



**Schlussbericht** vom 4. April 2016

---

# **AKTIVA**

Heizen und Kühlen über thermisch aktivierte  
Aussenflächen  
Labortest und Entwicklung von integrierten  
Systemlösungen

---



Fachhochschule Nordwestschweiz  
Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik

**Datum:** 4. April 2016

**Ort:** Rapperswil/Muttenz

**Auftraggeberin:**

Bundesamt für Energie BFE  
Forschungsprogramm Gebäude und Städte  
CH-3003 Bern  
[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

**Kofinanzierung:**

Energie Solaire SA, ZI Ile Falcon, 3690 Sierre

**Auftragnehmer/in:**

Fachhochschule Nordwestschweiz FHNW, Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik HABG,  
Institut Energie am Bau IEBAU  
St. Jakob-Strasse 84, CH-4132 Muttenz  
[www.fhnw.ch/iebau](http://www.fhnw.ch/iebau)

Fachhochschule Ostschweiz – FHO, HSR Hochschule für Technik Rapperswil,  
Institut für Energietechnik – IET  
Oberseestrasse 10, CH-8640 Rapperswil  
[www.iet.hsr.ch](http://www.iet.hsr.ch)

**Autoren:**

Prof. Carsten Wemhöner, IET-HSR, [carsten.wemhoener@hsr.ch](mailto:carsten.wemhoener@hsr.ch)  
Reto Kluser, IET-HSR, [reto.kluser@hsr.ch](mailto:reto.kluser@hsr.ch)  
Raphael Schweizer, IET-HSR, [raphael.schweizer@hsr.ch](mailto:raphael.schweizer@hsr.ch)

Prof. Dr. Thomas Afjei, IEBAU-FHNW, [thomas.afjei@fhnw.ch](mailto:thomas.afjei@fhnw.ch)  
Andreas Müller, IEBAU-FHNW, [andreas.mueller@fhnw.ch](mailto:andreas.mueller@fhnw.ch)

**BFE-Bereichsleitung:** Andreas Eckmanns, [andreas.eckmanns@bfe.admin.ch](mailto:andreas.eckmanns@bfe.admin.ch)  
**BFE-Programmleitung:** Rolf Moser, [moser@enerconom.ch](mailto:moser@enerconom.ch)  
**BFE-Vertragsnummer:** SI/500840-01

**Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.**

**Bundesamt für Energie BFE**

Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen; Postadresse: CH-3003 Bern  
Tel. +41 58 462 56 11 · Fax +41 58 463 25 00 · [contact@bfe.admin.ch](mailto:contact@bfe.admin.ch) · [www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

## Zusammenfassung

Im Projekt AKTIVA wird der Einsatz von thermisch aktivierten Aussenflächen im Heiz- und Kühlbetrieb untersucht. Die in diesem Projekt verwendeten ungedeckten Solarabsorber funktionieren als Aussen-Wärmeübertrager und können im Heizbetrieb von der Umgebung und durch Absorption von Solarstrahlung Wärme aufnehmen und im Kühlbetrieb während der Nacht Wärme an die Umgebung abgeben. Mittels Prüfstandsmessungen konnte das in der vorangehenden Potenzialstudie berechnete Kühlleistungspotenzial von 70-150 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub> bestätigt werden und die Einflüsse der Wetterbedingungen und einer selektiven Beschichtung auf die Heiz- und Kühlleistung gezeigt werden. Ein verbessertes Absorbermodell wurde mit den Messdaten validiert. Die anschliessenden Systemsimulationen haben gezeigt, dass sich mit dem Heiz- und Kühlbetrieb über aktivierte Aussenflächen insbesondere für die Anwendung in Bürogebäuden, die typischerweise sowohl Heiz- als auch Kühlbedarf aufweisen, gute Nutzungsgrade erreichen lassen. Somit kann der Gesamtbedarf zum Grossteil durch regenerative Umgebungspotenziale gedeckt werden.

## Résumé

Dans le projet AKTIVA l'utilisation de surfaces extérieures thermiquement activées pour le chauffage et le rafraîchissement sont étudiées. Les capteurs solaires non vitrés utilisés dans ce projet fonctionnent comme « échangeur extérieur ». En mode chauffage ils soutirent de la chaleur de l'air ambiant et du rayonnement solaire. En mode rafraîchissement ils restituent de la chaleur pendant la nuit à l'environnement. Des mesures sur un banc d'essai ont permis de confirmer le potentiel de puissance de rafraîchissement de l'ordre de 70 à 150 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub> (surface d'absorbeur) qui avait été calculée lors de l'étude de potentiel. L'influence des conditions météorologiques et de la sélectivité de la couche des absorbeurs solaires ont également été mesurés. Un modèle amélioré de l'absorbeur solaire a été validé sur la base des mesures prises sur le banc d'essai. Les simulations de système, réalisées avec ce modèle, ont démontré que, dans des bureaux, qui nécessitent habituellement du chauffage et du rafraîchissement, de bonnes valeurs de performance sont atteintes. Ainsi, les besoins thermiques (chaud & froid) sont largement fournis par des énergies renouvelables.

## Abstract

In the project AKTIVA the application of thermally activated outer surfaces of the building envelope for space heating and cooling is investigated. The outer surface is considered as uncovered solar absorber, which is applied as outer heat exchanger. In space heating operation mode heat can be extracted from the ambient temperature and the solar irradiation. In space cooling operation heat can be rejected to the colder ambient environment. By test rig measurements cooling capacities of a preceding feasibility study with 70-150 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub> could be confirmed. Moreover, the impact of the weather conditions and absorber properties (e.g. selective coating) on the capacities in heating and cooling mode has been evaluated. An enhanced absorber model has been validated with the test rig measurements and integrated in a system simulation. The system simulations showed that both in space heating and cooling operation good performance values could be achieved with office use which typically has space heating and cooling demand. Thereby, the overall energy demand can be covered by large fractions of renewable energy extracted from environmental sources.



# Inhaltsverzeichnis

1	Zusammenfassung .....	6
1.1	Motivation .....	6
1.2	Prüfstandsmessungen .....	6
1.3	Kollektormodellierung und Systemsimulationen .....	8
1.4	Simulationsergebnisse.....	9
1.5	Ausblick .....	10
2	Ausgangslage.....	11
2.1	Potenzialstudie zur Kühlung über aktivierte Aussenflächen .....	12
3	Ziel der Arbeit .....	16
4	Vorgehensweise und Methode .....	17
4.1	Vorgehensweise im Projekt AKTIVA.....	17
4.2	Kenngrossen zur Bewertung des Heiz- und Kühlbetriebs .....	17
5	Grundlagen und Randbedingungen.....	21
5.1	Flächeneigenschaften marktverfügbarer Komponenten .....	24
6	Ergebnisse Prüfstandmessung am ERL MuttENZ.....	26
6.1	Energy Research Lab MuttENZ.....	26
6.2	Messkonzept.....	27
6.3	Kissenabsorber Energie Solaire SA.....	28
6.4	Resultate Prüfstandmessung .....	30
6.5	Zusammenfassung Messungen .....	50
7	Ergebnisse Simulation .....	53
7.1	Simulationsumgebung .....	53
7.2	Systemintegration.....	53
7.3	Modellvalidierung.....	55
7.3.1	Berieselung.....	57
7.4	Simulationsergebnisse winterlicher Heizbetrieb .....	59



7.5	Sommerlicher Kühlbetrieb .....	66
7.6	Einfluss der Auslegung .....	77
8	Diskussion und weitere Fragestellungen .....	81
8.1	Leistungsmessungen und Simulationsuntersuchungen.....	81
8.2	Kostenvergleich .....	82
8.3	Speicherintegration .....	83
8.4	Funktionelle Beschichtungen .....	83
9	Schlussfolgerung und Ausblick .....	86
	Referenzen .....	88
	Symbolverzeichnis.....	90
	Anhang .....	92
	Anhang A 1: Prüfstandsmessungen .....	92
	Anhang A. 2: Simulation.....	98



# 1 Zusammenfassung

## 1.1 Motivation

In der Schweiz weisen neue Gebäude einen U-Wert um  $0.2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  auf und sind damit gut wärme-gedämmt. Die internen Lasten in den Gebäuden steigen jedoch tendenziell aufgrund einer höheren Technisierung an. Darum wird, auch im Hinblick auf die aufgrund von Klimaforschungen prognosti-zierte Abnahme der Heiztage und der Zunahme der Kühltage, zukünftig der Bedarf an Komfortkühlung steigen. Verschiedene Free-Cooling-Verfahren sind bereits bei Büro- und Verwaltungsgebäuden im Einsatz. Dabei wird die Umgebung, zum Beispiel das Erdreich oder die Umgebungsluft, direkt als Senke für Kühllasten verwendet. Dadurch kann eine energieeffiziente Methode zur Kühlung eingesetzt werden, die nur Energie für die Zirkulation des Fluids benötigt, aber auch Einsatzgrenzen aufweist. Raumkühlung über Konvektion und nächtliche Abstrahlung über eine aktivierte Aussenfläche wurde bisher nur wenig untersucht, hat aber für schweizerische Klimaverhältnisse ebenfalls Potenzial, wie in einer vorangegangenen Potenzialstudie gezeigt werden konnte [1]. Eine weitere Synergie besteht, wenn das gleiche System für die Erzeugung von Wärme verwendet werden kann, zum Beispiel im Winter als Quelle einer Wärmepumpe und im Sommer zur Warmwasseraufbereitung. Im Projekt AKTIVA wurden Eigenschaften wie die optische Selektivität von aktivierten Aussenflächen, welche als Kollektoren oder Absorber realisiert werden können, für multifunktional einsetzbare Sys-teme untersucht.

An der Fachhochschule Nordwestschweiz FHNW wurden Prüfstandsmessungen mit Solarabsorbern mit unterschiedlichen Flächeneigenschaften durchgeführt, die dazu dienen, die Charakteristik der Solarabsorber im Heiz- und Kühlbetrieb zu ermitteln.

An der HSR Hochschule für Technik in Rapperswil wurden darauf aufbauend die Absorber modelliert, das Absorbermodell anhand der Messdaten validiert und anschliessend das validierte Modell in ein System mit multifunktional einsetzbaren Komponenten in der Simulationsumgebung Matlab/Simulink® und der CARNOT-Toolbox integriert. Anhand von Jahressimulationen wurden die Nutzungsgrade für unterschiedliche Randbedingungen und Systemauslegungen ermittelt.

Der Projektpartner Energie Solaire SA unterstützte als Hersteller von nicht abgedeckten Kollektoren mit selektiver Beschichtung des Absorbers das Projekt mit den Absorbern und entsprechendem technischen Know-how zu den Produkten.

## 1.2 Prüfstandsmessungen

In den Prüfstandsmessungen wurden drei Absorber des Industriepartners Energie Solaire SA mit unterschiedlicher selektiver Beschichtung ( $\varepsilon = 0.15$ ,  $\varepsilon = 0.3$ ,  $\varepsilon = 0.9$ ) hinsichtlich der Heiz- und Kühl-leistung gemessen, wie in Abbildung 1 dargestellt ist. Die Prüflinge sind an das hydraulische System des Energy Research Lab der FHNW angeschlossen, so dass verschiedene Betriebszustände unter realen Wetterbedingungen emuliert bzw. simuliert werden können.

In einer ersten Testphase wurde das Kühlpotenzial während der Nacht untersucht, welches massgeb-lich von der Umgebungstemperatur hinsichtlich Konvektion und Strahlung sowie der Himmelstempera-tur hinsichtlich Strahlung abhängt. In weiteren Schritten wurde der Einfluss des Neigungswinkels auf die Heiz- und Kühlleistung untersucht, was eine Fassadenintegration und eine Dachintegration wider-spiegelt.

Ein flacher Neigungswinkel beeinflusst aufgrund des grösseren Sichtfaktors zum Himmel die Kühllei-stung positiv. Eine grössere Neigung hat hingegen insbesondere im Winter Vorteile für den Heizbetrieb.



Abbildung 1: Prüfstandsmessungen der drei Absorber des Herstellers Energie Solaire SA

Mit den Prüfstandsmessungen konnten die Leistungswerte einer vorangegangenen Potenzialstudie [1] bestätigt werden. Die Leistungen im Kühlbetrieb liegen für klare Nächte im Bereich von 70-150 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub> wie in Abbildung 2 dargestellt ist. Die Temperaturdifferenz der Absorbereintrittstemperatur und Umgebung betrug dabei 10 K. Besonders im Kühlbetrieb, wenn durch die gegebenen Betriebsparameter des Absorbers und die vorherrschenden Wetterbedingungen die Absorbertemperaturen nahe an den Umgebungstemperaturen liegen, zeigte sich die deutliche Abhängigkeit der Kühlleistung vom Grad der selektiven Beschichtung

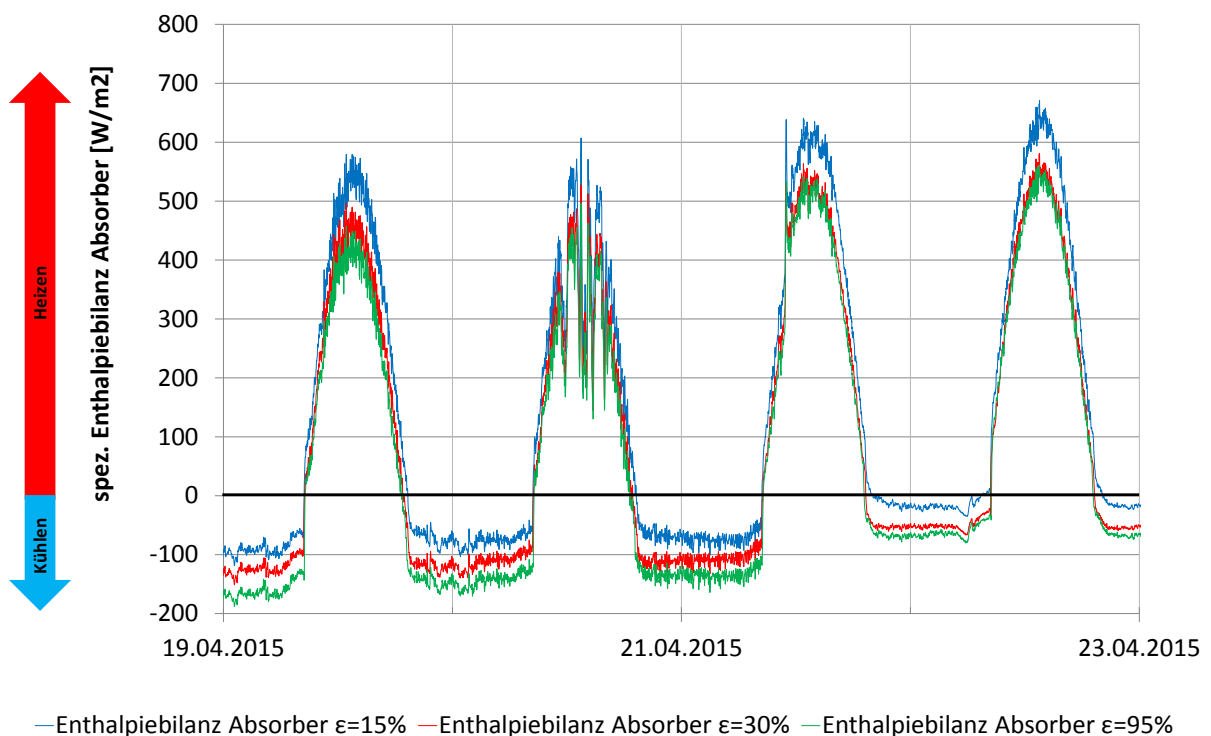


Abbildung 2: Heiz- und Kühlleistungen der drei Absorber mit unterschiedlichen selektiven Beschichtungen

.Bei hohen Absorbertemperaturen gegenüber der Umgebungstemperatur erreichen hingegen auch die konvektiven Kühlanteile hohe Werte und die selektive Beschichtung verliert an Bedeutung. Generell konnte in den Messungen der Einfluss von verschiedenen Wetterbedingungen auf die Heiz- und Kühlleistungen gezeigt werden, wie aus Abbildung 2 ersichtlich ist.

