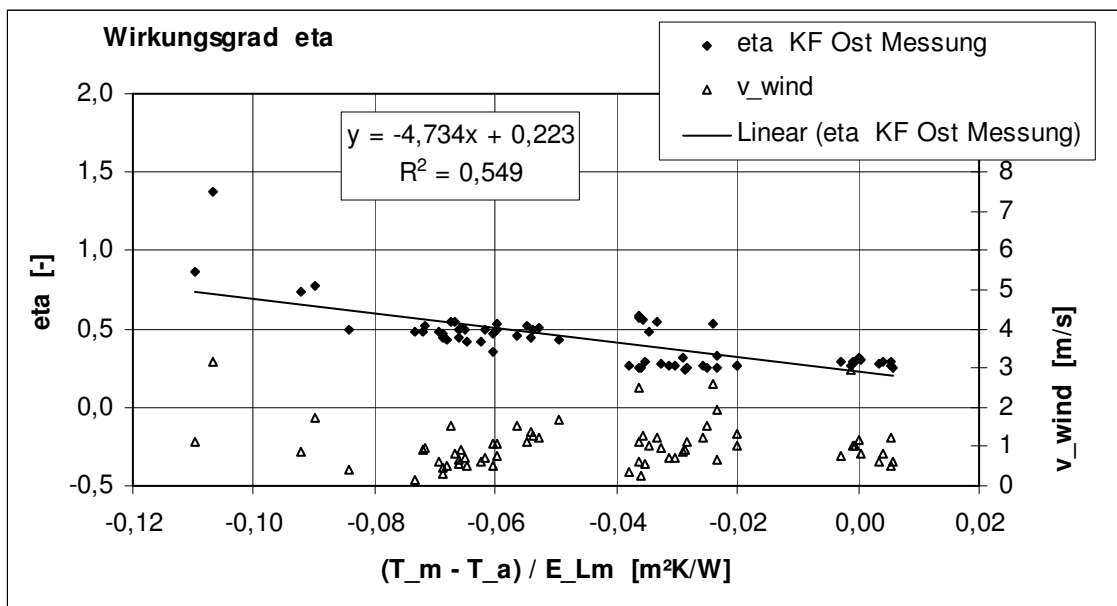


Abbildung 6: Aus Messung ermittelte Wirkungsgrad-Kennlinie für KF Ost.

Die Streuung der Werte um die Ausgleichsgerade ist in der Streuung der Windgeschwindigkeit begründet. Die Daten wurden deshalb in 4 Gruppen mit unterschiedlichen Windgeschwindigkeiten ( $u = v_{wind}$ ) aufgeteilt und getrennt ausgewertet. Dies ist in Abbildung 7, Abbildung 8, Abbildung 9 und Abbildung 10 für KF West dargestellt. Für KF Ost erhält man ähnliche Abhängigkeiten von  $v_{wind}$  (hier nicht dargestellt).

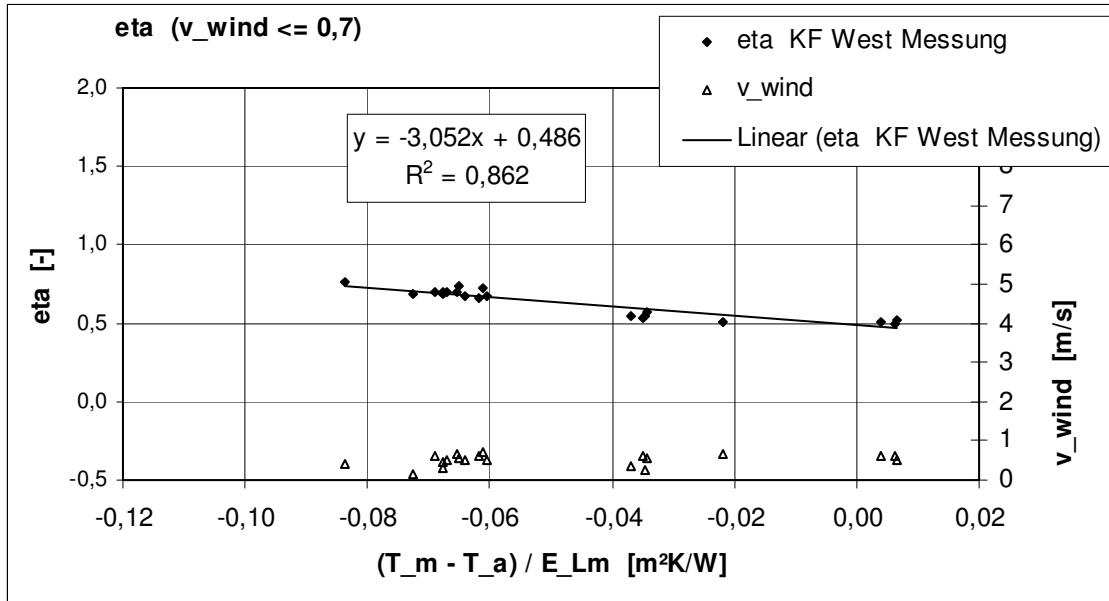


Abbildung 7: Wirkungsgrad-Kennlinie für KF West für Windgeschwindigkeiten  $u \leq 0.7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

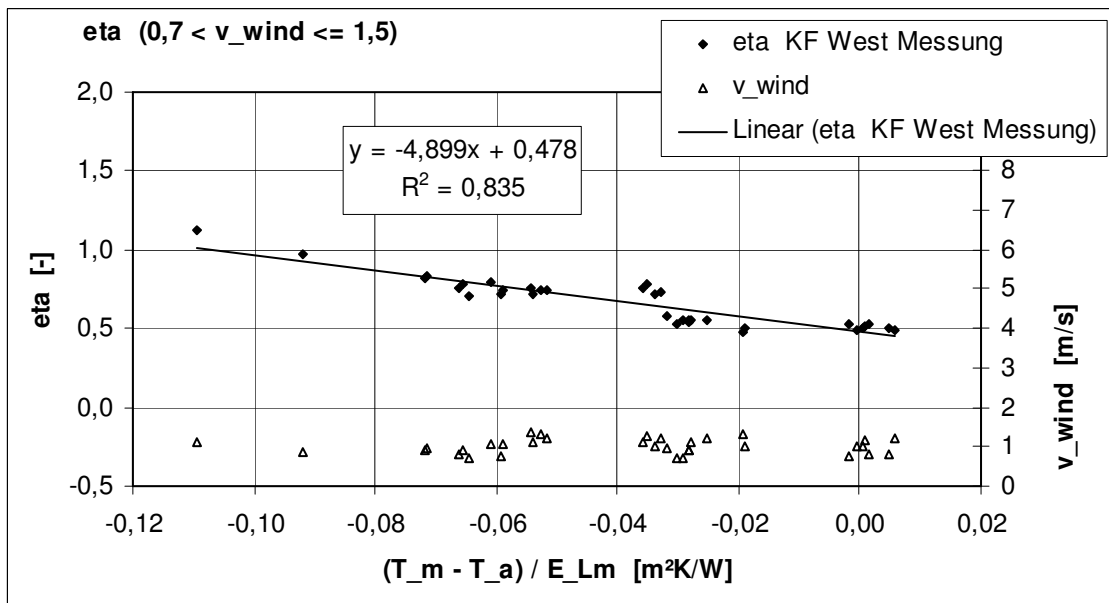


Abbildung 8: Wirkungsgrad-Kennlinie für KF West für Windgeschwindigkeiten  $0.7 \leq u/\text{m}\cdot\text{s}^{-1} \leq 1.5$ .

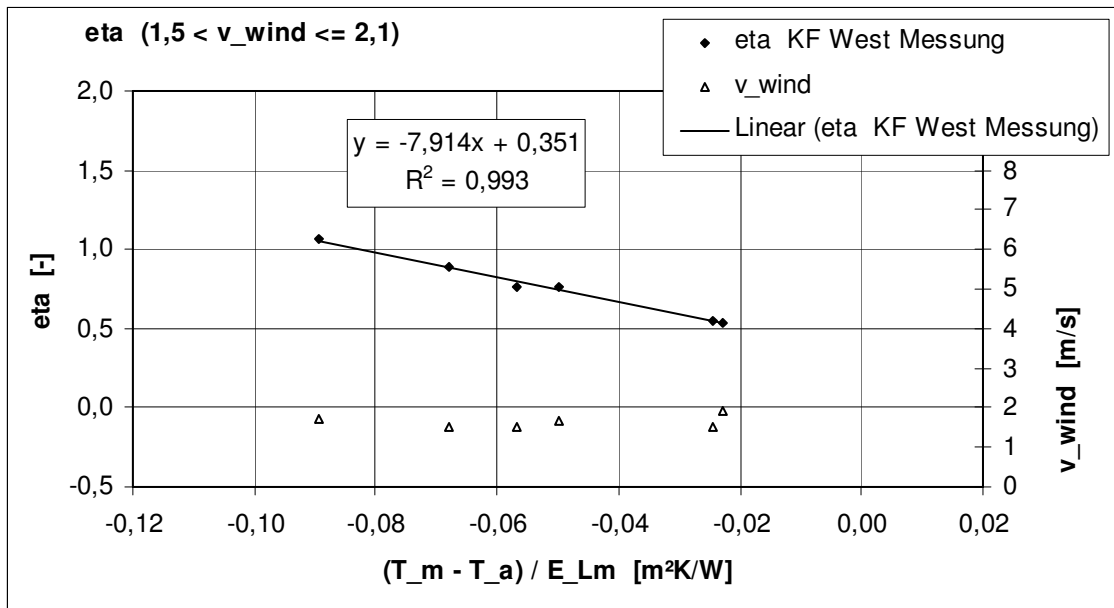


Abbildung 9: Wirkungsgrad-Kennlinie für KF West für Windgeschwindigkeiten  $1.5 \leq u/m \cdot s^{-1} \leq 2.1$ .

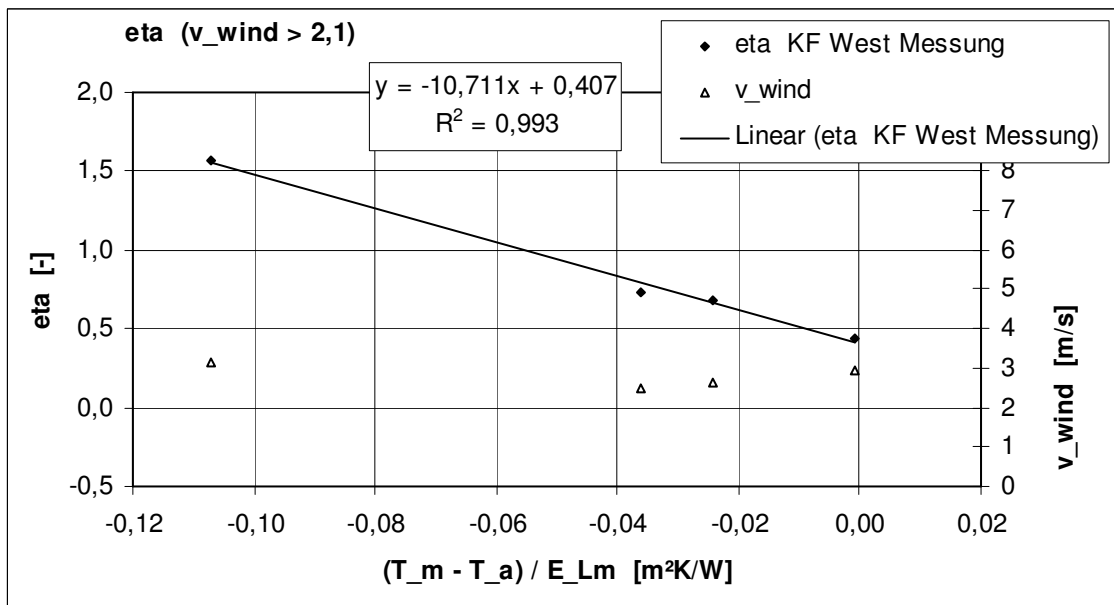


Abbildung 10: Wirkungsgrad-Kennlinie für KF West für Windgeschwindigkeiten  $u \geq 2.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Aus diesen Kennlinien erhält man  $\eta_0$  und  $b$  als Funktion von der Windgeschwindigkeit.

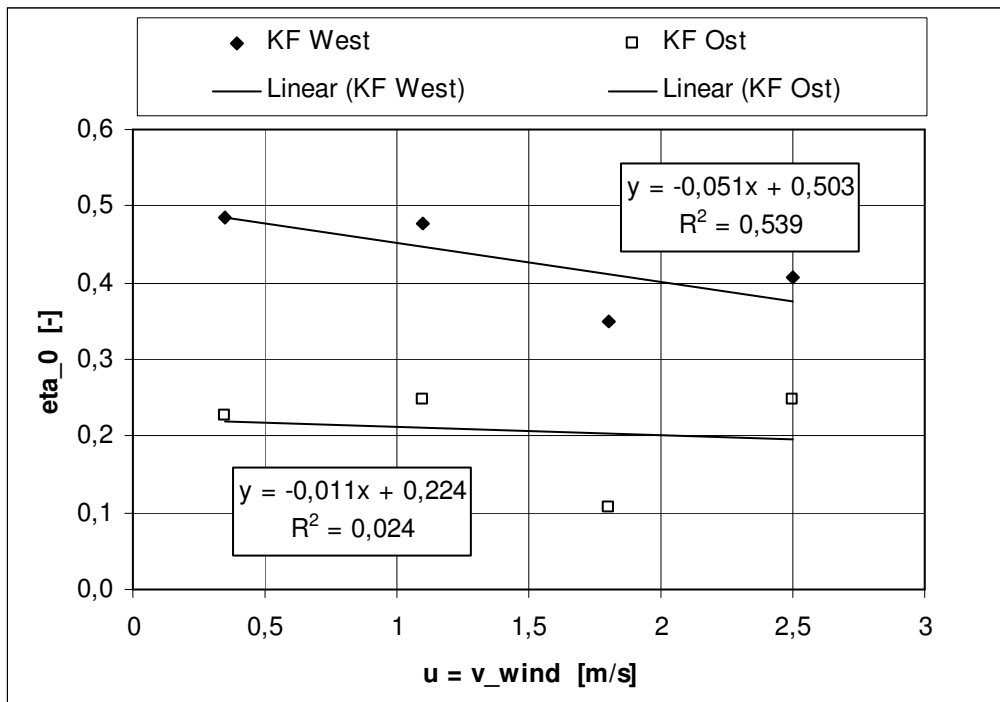


Abbildung 11: Parameter der Wirkungsgrad-Kennlinie:  $\eta_0$  als Funktion der Windgeschwindigkeit  $u$  für KF West und KF Ost.

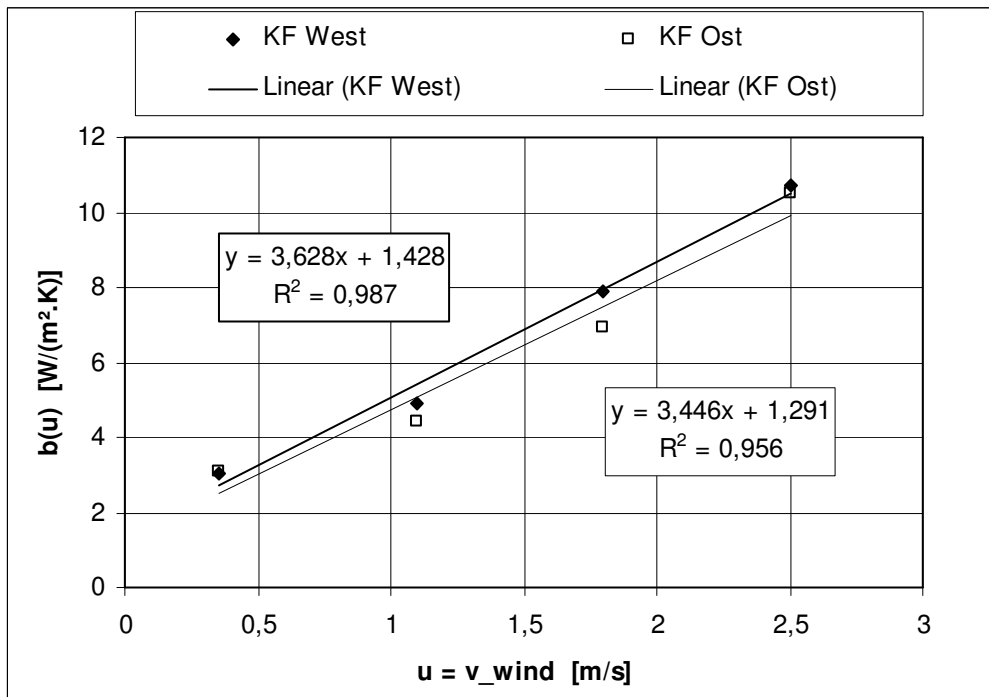


Abbildung 12: Parameter der Wirkungsgrad-Kennlinie:  $b$  als Funktion der Windgeschwindigkeit  $u$  für KF West und KF Ost.