### 1.3 Kollektormodellierung und Systemsimulationen

Um den Jahresnutzungsgrad der aktivierten Aussenflächen im Heiz- und Kühlbetrieb zu ermitteln, wurde der Absorber basierend auf der Europäischen Kollektorprüfnorm EN 12975-2 [2] modelliert und in die Simulationsumgebung Matlab-Simulink® implementiert. Das Modell berücksichtigt Effekte der direkten und diffusen Solarstrahlung sowie der Konvektion, Wärmestrahlung und Kondensation in Abhängigkeit der Umgebungs- und Himmelstemperatur.

Nach der Modellvalidierung wurde der Kollektor in ein angepasstes hydraulisches System integriert, um eine Auswertung des Komponentenverhaltens im System vorzunehmen und die Kennzahlen ein solaren Deckungsanteil im Heizbetrieb und Free-Cooling Betrieb sowie die Nutzungsgrade für die einzelnen Betriebsmodi zu ermitteln.

Dafür wurde der Kollektor mit einer Wärmepumpe, einem Quellspeicher und zwei Bürozon in Nord- und Südorientierung verbunden, die sowohl eine Heizlast als auch eine Kühllast aufweisen.

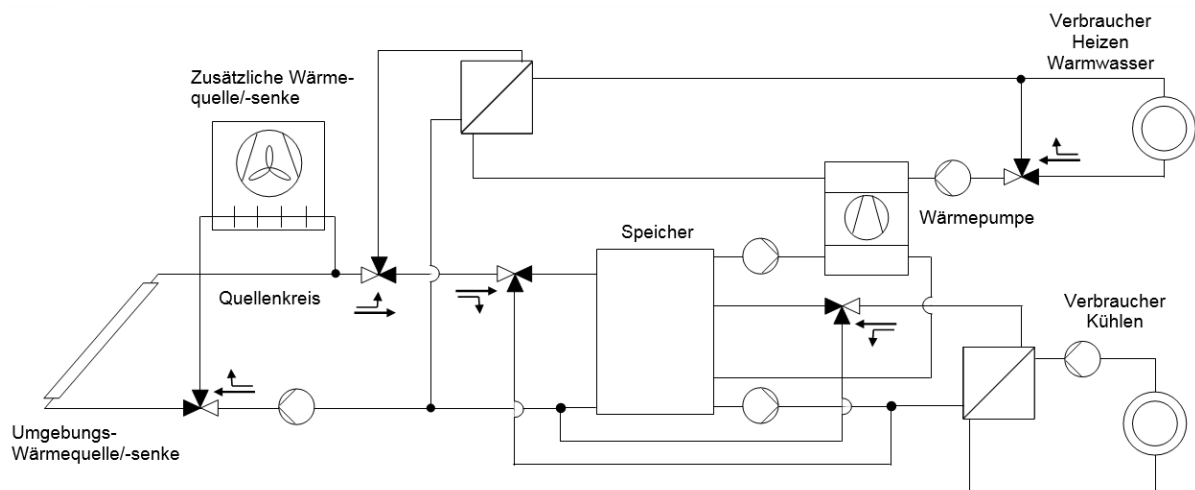


Abbildung 3: Prinzipschema der Systemintegration zur Ermittlung des Heiz- und Kühlpotenzials für multifunktional einsetzbare aktivierte Aussenflächen.

Das Prinzip der Systemintegration ist in Abbildung 3 schematisch dargestellt. Mit dieser Systemintegration können die folgenden Betriebsmodi abgedeckt werden.

- Heizbetrieb mit Absorber als Wärmequelle der Wärmepumpe
- Solare Direktheizung mit Absorber
- Simultanbetrieb Heizen und Kühlen mit der Wärmepumpe
- Free-Cooling Betrieb über Absorber
- Aktiver Kühlbetrieb mit der Wärmepumpe

Als Wärmeübergabesystem in den Raumzonen werden thermoaktive Bauteilsysteme (TABS) betrachtet, die mittig in eine 30 cm dicke Betondecke integriert sind und niedrige Vorlauftemperaturen von maximal 29 °C im Heizbetrieb erlauben. Während des Winters ist der Absorber mit einem Quellspeicher verbunden, der als Wärmequelle für die Wärmepumpe dient.

Im Sommer wird der Absorber im Free-Cooling Betrieb entweder direkt an die TABS gekoppelt, oder als Variante der Quellspeicher als Kältespeicher integriert, was eine Kühlung aus dem Speicher ermöglicht. Die Wärmepumpe kann bei Bedarf im Umkehrbetrieb als Kältemaschine eine Zusatzkühlung bereitstellen. Für die Bürozon erstreckt sich die Heizperiode im Zeitraum von Oktober bis März, während Kühlbedarf von April bis September besteht.



## 1.4 Simulationsergebnisse

Abbildung 4 fasst den Deckungsgrad des Absorbers sowohl für Raumheizung als auch für die Kühlung zusammen. Die Anforderungen an die Komponenteneigenschaften sind teilweise gegensätzlich für die beiden Betriebsfälle Heizen und Kühlen, was Optimierungspotenzial der Auslegungsparameter in Abhängigkeit der zu erwartenden Lasten impliziert.

Die Heiz- und Kühllasten werden mit zwei Bürozonen mit Nord-/Südausrichtung und Einzel-/ Gruppenbüro- und einer Verglasung von 60% ermittelt. Die Simulationen wurden mit den Wetterrandbedingungen der Standorte Zürich Meteoschweiz für ein normales Jahr und Lugano für ein warmes Jahr gemäss SIA Merkblatt 2028 [3] durchgeführt. Die internen Lasten wurden auf Grundlage des SIA Merkblatt 2024 [4] definiert, allerdings wird dabei die Nordzone als unverschattet betrachtet.

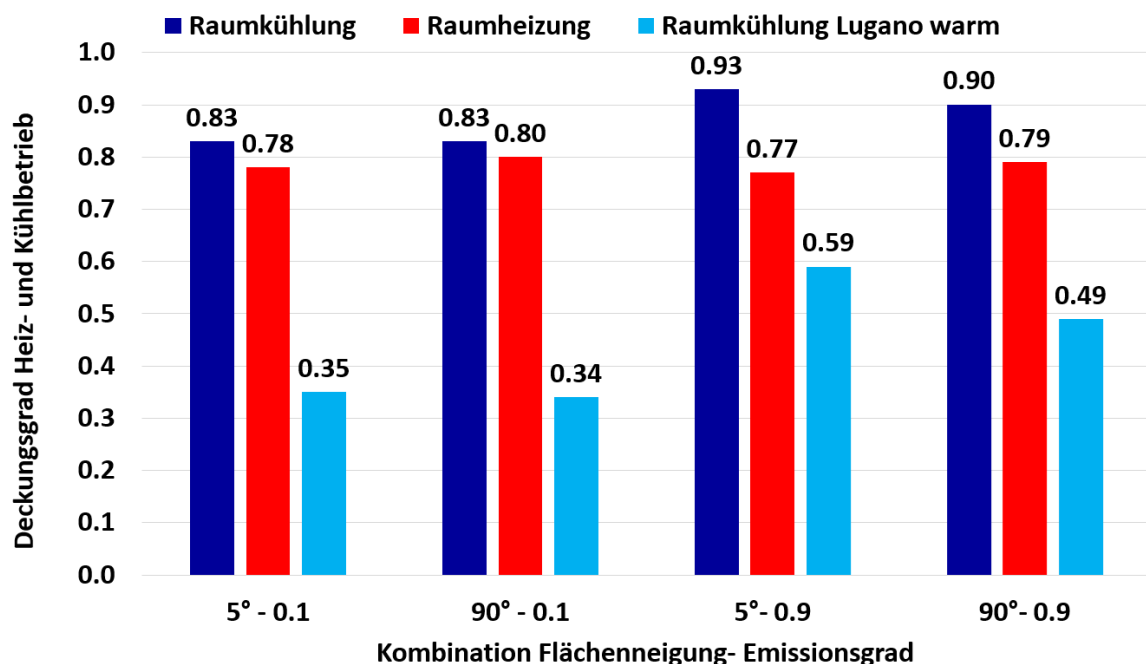


Abbildung 4: Deckungsgrade der Kombination von Grenzfällen der Flächenneigung und des Emissionsgrades für die beiden Betriebsarten Heizen und Kühlen für Zürich normal und Lugano warm

Es wurden vier Fälle simuliert, um das Heiz- und Kühlpotenzial für jeweils extreme Charakteristika des Absorbers hinsichtlich der Flächenneigung zwischen 5° (Flachdachintegration) und 90° (Fassadenintegration) und des langwelligen Emissionsgrades zwischen  $\varepsilon=0.1$  (hochselektiv) und  $\varepsilon=0.9$  (nicht selektiv) variiert.

Die Ergebnisse für den Deckungsgrad der Absorberenergie in den beiden Betriebsmodi sind in Abbildung 4 dargestellt. Im Heizbetrieb beschreibt der Deckungsgrad die Deckung der Quellenenergie und ist damit ein solarer Deckungsgrad. Aus dem Deckungsgrad im Heizbetrieb kann der Wärmeerzeugernutzungsgrad (WNG) der Wärmepumpe zurückgerechnet werden. Ein Deckungsgrad des Absorbers und damit Anteil der Quellenenergie von 75% (Kompressorenenergie 25%) entspricht dabei einem WNG von 4.

Die relativ hohen WNG von 4-5 im Heizbetrieb sind unter anderem auf die relativ niedrigen Vorlauftemperaturen der TABS und die guten Quellentemperaturen des Absorbers durch zusätzliche Nutzung der Solarstrahlung zurückzuführen. Im Kühlbetrieb entspricht der Deckungsgrad dem Free-Cooling Anteil an der gesamten Kühlenergie.



Der fehlende Anteil wird durch eine Zusatzkühlung über die Wärmepumpe im Umkehrbetrieb gedeckt. Auch im sommerlichen Kühlbetrieb werden im Mittelland hohe Deckungsgrade erreicht. Als Vergleich ist ein Extremsommer durch den Wetterdatensatz Lugano warmes Jahr dargestellt. Hier sind aufgrund des geringeren Umgebungspotenzials zur Wärmeabgabe durch warme Umgebungstemperaturen in der Nacht die Deckungsgrade auf maximale Werte um 60% beschränkt.

Aufgrund der kleinen Temperaturdifferenz über den Absorber im Betrieb als Wärmequelle der Wärmepumpe ist der Einfluss des langwelligen Emissionsgrades auf den Deckungsgrad gering und dadurch sind die Unterschiede beim selektiven und nicht-selektiven Absorber entsprechend niedrig. Für einen solaren Direktheizbetrieb, welcher eine deutliche Verbesserung des Gesamtnutzungsgrades im Heizbetrieb bewirken kann, sind hingegen höhere Temperaturen im Bereich der Vorlauftemperaturen notwendig, so dass der Einfluss der selektiven Beschichtung steigt. Hinderlich ist die selektive Beschichtung im Kühlbetrieb, insbesondere dann, wenn hohe Umgebungstemperaturen während der Nacht die konvektive Wärmeabgabe einschränken, wie im Fall Lugano warmes Jahr.

## 1.5 Ausblick

Zur Steigerung der Kühlleistung im Sommerbetrieb wurden erste Untersuchungen mit einer Benetzung der Aussenfläche mit Wasser vorgenommen. Dabei konnte durch den zusätzlichen Verdunstungseffekt eine Zunahme der Kühlleistung messtechnisch verifiziert werden. Zur genaueren Beschreibung der Verdunstungskühlung und der auftretenden Effekte am Absorber sind jedoch weitere Messungen notwendig.

Als nächste Schritte sollen die Messdaten und die Simulationsergebnisse am Einsatz einer Pilot- und Demonstrationsanlage verifiziert und Erfahrungen mit dem realen Betrieb einer Heizung und Kühlung über thermisch aktivierte Aussenflächen gesammelt werden. Aus den Betriebserfahrungen im realen Betrieb können Optimierungen der Systemverschaltung bzw. eine Beurteilung der unterschiedlichen Betriebsmodi auch unter Kostengesichtspunkten entsprechend einer Kosten-Nutzen Abwägung der einzelnen Betriebsmodi durchgeführt werden.

## 2 Ausgangslage

Die Menschen in Europa verbringen bis zu 90% ihrer Zeit in Gebäuden. Einen entsprechend hohen Stellenwert hat der Komfort, insbesondere die thermische Behaglichkeit. Die Schweiz ist aufgrund ihrer geographischen Lage ein heizdominierter Standort. In Bürogebäuden ist jedoch aufgrund einer verbesserten Gebäudehülle, architektonischer Trends zu höheren Glasanteilen in der Fassade und durch steigende interne Lasten durch eine Zunahme elektrischer Geräte ein steigender Kühlbedarf festzustellen. Weiterhin führen gestiegene Behaglichkeitsanforderungen in modernen Gebäuden und nicht zuletzt der Trend zu höheren sommerlichen Temperaturen durch den Klimawandel zu einem steigenden Kühlbedarf. Abbildung 5 zeigt die Entwicklung des Heiz- und Kühlbedarfs in Gebäuden seit Mitte der 1980er Jahre.