Die Einteilung der Windgeschwindigkeitsklassen wurde willkürlich gewählt. Die beiden Klassen mit den großen Windgeschwindigkeiten enthalten nur wenige Datensätze. Die  $\eta_0$ -Werte der Klasse  $1.5 \leq v_{\text{wind}} \leq 2,1$  liegen signifikant außerhalb des Trends. Die Ursache könnte einerseits in der geringen verfügbaren Datenmenge liegen, andererseits stehen keine Daten über die Windrichtung zur Verfügung. Daher können richtungsabhängige effektive Windgeschwindigkeiten, die hier u.U. vorliegen könnten, nicht näher beachtet werden.

Der Verlustkoeffizient zeigt bei beiden Kollektorfeldern nahezu die gleiche Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit.

Damit erhält man die **gemessenen Kennlinien der beiden Kollektorfelder**:

Bedingungen:

Dachneigung

6°

Volumenstrom/Fläche:

VS"  $\approx 0.016 \text{ ltr}/(\text{s}\cdot\text{m}^2) \approx 60 \text{ ltr}/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ ,

KF West "vorbewittert, schiefergrau"

$$\eta = (0.50 - 0.051 \text{ s}/\text{m}\cdot\text{u}) - (1.4 + 3.6 \text{ s}/\text{m}\cdot\text{u}) \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \cdot (T_m - T_a)/E_{L,m} ,$$

KF Ost "vorbewittert, blaugrau"

$$\eta = (0.22 - 0.011 \text{ s}/\text{m}\cdot\text{u}) - (1.3 + 3.4 \text{ s}/\text{m}\cdot\text{u}) \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \cdot (T_m - T_a)/E_{L,m} .$$

#### 4.2.2 Vergleich mit Simulation

Die Messdaten wurden mit simulierten Daten verglichen. Als Eingangsdaten wurden die Wetterdaten, Vorlauftemperaturen und Volumenströme aus den 1h-Mittelwerten der Messdaten verwendet, die Kühlleistungen und Rücklauftemperaturen wurden vom Simulationsprogramm berechnet.

Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Absorber und Fluid wurde aus dem Prüfbericht für den Solarkollektor ([ISFH 2004]) zu  $k_{AF} \approx 53 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  ermittelt. Die IR-Emissionsgrade der Kollektoroberflächen wurden variiert: Nennwerte (0.65, 0.25) und Messwerte (0.58, 0.30). Die Ergebnisse wurden dann genauso ausgewertet wie die Messdaten. Dargestellt sind die Ergebnisse für die gemessenen IR-Emissionsgrade (0.58, 0.30). In Abbildung 13 und Abbildung 14 ist der direkte Vergleich Messung – Simulation dargestellt. Im Idealfall müssten die Messwerte auf der Geraden "y = x" liegen.

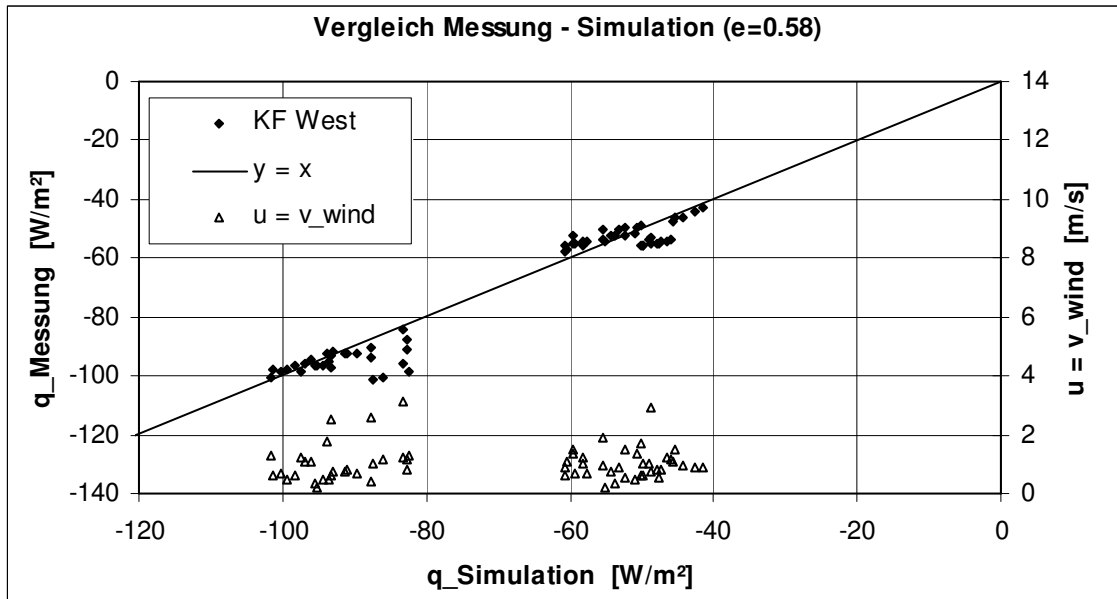


Abbildung 13: Vergleich Messung – Simulation für KF West.

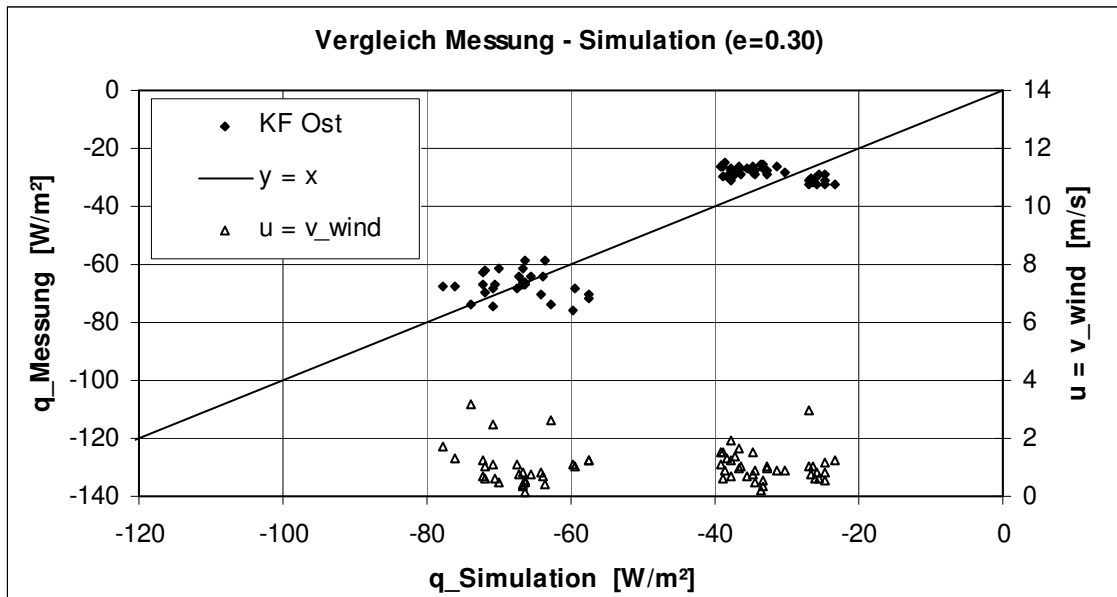


Abbildung 14: Vergleich Messung – Simulation für KF Ost.

Bei KF West erkennt man eine gute Korrelation, allerdings weichen manche Messdaten deutlich ab. Bei KF Ost sind die Abweichungen größer (kleinere Kühlleistungen haben größere Fehler).

Für die simulierten Daten wurden ebenfalls die Wirkungsgrad-Kennlinien ermittelt. Abbildung 15 zeigt diese für KF West.

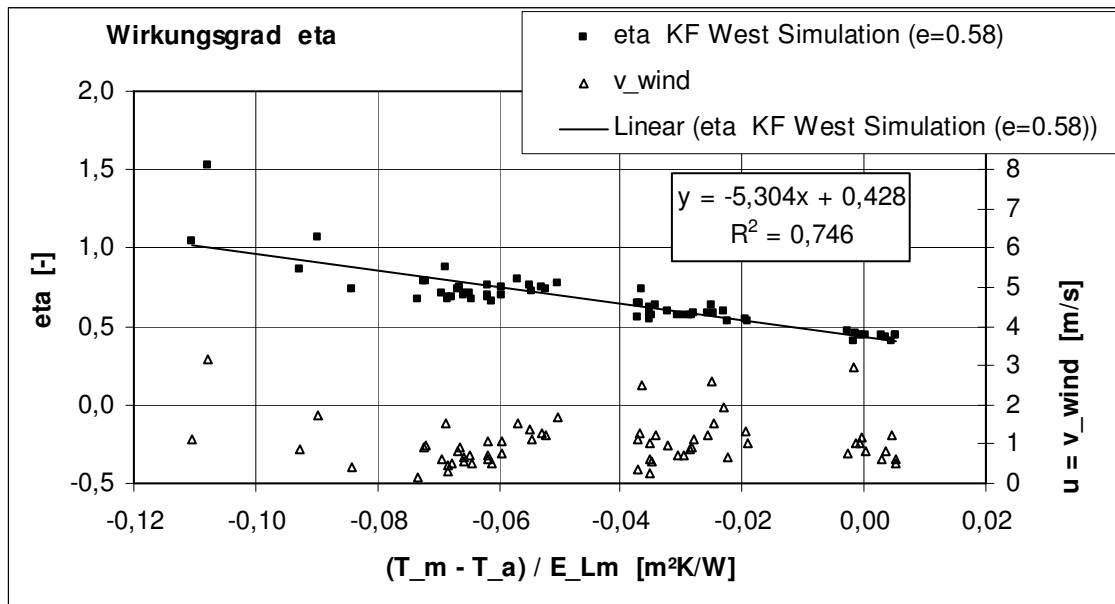


Abbildung 15: Aus Simulation ermittelte Wirkungsgrad-Kennlinie für KF West.

Die Simulationsdaten wurden ebenfalls in vier Windgeschwindigkeitsklassen eingeteilt und separat ausgewertet (ohne Abbildung). Die Ergebnisse sind in Tabelle 2 und Tabelle 3 zusammengefasst.

Tabelle 2: Wirkungsgrad  $\eta_0$  in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit  $u$ .

			Wirkungsgrad $\eta_0$ [-]			
$u_{\min}$ [m/s]	$u_{\max}$ [m/s]	$u$ [m/s]	KF West Messung	KF West Simulation $\epsilon = 0.58$	KF Ost Messung	KF Ost Simulation $\epsilon = 0.30$
	0,7	0,35	0,49	0,46	0,23	0,24
0,7	1,5	1,1	0,48	0,45	0,25	0,24
1,5	2,1	1,8	0,35	0,42	0,11	0,22
2,1		2,5	0,41	0,37	0,25	0,18

Tabelle 3: Wärmeverlustkoeffizient  $b$  in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit  $u$ .

			Wärmeverlustkoeffizient $b$ [W/m²·K]			
$u_{\min}$ [m/s]	$u_{\max}$ [m/s]	$u$ [m/s]	KF West Messung	KF West Simulation $\epsilon = 0.58$	KF Ost Messung	KF Ost Simulation $\epsilon = 0.30$
	0,7	0,35	3,1	3,4	3,1	3,6
0,7	1,5	1,1	4,9	4,9	4,4	5,1
1,5	2,1	1,8	7,9	7,1	7,0	7,2
2,1		2,5	10,7	10,7	10,5	11,0

Die Abhängigkeiten der Koeffizienten von der Windgeschwindigkeit können mit Ausgleichsgeraden beschrieben werden (Tabelle 4).

**Tabelle 4: Wirkungsgrad  $\eta_0$  und Wärmeverlustkoeffizient  $b$  in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit; Parameter der Ausgleichsgeraden.**

Größe	Einheit	KF West Messung	KF West Simulation $\varepsilon = 0.58$	KF Ost Messung	KF Ost Simulation $\varepsilon = 0.30$
$\eta_0 (u = 0)$	-	0,50	0,48	0,22	0,26
$d\eta_0/du$	$s \cdot m^{-1}$	-0,051	-0,042	-0,011	-0,027
$b (u = 0)$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	1,43	1,73	1,29	1,86
$db/du$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} / m \cdot s^{-1}$	3,63	3,34	3,45	3,39

Zusammenfassung:

Bei KF West ergibt die Simulation mit dem Messwert  $\varepsilon = 0.58$  einen zu kleinen, die Simulation mit dem Nennwert  $\varepsilon = 0.65$  (hier nicht dargestellt) einen zu großen  $\eta_0$ -Wert. Der beste Wert liegt bei  $\varepsilon \approx 0.63$ . Bei KF Ost passt der Messwert  $\varepsilon \approx 0.30$  relativ gut, aufgrund der kleineren Leistungen sind die Messunsicherheiten jedoch größer.

Der Vergleich Messung – Simulation zeigt, dass das Simulationsprogramm den Kühlkollektor ausreichend gut beschreibt. Die simulierten Daten können mit der Kollektorkennlinie ausgewertet werden. Damit können Parametervariationen simuliert werden.

### 4.3 Kollektorsimulationen (Parametervariation)

Als Eingangsdaten wurden die Wetterdaten, Vorlauftemperaturen und Volumenströme aus den 1h-Mittelwerten der Messdaten (KF West) verwendet, die Kühlleistungen und Rücklauftemperaturen wurden vom Simulationsprogramm berechnet. Die Ergebnisse wurden in der zuvor beschriebenen Weise mit der Kollektorkennlinie ausgewertet.

Referenzkollektor, ähnlich wie Messwerte KF West:

- IR-Emissionsgrad der Kollektoroberflächen:  $\varepsilon = \mathbf{0.65}$ ,
- Wärmeübergangskoeffizient Absorber – Fluid:  $k_{AF} = \mathbf{50 W/(m^2 \cdot K)}$
- Volumenstrom/Fläche:  $VS'' = \mathbf{0.016 ltr/(s \cdot m^2)}$ .

#### 4.3.1 Variation des IR-Emissionsgrades

- IR-Emissionsgrad der Kollektoroberflächen:  $\varepsilon = 0.25 / 0.45 / \mathbf{0.65} / 0.85$ ,
- Wärmeübergangskoeffizient Absorber – Fluid:  $k_{AF} = \mathbf{50 W/(m^2 \cdot K)}$ ,
- Volumenstrom/Fläche:  $VS'' = \mathbf{0.016 ltr/(s \cdot m^2)}$ .

Wie oben beschrieben erhält man aus den Kennlinien zunächst  $\eta_0(\varepsilon;u)$  und  $b(\varepsilon;u)$ . Stellt man diese als Funktion der Windgeschwindigkeit  $u$  dar, erhält man mit Ausgleichsgeraden für jeden Emissionsgrad  $\varepsilon$  die zwei Wertepaare  $\eta_0(\varepsilon;u=0)$  und  $d\eta_0/du$  sowie  $b(\varepsilon;u=0)$  und  $db/du$ .



Der Wärmeverlustkoeffizient  $b$  ist nahezu unabhängig vom Emissionsgrad  $\varepsilon$ . Gemäß Theorie gilt für den Wirkungsgrad:  $\eta_0 = F' \cdot \varepsilon$  mit dem Absorberwirkungsgradfaktor  $F'$ . Aus den Daten erhält man einen schwach von  $\varepsilon$  abhängigen Wert:  $F' = 0.80 \dots 0.88$ .

Die Ergebnisse sind in Tabelle 5 zusammengefasst.

**Tabelle 5: Wirkungsgrad  $\eta_0$ , Wärmeverlustkoeffizient  $b$  und Absorberwirkungsgradfaktor  $F'$  in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit  $u$  für verschiedene Emissionsgrade  $\varepsilon$  Angegeben sind die Parameter der Ausgleichsgeraden. ( $k_{AF} = 50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $VS'' = 0.016 \text{ ltr}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$ ).**

Größe	Einheit	$\varepsilon = 0.25$	$\varepsilon = 0.45$	$\varepsilon = 0.65$	$\varepsilon = 0.85$
$\eta_0 (u = 0)$	-	0,22	0,38	0,53	0,68
$d\eta_0/du$	$\text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	-0,027	-0,038	-0,047	-0,057
$b (u = 0)$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	1,33	1,64	1,75	1,93
$db/du$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	3,67	3,36	3,23	3,38
$F' (u = 0)$	-	0,88	0,84	<b>0,82</b>	0,80
$dF'/du$	$\text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	-0,11	-0,084	-0,072	-0,067

### 4.3.2 Variation des Wärmeübergangskoeffizienten

Der Absorberwirkungsgradfaktor  $F'$  berücksichtigt den Wärmeübergangskoeffizient  $k_{AF}$  zwischen Fluid und Absorber:  $0 < F' \leq 1$ ;  $F'$  sollte möglichst nahe bei 1 liegen.

$F'$  hängt von Verhältnis  $k_{AF}/k_V$  ab. Der Verlustkoeffizient  $k_V$  hängt vom Wetter ab und ist daher nicht konstant.  $k_{AF}$  sollte ausreichend groß sein.

- IR-Emissionsgrad der Kollektoroberflächen:  $\varepsilon = 0.65$ ,
- Wärmeübergangskoeffizient Absorber – Fluid:  $k_{AF} = 25 / 50 / 100 / 999 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,
- Volumenstrom/Fläche:  $VS'' = 0.016 \text{ ltr}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$ .

Wie oben beschrieben erhält man aus den Kennlinien zunächst  $\eta_0(k_{AF};u)$  und  $b(k_{AF};u)$ . Stellt man diese als Funktion der Windgeschwindigkeit  $u$  dar, erhält man mit Ausgleichsgeraden für jeden Wärmeübergangskoeffizienten  $k_{AF}$  die zwei Wertepaare  $\eta_0(k_{AF};u=0)$  und  $d\eta_0/du$  sowie  $b(k_{AF};u=0)$  und  $db/du$  und kann daraus mit  $\eta_0 = F' \cdot \varepsilon$  die entsprechenden  $F'(k_{AF})$  berechnen (Tabelle 6).

**Tabelle 6: Wirkungsgrad  $\eta_0$ , Wärmeverlustkoeffizient  $b$  und Absorberwirkungsgradfaktor  $F'$  in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit  $u$  für verschiedene Wärmeübergangskoeffizienten  $k_{AF}$ . Angegeben sind die Parameter der Ausgleichsgeraden. ( $\varepsilon = 0.65$ ,  $VS'' = 0.016 \text{ ltr}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$ ).**

Größe	Einheit	$k_{AF} / \text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$			
		25	50	100	999
$\eta_0 (u = 0)$	-	0,48	0,53	0,57	0,60
$d\eta_0/du$	$\text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	-0,059	-0,047	-0,037	-0,022
$b (u = 0)$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	1,64	1,75	1,60	1,46
$db/du$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} / \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	2,46	3,25	3,93	4,73
$F' (u = 0)$	-	0,73	<b>0,82</b>	0,88	0,92
$dF'/du$	$\text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	-0,091	-0,072	-0,057	-0,034

Der Wärmeübergangskoeffizient sollte demnach mindestens  $50 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  betragen. Besser wären Werte um oder über  $100 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ .

### 4.3.3 Variation des Volumenstroms

- IR-Emissionsgrad der Kollektoroberflächen:  $\varepsilon = 0.65$ ,
- Wärmeübergangskoeffizient Absorber – Fluid:  $k_{AF} = 50 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,
- Volumenstrom/Fläche:  $VS'' = 0.0002 / 0.0005 / 0.001 / 0.002 / 0.004 / 0.008 / 0.016 \text{ ltr}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ .

Wie oben beschrieben erhält man aus den Kennlinien zunächst  $\eta_0(VS'';u)$  und  $b(VS'';u)$ . Stellt man diese als Funktion der Windgeschwindigkeit  $u$  dar, erhält man mit Ausgleichsgeraden für jeden Volumenstrom/Fläche  $VS''$  die zwei Wertepaare  $\eta_0(VS'';u=0)$  und  $d\eta_0/du$  sowie  $b(VS'';u=0)$  und  $db/du$ . In Abbildung 16 ist  $\eta_0(VS'';u)$  dargestellt, Abbildung 17 zeigt  $\eta_0(VS'';u=0)$ .

Bei kleinem Volumenstrom ist der Wirkungsgrad stark von diesem abhängig. Bei ausreichend großem Volumenstrom ( $VS'' > 0.004 \text{ ltr}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$ ) ist der Wirkungsgrad dagegen nahezu unabhängig vom Volumenstrom. Der (für den Betrieb als Solarkollektor) empfohlene hohe Wert  $VS'' \approx 0.016 \text{ ltr}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$  stellt somit sicher, dass der Kollektor maximale Leistung erzielt. Dieser Wert wird/wurde auch bei der Ermittlung der Kennlinie eingestellt. Im realen Betrieb könnte der Volumenstrom bis auf ca.  $VS'' \approx 0.004 \text{ ltr}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$  reduziert und damit die Rücklauf-temperatur abgesenkt werden.

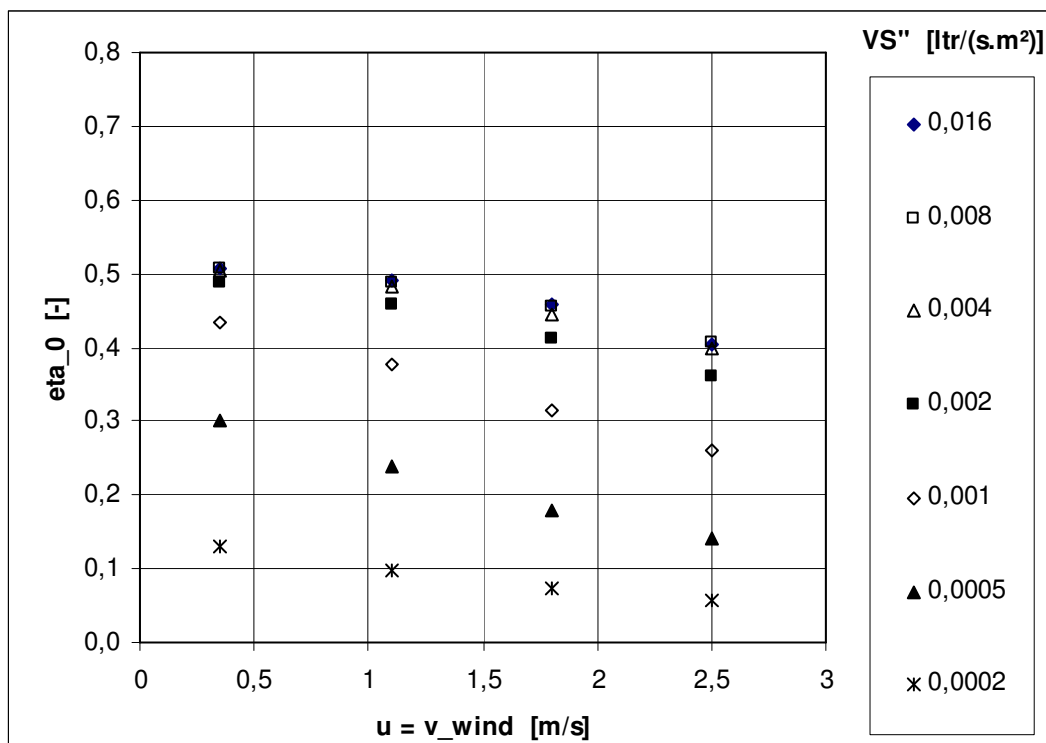


Abbildung 16: Abhängigkeit des Parameters  $\eta_0$  von der Windgeschwindigkeit  $u$  für verschiedene Volumenströme/Fläche  $VS''$ .

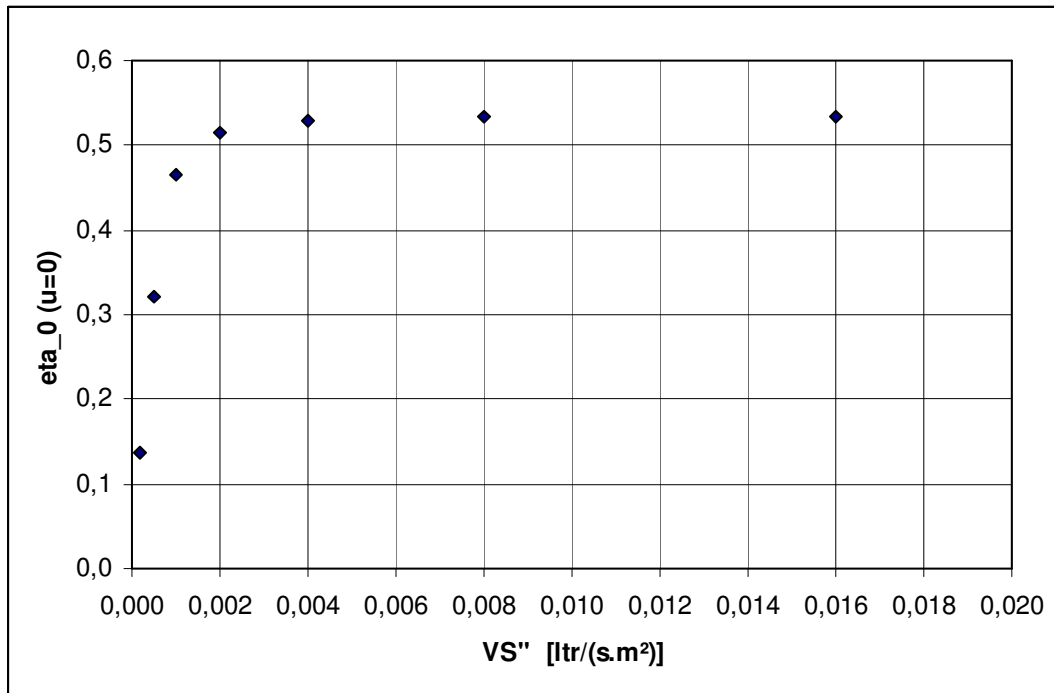


Abbildung 17: Abhängigkeit des Parameters  $\eta_0$  von der Windgeschwindigkeit  $u$  für verschiedene Volumenströme/Fläche  $VS''$ .

#### 4.4 Optimierungspotenziale

Aus diesen Kollektorsimulationen erhält man die **theoretischen Kennlinien der beiden Paneele** für hohen Volumenstrom:

$$E_{L,m} = E_L - \sigma \cdot T_m^4$$

$$\dot{q} = \eta_0 \cdot E_{L,m} - b(u) \cdot (T_m - T_a)$$

$$\eta = \dot{q} / E_{L,m} = F' \cdot [\varepsilon - k_v(u) \cdot (T_m - T_a) / E_{L,m}] = \eta_0 - b(u) \cdot (T_m - T_a) / E_{L,m}$$

Bedingungen:

Dachneigung  $\leq 6^\circ$   
 Volumenstrom/Fläche:  $VS'' = 0.016 \text{ ltr}/(\text{s}\cdot\text{m}^2) \approx 60 \text{ ltr}/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ ,  
 Wärmeübergangskoeffizient Absorber – Fluid:  $k_{AF} = 50 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,

QUICK STEP SolarThermie "vorbewittert, schiefergrau",  $\varepsilon = 0.65$

$$\eta = (0.53 - 0.047 \text{ s}/\text{m}\cdot\text{u}) - (1.75 + 3.23 \text{ s}/\text{m}\cdot\text{u}) \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \cdot (T_m - T_a) / E_{L,m}$$

QUICK STEP SolarThermie "vorbewittert, blaugrau",  $\varepsilon = 0.25$

$$\eta = (0.22 - 0.027 \text{ s}/\text{m}\cdot\text{u}) - (1.33 + 3.67 \text{ s}/\text{m}\cdot\text{u}) \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \cdot (T_m - T_a) / E_{L,m}$$

Aus den Simulationen mit Parametervariationen lassen sich Optimierungspotenziale ableiten. Die Kollektorkennlinie für ausreichend großen Volumenstrom enthält die drei Größen  $\varepsilon$ ,  $k_v(u)$  und  $F'$ .

Die Wärmeabgabe durch Konvektion lässt sich wenig beeinflussen.

Der Wirkungsgrad für Strahlungskühlung ist direkt proportional zum IR-Emissionsgrad. Dieser sollte also möglichst hoch sein. Dies steht jedoch im Widerspruch zur angestrebten Strahlungselektivität ( $\alpha$  groß,  $\epsilon$  klein) beim Solarkollektor.

Die gesamte Kennlinie ist direkt proportional zum Absorberwirkungsgradfaktor  $F'$ . Dieser hängt jedoch nicht-linear vom Wärmeübergangskoeffizient  $k_{AF}$  zwischen Absorber und Fluid ab. Der "Nennwert"  $k_{AF} \approx 50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  wurde aus den Messungen des ISFH ermittelt. Es sollten Werte von  $k_{AF} \geq 100 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  angestrebt werden.

Es ist zu prüfen, ob diese Optimierungsmöglichkeiten technisch durchführbar sind. Hierbei sind viele weitere Aspekte zu beachten, z.B. fertigungstechnische, architektonische und kostenrelevante.

Die Langzeitstabilität sollte ebenfalls untersucht werden. Wie ändern sich die Oberflächeneigenschaften? Wie stabil ist die Verklebung zwischen Kapillarrohrmatte und Absorberblech?

Eine Qualitätssicherung sollte sicherstellen, dass die genannten Nennwerte in der Serienproduktion auch tatsächlich immer erreicht oder sogar überschritten, aber nicht unterschritten werden, und die Langzeitstabilität gewährleistet ist.