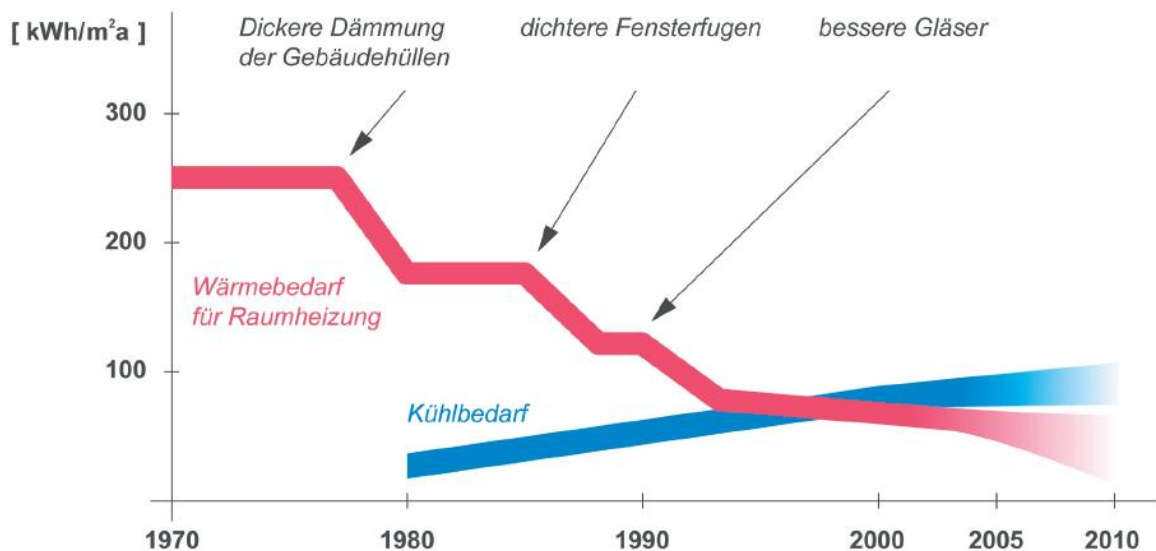


Abbildung 5: Entwicklung des spezifischen Heiz- und Kühlenergiebedarfs von Gebäuden durch unterschiedliche Massnahmen (Quelle: Gasser und Kegel [5])

Aufgrund der steigenden sommerlichen Temperaturen im Rahmen des Klimawandels ist auch in der Schweiz zukünftig von höherem Kühlbedarf auszugehen. Abbildung 6 zeigt eine Prognose der Entwicklung des zukünftigen Heiz- und Kühlbedarfs für unterschiedliche Standorte der Schweiz.

Um nicht die Fortschritte der Reduktion des Heizwärmebedarfs durch einen zunehmenden Energieaufwand für die Kühlung zu konterkarieren, werden effiziente Kühlmethoden, die die thermischen Behaglichkeit gewährleisten können, in der Gebäudetechnik immer wichtiger.

In der Schweiz sind nach SIA 180 [7] aktive Klimaanlage daher genehmigungspflichtig, und Gebäude sind so zu planen, dass die thermische Behaglichkeit ohne aktive Kühlung aufrechterhalten werden kann.

Insbesondere durch die steigenden internen Lasten ist jedoch eine Kühlung teils nicht vollständig zu vermeiden, um die thermische Behaglichkeit sicherzustellen und sommerliche Überhitzungen zu verhindern.

Dafür haben sich neben baulichen Massnahmen wie einem ausreichenden Sonnenschutz, einer mindestens mittelschweren Bauweise und Möglichkeiten zur Lüftung verschiedene sogenannte Free-Cooling Kühlverfahren etabliert, die auch mit den Begriffen passive Kühlung, hybride Kühlung, natürliche Kühlung oder Direktkühlung bezeichnet werden.

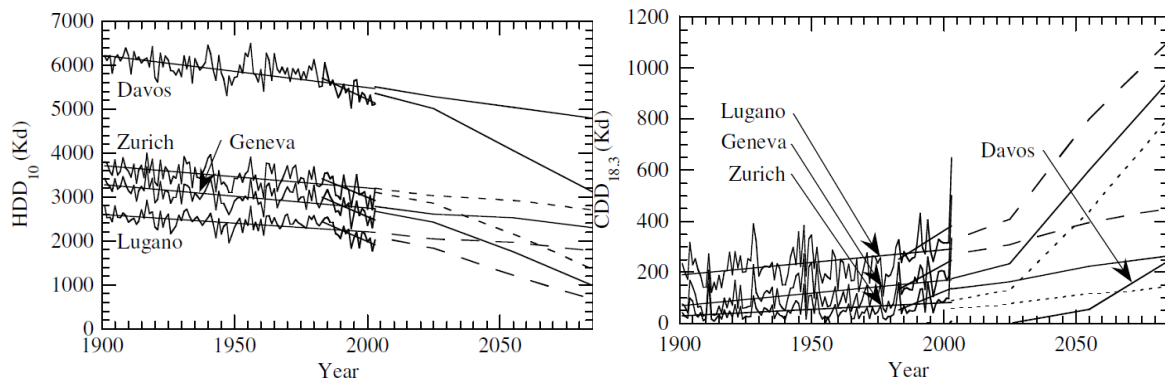


Abbildung 6: Prognostizierte Entwicklung der Tage mit Heizbedarf (links) und Kühlbedarf (rechts) für Standorte in der Schweiz [6]

Kennzeichen dieser Methoden ist, dass sie ohne Betrieb einer Kältemaschine die notwendige Kühlwirkung im Gebäude durch Nutzung einer Wärmeabgabe an die Umgebung erreichen können, und dafür wie bei der Nachtlüftung über Fenster weitgehend ohne Energieaufwand auskommen oder nur Hilfsenergie zum Antrieb einer Umwälzung eines Kühlmediums benötigen, wie bei einer Grundwasser- oder erdgekoppelten Kühlung. Die einzelnen Free-Cooling Verfahren weisen spezifische Vorteile, aber auch Einschränkungen auf, wie etwa die gegebenen nächtlichen Aussenlufttemperaturen oder die Energiebilanz des Erdreiches bei Heiz- oder Kühlbetrieb. Ein neues Free-Cooling Verfahren, das einhergehend mit einer zunehmenden Solarnutzung an Gebäuden interessante Perspektiven bieten kann, ist die Nutzung von aktivierten Aussenflächen der Gebäudehülle als Aussenwärmeübertrager, um über Konvektion und Abstrahlung an die Umgebung und den Himmel Wärme aus dem Gebäude abzuführen, beispielsweise über einen wasserdurchströmten Absorber. Im Frühjahr 2011 wurde im Auftrag des BFE eine Potenzialstudie zum Kühlen über aktivierte Aussenflächen [1] mit dem Ergebnis abgeschlossen, dass über den Betrieb der Aussenfläche als Aussenwärmeübertrager bei moderatem Klima im Mittelland hohe Deckungsanteile im Free-Cooling Betrieb erreicht werden können. Die wichtigsten Ergebnisse dieser Potenzialstudie sind im Folgenden kurz zusammenfasst.

## 2.1 Potenzialstudie zur Kühlung über aktivierte Aussenflächen

Ziel der Potenzialanalyse war eine Charakterisierung des Kühlbetriebs über thermisch aktivierte Aussenflächen. Verfügbare Komponenten, die für einen Kühlbetrieb nutzbar sind, sind solare Komponenten, die jedoch auf eine Wärmenutzung optimiert sind, worauf in Kap. 3.4 eingegangen wird. Als wichtigste Materialeigenschaft für den Kühlbetrieb hat sich der Emissionsgrad für langwellige Infrarot (IR)-Strahlung herauskristallisiert, da die Temperaturen eines klaren Nachthimmels bis ca. 15 K unter der Umgebungstemperatur liegen können und damit eine hohe Wärmeabgabe über Abstrahlung an dem Himmel möglich ist. Daraus ergibt sich aus der Anforderung eines guten Sichtfaktors eine möglichst geringe Flächenneigung als weitere günstige Eigenschaft für den Kühlbetrieb. Die Anforderung an einen hohen Emissionsgrad für Wärmestrahlung wird von den meisten Materialien bis auf unbehandelte Metalle erfüllt.

Zur Bewertung des Potenzials wurden die Systemkomponenten für die Simulationsumgebung Matlab-Simulink® abgebildet. Die Aussenfläche wird als unabgedeckter Absorber modelliert. Mit den modellierten Komponenten wurden Parametervariationen hinsichtlich der Eigenschaften der aktivierten Aussenfläche (Grösse, Neigungswinkel, Emissionsgrad) und der Randbedingungen hinsichtlich Nutzung, Standort und hydraulischer Einbindung (mit und ohne Wärmeübertrager) durchgeführt.

Kühlleistungen für unterschiedliche Betriebsbedingungen und einen durchschnittlichen Standort im Mittelland sind in Abbildung 7 dargestellt.

Für ein normales Jahr nach SIA Merkblatt 2028 [3] am Standort Zürich Meteoschweiz werden Kühlleistungen von  $50 \text{ W/m}^2$  Absorberfläche ( $50 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ ) während 70% der Nachtstunden erreicht oder überschritten. Als Standort mit Extremwetter wurde weiterhin der Wetterdatensatz Lugano warmes Jahr betrachtet, an dem der Wert von  $50 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  nur noch in ca. 40% der Nächte erreicht oder überschritten wird. Ein weiterer Einfluss auf die Häufigkeit der Kühlleistung ergibt sich aus der Betriebstemperatur der Aussenflächen, die vom Kühlsystem im Gebäude abhängt. Sogenannte Low-ex Kühlsysteme, also Flächenkühlsysteme, die eine Kühlung mit hohen Vorlauftemperaturen ermöglichen, sind für eine Kühlung über Aussenflächen günstig. Entsprechend hohe Rücklauftemperaturen aus dem Übergabesystem während des nächtlichen Kühlbetriebs stellen demnach günstige Betriebsbedingungen dar und steigern das Potenzial für die Kühlung über Aussenflächen. In Abbildung 7 und Abbildung 8 sind die Bedingungen für  $24^\circ\text{C}$  als Grenztemperatur von TABS und  $16^\circ\text{C}$  als untere Bedingung für Kühldecken dargestellt.

Während die Kühlleistung die momentanen Bedingungen angibt und für die Auslegung wichtig ist, ist für die Potenzialbewertung vor allem der Deckungsanteil und die erreichbare Effizienz sowie allfällige Einsatzgrenzen des Free-Cooling Betriebs über Aussenflächen aussagekräftig.

Bei günstiger Systemgestaltung sind im Mittelland am Standort Zürich Meteoschweiz Deckungsgrade von ca. 90% und damit ein weitgehender Kühlbetrieb durch Free-Cooling über aktivierte Aussenflächen möglich.

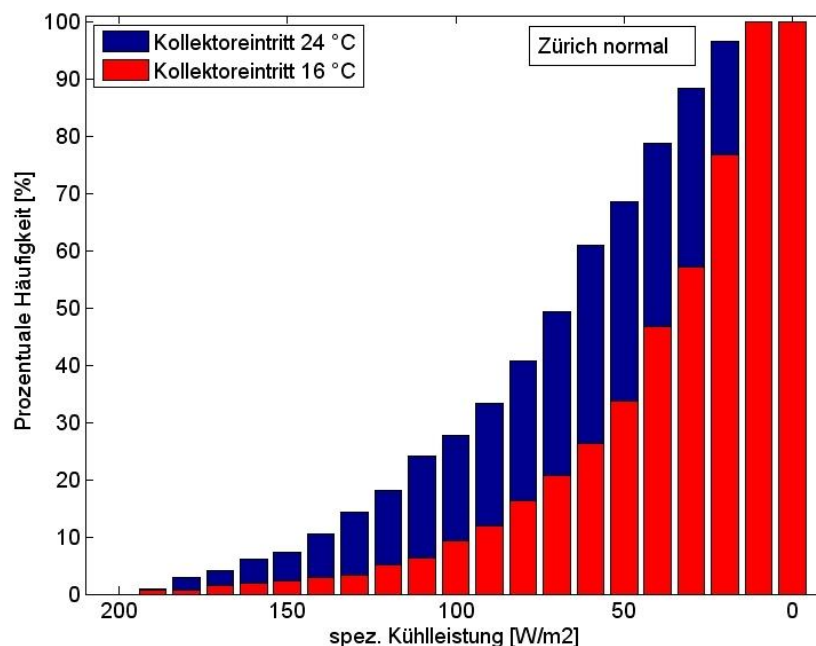


Abbildung 7: Summenhäufigkeit der spez. Kühlleistung im Sommerhalbjahr für Vorlauftemperaturen  $24^\circ\text{C}$  und  $16^\circ\text{C}$  am Standort Zürich Meteoschweiz normales Jahr

Zum Vergleich treten bei den extremen klimatischen Bedingungen des Wetterdatensatzes "Lugano warmes Jahr" Hitzeperioden auf, die zur Überschreitung der Behaglichkeitsgrenze der operativen Temperatur nach SIA 382/1:2007 [8] (inzwischen nach SIA 180 [7]) führen, so dass nur etwa 60% der Nutzungszeit durch reines Free-Cooling gedeckt werden kann und eine mechanische Zusatzkühlung erforderlich ist. Durch die eingeschränkten Konvektionsverluste bei den hohen Nachttemperaturen der Aussenluft spielt hier der Strahlungsanteil die entscheidende Rolle.

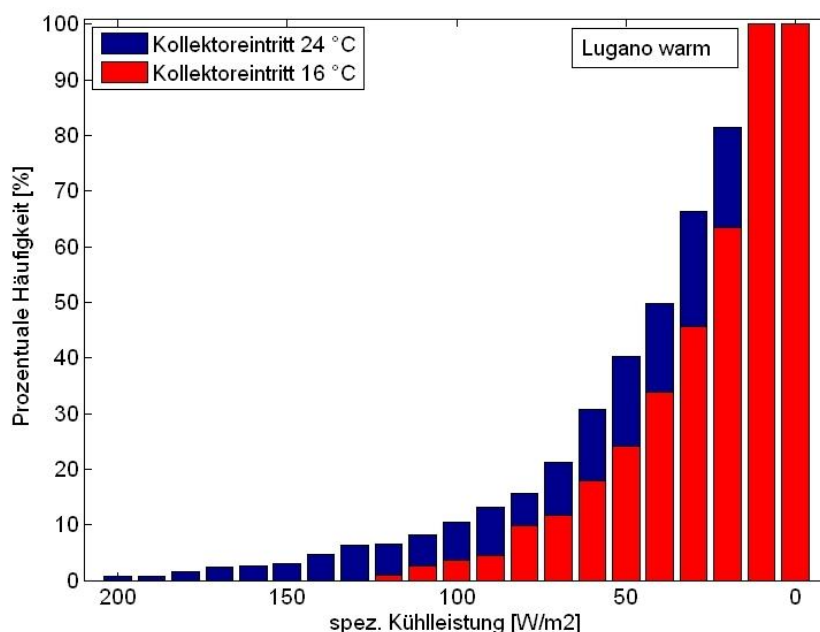


Abbildung 8: Summenhäufigkeit der spez. Kühlleistung im Sommerhalbjahr für Vorlauftemperaturen 24 °C und 16 °C am Standort Lugano warmes Jahr

Abbildung 9 und Abbildung 10 zeigen eine Sensitivitätsanalyse zur Identifikation von Einsatzgrenzen der passiven Kühlung über Aussenflächen. Dabei sind die Eigenschaften langwelliger Emissionsgrad, Flächenneigung, Massenstrom und Flächenverhältnis zwischen Absorberfläche und Energiebezugsfläche des Gebäudes für Einzelbüroanutzung variiert worden. Abbildung 9 gibt eine Übersicht der Sensitivität für Zürich Meteoschweiz für das normale Jahr, und Abbildung 10 für den Extremsommer Lugano warmes Jahr.

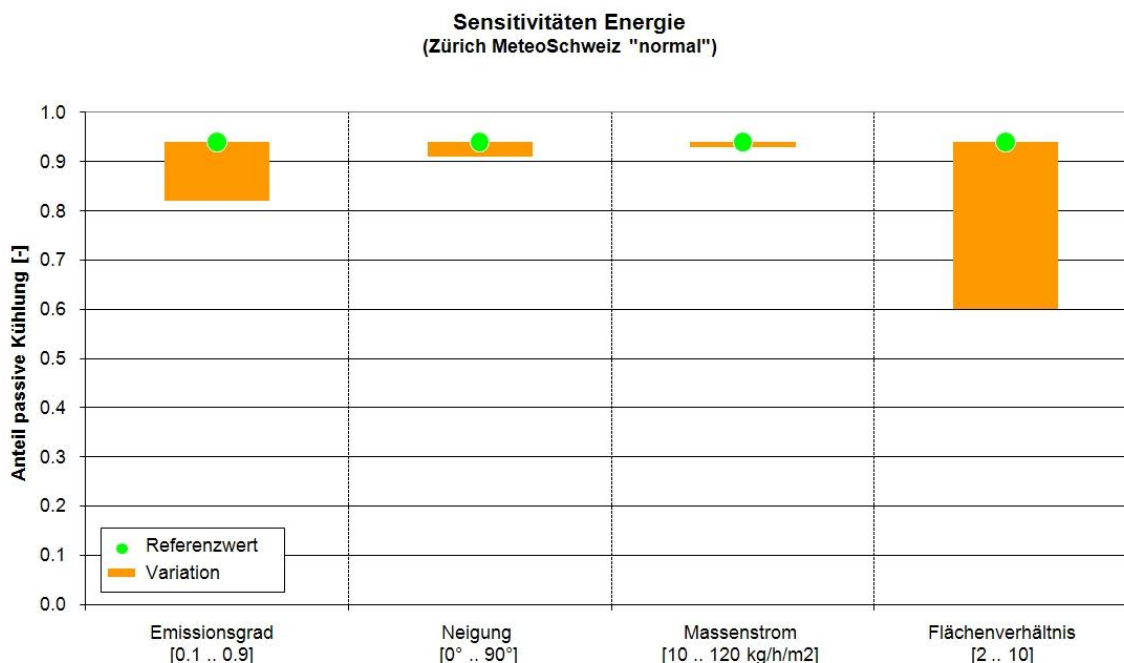


Abbildung 9: Deckungsanteil Free-Cooling Betrieb und Sensitivitäten für Zürich MeteoSchweiz normal

Mit effizienten Pumpen als einzigem Aufwand für die passive Kühlung werden die für Free-Cooling Verfahren typischen hohen Nutzungsgrade von 10-30 erreicht, was eine sehr effiziente Bereitstellung der Kühlfunktion ermöglicht.

Zusammenfassend bestätigten die Simulationen, dass für die Randbedingungen der Schweizer Wetterdaten ein Free-Cooling Betrieb über aktivierte Aussenflächen als Alternative zu eingeführten Verfahren wie der erdgekoppelten Kühlung Potenzial hat, insbesondere im Mittelland. Noch interessanter wird der Einsatz des Systems, wenn ein Wärmebedarf besteht und damit Synergien einer Wärmenutzung während des Tages und einer Wärmeabfuhr während der Nacht bestehen. Für eine Wärmenutzung ergeben sich aber teils gegenläufige Anforderungen an die Flächeneigenschaften, was die Erträge einschränken kann.

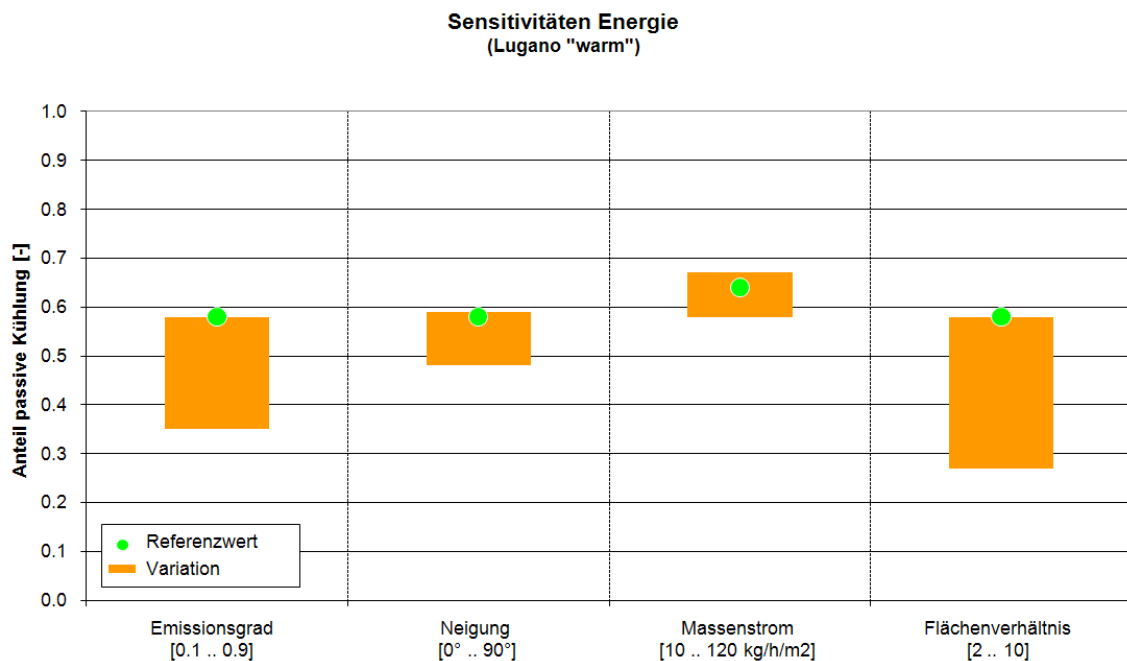


Abbildung 10: Deckungsanteile des Free-Cooling Betriebs und Sensitivitäten für Lugano warm





### 3 Ziel der Arbeit

Die in 2011 abgeschlossene Potenzialstudie ergab interessante Potenziale für einen Free-Cooling Betrieb, wies jedoch auch einige Einschränkungen auf. Zum einen konnte für die verwendeten Modelle der aktivierten Aussenflächen keine Validierung anhand von Messdaten im Kühlbetrieb durchgeführt werden. Des Weiteren wurde in der Potenzialstudie aufgrund des innovativen Charakters ausschliesslich die Anwendung des Kühlbetriebs betrachtet. Die aktivierte Fläche könnte jedoch als multifunktionales Bauteil auch für den Heizbetrieb eingesetzt werden, was einen doppelten Nutzen und damit einen vorteilhaften Betrieb ermöglicht. Allerdings sind teils gegenläufige Anforderungen für den Heiz- und Kühlbetrieb an die Flächeneigenschaften zu erwarten. Bei multifunktionaler Anwendung stellt sich weiterhin die Frage, wie die Aussenflächen in ein System integriert werden sollen.

Ziel des Projektes "AKTIVA" ist die in der vorangegangenen Studie "Kühlen über aktivierte Aussenflächen" [1] evaluierten Potenziale für verschiedene Wetterbedingungen bezüglich Kühlenergie anhand von Labormessungen und weiteren Simulationen zu verifizieren. Des Weiteren sollen das Potenzial der Nutzung der gleichen Aussenfläche auch für Heizanwendungen ermittelt werden. Daraus ergeben sich teils gegenläufige Anforderungen an die Eigenschaften der Fläche, z.B. hinsichtlich der Selektivität und der Ausrichtung. Als Selektivität einer Beschichtung wird dabei das wellenlängenselektive Verhalten zwischen einer hohen Absorption der kurzwelligen Solarstrahlung mit dem Absorptionsgrad  $\alpha$  und einer geringen Emission der langwelligen Infrarotstrahlung mit den Emissionsgraden  $\varepsilon$  bezeichnet. Zur guten Absorption der kurzwelligen Solarstrahlung und zur Reduktion der Verluste im Bereich der langwelligen Wärmestrahlung des Infrarots werden selektive Beschichtungen standardmässig für solarthermische Nutzungen eingesetzt.

Daher sollen in diesem Projekt die folgenden Fragestellungen untersucht werden:

- Überprüfung der Potenzialstudie durch Prüfstandsmessungen von realen Komponenten
- Quantitative Aussage zu erreichbaren Kühl- und Heizleistungen für multifunktionalen Einsatz der gleichen Fläche, insbesondere im Hinblick auf
  - Leistung bei unterschiedlichen Wetterbedingungen
  - Leistung für unterschiedliche Flächeneigenschaften (Selektivität bzw. Emissionsgrad im Bereich der langwelligen Infrarotstrahlung (IR)).
  - Flächenneigung bzw. Ausrichtung des Absorbers
  - Temperatur des Absorbers
  - Energieerträge in Abhängigkeit des langwelligen Emissionsgrades (IR)
- Erstellung und Validierung eines verbesserten Simulationsmodells für die Komponenten auf Grundlage der Prüfstandsmessungen
- Aufstellen einer geeigneten Systemintegration für die beiden Betriebsarten Heizen und Kühlen und Integration des validierten Modells in ein Systemmodell
- Simulation der unterschiedlichen Betriebsmodi Heizen und Kühlen zur Beurteilung von Deckungsanteilen und Nutzungsgraden der Betriebsarten
- Entwicklung eines Funktionsmusters zur optimierten multifunktionalen Nutzung hinsichtlich Wärmeaufnahme im Heizbetrieb und Wärmeabgabe im Kühlbetrieb (schaltbare Selektivität)



## 4 Vorgehensweise und Methode

In diesem Kapitel wird zunächst auf die Vorgehensweise im Projekt AKTIVA und die zu ermittelnden Kenngrössen zur Bewertung des Betriebs der Aussenflächen eingegangen. Da die Kühlung über Aussenflächen im Gegensatz zur inzwischen verbreiteten thermischen Solarenergienutzung ein relativ neues Verfahren darstellt, das in der Praxis bisher noch selten umgesetzt wird, werden im Anschluss kurz die grundlegenden Mechanismen der Wärmeabgabe über aktivierte Aussenflächen als Aussenwärmeübertrager vereinfacht beschrieben. Weiterhin wird ein Überblick über geeignete Komponenten und günstige Flächeneigenschaften in den jeweiligen Betriebsmodi Heiz- und Kühlbetrieb gegeben.

### 4.1 Vorgehensweise im Projekt AKTIVA

Zur Charakterisierung der Leistung für unterschiedliche Betriebsmodi werden von Institut Energie am Bau (IEBau) Messungen auf dem Prüfstand des Energie Research Labs (ERL) der Fachhochschule Nordwestschweiz (FHNW) durchgeführt. Als Komponenten für die thermisch aktivierten Aussenflächen werden Solarabsorber mit unterschiedlicher Selektivität des Industriepartners Energie Solaire SA, Sierre, VS, eingesetzt. Energie Solaire SA ist ein langjähriger Hersteller von unabgedeckten, selektiv beschichteten Solarabsorbern sowie auch nicht selektiv beschichteten metallischen Kühldecken. Die beiden Produkte sind als sogenannte Kissenabsorber ausgeführt, die flächig durchströmt werden, siehe auch Kap. 6.3. Im Rahmen des Projekts werden zwei neuartige selektive Beschichtungen mit unterschiedlichem Emissionsgrad eingesetzt. Energie Solaire SA ist der einzige Hersteller, der unabgedeckte Absorber mit witterungs-beständiger selektiver Beschichtung herstellt.

Für die Abstrahlung und damit die Wärmeabgabe an die Umgebung, insbesondere den kalten Nachthimmel, ist der Emissionsgrad  $\varepsilon$  ausschlaggebend. Ein hoher Emissionsgrad erhöht jedoch gleichsam auch die Wärmeverluste des Kollektors am Tag und reduziert das Potenzial für die Wärmenutzung. Daher sind der Einfluss der selektiven Beschichtungen (Variation des Emissionsgrades im Wellenlängenbereich des Infrarots), der Wetterbedingungen und der Absorbereintrittstemperatur auf die Heiz- und Kühlleistungen Gegenstand der Untersuchung. Dabei steht die Fragestellung, welche selektive Beschichtung unter welchen Bedingungen günstige Heiz- bzw. Kühlleistungen liefert, besonders im Vordergrund.

Die in den Prüfstandsmessungen gewonnenen Resultate werden am Institut für Energietechnik IET der HSR Hochschule für Technik Rapperswil für die Validierung und allfällige Verbesserung des bestehenden Kollektormodells aus der Potenzialstudie in Matlab-Simulink® und dem CARNOT-Block set genutzt. Das validierte Kollektormodell wird in einem weiteren Schritt in ein System integriert, das einen multifunktionalen Betrieb ermöglicht. Im Rahmen von gekoppelten Gebäude- und Anlagensimulationen unter Matlab-Simulink® werden Kenngrössen hinsichtlich der Deckung des Heiz- und Kühlbedarfs durch die Absorberkomponenten untersucht.

Auf Grundlage der Mess- und Simulationsergebnisse soll weiterhin ein Funktionsmuster mit günstigen Eigenschaften für beide Betriebsarten Heizen und Kühlen auf dem Prüfstand gemessen werden.

### 4.2 Kenngrössen zur Bewertung des Heiz- und Kühlbetriebs

Für die Analyse und Bewertung der untersuchten Absorber hinsichtlich der Kriterien Effizienz, gesamter Endenergieaufwand und thermische Behaglichkeit in den Gebäudezonen werden weitgehend die gleichen Kriterien wie in der Potenzialanalyse zugrunde gelegt, die jedoch für den multifunktionalen Betrieb aus Heizen und Kühlen angepasst werden.



Die Kenngrössen werden in den folgenden Unterkapiteln eingeführt und detaillierter erläutert. Um die gewünschte thermische Behaglichkeit einzuhalten, wird als Nutzung eine Einzel-/Gruppenbüroanutzung in den Zonen betrachtet, da diese Nutzung für den Heizbetrieb grössere Heizlasten aufweist als eine Grossraumbüroanutzung.

Extremere Bedingungen für den Kühlbetrieb werden über die Variation des Wetterdatensatzes abgebildet. Als Auswertungszeitraum ergibt sich aufgrund der Gebäudenutzung eine Heizperiode von Oktober bis März und eine Kühlperiode von April bis September.

## 4.2.1 Energetische Bewertung

Abbildung 11 zeigt die verwendeten Bilanzgrenzen der Effizienz-Kennzahlen für die Bewertung einer Wärme- respektive Kälteversorgung mit Solarabsorber und Wärmepumpenanlage, die im Umkehrbetrieb auch als Kältemaschine für eine aktive Zusatzkühlung eingesetzt werden kann, falls ein reiner Free-Cooling Betrieb nicht alle Nutzungsstunden abdecken kann. Da sich die Untersuchung schwerpunktmässig auf die Charakterisierung des Absorbers als aktivierte Aussenfläche bezieht, werden nur die in schwarzer Schrift dargestellten Komponenten betrachtet, die sich auf die Effizienz der Wärmeerzeugung beziehen.