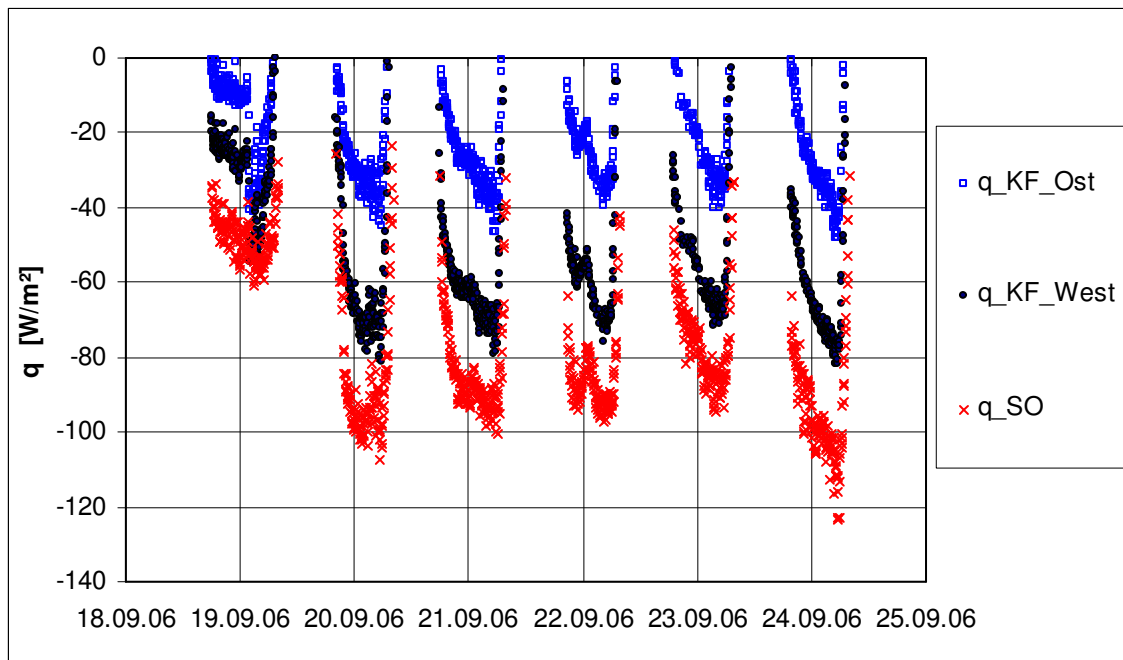
Der Volumenstrom ist ein Betriebsparameter, der ja nach Anwendung sinnvoll gewählt werden sollte (siehe hierzu auch Abschnitt 4.7). Aufgrund der im Vergleich zum Solarthermiekollektor geringeren Leistungsdichte im Kühlfall sollte der vom Hersteller dafür vorgesehene flächenspezifische Volumenstrom ( $60 \text{ l}/\text{hm}^2$ ) entsprechend angepasst werden. So können bei deutlich reduziertem hydraulischem Energieaufwand etwa gleichbleibende Kühlleistungen erzeugt werden. Zugleich sinkt das Rücklauf Temperaturniveau entsprechend, was i.A. der Kältenutzungsanlage (z.B. Gebäudekühlkreislauf) direkt zugute kommt. Somit steigt der Gesamtnutzungsgrad und der Bedarf an konventioneller, aktiver Kühlleistung wird kleiner.

## 4.5 Vergleich mit dem hydraulisch offenen System

Von September bis Anfang November 2006 wurden die beiden Kollektorfelder parallel zum hydraulisch offenen Dachsystem im realen Kühlsystem des ZAE-Gebäudes betrieben ("Zisternenbetrieb"). In Abbildung 18 sind beispielhaft die gemessenen Kühlleistungsdichten der drei Systeme KF Ost, KF West und SO-Dach für eine Woche im September (KW 38) dargestellt.

Die Kühlleistungsdichten des hellen KF Ost liegen bei ca.  $20 \dots 40 \text{ W}/\text{m}^2$ , die des dunklen KF West bei ca.  $50 \dots 80 \text{ W}/\text{m}^2$ , die des offenen SO-Daches dagegen bei ca.  $70 \dots 110 \text{ W}/\text{m}^2$ . In der Nacht von 18. zum 19. Sept. sind alle Leistungen jedoch nur ca. halb so groß. Die Daten des NO-Daches sind ähnlich wie die des SO-Daches und deshalb nicht dargestellt.

Die Betriebszeiten betragen bis zu 12 Stunden, die "Kernzeiten" mit hoher Leistung ca. 8 bis 10 Stunden, d.h. ca. 1/3 Tag. Damit können grob mittlere Dauerleistungen (auf 24 h bezogen) berechnet werden. Diese betragen ca.  $10 \text{ W}/\text{m}^2$  für KF Ost,  $20 \dots 30 \text{ W}/\text{m}^2$  für KF West und  $25 \dots 40 \text{ W}/\text{m}^2$  für das SO-Dach.



**Abbildung 18: Kühlleistungsdichten der Systeme KF Ost, KF West, SO-Dach während einer Woche im September 2006 bei Betrieb mit der Zisterne.**

Die relevanten Betriebsparameter und die Ergebnisse sind in Tabelle 7 zusammengestellt.

**Tabelle 7: Betriebsparameter und typische Kühlleistungsdichten der Systeme KF Ost, KF West, SO-Dach, NO-Dach während einer Woche im September 2006 bei Betrieb mit der Zisterne.**

		KF Ost hell	KF West dunkel	SO Dach	NO Dach
Fläche	$A / \text{m}^2$	10	10	76,6	76,6
Volumenstrom	$VS / \text{ltr} \cdot \text{s}^{-1}$	0,15	0,16	0,56	0,47
Volumenstrom / Fläche	$VS'' / \text{ltr} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}$	0,015	0,016	0,0073	0,0061
mittlere Leistungsdichte bei Betrieb	$q / \text{W} \cdot \text{m}^{-2}$	20 ... 40	50 ... 80	70 ... 110	70 ... 110
mittlere Dauerleistungsdichte (auf 24 h bezogen)	$q / \text{W} \cdot \text{m}^{-2}$	7 ... 15	15 ... 30	20 ... 40	20 ... 40

Bemerkung: Der flächenbezogene Volumenstrom bei den geschlossenen Kollektoren entspricht dem empfohlenen Nennwert  $VS'' \approx 0.016 \text{ ltr}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$ . Das offene System wird mit  $VS'' \approx 0.007 \text{ ltr}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$  betrieben. Wie in Abschnitt 4.3.3 gezeigt, sind beide Werte ausreichend groß, so dass keine Abhängigkeit vom Volumenstrom besteht.

## 4.6 Systemsimulationen

### 4.6.1 Eingangsdaten und Bedingungen

Mit dem Programm wurden einige Systemsimulationen durchgeführt. Mit System ist hier nicht nur der Kollektor selbst gemeint, sondern die Gesamtheit aus Speicher, Kollektoren und Gebäudekühllast. Als Wetterdaten wurden TRY05-Daten (Testreferenzjahr für Würzburg, Deutscher Wetterdienst 1985, [Blümel 1986]) herangezogen und das System im Jahreslauf berechnet. Das System wurde so gewählt, dass es der bestehenden Anlage des ZAE Bayern weitgehend gleicht.

**Kollektor:** Die Größe wurde so gewählt, dass die Gesamtfläche in etwa der genutzten Dachfläche des bestehenden ZAE-Systems entspricht. Die konkreten Abmessungen ergeben sich aus einer geeigneten Kombination aus QUICK STEP Paneelen. Laut Hersteller sind die Verteiler- und Sammelrohre so ausgelegt, dass maximal 9 Paneele parallel zu einem Kollektorfeld zusammengeschaltet werden können (wie bei den Testkollektoren). Für die Berechnungen wurden daher eine Parallelschaltung aus 5 Gruppen mit je 2 Kollektorfelder in Reihe gewählt (5 x 2 x 9 Paneele). Im Rahmen der Systemsimulation ist die angegebene Gesamtfläche die reale Dachfläche für das offene System, für das geschlossene System jedoch die unterströmte Fläche. Die dargestellten Ergebnisse für das geschlossene System müssen für einen direkten Vergleich gleicher technisch verfügbarer Dachflächen bezüglich der Leistungsdichte um ca. 10% reduziert werden. Die Leistungszahl verringert sich ebenfalls um schätzungsweise 10%.

**Speicher:** Als Speichervolumen wurde 40 m<sup>3</sup> gewählt, dies entspricht der Speichergröße der Regenwasserzisterne der bestehenden ZAE-Anlage.

**Kühllast:** Es wurde eine konstante Dauerlast angenommen. Um die maximal mögliche passive Kühlleistung zu ermitteln wurde zudem eine sehr hohe Kühllast definiert, die eine Speichertemperatur ständig oberhalb der Grenzkühltemperatur erzeugt. Somit wird gewährleistet, dass Grenzkühlung fast durchgehend, und passive Kühlung, nur durch Witterungsbedingung eingeschränkt, laufen. Die Vorlauftemperatur des Dachkreises ist bei dieser Betriebsweise konstant gleich der Grenzkühltemperatur.

Wenn die Kühllast aus einem maßgeblichen Anteil an Raumkühlung besteht, ist in der Realität davon auszugehen, dass sie saisonal deutlich veränderlich ist. In dem Fall wäre im Sommer eine höhere, im Winter eine geringere Kühllast zu erwarten, was gegenphasig zur witterungsbedingten passiven Kühleffizienz, bzw. –bereitschaft steht. Somit würden sich Deckungsgrad und Leistungszahl verringern, der Nutzungsgrad dagegen erhöhen.

**Grenzkühlung:** Die Leistung der aktiven Kühlanlage wird als unbeschränkt angenommen. Bilanziert wird lediglich die von ihr geleistete Gesamtkühlenergie.

**Regelungsparameter:** Abhängig vom simulierten System werden verschiedene Regelungsstufen aktiv. Dazu gehören zunächst drei Schwellenwerte, die für alle Systeme gleichermaßen gelten. Grenzkühltemperatur, Minimaltemperatur (aus Effizienzgründen soll der Speicher nicht darunter abgekühlt werden) und Mindestleistungsdichte (aus Effizienzgründen wird eine minimal Leistungsdichte des Kollektors gefordert. Wird sie nicht erreicht, wird der Zyklus nicht bilanziert, als ob die zuständige technische Regelung den Dachkreis nicht eingeschaltet hätte.).

Je nach verwendetem Wärmeträger gelten verschiedene Frostgrenztemperaturen. Unterschreitet die Lufttemperatur diese Schwelle, kann der Dachkreis nicht in Betrieb gehen. Dies entspricht einer technischen Regelung, die auf diese Weise die Frostsicherheit der Anlage gewährleistet.

**Tabelle 8: Eingangsdaten für Systemsimulationen**

Kollektorfläche	98,6 m <sup>2</sup>	6,0 x 16,43 m <sup>2</sup>
Zisternenvolumen	40 m <sup>3</sup>	
unteres Grenzvolumen	10 m <sup>3</sup>	
Volumenstrom	1 ltr/s	
Grenzkühltemperatur	18 °C	
Minimaltemperatur	5 °C	
Mindestleistungsdichte	-10 W/m <sup>2</sup>	
Frostgrenztemperatur	-25 °C +2 °C	Glykol/Wasser(1:1) Wasser
<b>Simulation für 4 Systeme:</b>		
<b>geschlossenes System: QUICK STEP "vorbewittert schiefergrau" (dunkel)</b>		
solarer Absorptionsgrad	0,9	
IR-Emissionsgrad	0,65	Nennwert
Wärmeübergangskoeffizient	53 W/(m <sup>2</sup> ·K)	
Benetzung	1	
Fluid	Glykol/Wasser(1:1) Wasser	
<b>offenes System (ZAE-Dach)</b>		
solarer Absorptionsgrad	0,3	
IR-Emissionsgrad	0,96	Wasser
IR-Emissionsgrad (unbenetzt)	0,85	weiß lackiertes Blech
Benetzung	0,3 1,0	
Effizienz der unbenetzten Fläche	0,8	
Fluid	Wasser	
Kühllast als konstante Dauerlast	2, 5, 10, 15 kW und "unendlich"	

Bei "unendlich" großer Kühllast ist die Speichertemperatur immer gleich der oberen Grenztemperatur, so dass durchgehend Grenzkühlung erforderlich ist. Die passive Kühlung erreicht dabei aber die größtmöglichen Werte für Einschaltdauer und Kühlenergie. Diese "maximal erreichbare passive Kühlenergie" dient als Vergleichswert für die Angabe eines Nutzungsgrades.

#### 4.6.2 Ergebnisse

In Abbildung 19, Abbildung 20, Abbildung 21 und Abbildung 22 sind die Monatsbilanzen der 4 Systeme für eine Dauerkühllast von 15 kW dargestellt.

In Tabelle 9 und Tabelle 10 sind einige Kennwerte zusammengefasst:

- Deckungsgrad = passive Kühlenergie / erforderliche Kühlenergie (Kühllast),
- Nutzungsgrad = passive Kühlenergie / maximal erreichbare passive Kühlenergie,
- mittlere Kühlleistungsdichte (Mittelwert über den gesamten Bilanzierungszeitraum, d.h. gemittelt über 24 h/Tag),
- mittlere Speichertemperatur (Mittelwert über den gesamten Bilanzierungszeitraum, d.h. gemittelt über 24 h/Tag).

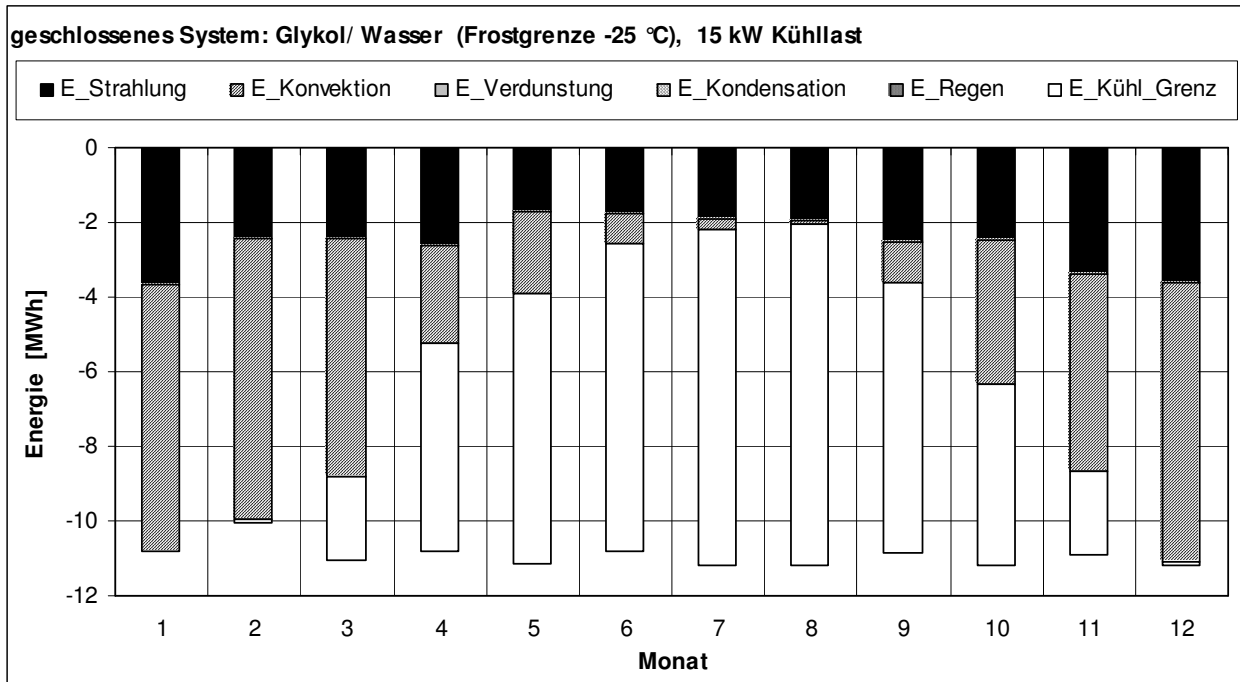


Abbildung 19: Systemsimulation. Monatsbilanzen für das hydraulisch geschlossene System (Kühlkollektor) mit dem Fluid Glykol/Wasser . Dauerkühllast 15 kW.