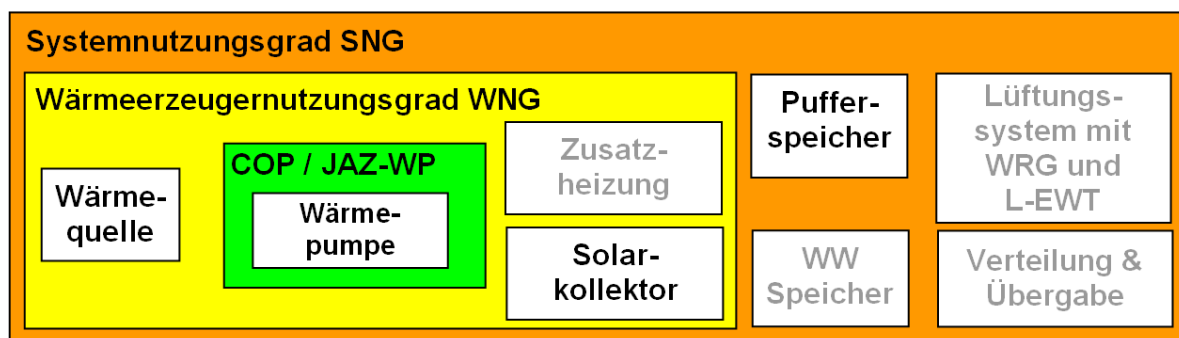


Abbildung 11: Bilanzgrenzen für die energetische Bewertung von Wärmepumpensystemen

Die hellgrau dargestellten Elemente zeigen die Integration in ein System, das aus weiteren Komponenten bestehen kann, die allerdings im System nicht betrachtet werden, da die Wärme- bzw. Kälteerzeugung im Vordergrund steht. Als einzige Systemkenngrösse wird ein vereinfachter Systemnutzungsgrad zugrunde gelegt, insofern, dass der Raumwärmebedarf und der Raumkältebedarf als Bezugsgrösse zugrunde gelegt werden, in dem die Speicherverluste mit in die Bilanz einbezogen werden. Als Kenngrössen für die energetische Bewertung werden die Deckungsanteile der solaren Wärmequelle im Heizfall und des Free-Cooling-Betriebs (resp. der aktiven Zusatzkühlung) am gesamten Kältebedarf im Kühlfall berechnet.

Für den Heizfall ergibt sich nach Gleichung (1):

$$DG_H = \frac{Q_{Q,s} + Q_s}{Q_H} \quad (1)$$

mit

$DG_H$	Deckungsgrad Heizung bzw. solarer Deckungsgrad	[-]
$Q_s$	Solare Direktheizung für Raumheizung	[J]
$Q_H$	Heizwärmebedarf	[J]
$Q_{Q,s}$	Quellenenergie durch Solarabsorber	[J]

Im Kühlfall wird der Free-Cooling Deckungsanteil nach Gleichung (2) berechnet:



$$DG_{K,passiv} = \frac{Q_{K,passiv}}{Q_{K,passiv} + Q_{K,bu}} \text{ und } DG_{K,bu} = 1 - DG_{K,passiv} \quad (2)$$

mit

$DG_{K,passiv}$	Deckungsgrad Free-Cooling	[-]
$DG_{K,bu}$	Deckungsgrad Zusatzkühlung	[-]
$Q_{K,passiv}$	Nutzkälte für Raumkühlung im Free-Cooling Betrieb	[-]
$Q_{K,bu}$	Nutzkälte für Raumkühlung im Zusatzkühlbetrieb	[J]

Da die gesamthaft erzeugte Wärme bzw. Kälte dem Gebäude zugutekommt, wird die Nutzenergie mit der erzeugten Energie  $Q_{gen}$  gleichgesetzt. Als Kenngrösse der Anlageneffizienz wird der Wärmeerzeuger-Nutzungsgrad WNG bestimmt.

Im Heizfall ist der Wärmeerzeuger-Nutzungsgrad das Verhältnis der von allen Erzeugern erzeugten Wärme resp. Kälte zu dem dafür erforderlichen Energieaufwand für diese Erzeuger, jeweils ermittelt über eine definierte Zeitperiode. Der Aufwand besteht bei den untersuchten Systemen einzig aus elektrischer Energie.

Gleichung (3) zeigt die Berechnung des Wärmeerzeuger-Nutzungsgrades für Raumheizung und Raumkühlung aus den Wärmemengen und elektrischen Energien.

$$WNG_H = \frac{Q_{H,gen}}{E_{H,gen}} \quad \text{bzw.} \quad WNG_K = \frac{Q_{K,gen}}{E_{K,gen}} \quad (3)$$

mit

$WNG_H$	Wärmeerzeugernutzungsgrad für Heizung	[-]
$WNG_K$	Wärmeerzeugernutzungsgrad für Kühlung	[-]
$Q_{H,gen}$	Erzeugte Wärme im Heizbetrieb	[J]
$Q_{K,gen}$	Abgeführte Wärme im Kühlbetrieb	[J]
$E_{H,gen}$	Elektrischer Aufwand zur Wärmeerzeugung	[J]
$E_{K,gen}$	Elektrischer Aufwand zur Wärmeabfuhr	[J]

## 4.2.2 Behaglichkeitsbewertung

Die Bewertungskriterien und -methoden für die thermische Behaglichkeit eines Menschen in einem Raum wurden ursprünglich in der SIA 180 [9] behandelt. Zwischenzeitlich wurden die Kriterien in der Norm SIA 382/1 aus dem Jahr 2007 gegeben, doch nach Abschluss der Revision der SIA 180 in 2014 sind sie wieder in der SIA 180 [7] zusammengeführt. Demgemäss ist die Behaglichkeit unter anderem abhängig von der

- Tätigkeit der Raumnutzer (ausgedrückt als met-Wert)
- Bekleidung der Raumnutzer (ausgedrückt als clo-Wert)
- Raumlufttemperatur
- Mittleren Oberflächentemperatur der Raumumschliessungsflächen
- Relativen Raumluftfeuchte
- Raumluftgeschwindigkeit

Für die Bürogebäudezonen, die im Rahmen dieser Untersuchung zugrunde gelegt werden, wird von einer sitzenden Tätigkeit (1.2 met) ausgegangen.

Bei den betrachteten Gebäuden mit einem guten baulichen Wärmeschutz können die operative (empfundene) Temperatur und die Raumlufttemperatur aufgrund einer hohen Temperatur der Raumschliessungsflächen als identisch angenommen werden. Es wird für die Bewertung jedoch die operative Temperatur zugrunde gelegt.

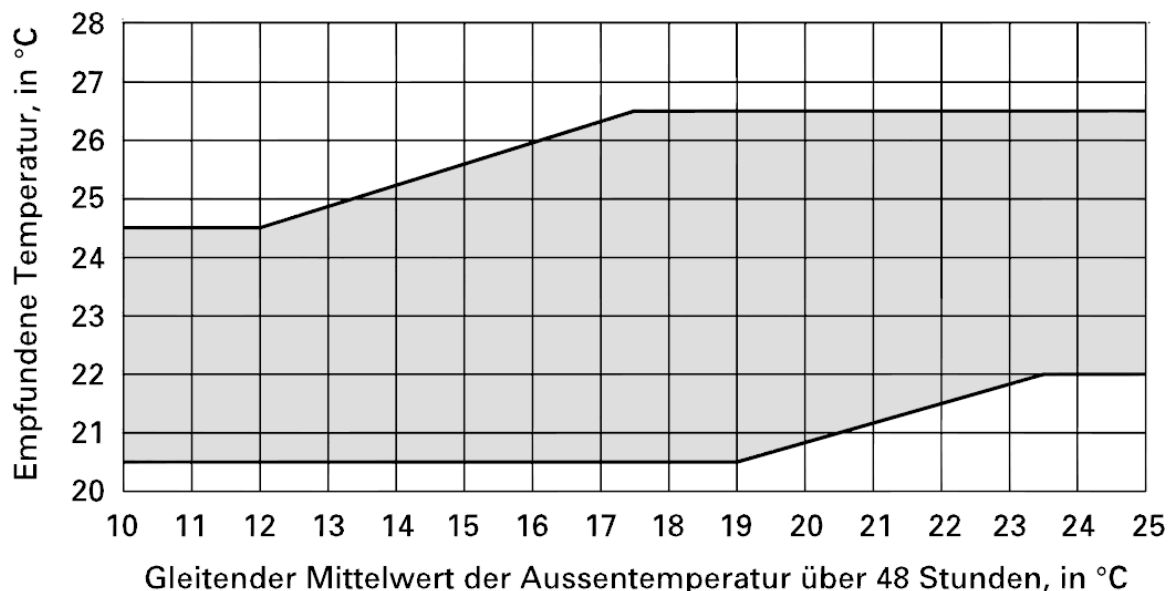


Abbildung 12: Temperaturbereich der als behaglich bewerteten Raumzustände bei sitzender Tätigkeit gemäss SIA 180

Die Bekleidung der Personen in Wohn- und Büroräumen ist neu abhängig vom gleitenden Mittelwert der Aussentemperatur über 48 h. Die SIA 180 [7] gibt einen Bereich der Bekleidung zwischen 0.8 clo und 1 clo im Winter und 0.8 clo und 0.5 clo mit fließendem Übergang der Grenzen in der Übergangszeit an, worin neben individuellen Unterschieden auch die Möglichkeit der aktiven Anpassung der Nutzer an die Umgebungsbedingungen zum Ausdruck kommt.

Die thermische Behaglichkeit wird hier vereinfacht über die Auswertung der operativen Temperaturen im behaglichen Temperaturband betrachtet, das sich mit der Bekleidungsvariation nach Abbildung 12 ergibt. Da die Anpassung von Raumluftfeuchte und Luftgeschwindigkeit nicht von den untersuchten Systemkomponenten beeinflusst werden kann, wird deren Auswirkung auf die thermische Behaglichkeit in dieser Untersuchung nicht betrachtet.

Es wird dabei davon ausgegangen, dass die relative Raumluftfeuchte in einem für die Behaglichkeit günstigen Bereich zwischen 30% (Winter) und 70% (Sommer) und die maximalen Luftgeschwindigkeiten entsprechend im Bereich von 0.12 m/s (Winter) bzw. 0.18 m/s (Sommer) liegen.

Anhand der Simulationsergebnisse für die operative Raumtemperatur werden die Überschreitungsstunden der oberen und unteren Grenztemperatur für die Bewertung ermittelt. Da nicht nur die Zeitdauer der Überschreitung, sondern auch deren Überschreitungshöhe Einfluss auf die Behaglichkeit hat, werden als zusätzliche Kenngrösse auch Überschreitungskeinstunden aus 1 h Mittelwerten der Raumtemperatur ermittelt, die als Summe der stündlich ermittelten Temperaturdifferenzen der Raumluft gegenüber den zulässigen Bereichsgrenzen berechnet werden.

## 5 Grundlagen und Randbedingungen

In diesem Kapitel werden vereinfacht die physikalischen Grundlagen einer nächtlichen Kühlung mit Solarabsorbern beschrieben, um die grundlegenden Mechanismen darzustellen.

Bei solarer Einstrahlung absorbiert der Absorber elektromagnetische Strahlung im Wellenlängenbereich der Solarstrahlung.

$$\dot{q}_s = \alpha_s \cdot I_{glob} \quad (4)$$

mit

$\dot{q}_s$	absorbierte Solarstrahlung	[W/m <sup>2</sup> ]
$\alpha_s$	solaren Absorptionsgrad	[-]
$I_{glob}$	Globalstrahlung	[W/m <sup>2</sup> ]

Der Solarabsorber emittiert an die Umgebung und den Himmel in Abhängigkeit seiner Temperatur und des langwelligen Emissionsgrads seiner Oberfläche elektromagnetische Strahlung [10]. Für die Abstrahlung an den Himmel ergibt sich für einen Sichtfaktor von 1 (horizontale Fläche):

$$\dot{q}_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{abs}^4 - T_{sky}^4) \quad (5)$$

mit

$\dot{q}_r$	Strahlungswärmestrom	[W/m <sup>2</sup> ]
$\varepsilon$	langwelliger Emissionsgrad	[-]
$\sigma$	Stefan-Boltzmann-Konstante (= 5.670367 · 10 <sup>-8</sup> )	[W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )]
$T_{abs}$	Absorberoberflächentemperatur	[K]
$T_{sky}$	Himmelstemperatur	[K]

Bei einem Temperaturunterschied zwischen Absorber und Umgebung tritt darüber hinaus ein Wärmeaustausch über Konvektion mit der Umgebung auf:

$$\dot{q}_c = h_c \cdot (\theta_{abs} - \theta_L) \quad (6)$$

mit

$\dot{q}_c$	konvektiver Wärmestrom	[W/m <sup>2</sup> ]
$h_c$	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$\theta_{abs}$	Temperatur Absorber	[°C]
$\theta_L$	Umgebungstemperatur	[°C]

Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient kann über ein Wärmeübergangsgesetz ermittelt werden. Ein häufig verwendeter Ansatz ist eine Überlagerung eines konstanten Anteils für die natürliche Konvektion und eines Anteils für die erzwungene Konvektion, der von der Windgeschwindigkeit abhängt, beispielsweise in [11] nach folgender Gleichung

$$h_c = 2,8 + 3 \cdot v \quad (7)$$

mit

$v$	Windgeschwindigkeit	[m/s]
-----	---------------------	-------

Mit den Gleichungen (4), (5) und (6) kann eine Energiebilanz am Kollektor aufgestellt werden, wenn weitere Verlustmechanismen ausser Strahlung und Konvektion vernachlässigt werden:

$$\dot{q}_s = \dot{q}_r + \dot{q}_c + \dot{q}_{Nutz} \quad (8)$$

mit

$\dot{q}_s$	Wärmestrom der absorbierten Solarstrahlung	[W/m <sup>2</sup> ]
$\dot{q}_r$	Wärmestrom durch langwellige Wärmestrahlung	[W/m <sup>2</sup> ]
$\dot{q}_s$	Wärmestrom durch Konvektion	[W/m <sup>2</sup> ]
$\dot{q}_{Nutz}$	Abgeführter Nutzwärmestrom	[W/m <sup>2</sup> ]

Die Emission und die Konvektion tragen je nach Temperaturniveau zu den Verlusten bzw. Gewinnen des Absorbers bei und verändern dadurch seinen Wirkungsgrad. Bei genügend hoher solarer Einstrahlung und entsprechend hohem Temperaturniveau des Absorbers ist die nutzbare Leistung  $\dot{q}_{Nutz}$  positiv, da die Wärmeaufnahme durch die Absorption höher als die Verlustterme ist.

Für einen idealen Körper im thermischen Gleichgewicht gilt nach Kirchhoff:

$$\alpha(\lambda, T) = \varepsilon(\lambda, T) \quad (9)$$

Das heisst, dass für eine gegebene Temperatur und Wellenlänge der Emissionsgrad  $\varepsilon(\lambda, T)$  gleich dem Absorptionsgrad  $\alpha(\lambda, T)$  ist.

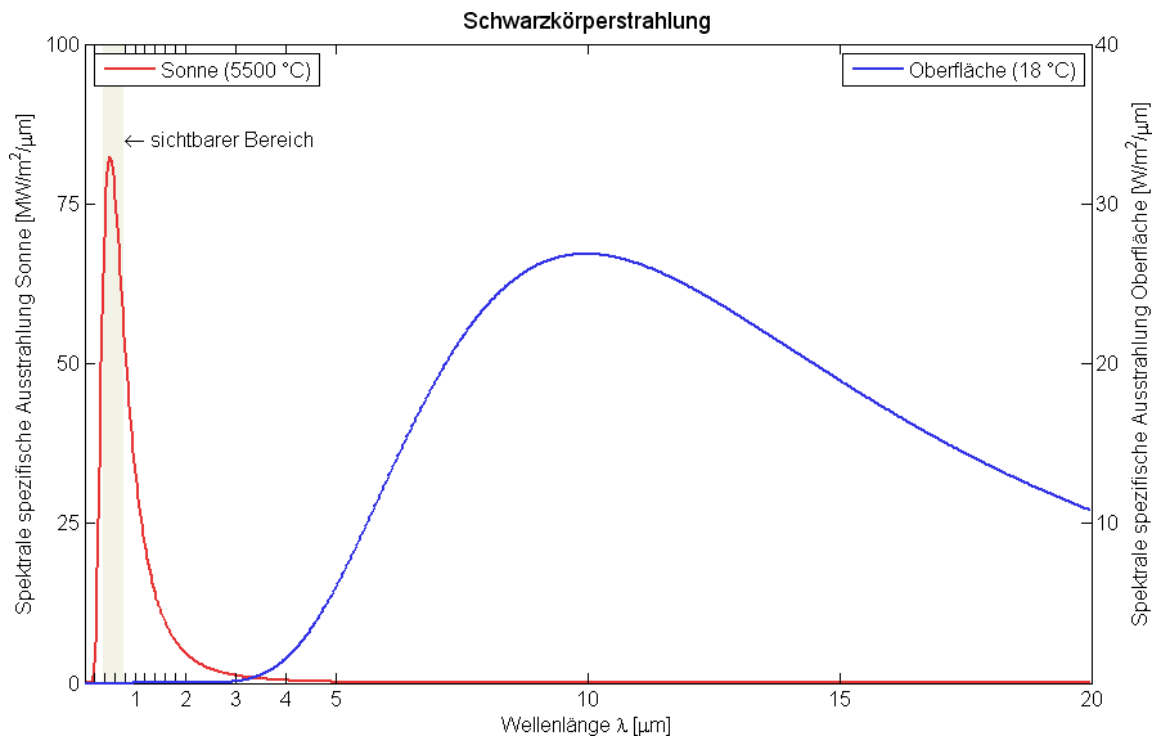


Abbildung 13: Spezifische spektrale Ausstrahlung der Sonne (5500 K) und eines idealen schwarzen Körpers bei 291 K

Um den Wirkungsgrad des Absorbers zu maximieren, werden wellenlängen-selektive Beschichtungen der Oberfläche angewandt. In Abbildung 13 ist das spektrale Abstrahlungsverhalten der Sonne mit einer Oberflächentemperatur von 5500 K gezeigt.

Das Maximum der Abstrahlung befindet sich zwischen 400 und 700 nm, was dem Spektrum des sichtbaren Lichtes entspricht. Für ein maximales Absorptionsvermögen des Absorbers muss dieser in diesem Wellenlängenbereich einen hohen Absorptionsgrad  $\alpha_s$  aufweisen. Im Betrieb erwärmt sich der Absorber und emittiert wiederum elektromagnetische Strahlung. Nach dem Wienschen Verschiebungsgesetz verschiebt sich für tiefere Temperaturen das Maximum der spezifischen spektralen Ausstrahlung zu grösseren Wellenlängen hin.

In Abbildung 13 ist mit der blauen Kurve die spezifische spektrale Ausstrahlung eines Körpers bei 291 K oder 18 °C gezeigt. Das Maximum liegt bei rund 8 µm.

Um diese langwellige Emission zu minimieren, muss demnach der langwellige Emissionsgrad  $\varepsilon$  eines Absorbers niedrig sein. Dies wird mit selektiven Beschichtungen angestrebt.

Die während des Tages auftretenden Verluste treten auch in der Nacht auf und können dann zur Wärmeabgabe, respektive Kühlung, genutzt werden, wie in Abbildung 14 gezeigt ist.

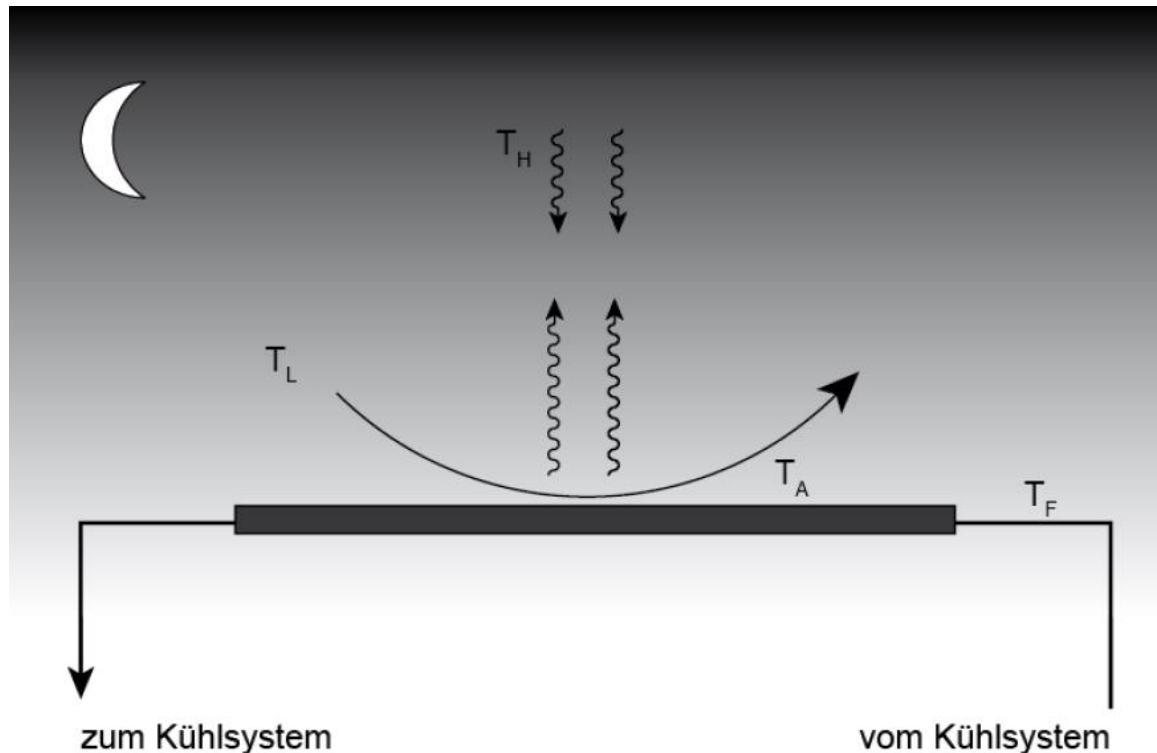


Abbildung 14: Wärmeübergänge am trockenen Absorber in der Nacht im Betriebsmodus „Kühlen“ [1]

Wird der Absorber in der Nacht als Emitter bzw. Radiator zur Kühlung verwendet, so ergibt sich die Kühlleistung für einen trockenen Absorber wie folgt:

$$\dot{q}_{Nutz} = -(\dot{q}_r + \dot{q}_c) \quad (10)$$

oder

$$\dot{q}_{Nutz} = \left( \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{sky}^4 - T_{abs}^4) + h_c \cdot (\theta_L - \theta_{abs}) \right) \quad (11)$$

Bei Benetzung des Absorbers mit Wasser trägt zusätzlich ein Verdunstungsterm zur Kühlung bei, siehe Gl. (16) und folgende in Kap. 6.4.5. Für eine effiziente Kühlung müssen die Verlustterme im Gegensatz zum Tagbetrieb mit „Wärmeaufnahme“ hoch sein.

Eine selektive Beschichtung mit einem niedrigen langwelligen Emissionsgrad  $\varepsilon$  ist für die Strahlungskühlung hinderlich. Um die Wärmemenge, welche über Wärmestrahlung emittiert wird, zu maximieren, ist ein hoher langwelliger Emissionsgrad günstig.

Diese Betrachtung verdeutlicht, dass für die Wärmeaufnahme während des Tages eine andere optische Eigenschaft der Oberfläche günstig ist als für die Wärmeabgabe während der Nacht.

Will man in beiden Betriebsmodi – Heizen am Tag und Kühlen in der Nacht – maximale Energieerträge erzielen, wäre eine Variabilität bzw. Schaltbarkeit der Selektivität vorteilhaft.





## 5.1 Flächeneigenschaften marktverfügbarer Komponenten

Wie in Kapitel 5 gezeigt wird, werden bei der Wärmeaufnahme und beim Kühlen in der Nacht unterschiedlichen Anforderungen an die physikalischen Eigenschaften von Absorbermaterialien und Bauweisen gestellt. Besonders die gewünschten optischen Eigenschaften der Absorberflächen verhalten sich für die beiden Betriebsmodi Kühlen und Heizen gegenläufig.

Tabelle 1: Optische Eigenschaften von Materialien [12], [13]

Material	Absorptionsgrad $\alpha$ im sichtbaren und nahen Infrarot-Wellenlängen-bereich (0.3-2.5 $\mu\text{m}$ )	Emissionsgrad $\varepsilon$ im mittleren Infrarot-Wellenlängenbereich (5.0-15.0 $\mu\text{m}$ )
Aluminiumfolie	0.15	0.05
Glas	0.85	0.87
Wasser	0.94	0.96
Schwarznickel	0.81	0.17
Schwarzchrom	0.95	0.05
Weisse Farbe	0.20	0.91
Schwarze Farbe	0.96	0.88

Verschiedene Materialien emittieren Wärmestrahlung aufgrund ihres Emissionsgrades im langwelligen elektromagnetischen Spektrum unterschiedlich gut. Gleichzeitig besitzen sie im sichtbaren Wellenlängenbereich unterschiedliche Absorptionsgrade. Schwarze Farbe, oder eben auch ein matter Ofenlack absorbieren Sonnenstrahlung gut und emittieren Wärmestrahlung gut.

Üblicherweise sind Solarkollektoren auf Wärmeertrag ausgelegt, das heisst, sie müssen gute Absorber im kurzwelligen Wellenlängenbereich sein und möglichst wenig thermische Verluste aufweisen. Durch die Verwendung einer selektiven Beschichtung der Absorberfläche werden diese Ansprüche erfüllt.

In Tabelle 1 erkennt man am kurzwelligen Absorptionsgrad und langwelligen Emissionsgrad von Schwarznickel und Schwarzchrom, dass diese Materialien sich gut als selektive Beschichtung von Absorberflächen eignen. Sie absorbieren sehr gut, emittieren Wärmestrahlung aber sehr schlecht. Zusätzlich bieten transparente Abdeckungen der Absorberfläche aus Glas Schutz vor konvektiven Verlusten gegenüber der Umgebungsluft (abgedeckte Solarkollektoren). Wenn in der Nacht der Solarkollektor effizient kühlen soll, sind diese Eigenschaften jedoch unerwünscht.

Die langwellige Emission und die Konvektion gegenüber der Umgebungsluft sollen so hoch wie möglich sein. Handelsübliche abgedeckte Solarkollektoren sind deshalb für diese Anwendung weniger geeignet. Sie verhindern Konvektion und, obwohl Glas einen hohen langwelligen Emissionsgrad aufweist, eine effiziente Abstrahlung. Die Luft zwischen der Absorberfläche und der Glasscheibe ist ein schlechter Wärmeleiter und wirkt als Wärmedämmung zwischen Glasscheibe und Absorber. Allerdings bilden sich bei grösseren Temperaturdifferenz Rollwirbel aus, die eine natürliche Konvektion vom Absorber an die Scheibe bewirken.

Um sowohl gute Erträge beim Heizen als auch beim Kühlen zu erzielen, sind marktverfügbare Komponenten günstig, die mit ihren physikalischen Eigenschaften einen guten Kompromiss anbieten. Eine Eignung zur Wärmeaufnahme und –abgabe stellen nicht-abgedeckte Schwimmbadabsorber dar, solange nur geringe Temperaturniveaus erforderlich sind. Neben Schwimmbadabsorbern sind auch Metaldächer, gekühlte Photovoltaisch-Thermische-Module (PV/T- oder Hybridkollektoren) sowie Luftkollektoren auf dem Markt erhältlich. Da in der Schweiz die Gebäude üblicherweise mit hydraulischen Heizsystemen ausgerüstet sind, sind Luftkollektoren bisher nicht sehr verbreitet.

**Nicht-abgedeckte Schwimmbadkollektoren** sind aus schwarz gefärbten witterungsbeständigen Kunststoffen wie Polypropylen (PP), Polyethylen (PE) oder synthetischem Kautschuk (EPDM) gefertigt. Sie sind sehr preisgünstig in der Herstellung und weisen sowohl eine hohe Absorption von kurzwelliger Solarstrahlung ( $\alpha=0.9$ ) wie auch eine hohe Emission von langwelliger Wärmestrahlung ( $\varepsilon=0.8$ ) im infraroten Wellenlängenbereich auf.



Schwimmbadabsorber werden in der Regel aus parallelen Rohren oder durch Anordnung von mehreren parallelen Platten zu Absorbern aufgebaut, wie in Abbildung 15 gezeigt ist. Nachteilig an Absorbern aus Kunststoff ist aber die schlechte Wärmeleitfähigkeit für den Wärmeübergang zwischen Fluid und Absorberfläche (EPDM: 0.3 W/m/K; im Vergleich dazu: Aluminium: 235 W/m/K).

**Photovoltaisch-Thermische Kollektoren (PV/T oder auch Hybridkollektoren)** besitzen eine Wasserkühlung, die den elektrischen Wirkungsgrad der Photovoltaik-Module verbessert. Dadurch wird eine starke Erhitzung der Module über Umgebungstemperatur verhindert und gleichzeitig kann die abgeführte Wärme genutzt werden. Die rückseitig meist über Rohrschlangen realisierte Kühlung erreicht also einen doppelten Nutzen.



Abbildung 15: Schwimmbadabsorber SOLTOK OKU von Soltop Schuppisser aus HD-Polyethylen (links) und Rückseite PV/T Modul AL275 von Fototherm mit Kühlrohren (Mitte) sowie aktiviertes Metaldach QuickStep® Solarthermie des Herstellers Rheinzink AG (rechts)

Allerdings sind auch hier durch die fehlende Abdeckung und die auf die elektrische Nutzung optimierte Frontseite die Temperaturniveaus und Wärmeerträge eingeschränkt. Die Module ermöglichen durch den guten langwelligen Emissionsgrad von Glas von  $\varepsilon=0.87$  nach Tabelle 1 jedoch eine gute Wärmeabstrahlung an den Himmel und die kältere Umgebung, wenn die thermische Anbindung der Rohrschlangen an die Glasscheibe entsprechend gut ist.

Als Anwendung von PV/T-Kollektoren werden derzeit daher hauptsächlich die Vorwärmung von Trinkwarmwasser und die Regeneration von Erdwärmesonden realisiert. Mit einer entsprechenden Verwendung der Niedertemperaturwärme kann eine kombinierte Anwendung interessant sein, die gleichzeitig mehrere Funktionen übernehmen kann: Produktion von Strom bei gesteigertem Wirkungsgrad durch Kühlen der Photovoltaikzellen, Wärmeertrag am Tag für

Warmwasservorwärmung und ggf. Heizungsunterstützung sowie eine Kühlfunktion in der Nacht.