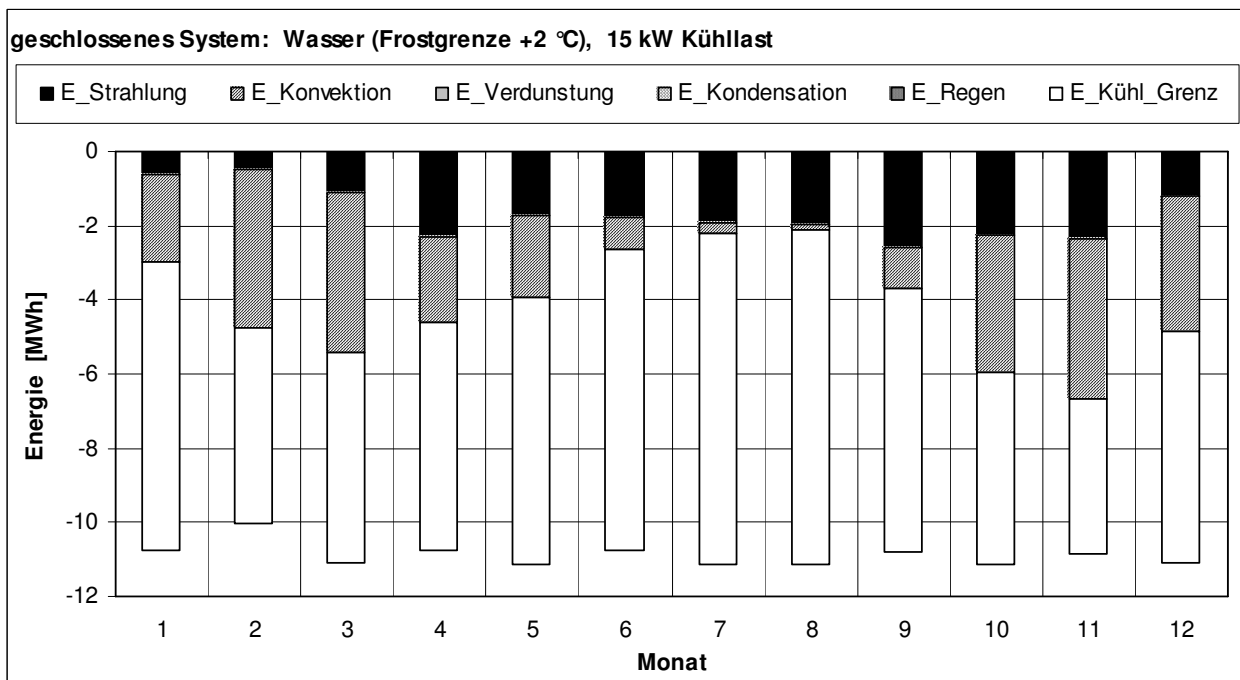
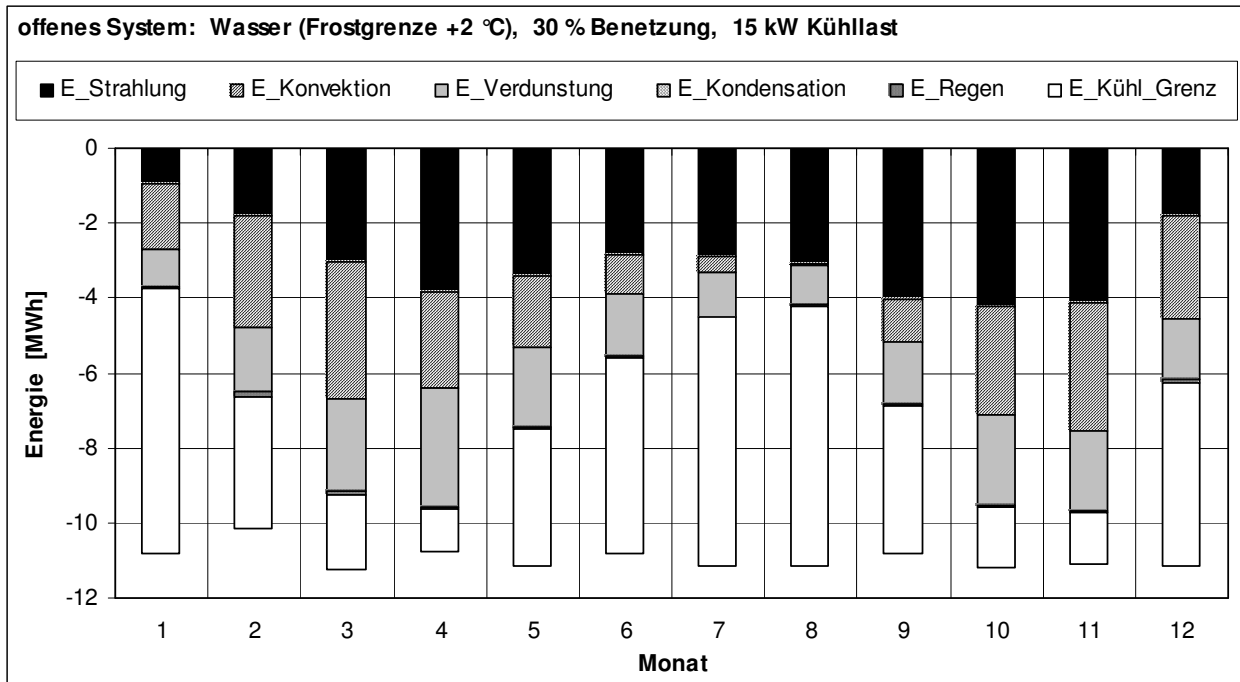
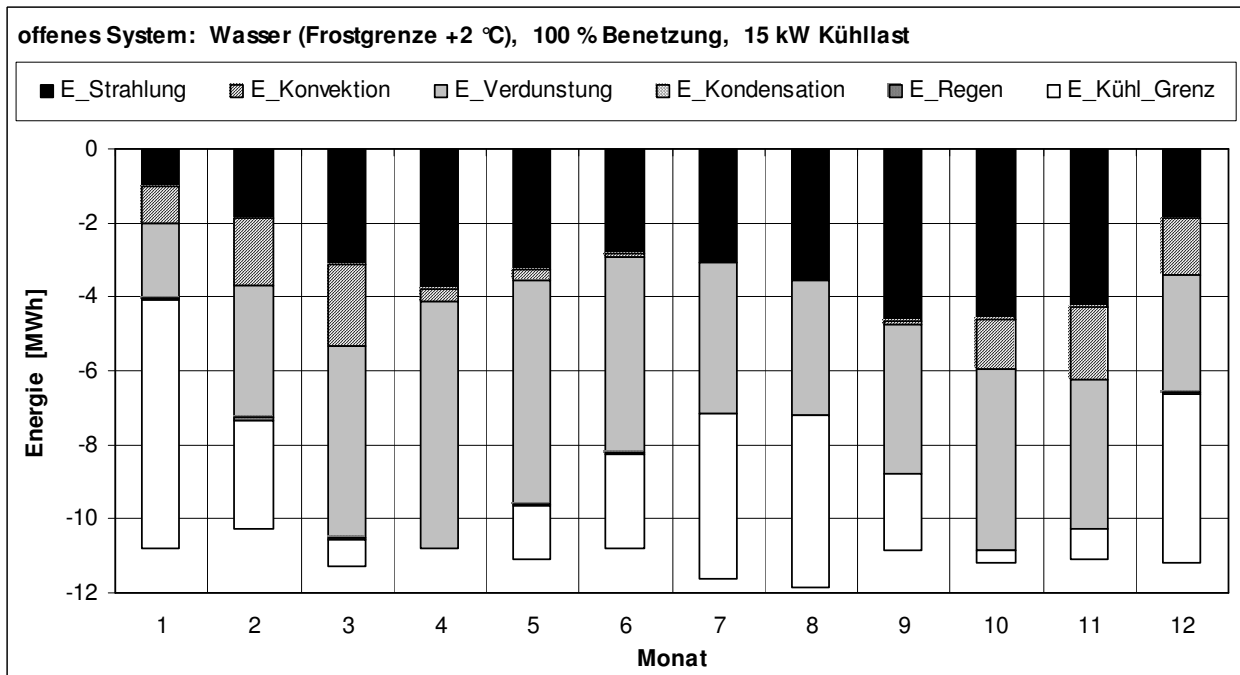


Abbildung 20: Systemsimulation. Monatsbilanzen für das hydraulisch geschlossene System (Kühlkollektor) mit dem Fluid Wasser und Frostabschaltung. Dauerkühllast 15 kW.





**Abbildung 21: Systemsimulation. Monatsbilanzen für das hydraulisch offene System (Dachfläche, 30 % Benetzung) mit dem Fluid Wasser und Frostabschaltung. Dauerkühllast 15 kW.**



**Abbildung 22: Systemsimulation. Monatsbilanzen für das hydraulisch offene System (Dachfläche, 100 % Benetzung) mit dem Fluid Wasser und Frostabschaltung. Dauerkühllast 15 kW.**

**Tabelle 9: Zusammenfassung der Systemsimulationen. Deckungsgrad, Nutzungsgrad, mittlere Kühlleistungsdichte und mittlere Speichertemperatur für 1 Jahr.**

<b>Jahresbilanz</b>					
Kühllast	kW	unendlich	15	5	2
<b>geschlossenes System, Ethandiol/Wasser</b>					
Deckungsgrad			0,57	0,87	1
Nutzungsgrad		1	0,91	0,46	0,21
mittl. Kühlleistungsdichte	W/m <sup>2</sup>	-96	-87	-44	-20
mittl. Speichertemperatur	°C	18,0	17,2	12,3	8,9
<b>geschlossenes System, Wasser</b>					
Deckungsgrad			0,38	0,79	1
Nutzungsgrad		1	0,97	0,68	0,34
mittl. Kühlleistungsdichte	W/m <sup>2</sup>	-59	-58	-40	-20
mittl. Speichertemperatur	°C	18,0	17,9	15,3	10,6
<b>offenes System, Wasser, 30% Benetzung</b>					
Deckungsgrad			0,63	0,93	1
Nutzungsgrad		1	0,84	0,41	0,18
mittl. Kühlleistungsdichte	W/m <sup>2</sup>	-115	-97	-47	-20
mittl. Speichertemperatur	°C	18,0	16,9	12,0	8,4
<b>offenes System, Wasser, 100% Benetzung</b>					
Deckungsgrad			0,76	0,95	
Nutzungsgrad					
mittl. Kühlleistungsdichte	W/m <sup>2</sup>		-116	-48	
mittl. Speichertemperatur	°C		15,3	10,4	

**Tabelle 10: Zusammenfassung der Systemsimulationen. Deckungsgrad, Nutzungsgrad, mittlere Kühlleistungsdichte und mittlere Speichertemperatur für den Bilanzierungszeitraum Mai bis September (Sommerbetrieb).**

<b>Sommerbilanz (Mai - September)</b>					
Kühllast	kW	unendlich	15	5	2
<b>geschlossenes System, Ethandiol/Wasser</b>					
Deckungsgrad			0,26	0,70	1
Nutzungsgrad		1	1	0,88	0,51
mittl. Kühlleistungsdichte	W/m <sup>2</sup>	-40	-39	-35	-20
mittl. Speichertemperatur	°C	18,0	18,0	17,2	13,2
<b>geschlossenes System, Wasser</b>					
Deckungsgrad			0,26	0,71	1
Nutzungsgrad		1	1	0,90	0,51
mittl. Kühlleistungsdichte	W/m <sup>2</sup>	-40	-40	-36	-21
mittl. Speichertemperatur	°C	18,0	18,0	17,2	13,2
<b>offenes System, Wasser, 30% Benetzung</b>					
Deckungsgrad			0,52	0,97	1
Nutzungsgrad		1	0,96	0,60	0,25
mittl. Kühlleistungsdichte	W/m <sup>2</sup>	-82	-79	-49	-20
mittl. Speichertemperatur	°C	18,0	17,8	14,7	10,5
<b>offenes System, Wasser, 100% Benetzung</b>					
Deckungsgrad			0,73	1,00	
Nutzungsgrad					
mittl. Kühlleistungsdichte	W/m <sup>2</sup>		-110	-51	
mittl. Speichertemperatur	°C		17,1	12,9	

### Zusammenfassung der Simulationen:

Das mit Glykol/Wasser(1:1) betriebene geschlossene System zeigt die geringsten Momentanleistungen. Dafür kann sie jedoch durch eine höhere Einschaltzeit in den Wintermonaten punkten. Somit qualifiziert sie sich für Anwendungen, die auch im Winter eine hohe Kühllast erzeugen (Anlagen-, Maschinenkühlung).

Das mit Wasser betriebene geschlossene System hat, wie aufgrund der höheren Wärmekapazität des Wassers gegenüber Glykolgemisch zu erwarten, höhere Momentanleistungen. In den Monatsbilanzen fällt das aber kaum ins Gewicht, da die Einschaltdauer sich verringert. Zu Frostzeiten ist es jedoch nicht einsatzfähig. In der Realität sollte ein solches System rechtzeitig zur Frostperiode entwässert werden, da starker Frost nicht nur zum Betriebsstillstand, sondern auch zu Aufplatzen der Kapillaren führen kann. Insofern hat dieses System hier nur vergleichenden Charakter.

Das offene System zeigt stets die höchsten Momentanleistungen, büßt aber wegen der Frostabschaltung im Winter deutlich an Einschaltdauer ein. Die höheren Momentanleistungen sind durch den zusätzlichen Verdunstungseffekt, eine höhere Emission und den entfallenden Absorberwiderstand zu erklären.

Die Energiebeiträge durch Regen (Erhöhung der Kühlleistung) sowie Kondensation (stets als Reduzierung der Kühlleistung) sind vernachlässigbar.

Der Volumengewinn durch Kondensation ist vernachlässigbar. Der Volumenverlust durch Verdunstung ist bei der dargestellten Simulation mit 15 kW Dauerkühllast erheblich, bei 30 % Benetzung beträgt er ca. 67 m<sup>3</sup>/a, bei 100 % Benetzung ca. 79 m<sup>3</sup>/a. Dieser Verlust wird (bei Würzburger Klimaverhältnissen) durch einen Regenwassergewinn von 70 m<sup>3</sup>/a nahezu ausgeglichen. Unter Berücksichtigung von Speicherüberläufen bleiben aber Netto-Verluste von ca. 7 m<sup>3</sup>/a (30 % Benetzung) bzw. ca. 15 m<sup>3</sup>/a (100 % Benetzung). Diese müssten (mit Trinkwasser?) nachgespeist werden.

Anmerkung: Bei der real existierenden ZAE-Anlage (ca. 30 % Benetzung) wird Regen von ca. 500 m<sup>2</sup> Dachfläche gesammelt, wogegen (bis jetzt) nur ca. 150 m<sup>2</sup> Dachfläche für die passive Kühlung genutzt wird. Andererseits wird dieses Regenwasser teilweise von der WC-Spülung verbraucht.

Für alle simulierten Systeme steigt mit zunehmender Kühllast der Nutzungsgrad, der Deckungsgrad dagegen sinkt. Dieser gegenläufige Trend tritt bei vielen technischen Systeme auf. Für die energetische Optimierung eines Systems ist daher eine Gesamtbilanzierung einschließlich der erforderlichen Zusatzsysteme durchzuführen. Dabei sind beliebig viele Variationen möglich. Beim passiven Kühlsystem können folgende Größen variiert werden:

- Kollektorfläche im Verhältnis zur Kühllast,
- Speichergröße im Verhältnis zur Kühllast und/oder im Verhältnis zur Kollektorfläche,
- obere Grenztemperatur, diese ist weitgehend von der Anwendung bestimmt, z.B.
  - 12/14° Klimaanlage (Taupunktunterschreitung nötig für Feuchtereduzierung)
  - 18° für Gebäude-Temperierung (direkt über Kühldecken, etc.)
  - 20° Bauteilaktivering
  - 30° technische Anlagen, Maschinen, EDV-Anlagen, etc.

## 4.7 Hydraulik und Leistungszahl

Zum Thema Hydraulik und Leistungszahl wurden keine Messungen durchgeführt. Hier sind einige grundsätzliche Betrachtungen dargestellt, mit denen die Leistungszahl abgeschätzt und ihre Abhängigkeiten diskutiert werden können.