Als gebäudeintegrierte Komponente (Building integrated PV – BIPV) kann sie zusätzlich Funktionen der Gebäudehülle übernehmen.

Eine weitere Möglichkeit bieten **Metaldachkollektoren**. Als Dachsysteme übernehmen sie die Watterschutzfunktion der Dachhaut und bei gleichzeitiger Anbindung in einen Flüssigkeitskreislauf ermöglichen sie die Aufnahme oder Abgabe von Wärme.

Entscheidend für die Einstellung der gewünschten optischen Eigenschaften der Metalloberfläche sind die richtige Oberflächenbehandlung im Produktionsprozess und eine über die Lebensdauer anhaltende Witterungsbeständigkeit. In den in diesem Projekt durchgeführten Prüfstandsmessungen und den Simulationen wurden als aktivierte Aussenflächen Kissenabsorber des Herstellers Energie Solaire SA verwendet. Diese Kissenabsorber werden im Kapitel 6.1 genauer beschrieben.

## 6 Ergebnisse Prüfstandmessung am ERL MuttENZ

### 6.1 Energy Research Lab MuttENZ

Mit den Prüfstandsmessungen werden der Wärmeertrag am Tag und die Wärmabgabe während der Nacht von Solarabsorbern mit unterschiedlicher selektiver Beschichtung unter realen Wetterbedingungen gemessen. Hierzu werden die Absorber auf dem Solarprüfstand des Energy Research Lab in MuttENZ aufgestellt und diverse Messgeräte installiert, um die relevanten Daten für die Messungen aufzuzeichnen.

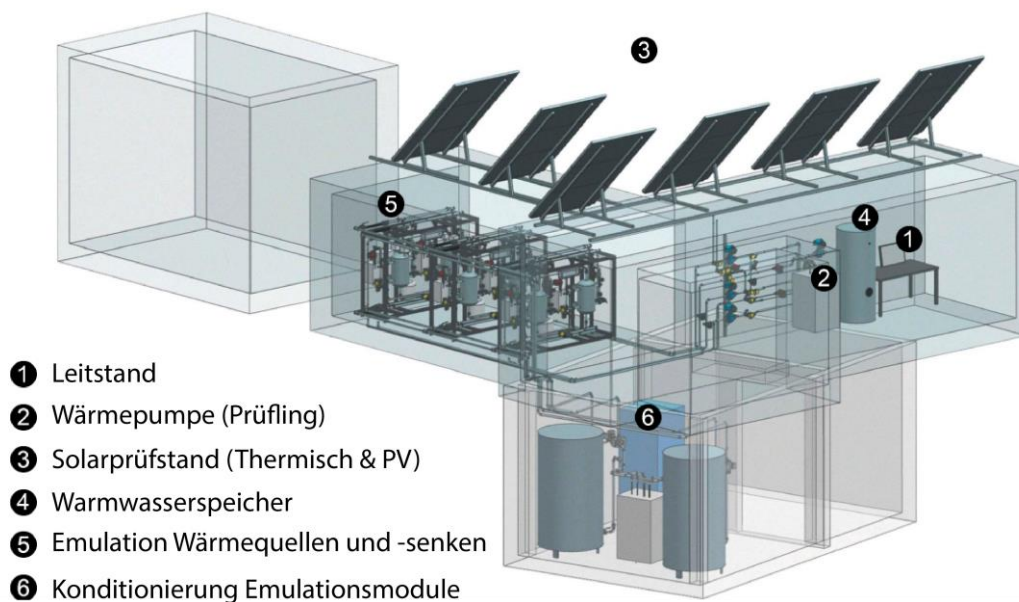


Abbildung 16: Energy Research Lab (ERL) der Fachhochschule Nordwestschweiz in MuttENZ (FHNW) mit Prüfstand für Solarkollektoren und Photovoltaik-Modulen

Das Energy Research Lab der FHNW bietet die Möglichkeit, das reale Verhalten von Komponenten wie Wärmeerzeugern, Erdsonden, thermischen Solarkollektoren oder Speichern mit Hilfe von Wärmequelle oder -senken abzubilden, wie in Abbildung 16 dargestellt.



Abbildung 17: Solarprüfstand des ERL MuttENZ

Abbildung 17 zeigt den Solarprüfstand für thermische Solarkollektoren am Energy Research Lab in Muttenz mit den installierten Prüflingen der unabgedeckten Solarabsorber des Projektpartners Energie Solaire SA mit unterschiedlicher selektiver Beschichtung.

## 6.2 Messkonzept

In diesem Kapitel werden die zur Messung notwendigen Messgrößen und deren Auswertung beschrieben.

Die Wärmeaufnahme- oder Wärmeabgabeleistung  $\dot{Q}$  des Solarabsorbers wird über die gemessenen Größen anhand einer Enthalpiebilanz gemäss Gleichung (12) ausgewertet.

$$\dot{Q} = c \cdot \rho \cdot \dot{V} \cdot (\theta_{abs,aus} - \theta_{abs,ein}) \quad (12)$$

Neben der Kenntnis der Dichte  $\rho$  und der spezifische Wärmekapazität  $c$  des Fluids wird der Volumenstrom  $\dot{V}$ , die Eintrittstemperatur  $\theta_{abs,ein}$  und die Austrittstemperatur  $\theta_{abs,aus}$  des Absorbers gemessen. Aus der Enthalpiebilanz und dem Zeitschritt zwischen zwei Messungen wird die Wärme- oder Kälteenergie für das betrachtete Zeitintervall berechnet. Durch Summation dieser zeitlich hoch aufgelösten Beträge werden die Tagesenergieerträge für die Absorber berechnet.

Verschiedene meteorologische Einflussfaktoren wie Umgebungstemperatur, Windgeschwindigkeit, Globalstrahlung, Himmelstemperatur oder relative Luftfeuchte beeinflussen den Wirkungsgrad des Solarabsorbers hinsichtlich Wärmeertrag und –abgabe. Deshalb werden am ERL auch diese meteorologischen Daten erfasst.

Besonders für die Charakterisierung der nächtlichen Kühlleistung des Absorbers sind diese meteorologischen Daten unerlässlich. Die Kühlleistung setzt sich aus drei Effekten zusammen: Der Strahlungskühlung, der konvektiven Kühlung und der Verdunstungskühlung. Je nach Witterungsverhältnissen und der mittleren Absorbertemperatur tragen diese mit einem unterschiedlich grossen Anteil zur Gesamtleistung bei und beeinflussen sich gegenseitig.

Die nächtliche Wärmeabgabe bei trockenen Verhältnissen  $\dot{Q}_K$  setzt sich aus der Strahlungskühlleistung  $\dot{Q}_r$  und der konvektiven Kühlleistung  $\dot{Q}_c$  zusammen:

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_r + \dot{Q}_c \quad (13)$$

Die Gleichungen zur Berechnung der Abstrahlung und Konvektion am Absorber sind in Kapitel 2.3 in den Gleichungen (5) und (6) gegeben.

Für die Berechnung der Abstrahlung werden zwei Messgrößen benötigt: Die Temperatur des Absorbers und die Himmelstemperatur.

Die Temperatur des Absorbers  $T_{abs}$  wird näherungsweise aus dem Mittelwert der gemessenen Ein- und Austrittstemperaturen  $\theta_{abs,ein}$  und  $\theta_{abs,aus}$  berechnet, da die gesamte Temperaturdifferenz über den Absorber klein ist.

$$T_{abs} = \left( \frac{\theta_{abs,aus} + \theta_{abs,ein}}{2} + 273,15 \right) \quad (14)$$

Die Himmelstemperatur  $T_{sky}$  kann nur indirekt gemessen werden. Sie wird aus der langwelligen atmosphärischen Gegenstrahlung  $L_l$  berechnet und ist ein Index für den Bewölkungsgrad des Himmels [14].

$$T_{sky} = \left( \frac{L_l}{\sigma} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (15)$$

mit

$L_{\downarrow}$	langwellige atmosphärische Gegenstrahlung	$[\text{W}/\text{m}^2]$
$\sigma$	Stefan-Boltzmann-Konstante ( $=5.670367 \cdot 10^{-8}$ )	$[\text{W}/(\text{m}^2\text{K}^4)]$

Zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs muss die Umgebungstemperatur  $\theta_L$ , die Temperatur des Absorbers  $\theta_{abs}$  und nach Gleichung (6) die Windgeschwindigkeit  $v$  gemessen werden.

### 6.3 Kissenabsorber Energie Solaire SA

Die unter dem Namen „Solardach AS“ geführten Kissenabsorber der Firma Energie Solaire SA sind als nicht-abgedeckte Edelstahl-Vollflächenabsorber ausgeführt [15]. Die Kissenabsorber von Energie Solaire finden breite Verwendung in Systemen zur Trinkwarmwassererwärmung, zur Unterstützung von Niedertemperatur-Heizsystemen, zur Schwimmbadheizung und zur Trocknung. Bei Anwendungen auf niedrigem und mittlerem Temperaturniveau ist das Solardach AS äusserst wirtschaftlich. Das Solardach kann die Funktion der konventionellen Dachhaut übernehmen und lässt sich ideal in die Architektur des Gebäudes integrieren. Abbildung 18 zeigt ein Anwendungsbeispiel.



Abbildung 18: Anwendungsbeispiel des Solardach AS des Herstellers Energie Solaire SA

Der Kissenabsorber zeichnet sich durch eine hohe solare Absorption bei einer gleichzeitig sehr geringen Wärmeabstrahlung im langwelligen Bereich aus, was mit einer selektiven Beschichtung der Absorberfläche erreicht wird. Dadurch kann auf eine aufwändige Verglasung verzichtet werden, welche zwar konvektive Verluste minimieren würde, aber wiederum Transmissions- und Reflexionsverluste der solaren Strahlung an der Glasscheibe zur Folge hätte. Bei Absorbertemperaturen zwischen 30°C und 50°C erreichen die Kissenabsorber Leistungen wie dies auch bei guten handelsüblichen verglasten Kollektoren der Fall ist. Durch die niedrigeren Herstellungskosten sind sie aber deutlich kostengünstiger in der Anschaffung.

Aufgrund der ausgezeichneten Wärmeübertragungseigenschaften eignen sich die Kissenabsorber auch ausgezeichnet für nicht solare Anwendungen. Insbesondere im Bereich der Raumklimatisierung und Raumheizung finden die Absorber als Strahlungsheizung und -kühlung breite Verwendung. Für gute Strahlungseigenschaften sind die Kissenabsorber in dieser Anwendung ohne selektive Beschichtung ausgeführt. Für die Herstellung von Kühldecken hat Energie Solaire SA die Tochterfirma „KIGO Swiss“ gegründet, unter deren Markennamen die Strahlungsheiz- und -kühlflächen vertrieben werden.



Der Kissenabsorber weist nur eine Querschnittsdicke von 25 mm auf und ist flexibel. So kann er auch auf runden Tonnen- oder Mansardendächern verlegt werden.

Zusätzlich ist durch die geringe Dicke das dadurch resultierende Gewicht pro Quadratmeter Fläche selbst im mit Flüssigkeit gefüllten Zustand sehr gering ( $9.8 \text{ kg/m}^2$ ). Dies ermöglicht eine Integration der Absorber in Fassaden. Ein häufiges Einsatzgebiet ist aber auch die Installation auf Flachdächern mit optimaler Ausrichtung zur Sonne.

Bei den drei Prüflingen, die von Energie Solaire SA zur Verfügung gestellt wurden, handelt es sich um Kissenabsorber, die je eine unterschiedliche selektive Beschichtung aufweisen. Ein Absorber ist mit der konventionellen stark selektiven Beschichtung AS versehen. Diese Beschichtung wurde von Energie Solaire Ende der 1970er Jahre entwickelt und besteht aus einer extrem dünnen auf Schwarzschröchrom basierenden Schicht mit einer Dicke von  $0.2\text{-}0.3 \text{ }\mu\text{m}$ .

Der Absorptionsgrad beträgt im solaren Spektrum über 94% bei einem langwelligen Emissionsgrad von nur 15%. Die Schwarzschröchromschicht wird in einem galvanischen Prozess auf das spiegelblankes Edelstahlblech aufgetragen.

Diese Oberflächenbeschichtung weist beste mechanische Eigenschaften auf und ihre optischen Eigenschaften sind bis zu einer Temperatur von  $250 \text{ }^\circ\text{C}$  stabil. Die Witterungsbeständigkeit wird von Energie Solaire ebenfalls garantiert.

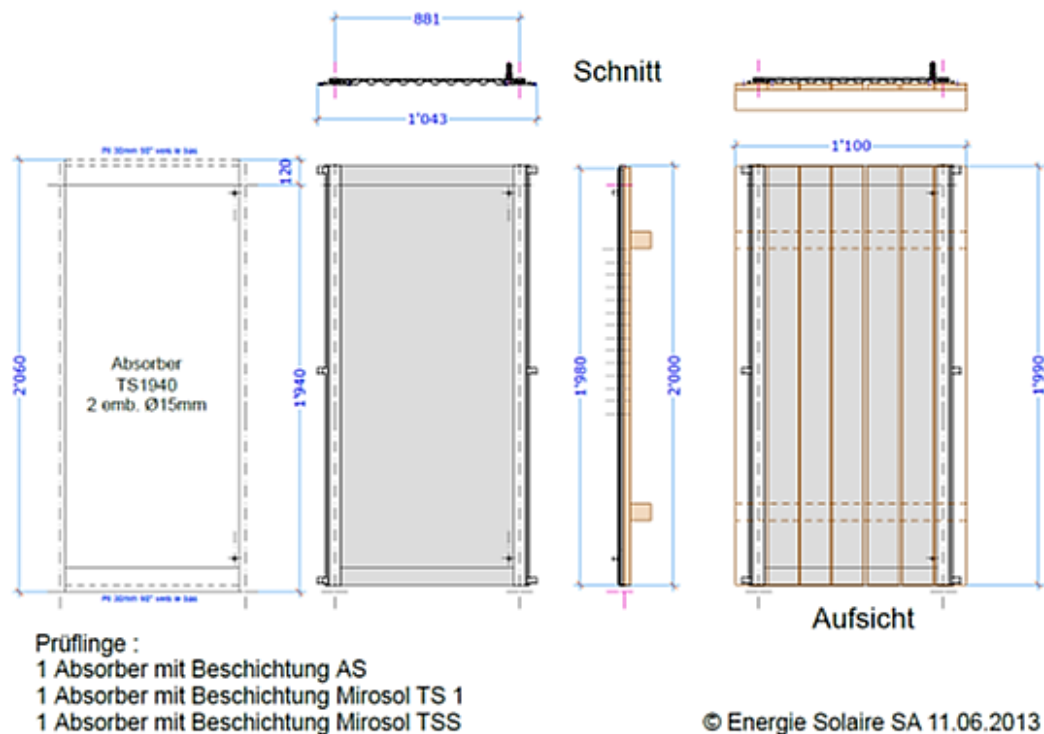


Abbildung 19: Aufbau der Kissenabsorber auf Schalungstafel mit Wellblech Zwischenlage auf dem Prüfstand, was der Montage-Anleitung bei realen Dachaufbauten entspricht.