**Tabelle 11: Druckverlust und hydraulische Leistung für 1 Modul, 1 Kollektorfeld (9 Module) und flächenbezogen. Fluid ist Wasser.**

Temperatur	°C	0	5	10	15	20
1 Modul						
A	m <sup>2</sup>	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
VS	ltr/s	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017
VS	m <sup>3</sup> /h	0,061	0,061	0,061	0,061	0,061
Δp	hPa	76	64	55	48	42
P	W	0,13	0,11	0,093	0,081	0,071
1 Kollektorfeld = 9 Module						
A	m <sup>2</sup>	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9
VS	ltr/s	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
P	W	1,2	0,97	0,83	0,73	0,64
Normiert (pro Fläche)						
VS / A	ltr/(s.m <sup>2</sup> )	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015
Δp	hPa	76	64	55	48	42
P / A	W/m <sup>2</sup>	0,12	0,1	0,084	0,073	0,065

**Tabelle 12: Druckverlust und hydraulische Leistung für 1 Modul, 1 Kollektorfeld (9 Module) und flächenbezogen. Fluid ist Ethandiol (52 Vol-%) und Wasser.**

T [°C]	°C	0	5	10	15	20
1 Modul						
A	m <sup>2</sup>	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
VS	ltr/s	0,017	0,017	0,017	0,017	0,017
VS	m <sup>3</sup> /h	0,061	0,061	0,061	0,061	0,061
Δp	hPa	437	347	280	230	191
P	W	0,74	0,59	0,48	0,39	0,33
1 Kollektorfeld = 9 Module						
A	m <sup>2</sup>	9,9	9,9	9,9	9,9	9,9
VS	ltr/s	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
P	W	6,7	5,3	4,3	3,5	2,9
Normiert (pro Fläche)						
VS" = VS/A	ltr/(s.m <sup>2</sup> )	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015
Δp	hPa	437	347	280	230	191
P" = P/A	W/m <sup>2</sup>	0,68	0,54	0,43	0,36	0,3

Die Zähigkeit von Wasser/Glykol (1:1) ist deutlich größer als die von Wasser, außerdem nimmt sie bei abnehmender Temperatur deutlich zu. Für Temperaturen zwischen 0 und 20 °C ergeben sich für Wasser eine Reynoldszahl  $Re \approx 200 \dots 400$ , für Wasser/Glykol (1:1)  $Re \approx 40 \dots 80$ . Die Strömungen sind also laminar. Damit können der Druckverlust und die hydraulische Verlustleistung berechnet werden (Tabelle 11, Tabelle 12).

Der hydraulische Reibungsverlust im Kollektor ist bei Wasser/Glykol deutlich größer als bei Wasser, aber trotzdem noch sehr klein (ca.  $0.3 \dots 0.5 \text{ W/m}^2$ ). Damit erhält man sehr große Leistungszahlen für den Kühlkollektor an sich. Diese werden aber schnell deutlich reduziert, wenn man Verteiler, Zuleitungen, Pumpen usw. mit bilanziert.

Beispiel:

Bei den dunklen Paneelen beträgt die Kühlleistung ca.  $50 \text{ W/m}^2$ . Mit einer hydraulischen Leistung von ca.  $0.5 \text{ W/m}^2$  erhält man eine Leistungszahl  $LZ = 100$ . Wenn die gesamte Verrohrung einen ähnlichen Strömungswiderstand hat wie der Kollektor, halbiert sich die Leistungszahl auf  $LZ \approx 50$ . Mit einem elektrischen Wirkungsgrad der Umwälzpumpe von ca. 30 % sinkt die Leistungszahl auf  $LZ \approx 15$  und mit einem Wirkungsgrad für die Stromerzeugung von ca. 30 % ergibt sich schließlich eine primärenergetische Leistungszahl von  $LZ \approx 5$ . Dies sind sehr gute Werte im Vergleich zu sonstigen Kühlsystemen (z.B. Wärmepumpen).

Wenn die Umwälzpumpe schlecht angepasst ist, kann die Leistungszahl noch kleiner werden, mit einer gut angepassten effizienten Pumpe kann eine höhere Leistungszahl erreicht werden. Zu beachten ist auch, dass die Abwärme der Pumpe zum Teil auf das Fluid übertragen wird und damit die Kühlleistung reduziert.

Dieses einfache Beispiel soll zeigen, dass die passive Kühlung hohe Leistungszahlen erreichen kann. Das gesamte Kühlsystem muss aber sorgfältig geplant und ausgelegt und der Betrieb sinnvoll geregelt werden.

## 4.8 Messunsicherheit

Die meisten der in die maßgeblichen Berechnungen eingehenden Größen sind fehlerbehaftet. Die angegebenen Fehlerschranken (z.B. Herstellerangaben zur Genauigkeit eines Messfühlers) sind i.A. als relative Fehler angegeben. Einige Fehlereinflüsse können durchaus systematisch sein, jedoch ist diese Systematik im Rahmen dieses Forschungsprojektes kaum konsequent zugänglich zu machen. Um eine realistische, wenn auch nicht umfassende Fehlereinschätzung zu erhalten, wurden für die Fehlerbetrachtung die folgenden Angaben gemacht:

- Alle Fehlereinflüsse sind statistisch, also nicht systematisch.
- Die Einzelfehlerangaben werden im Sinne einer Standardabweichung ( $\sigma$ ), jedoch als relativer Fehler (%) angegeben.
- Flächenangaben gelten als fehlerfrei.

Es handelt sich also um eine Betrachtung im Sinne des Gaußschen Fehlerfortpflanzungsgesetzes und ergibt einen "optimistischen" Gesamtfehler. Dieser liegt stets unter dem sogenannten Maximalfehler [Bronstein 99].

Die in der Anlage selbst verbauten Temperatursensoren wurden in einer gemeinsamen Prozedur anhand eines Referenzsensors kalibriert. Zum Einsatz kam dabei das gleiche Digitalmultimeter (DMM), welches auch in der Anlage selbst verwendet wurde. Temperatur-

differenzen innerhalb dieser Sensorgruppe enthalten den Messfehler für den Referenzsensors nicht, Differenzen zwischen Sensoren innerhalb und außerhalb (Wetterstation) tun es.

**Tabelle 13: Unsicherheiten der Messgrößen.**

Größe / Bedingung	Fehler
Volumenstrom (Wiederholgenauigkeit besser, aber hier irrelevant)	3%
spezifische Wärmekapazität für Wasser (Abweichung um 15 K von der Referenztemperatur, bei der der Wert als bekannt und fehlerfrei angenommenen wird)	0.75%
Massendichte für Wasser (Abweichung um 15 K vom als bekannt angenommenen Referenzwert)	0.1%
spezifische Wärmekapazität für Glykologemisch (Ungenauigkeit von 5% in der Glykolkonzentration)	3%
Pauschalfehler für Wärmekapazitäten (Einfluss vom Temperatur- und Konzentrationsunsicherheit)	3.1%
Ungenauigkeit des DMM bei Temperatur-Einzelmessung (1000 Ohm Messbereich, R <sub>0</sub> -Wert sei exakt)	0.06 K
Ungenauigkeit der Infrarotsrahlungsmessung	1.5 %

Für die zu ermittelnden Endgrößen, Wärmestromdichte und Wirkungsgrad ist der Fehler in der Temperaturdifferenz  $\Delta T = T_{in} - T_{out}$  entscheidend.

Ungenauigkeit einer T-Differenz innerhalb der Gruppe = 2 x 0.06 K	0.12 K
Ungenauigkeit einer T-Differenz zwischen Sensoren innerhalb/außerhalb der Gruppe (externer Sensor mit 0.1 K Ungenauigkeit)	0.13 K

Die ausgewählten stationären Zustände wurden über ca. 1 Stunde gemittelt, verbleibende Temperaturdrift  $dT/dt < 1$  K/h. Die Wärmekapazität eines Moduls beträgt ([ISFH 2004]):

$$C_K = 9.4 \text{ kJ/K} = 2.6 \text{ Wh/K}, \quad C_K'' = 8.6 \text{ kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) = 2.4 \text{ Wh}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) .$$

Mit  $\dot{T}_K \approx \dot{T}_m = 1 \text{ K/h} = 0.277 \text{ mK/s}$  ergibt sich:  $C_K'' \cdot \dot{T}_K \approx 2.4 \text{ W/m}^2$ ,  
bzw.  $C_K'' \cdot \dot{T}_K < 1 \text{ W/m}^2$  erfordert  $\dot{T}_K < 0.4 \text{ K/h} = 0.1 \text{ mK/s}$  .

Das heißt, die Unsicherheit aufgrund von Nichtstationarität beträgt ca. 2 W/m<sup>2</sup>.

Bezogen auf die Leistungsdichte erhält man die in Tabelle 14 angegebenen Gesamt-  
Unsicherheiten (Annahmen: VS" = 0.013 ltr/(s·m<sup>2</sup>), Fluid = Glykologemischung).

**Tabelle 14: Unsicherheiten für Kühlleistung und Wirkungsgrad.**

Größe	Einheit	Werte			
		25	50	75	100
$\dot{q}$	W/m <sup>2</sup>				
$\Delta T$	K	0.60	1.1	1.7	2.2
$\sigma \dot{q}$	W/m <sup>2</sup>	5.5	6.2	6.7	7.3
$\sigma \dot{q} / \dot{q}$	%	22.0	12.5	8.9	7.3
$\sigma \eta / \eta$	%	22.0	12.6	9.0	7.4

Alle aus messwertbezogenen Leistungsdichten abgeleiteten Energiebilanzen haben die gleiche relative Ungenauigkeit wie  $\dot{q}$ .

## 5 Ökologische, technologische und ökonomische Bewertung

In die Bewertung der getesteten Systeme fließen Aspekte aus den bisherigen Erfahrungen mit dem offenen System ein, die Ergebnisse des aktuellen Projektes, sowie übergreifende wirtschaftliche, energetische und umweltrelevante Erkenntnisse. Da sich dieses Projekt in der Hauptsache mit den physikalischen, technischen und energetischen Aspekten dieses Themas beschäftigt hat, sind die meisten Aussagen in diesem Abschnitt eher qualitativer Natur. Für eine detaillierte Kostenplanung oder Ökobilanz können hier nur fundierte Anstöße gegeben werden.

Das Rheinzink QUICK STEP Dach ist ein hochwertiges Dachsystem, das ökologisch gut bewertet ist. Details zum Blechanteil finden sich in einer Untersuchung und entsprechender Deklaration nach ISO 14025 Typ 3 der Arbeitsgemeinschaft Umweltverträgliches Bauprodukt e.V. [AUB 05].

Die Isolationsschicht (Polyurethan, PU) der QUICK STEP Module bildet ökologisch gesehen einen gewissen Schwachpunkt im Gesamtsystem. Diese Schicht ist notwendig, um die Rückseite des Kollektors zu dämmen. Ein Synergieeffekt mit Dachisolation selbst besteht jedoch nicht, da die Kollektorebene hinterlüftet ist. Da PU in der Baustoffbranche seit langem etabliert ist, seine Herstellung im Rahmen des technisch Möglichen in optimiert wurde und Recyclingwege verstärkt entwickelt werden, kann dies nicht als expliziter Nachteil der Technik gewertet werden.

Für den Betrieb werden im offenen und im geschlossenen System keine klimaschädlichen Stoffe verwendet. Hier punkten beide Systeme deutlich gegenüber konventionellen Kompressionskältemaschinen, die überwiegend mit treibhausaktiven Kältemitteln arbeiten. Deren Recycling ist nur unvollständig zu realisieren, zudem wird ein stetiger Verlust des Kältemittels während des Betriebs im Hinblick auf niedrige Herstellungskosten toleriert.

Eine Besonderheit des geschlossenen Systems ist die (zumindest für die Frostperioden) notwendige Füllung mit Glykolegemisch. Die gegenüber Wasser verringerte spezifische Wärmekapazität reduziert den Wirkungsgrad merklich. Beachtung verdient auch die Umweltrelevanz des Stoffes selbst. Glykol zählt als mindergiftiger Stoff und darf somit in verdünnter Form und kleinen Mengen in das Abwasser entsorgt werden. In der Anlage agiert Glykol lediglich als Frostschutz und ist keinen Belastungen durch extreme Temperaturen oder aggressive Stoffen ausgesetzt. Somit ist davon auszugehen, dass insofern eine Glykolegemischfüllung im Laufe einer Anlagenlebensdauer von 10-20 Jahren nicht erneuert werden muss. Ggf. kann die Anlage durchgespült und das abgelassene Gemisch nach Filterung wiederverwendet werden.

Bei Kombination von geschlossenem System und Zisterne entfällt der Wasserverlust durch Verdunstung. Dadurch ist in höherem Maße eine Mehrfachnutzung eines Wasserspeichers möglich (Löschwasserspeicher, Grauwassernutzung, Wärme/Kältespeicher).

Das geschlossene System kommt ohne Regenwasserfilter aus, wodurch Investitionskosten, Ausfallzeiten und potenzieller Wasserverlust vermieden werden. Jedoch ist ein Wärmetauscher zwischen dem Dachkreis und dem Wasserspeicher notwendig, der das nutzbare Temperaturniveau und somit auch die Bereitschaft einschränkt. Wird der Dachkreis in Kombination mit einer Bauteilaktivierung verwendet, entfallen Wasserspeicher und auch der Wärmetauscher, ggf. ist eine hydraulische Weiche nötig. Dies ist als effizienteste Variante einzuschätzen. Im Rahmen dieses Projektes wurden jedoch weder die Bauteilaktivierung, noch ein Wärmetauscher in die Berechnungen einbezogen.

Beim geschlossenen System entfällt im Gegensatz zum offenen die aufzuwendende Höhenenergie. Dies ist generell als Vorteil zu bewerten, wurde im Rahmen dieses Projektes jedoch nicht quantifiziert. Aufgrund der besonderen hydraulischen Verhältnisse im Kollektorkreis kommt einer ganzheitlichen Planung eine besondere Bedeutung zu. Der geringe Querschnitt der Kapillarrohre und die bei geringen Temperaturen (Kühlungsfall) erheblich höhere Zähigkeit des Glykologemisches setzen eine höhere Pumpleistung als in der Solarthermieranwendung voraus. Die entsprechende Verlustwärme der Pumpe spiegelt nicht nur einen erhöhten Energieaufwand wieder, sondern ist im Kühlungsfall explizit kontraproduktiv für die erreichbare Kühlleistung und die Rücklauftemperatur. Daher ist darauf zu achten, dass die Pumpe einen optimierten Wirkungsgrad hat (elektrisch wie hydraulisch), in der optimalen Leistungsstufe ausgelegt und elektronisch geregelt wird.

Das geschlossene System mit Glykolumischung bewirkt eine Steigerung der Systemauslastung (Verfügbarkeit). Winterbetrieb ist damit möglich, auch bei Dachoberflächentemperaturen deutlich unter 0°C. Dies ist insbesondere von Bedeutung für die Kühlung von technischen Anlagen und Maschinen. Betrieb eines offenen Dachkreises mit Glykolumischung ist nicht realisierbar, da das Zirkulationsvolumen ständig mit Regenwasser verdünnt würde. Zudem würde durch spritzende Flüssigkeit Glykol in die Umwelt gelangen.

Die passive Kühlanlage wird idealerweise als Nachtspeichersystem betrieben und vermindert somit die Lastspitzen im Stromnetz. Weiterhin führt die Nutzung von Nachtstrom zu einer besseren Auslastung der Kraftwerke. Die Einsparung elektrischer Energie allgemein und die Reduzierung der Lastspitzen erlaubt den Betreibern die Nutzung günstigerer Stromtarife (Leistungspreise).

Durch die passive Kühlung – unabhängig davon ob das System offen oder geschlossen ausgeführt ist - wird Primärenergie eingespart und damit der CO<sub>2</sub>-Ausstoss reduziert. Mit Leistungszahlen von deutlich über 10 - primärenergetisch deutlich über 3 - (im Vergleich zu ca. 3 - primärenergetisch ca. 1 - bei konventionellen Kältemaschinen) reduziert sich der Energieaufwand für Kühlung auf unter ein Drittel. Da die Leistungscharakteristik und Bereitschaft in Abhängigkeit von den Witterungsbedingungen zwischen passiven und aktiven Systemen deutlich abweicht, ist für eine Anwendung immer eine diesbezügliche Analyse notwendig. Hierfür liefert die im Rahmen des Projekts entwickelte Software im Modus Systemsimulation eine ausreichende Datenbasis.

In technischer Hinsicht wurde in allen energierelevanten Teilaspekten ein Unterschied zwischen den beiden QUICK STEP Systemen deutlich. Der hellere Kollektor („blaugrau“) hat im Jahresmittel deutlich geringere Leistung als der dunklere („schiefergrau“). Dies ist aufgrund der unterschiedlichen Emissionsgrade auch so zu erwarten. Generell muss daher sowohl für Wärme-, als auch für Kältegewinnung das dunkle Modell empfohlen werden.

Die QUICK STEP SolarThermie Paneele sind zugleich Dachdeckung und Kollektor. Dieser Mehrfachnutzen spart potenziell Investitionskosten und auch Energieaufwand bei der Produktion. Hierdurch ist dieses System gegenüber etablierten Technologien im Vorteil. Jedoch muss eine gewisse Einschränkung bezüglich erreichbarer Temperaturniveaus und Leistungsdichten im jeweiligen Einsatzzweck detailliert betrachtet werden.

Die Fa. Rheinzink entwickelt Systeme, bei denen die Kollektoren mit Wärmepumpen und Erdwärmespeicher gekoppelt sind. Die Kollektoren können einen gewissen Anteil der Erdwärmeleistung ersetzen, bzw. diesen regenerieren. Dies erhöht nach aktuellem Forschungsstand die Effizienz solcher Anlagen merklich. Alternativ kann die Ankopplung an die Erdwärme (Erdwärmesonden, Erdwärmekollektoren, Grundwasseranbindung) kleiner ausfallen, was zu Einsparungen von Rohstoffen und Energie führen kann. Ggf. kann ganz auf Erdwärmesonden verzichtet werden, die aufgrund der nötigen Durchdringung von Grundwasserschichten teils nicht unproblematisch sind.



Die im Projekt gewonnenen konkreten Ergebnisse gelten für flach geneigte Kollektoren oder Dachflächen. Bei stärker geneigten Flächen wird der Betrag der Strahlungskühlung geringer sein. Dies sollte noch genauer untersucht werden.

Die im Rahmen des Projekts nachgewiesene Eignung der Kollektoren für Kühlzwecke lässt sich fortsetzen in eine mögliche Einbindung in die angeführten Wärmepumpensysteme, die in jüngerer Zeit zunehmend auch Kühlfunktion vorsehen.

## 6 Maßnahmen zur Verbreitung der Ergebnisse

Die hydraulisch offene Kühlanlage (DBU Az. 14890) wurde schon mehrfach in Veröffentlichungen und auf Tagungen vorgestellt.

Das Projekt Az. 22224 wurde bisher in folgenden Veröffentlichungen dargestellt:

Kühlkreislauf mit passiver Kälteerzeugung durch Strahlungskühlung, Arbeitskreis kostengünstige Passivhäuser, Protokollband Nr. 31, 2005, Passivhaus Institut,

16. Symposium Thermische Solarenergie, 17. bis 19. Mai 2006, OTTI e.V.,

Tätigkeitsbericht ZAE Bayern 2005,

Metal Solar Roof Collectors for Passive Cooling, Konferenzbeitrag und Posterpräsentation, EuroSun 2006, 27.-30.6.2006, Glasgow,

Kühlkreislauf mit passiver Kälteerzeugung durch Strahlungskühlung, 20. Bauphysikertreffen, Hochschule für Technik Stuttgart, 2006.

Geplante Veröffentlichungen der Ergebnisse:

Projektdokumentation im Internet unter [www.zae-bayern.de](http://www.zae-bayern.de),

Tätigkeitsbericht ZAE Bayern 2007,

18. Symposium Thermische Solarenergie, 23.-25. April 2008, OTTI e.V. (in Absprache mit dem Kooperationspartner).

Evtl. weitere Veröffentlichungen in Fachzeitschriften und auf Tagungen.

## Fazit

Im beschriebenen Projekt konnte das Konzept einer passiven Gebäudekühlung mittels eines geschlossenen Fluidkreislaufs realisiert, getestet und simuliert werden. Die entscheidenden Messungen wurden an einer realen Anlage durchgeführt, was einen erhöhten Aufwand gegenüber einem Laboraufbau bedeutet. Zudem wurde witterungsabhängig gemessen, was lange Messphasen erforderte, um ein Spektrum von Witterungsbedingungen zu erfassen. Allerdings sind solche Messkampagnen unverzichtbar, denn nur so können die erstellten Simulationen und Kennlinien verifiziert werden.

Die Kernergebnisse des Projektes sind:

- Die Kühlleistungen des Kollektors mit dunkler Oberfläche (vorbewittert schiefergrau,  $\epsilon \approx 65$ ) sind etwas geringer als die der offenen Dachflächen. Dies ist aufgrund fehlender Kühlleistung durch Verdunstung, niedrigerem Emissionsgrad und zusätzlichem Wärmeleitwiderstand zu erwarten und prinzipbedingt. Ggf. liegen hier technisch noch gewisse Optimierungspotenziale.
- Die Kühlleistungen des Kollektors mit heller Oberfläche (vorbewittert blaugrau,  $\epsilon \approx 25$ ) sind deutlich geringer als beim dunklen Kollektor, was allein durch den geringeren Emissionsgrad bedingt ist. Dieser Kollektortyp kann für reine Kühlungsanwendung daher nicht empfohlen werden. Durch seine etwas bessere Strahlungsselektivität kann er im Fall kombinierter, bzw. alterierender Heiz- und Kühlungsanwendungen ggf. trotzdem eine gute Wahl sein, zumal der solare Absorptionsgrad nur wenig geringer ist als beim dunklen Typ (dunkel:  $\alpha \approx 0.9$ ; hell:  $\alpha \approx 0.70$ ).
- Das geschlossene System hat aufgrund der Frostsicherheit eine deutlich bessere Einsatzbereitschaft als das offene, was in den Wintermonaten zu einer höheren Gesamtkühlleistung führt.
- Die gegenüber dem offenen System schlechtere Kühlleistung macht sich i.a. in den Sommermonaten, insbesondere bei hoher Kühllast bemerkbar. Die vergleichende Bewertung von offenem und geschlossenem System ist objektiv nur durch die Erstellung einer Systemsimulation unter Verwendung eines konkreten Kühllastprofils zu erreichen.
- Eine große Bedeutung kommt der hydraulischen Auslegung zu. Durch geringe Fluidtemperaturen im Kühlungsfall steigt bei der Glykollmischung die Zähigkeit deutlich an. Der flächenspezifische Volumenstrom bei den - gegenüber solarthermischen Wärmeleistungsdichten - geringeren Kühlleistungsdichten sollte sinnvoll angepasst, schätzungsweise auf 1/3 des für die solarthermische Anwendung vorgesehenen Wert reduziert werden. Das spart deutlich Pumpenergie ein, was allerdings erst dann effektiv zum Tragen kommt, wenn auch eine kleinere, möglichst zugleich effiziente Pumpe eingesetzt wird. Dies ist im Fall einer kombinierten Anlage für Kühlungs- und Wärmegewinn entsprechend als Kompromiss auszulegen.

Ein Vorteil des geschlossenen Systems, der wegfallende Wasserverlust durch Verdunstung, ist merklich, jedoch individuell zu bewerten. Die Nachspeisung mit Frischwasser im Umfang von wenigen 10 m<sup>3</sup>/a für eine mittlere Kühllast von 15 kW stellt angesichts der großen energetischen Gesamteinsparung nur einen geringen Nachteil dar. Ein großer Vorteil liegt dagegen im Wegfall des Filters. Dies bedeutet geringere Investitionskosten, vor allem aber geringeren Wartungsaufwand und geringere Ausfallzeiten.

Es ist im Verlauf des Projektes gelungen, die Leistungscharakteristik der QUICK STEP Kollektoren für den Kühlfall durch linearisierte Kennlinien zu beschreiben. Dies ist eine Modifikation der in DIN EN 12975-2 für solarthermische Anwendungen beschriebenen Kollektorkennlinien. Hiermit steht nun auch für die Kühlungsanwendung ein vergleichbares, leicht zu bedienendes Planungswerkzeug zur Verfügung. Der Bezug des (Kollektor-) Wirkungsgrades für den Kühlfall auf die von einem schwarzen Körper mit Kollektortemperatur abgestrahlten Leistung ist nur eine von mehreren möglichen Definitionen. Sie wurde gewählt, weil die Strahlung bei den betrachteten Systemzuständen den größten Anteil der Gesamtkühlleistung darstellt. Dies kann bei abweichenden Systemen mit höherer Kollektortemperatur oder niedriger Außentemperatur ggf. modifiziert werden. Aufgrund der begrenzten Datenmenge und der gegebenen Messungenauigkeit, insbesondere bezüglich der windabhängigen Beiträge, erscheinen weitere Messungen an dem System empfehlenswert..

Die entwickelte Simulationssoftware macht eine genauere Analyse der Kollektoren selbst, sowie in einem Gesamtsystem möglich. Hier können sowohl Einzelwerte für die Kühlleistungen errechnet als auch Jahresbilanzen aufgrund von Messdaten oder künstlichen Eingangsdaten erstellt werden. Es werden Übereinstimmungen zwischen Messwerten und Simulationsergebnissen von besser als 15% erreicht. Diese Software ist nach Einarbeitung durchaus als Planungswerkzeug für Kollektorauslegung als auch für eine gesamte Anlage geeignet.

Bei Analyse der Witterungsdaten hat sich gezeigt, dass die Windrichtung entscheidenden Einfluss auf den konvektionsbedingten Wärmetransport hat. Da die Windrichtung von der eingesetzten Messtechnik jedoch nicht durchgehend gemessen wurde, konnte dieser Aspekt nicht quantifiziert werden. Zudem wurde die Windgeschwindigkeit als Momentanwert gemessen, was aufgrund der Böigkeit des Winds im Binnenland in verbauter Lage den physikalischen Effekten nicht gerecht wird. Die Folge sind hohe Schwankungen im Messwert gegenüber einem stark gemittelten physikalischen Effekt. Für weitere Untersuchungen dieser Art sollte entsprechender Aufwand in Windmessung und Auswertung vorgesehen werden.

Die im Projekt gewonnen konkreten Ergebnisse gelten für flach geneigte Kollektoren oder Dachflächen. Bei stärker geneigten Flächen wird der Betrag der Strahlungskühlung geringer sein. Dies sollte noch genauer untersucht werden. Außerdem sollten andere Klimaregionen untersucht werden.

Für die kommerzielle Anwendung der beschriebenen Systeme wäre eine noch tiefer gehende Untersuchung wünschenswert. Diese sollte die Systemanalyse anhand realer und auch extremer Kühllastprofile enthalten. Zudem sollte das aktuelle System in Kombination mit Bauteilaktivierung und mit Wärmepumpenanlagen einbezogen werden. Um den (energetischen) Wirkungsgrad der Kollektoranlage selbst genauer zu charakterisieren und zu optimieren ist allgemein eine Untersuchung der Hydraulik, insbesondere der temperaturabhängigen Zähigkeit der Glykollmischung und Bestimmung der notwendigen und tatsächlichen Pumpenleistung durchzuführen. Dies könnte in einem vergleichbaren Forschungsprojekt geschehen, jedoch auch in einer in der Anwendung stehenden Demonstrationsanlage, idealerweise mit einer redundanten Kühlanlage.

## Literaturverzeichnis

- [Blümel 1986] BLÜMEL, K., HOLLAN, E., KÄHLER, M., PETER, R.: *Entwicklung von Testreferenzjahren (TRY) für Klimaregionen der Bundesrepublik Deutschland. Forschungsbericht des BMFT T 86-051*, Juli 1986.
- [Bronstein 1999] BRONSTEIN, I.N., SEMENDJAEV, K.A.: *Taschenbuch der Mathematik für Ingenieure und Studenten*, 4. überarbeitete Auflage,, Verlag Harri Deutsch, Frankfurt am Main, 1999.
- [Büttner 2003] BÜTTNER, D., et al, *Kühlkreislauf mit passiver Kälteerzeugung durch Strahlungskühlung*, Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt, gefördert unter dem Az: 14890 von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU), Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V., Würzburg, 2003
- [Fricke 1984] FRICKE, J., BORST, W.L.: *Energie. Ein Lehrbuch der physikalischen Grundlagen*, R. Oldenbourg Verlag München Wien, 2. Auflage, 1984.
- [Incropera 2002] INCROPERA, F., deWITT, D.: *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley Sons, New York, 2002.
- [ISFH 2004] KÖLN, H.: *Prüfbericht für Leistungsprüfungen von ungedeckten Sonnenkollektoren nach EN 12975-2, Prüfbericht Nr. 35-03/D*, Institut für Solarenergieforschung GmbH, Hameln/Emmerthal, 2004.
- [AUB 05] ARBEITSGEMEINSCHAFT UMWELTVERTRÄGLICHES BAUPRODUKT e.V.: *AUB Umweltdeklaration nach ISO 14025 Typ 3, Deklarationsnummer AUB-RHE-11105-D*, Selbstverlag, 2005.

## Anhänge

### A1 Physikalische Effekte des Kühlkollektors

Die Wechselwirkungen des Kollektors (des Absorbers) mit der Umgebung sind:

$$\dot{q}_U = \dot{Q}_U^* = F_1(\alpha, u, G) + F_2(\varepsilon, E_L, T_A) - F_3(u, T_a, T_A) - F_4(u, rF, T_a, T_A) + F_5 - F_6 \quad (39)$$

- F1 Solare Einstrahlung, als Gewinn definiert,
- F2 IR-Netto-Einstrahlung, als Gewinn definiert, daher negativ,
- F3 freie und erzwungene Konvektion, als Verlust definiert,
- F4 Verdunstung (beim offenen System oder nach Regen) oder Kondensation, Verdunstung ist als Verlust definiert, d.h. Kondensation ist negativ,
- F5 Regen: beim offenen System als Massengewinn (Volumenstromzunahme) und Leistungsgewinn; beim geschlossenen System nur als Leistungsgewinn,
- F6 Verluste Rückseite und Ränder, auf die Fläche A bezogen. Diese wurden nicht explizit behandelt, sind jedoch als Störungsanteil in F3 enthalten.

Die Effekte im Einzelnen:

#### F1 Solare Einstrahlung:

$$F_1(\alpha, u, G) = (\tau\alpha)_{en} \cdot K_{\theta b}(\theta) \cdot G_b + (\tau\alpha)_{en} \cdot K_{\theta d} \cdot G_d - c_6 \cdot u \cdot G^* \quad (40)$$

siehe DIN EN 12975-2; beim Kühlkollektor (normalerweise)  $G = 0$ .

#### F2 IR-Netto-Strahlung:

$$F_2(\varepsilon, E_L, T_A) = \varepsilon \cdot (E_L - \sigma \cdot T_A^4) \quad (41)$$

#### F3 freie und erzwungene Konvektion:

$$F_3(u, T_a, T_A) = \alpha_{Konv}(u, T_a, T_A) \cdot (T_A - T_a) \quad (42)$$

Die einzelnen Größen bedeuten:

$$\alpha_{Konv} = (\alpha_{frei}^k + \alpha_{erzwungen}^k)^{1/k} \quad (43)$$

Die numerische Größe  $k$  ist den speziellen Gegebenheiten anzupassen. I.d.R. liegt sie zwischen 3 und 4, für spätere Berechnungen wurde  $k=3.5$  gewählt.

Bei freier Konvektion bilden sich unterschiedliche Strömungsformen aus, je nach dem ob die Luft wärmer oder kälter als der Absorber ist. Wenn der Absorber wärmer als die Luft ist, bildet sich eine Aufwärtsströmung mit

$$\alpha_{frei} = 0,15 \cdot \frac{\lambda_a}{L_c} \cdot Ra_L^{1/3} \quad \text{für } T_A > T_a \quad (44)$$

Für einen Absorber, der kälter als seine Umgebungsluft ist, bildet sich eine abwärts gerichtete Strömung mit

$$\alpha_{\text{frei}} = 0,27 \cdot \frac{\lambda_a}{L_c} \cdot Ra_L^{1/4} \quad \text{für } T_A < T_a \quad (45)$$

Für erzwungene Konvektion gilt:

$$\alpha_{\text{erzwungen}} = 0,037 \cdot \frac{\lambda_a}{L_c} \cdot Re_L^{4/5} Pr^{1/3} \quad (46)$$

Freie Konvektion (Auftrieb) wird durch die dimensionslose Rayleigh-Zahl beschrieben:

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot L_c^3 |T_A - T_a|}{\nu_a \cdot \alpha_a} \quad (47)$$

mit

$$\alpha_a = \frac{\lambda_a}{\rho_a \cdot c_a} \quad (48)$$

$$L_c = \frac{A}{U} \quad (49)$$

Erzwungene Konvektion (Wind) wird mit der Reynolds- und der Prandtl-Zahl beschrieben:

$$Re_L = \frac{u \cdot L_c}{\nu_a} \quad (50)$$

$$Pr = \frac{\nu_a}{\alpha_a} = \frac{\eta_a \cdot c_a}{\lambda_a} \quad (51)$$

#### F4 Kondensation und Verdunstung (beim offenen System):

$$F_4(u, rF, T_a, T_A) = \dot{q}_{\text{Verd/Kond}} = \dot{m}^r \cdot h \quad (52)$$

$\dot{m}^r > 0 \Rightarrow \dot{q}_{\text{Verd/Kond}} > 0$  : Verdunstung (bei offener Dachkühlung),

$\dot{m}^r < 0 \Rightarrow \dot{q}_{\text{Verd/Kond}} < 0$  : Kondensation.

h Verdampfungsenthalpie

$$h = R + c_D \cdot (T_a - 273,15K) - c_w \cdot (T_w - 273,15K) \quad (53)$$

$R = 2,438 \cdot 10^6 \text{ J/kg} = 0,677 \text{ kWh/kg}$  Verdampfungswärme für 0 °C

$$\dot{m}^r = \beta_{\text{Verd}} \cdot \Delta p = \beta_{\text{Verd}} \cdot \frac{M_{\text{mol,w}}}{R \cdot T} \Delta p \quad (54)$$

$\beta_{\text{Verd}}$  Wasserdampfübergangskoeffizient (m/s)

$$Le = \frac{\alpha_a}{D_{w,a}} \quad \text{Lewis-Zahl} \quad (55)$$

$D_{w,a}$  Diffusionskonstante von Wasserdampf in Luft [m<sup>2</sup>/s],  
 $\alpha_a$  Thermische Diffusivität [m<sup>2</sup>/s]

Aus Analogie-Betrachtung "Konvektion – Verdunstung" folgt ([Incropera 2002])

$$Le^n = \frac{\beta_{Verd} \cdot \lambda_a}{D_{w,a} \cdot \alpha_{Konv}} \quad (56)$$

Damit erhält man

$$\beta_{Verd} = \alpha_{Konv} \cdot \frac{D_{w,a}}{\lambda_a} \cdot Le^n = \alpha_{Konv} \cdot \frac{1}{\rho_a \cdot c_a} \cdot Le^{n-1} = \alpha_{Konv} \cdot \frac{R \cdot T}{M_{mol,a}} \cdot \frac{1}{\rho_a \cdot c_a} \cdot Le^{n-1} \quad (57)$$

und

$$\dot{m}'' = \beta_{Verd} \cdot \Delta p = \beta_{Verd} \cdot \frac{M_{mol,w}}{R \cdot T} \cdot \Delta p = \alpha_{Konv} \cdot \frac{M_{mol,w}}{M_{mol,a}} \cdot \frac{Le^{n-1}}{\rho_a \cdot c_a} \cdot \Delta p = \alpha_{Konv} \cdot \gamma \cdot \Delta p \quad (58)$$

mit

$$\gamma = \frac{M_{mol,w}}{M_{mol,a}} \cdot \frac{Le^{n-1}}{\rho_a \cdot c_a} = \frac{M_{mol,w}}{M_{mol,a}} \cdot \frac{1}{\rho_a \cdot c_a} \cdot \left( \frac{a_a}{D_{w,a}} \right)^{n-1} \quad (59)$$

und  $n = 1/3$ .

Hinweis: T ist die mittlere Temperatur von freier Luft und Wasser bzw. Absorberoberfläche.

Mit den Werten für  $T \approx 300$  K

$M_{mol,w} = 18$  g/mol ,  $M_{mol,a} = (0.8 \cdot 28 + 0.2 \cdot 32)$  g/mol = 28.8 g/mol ,

$\lambda_a = 26.3 \cdot 10^{-3}$  W/(m·K) ,  $\rho_a = 1.16$  kg/m<sup>3</sup> ,  $c_a = 1.01 \cdot 10^3$  J/(kg·K) ,

$D_{w,a} = 0.26 \cdot 10^{-4}$  m<sup>2</sup>/s ,

$p_a = 1013$  hPa

erhält man

$a_a = 22.5 \cdot 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s ,

$Le = 0.863$  ,

$\gamma = 6.7 \cdot 10^{-9}$  kg·K/(Ws·Pa)  $\approx 7 \cdot 10^{-9}$  kg·K/(Ws·Pa) .

Treibende Kraft für Verdunstung/Kondensation ist die Differenz zwischen dem Sättigungsdampfdruck von Wasser an der Absorberfläche ( $T_w = T_A$ ) und dem Wasserdampfpartialdruck in der Umgebungsluft ( $T_a$ ).

$$\Delta p = \left\{ \left[ 288,68 Pa \cdot \left( 1,098 + \frac{T_A}{100} \right)^{8,02} \right] - \left[ \phi \cdot 288,68 Pa \cdot \left( 1,098 + \frac{T_a}{100} \right)^{8,02} \right] \right\} \quad (60)$$

Damit erhält man schließlich

$$F_4(u, rF, T_a, T_A) = \dot{q}_{Verd/Kond} = h \cdot \dot{m}'' = h \cdot \alpha_{Konv} \cdot \gamma \cdot \Delta p \quad (61)$$

## F5 Regen:

Beim offenen System als Massenzunahme (Volumenstromzunahme) und Leistungsgewinn (kalorische Mischung), beim geschlossenen System (Kollektor) Leistungsgewinn.

## A2 Herstellerangaben zu QUICK STEP - SolarThermie

Daten von Fa. Rheinzink und ISFH

### Technische Daten:

Dachneigung:	10° bis 75°
Metalldicke:	0.8 mm
Oberflächen:	RHEINZINK-"vorbewittert" <sup>PRO</sup> – blaugrau / schiefergrau
Paneellänge:	3000 mm
Paneelbreite:	405 mm
Netto-Deckbreite:	365 mm
Deckfläche:	1.1 m <sup>2</sup>
Absorberfläche:	0.9 m <sup>2</sup>
Paneelgewicht:	ca. 13 kg

Anmerkung:

Im "Prüfbericht für Leistungsprüfungen von ungedeckten Sonnenkollektoren nach EN 12975-2" vom ISFH wird die "Deckfläche" als Aperturfläche  $A_a$  = Absorberfläche  $A_A$  und die unterströmte Fläche mit  $A_u$  bezeichnet (siehe unten).

Deshalb besser folgende Angaben:

Paneellänge:	3000 mm
Paneelbreite:	405 mm
Netto-Deckbreite:	365 mm
Deckfläche:	1.1 m <sup>2</sup> (= 3.000 x 0.365 m <sup>2</sup> = 1.095 m <sup>2</sup> )
= Aperturfläche $A_a$ = Absorberfläche $A_A$	
unterströmte Fläche $A_u$ :	0.9 m <sup>2</sup> (= 2.830 x 0.316 m <sup>2</sup> = 0.894 m <sup>2</sup> ) (diese Maße sind von ISFH)

Paneelgewicht:	ca. 13 kg
Rückseitendämmung	PU-Platte, ca. 22 mm dick

### Hydraulische Daten:

Hydraulischer Anschluss:	Steckanschluss 10 mm Außendurchmesser
Empfohlener Massenstrom:	50 kg/h Wasser-Glycol-Gemische
Druckverlust:	ca. 200 mbar (bei 60 kg/h Glycol-Gemisch, 20 °C)

### Optische Kennwerte:

RHEINZINK-"vorbewittert" <sup>PRO</sup>		"schiefergrau" (dunkel)	"blaugrau" (hell)
Solarer Absorptionsgrad:	$\alpha$ / %	90 ± 5	70 ± 5
Infrarot-Emissionsgrad:	$\varepsilon$ / %	65 ± 5	25 ± 5

### Thermische Kennwerte\*:

RHEINZINK-"vorbewittert" <sup>PRO</sup>		"schiefergrau"	"blaugrau"
Konversionsfaktor:	$\eta_0$	0.54	0.50
Wärmeverlustkoeffizient: bei 2 m/s Wind	$b_v$ / W/(m <sup>2</sup> K)	14.78	12.87
Stillstandstemperatur:	$T_{stg}$ / °C	ca. 90	ca. 70
Ausgangsleistung: bei 2 m/s Wind, 1000 W Einstrahlung	$P$ / W	400	373

Die Kennwerte beziehen sich auf die installierte Kollektorfläche, ermittelt nach DIN EN 12975, Teil 2 durch das ISFH.



**Weitere Daten:**

Absorber:	RHEINZINK-Titanzink
Fluidkanäle:	Absorberrohre: PP, $d_i / d_a = 2.0 / 2.5$ mm Sammler-/Verteilerrohre: PP, $d_i / d_a = 12.0 / 16.5$ mm
Verbindungstechnik zwischen Absorber und Fluidkanälen:	Klebung, Klebstoff: Sikaflex-221 LV
Verschaltungsart:	31 parallele Absorberrohre pro Modul, Rohrabstand ca. 10 mm; 9 parallele Module pro Kollektorfeld (Tichelmann) 2 Kollektorfelder auf dem ZAE-Dach
Rückseitendämmung:	22 mm PU

### A3 Technische Details der Anlage

#### QUICK STEP SolarThermie Paneele

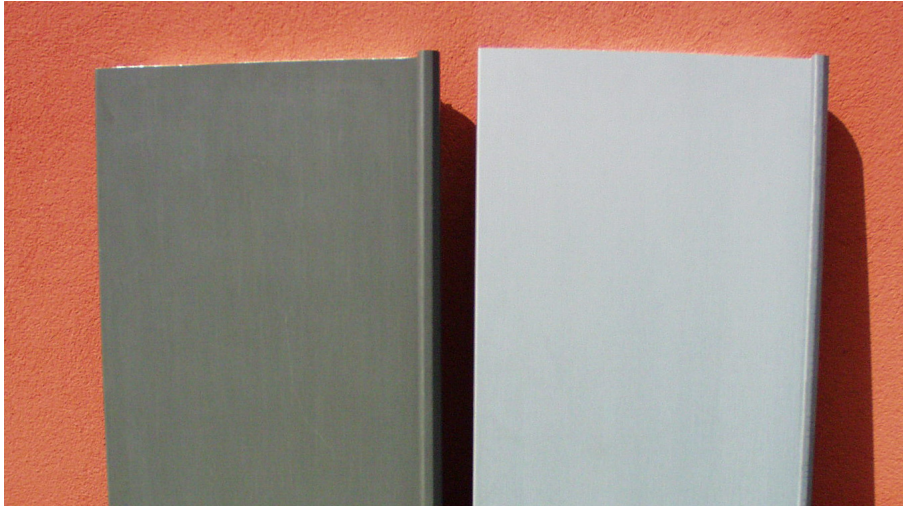


Abbildung 23: QUICK STEP SolarThermie Paneele (Musterstücke). Links: "vorbewittert, schiefergrau" (dunkel); rechts: "vorbewittert, blaugrau" (hell).

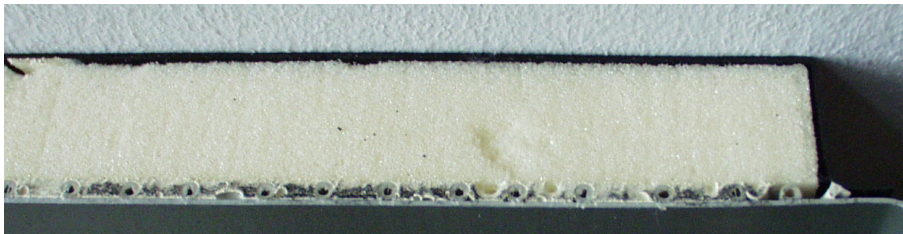


Abbildung 24: Schnitt durch ein QUICK STEP SolarThermie Paneel. Von unten nach oben: Titanzinkblech, Kapillarrohre und Kleberschicht, Dämmschicht aus PU-Schaum und Rückseitenabdeckung.

**Schematischer Aufbau**

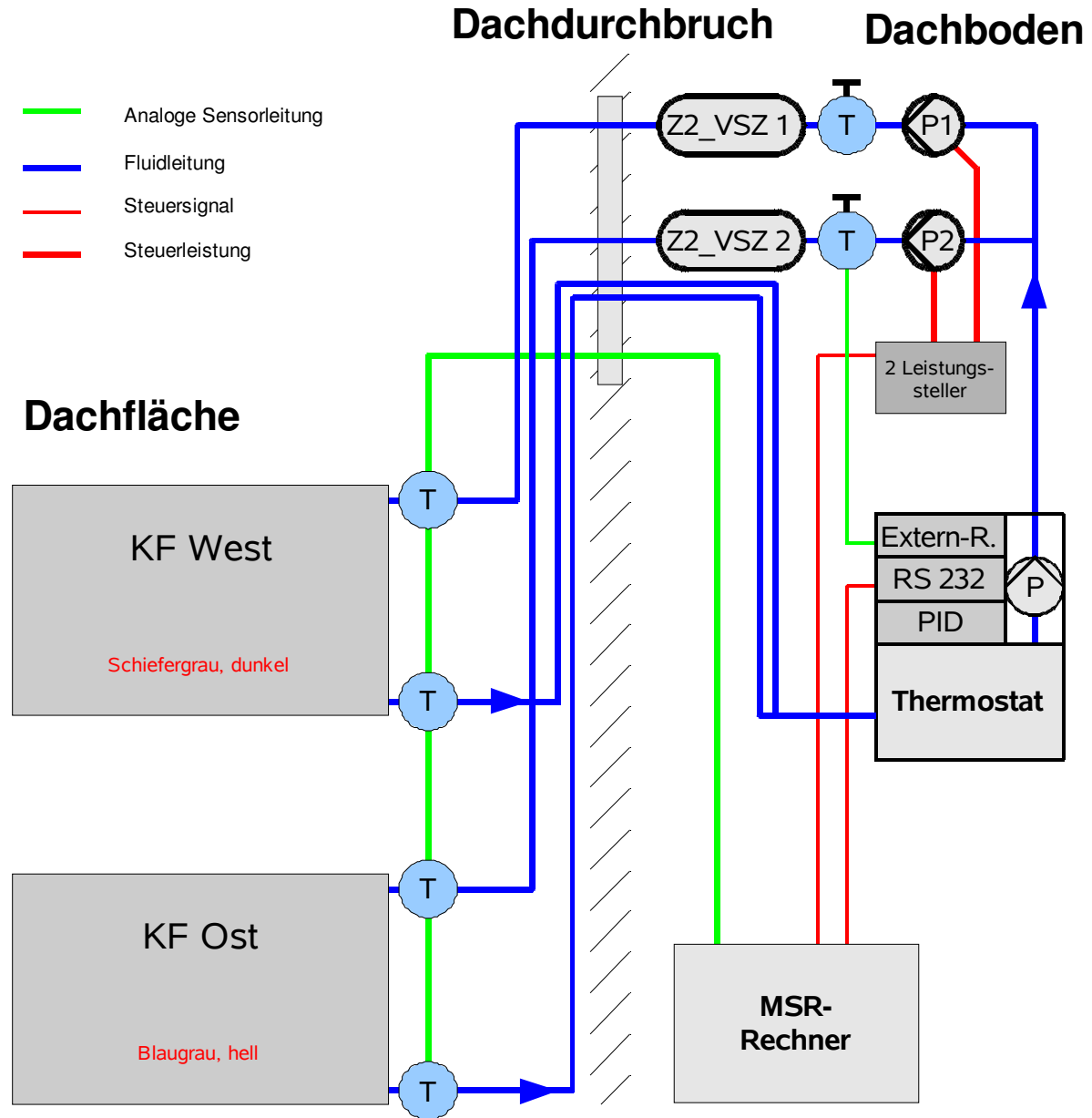


Abbildung 25: Schematischer Aufbau der Anlage und der Messtechnik.



**Abbildung 26: Verrohrung der beiden Kollektorfelder. Im Hintergrund: Dachdurchbruch.**