Die beiden anderen Prüflinge sind mit der Beschichtung Mirosol TS beschichtet, welche einen langwelligen Emissionsgrad von  $0.25\text{-}0.30$  aufweist. Bei einem von diesen zwei Absorbern wurde ein hitzebeständiger mattschwarzer Ofenlack aufgetragen. Dadurch verliert dieser Absorber seine Selektivität und wird näherungsweise zu einem schwarzen Strahler mit einem sehr hohen thermischen Emissionsgrad.



Tabelle 2: Spezifikationen der als Prüflinge verwendeten Absorber von Energie Solaire SA

Spezifikation Solarabsorber Hersteller: Energie Solaire SA, Siders (CH)			
	Absorber 1 „Solarabsorber AS“	Absorber 2 SPF X252.2“	Absorber 3 „Blackbody Emitter“
Solarer Absorptionsgrad $\alpha$	$\geq 0.94$	$\geq 0.94$	0.95
Langwelliger Emissionsgrad $\epsilon$	0.15	0.30	0.95
Durchströmte Fläche	890 mm x 2000 mm (1.78 m <sup>2</sup> )		
Nennvolumenstrom	40 l/(h·m <sup>2</sup> <sub>abs</sub> ) (pro Absorber 71.2 l/h)		
Wärmekapazität (gefüllt)	26 kJ/(m <sup>2</sup> K)		

Dadurch stehen für die Messungen drei Absorber mit abgestuften unterschiedlichen langwelligem Emissionsgraden von 0.15 bis 0.95 zu Verfügung, siehe Tabelle 2.

Die durchströmte Fläche der Kissenabsorber beträgt 1.78 m<sup>2</sup>. Diese Fläche entspricht auch der Aper-  
turfläche. Der Nominaldurchfluss der Absorber beträgt nach den Spezifikationsangaben 40 l/(h·m<sup>2</sup><sub>abs</sub>)  
bezogen auf die durchströmte Fläche. Dies ergibt einen Gesamtvolumenstrom von 71 l/h pro Absor-  
ber.

Die drei Prüflinge werden auf Schalungstafeln montiert, um im Versuchsaufbau einem realen  
Dachaufbau möglichst nahe zu kommen. Die Befestigung der einzelnen Module auf dem Holzaufbau  
erfolgt mit dem hauseigenen Montagesystem von Energie Solaire.

Da die Kissenabsorber flexibel sind, werden sie mit einer gewellten Kunststoffstruktur zwischen Holz  
und Absorber abgestützt, wie in Abbildung 19 gezeigt ist.

Die Absorber sind hydraulisch mit dem Emulationsmodul „Solar“ des ERL verbunden und werden mit-  
tels einer eigenen Umwälzpumpe kontinuierlich durchströmt, um auch ausserhalb des Betriebs der  
Emulationsmodule ein Überschreiten der maximal zulässigen Stagnationstemperatur zu verhindern.  
Die Zuleitung zu den Absorbern auf dem Dach vom Solarmodul aus erfolgt über eine gemeinsame  
Leitung, welche auf dem Dach in drei einzelne Stränge aufgeteilt wird. Damit der Volumendurchfluss  
für alle Absorber gleich ist, erfolgt der hydraulische Abgleich über von Hand einstellbare Ventile mit  
Volumenstromanzeiger nach Schwebekörperprinzip. Nach Durchströmung der Absorber werden die  
Leitungen wieder zusammengeführt und zum Solarmodul geführt, wo wiederum eine Konditionierung  
des Mediums auf die gewünschte Eintrittstemperatur realisiert wird. Das Fluid besteht zu 71% aus  
Wasser und 29% aus Ethylen-Glykol als Frostschutzmittel. Dieses Mischungsverhältnis wurde durch  
Messungen mit einem Refraktometer während der Projektlaufzeit in regelmässigen Abständen  
überprüft. In den Berechnungen werden die im Verhältnis zu reinem Wasser veränderte Dichte und  
spezifische Wärmekapazität für das gegebene Mischungsverhältnis in Abhängigkeit der Temperatur  
angepasst. Eine detaillierte Beschreibung der für die Labormessungen verwendeten Messgeräte und  
der Bedeutung der Himmelstemperatur für die Strahlungskühlung wird in Anhang 1 gegeben.

## 6.4 Resultate Prüfstandmessung

### 6.4.1 Prüfstandsmessungen mit konstanten Eintrittstemperaturen

In einem ersten Schritt werden Messungen mit konstanter Absorber-Eintrittstemperatur zur Charakte-  
risierung der nächtlichen Kühlleistung durchgeführt. Dabei werden im Folgenden die Heizleistungen  
positiv und die Kühlleistungen negativ angegeben. Als Eintrittstemperaturen wurden 20 °C und 25 °C  
festgelegt.

Diese Werte entsprechen dem zu erwartenden Temperaturniveau der in der Gebäudestruktur durch thermoaktive Bauteilsysteme (TABS) gespeicherten thermischen Energie, welche tagsüber auf dem Raum entzogen wurde und in der Nacht über die Absorber abgeführt werden soll.

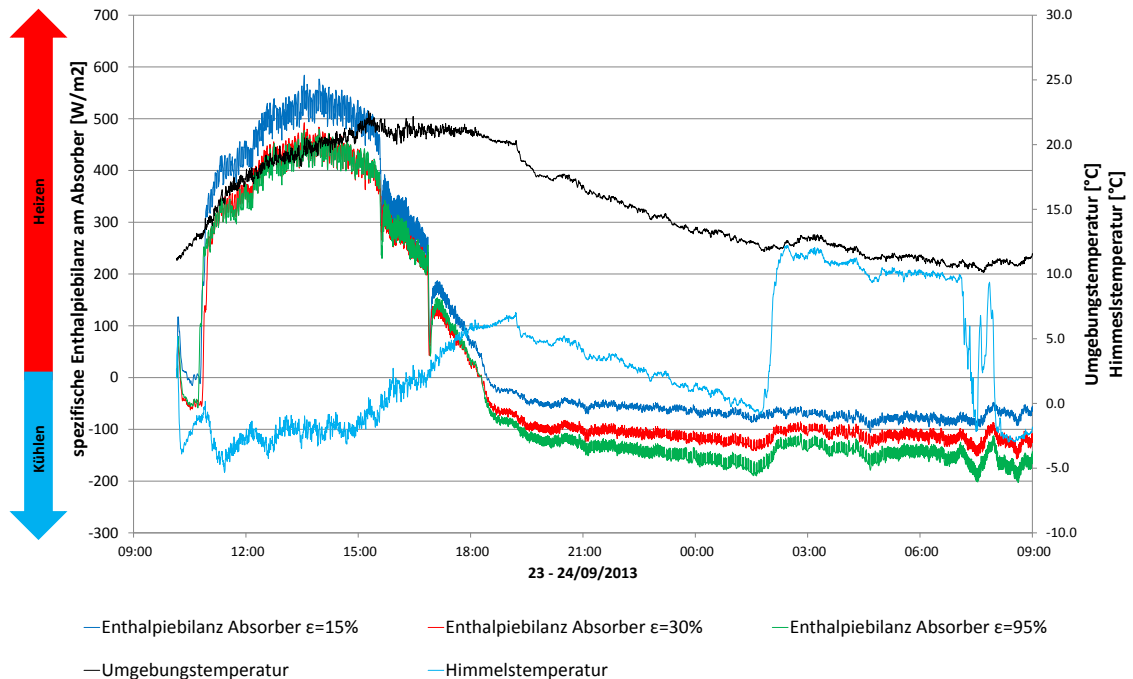


Abbildung 20: Heiz- und Kühlleistung der drei Absorber, Umgebungstemperatur und Himmelstemperatur für 24 h Messung (konstante Eintrittstemperatur 25 °C)

Durch die Wahl einer über die gesamte Nacht konstanten Eintrittstemperatur lassen sich die Einflüsse auf die Kühlleistung bezüglich Abstrahlung und Konvektion gut beobachten.

Nachteilig ist dabei jedoch, dass der Strahlungsanteil an der gesamten Kühlleistung bei deutlich niedrigeren Umgebungstemperaturen bezogen auf die Absorbertemperatur durch höhere Konvektionsanteile weniger dominant ist, und sich die Strahlungseffekte der unterschiedlichen selektiven Beschichtungen damit weniger gut beobachten lassen. Um diesem Aspekt entgegenzuwirken, werden anschliessend in einer weiteren Messperiode Messungen mit variablen Eintrittstemperaturen durchgeführt.

Abbildung 20 zeigt die Messwerte der Heiz- und Kühlleistung der horizontal aufgestellten Absorber bei konstanten Eintrittstemperaturen von 25 °C für einen typischen Tagesgang im September 2013. Während des Tages ist der Wärmestrom positiv und erreicht für den selektiven Absorber mit niedrigem Emissionsgrad von  $\epsilon = 0.15$  bis zu 550 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub> bei maximalen Umgebungstemperaturen von 20 °C. Bei den beiden Absorbern mit einem höheren langwelligen Emissionsgrad ( $\epsilon=0.30$  und  $\epsilon=0.95$ ) reduziert sich die Heizleistung um etwa 100 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub>. Nach Sonnenuntergang um 18:00 Uhr wird die Leistung aller Absorber negativ, das heisst, die Absorber gehen vom „Heizbetrieb“ in den „Kühlbetrieb“ über und geben Wärme ab.

Wie zu erwarten, zeichnet sich nun der Absorber mit dem hohen langwelligen Emissionsgrad von  $\epsilon = 0.95$  durch das beste Wärmeabgabepotenzial von bis zu -150 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub> aus, gefolgt von den Absorbern mit Emissionsgrad  $\epsilon = 0.3$  und  $\epsilon = 0.15$ . Die Differenz in der gemessenen Kühlleistung der Absorber beträgt in Abhängigkeit der selektiven Beschichtung bis zu 100 W/m<sup>2</sup>. Ausserdem lassen sich weitere Effekte aus den Kurvenverläufen der Umgebungstemperatur und der Himmelstemperatur herauslesen, die den Einfluss der Witterung auf die Kühlleistung belegen.

Zwischen 18:00 abends und 08:00 morgens nimmt die Umgebungstemperatur ab. Ähnlich verhält sich die Himmelstemperatur, welche in diesem Zeitraum ebenfalls sinkt. Durch die konstant gehaltene Eintrittstemperatur des Fluids in den Absorber nimmt die Kühlleistung zu. Dies gilt bis um 02:00 Uhr, wo die Himmelstemperatur plötzlich von 0 °C auf 10 °C ansteigt.

Dies ist auf einsetzenden Bodennebel zurückzuführen, welcher sich nach Sonnenaufgang gegen 08:00 Uhr durch die solare Einstrahlung wieder auflöst. Dieser Wettereffekt hat einen direkt messbaren Einfluss auf die Kühlleistung der Absorber. Am deutlichsten ist dies beim Absorber mit hohem Emissionsgrad sichtbar, dessen Kühlleistung um ca. 60 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub> sinkt. Keine grosse Veränderung der Kühlleistung ist bei dem Absorber mit einem niedrigen Emissionsgrad von  $\varepsilon = 0.15$  zu beobachten. Mit dieser ersten Messung kann der Einfluss der Himmelstemperatur auf die Kühlleistung eines Absorbers mit einem hohen langwelligen Emissionsgrad gezeigt werden, was impliziert, dass die Abstrahlung neben der konvektiven Kühlleistung einen grossen Anteil an der gesamten Kühlleistung besitzt.

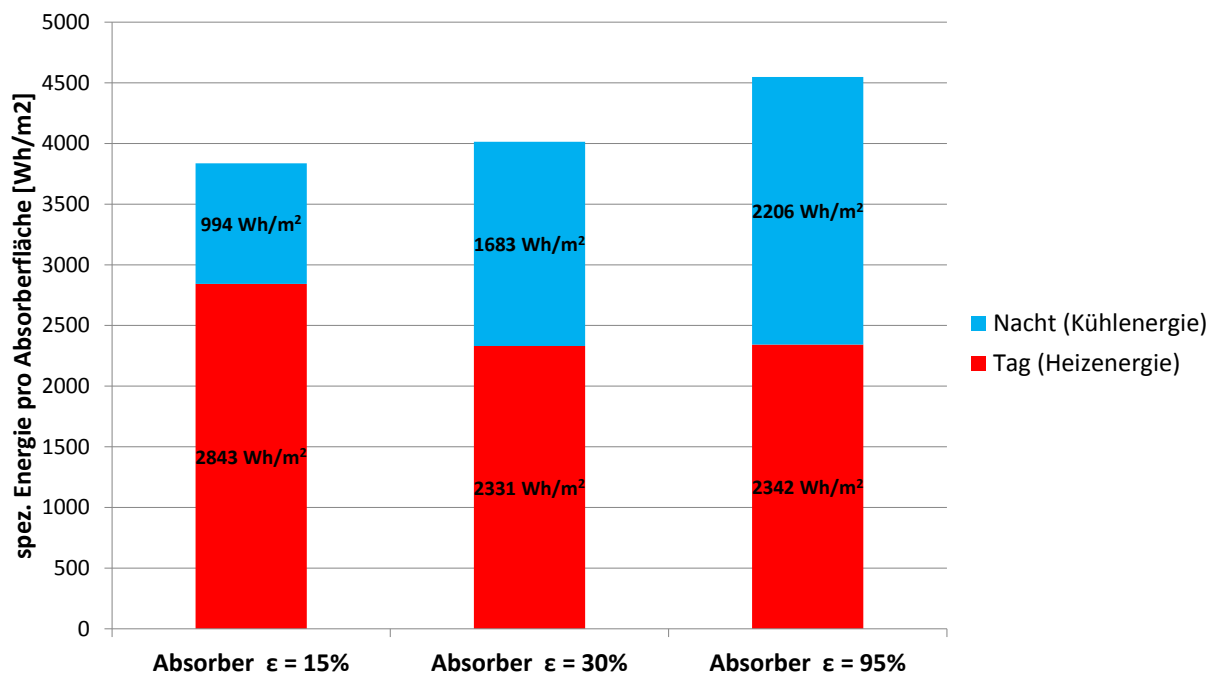


Abbildung 21: Energieerträge Heizen und Kühlen in 24 h bei konstanten Eintrittstemperaturen in die Absorber von 25 °C in der Messperiode 23./24. September 2013

Neben der Enthalpiebilanz oder momentanen Leistung der Absorber sind auch die Energieerträge von Bedeutung. Diese werden aus den Messwerten der Enthalpiebilanz für kleine Zeitintervalle berechnet und aufsummiert.

In Abbildung 21 sind die Energieerträge für die in Abbildung 20 gezeigte Nacht aufgetragen. Wie schon in den Kurvenverläufen der Heiz- und Kühlleistung wird ersichtlich, dass der hochselektive Absorber hinsichtlich der Nutzwärme am Tag die höchsten Erträge erzielt. Bildet man die Summen von Wärme- und Kälteertrag, so liefert der Absorber mit  $\varepsilon = 0.95$  den grössten Gesamtertrag.

Kennzeichnend für den Sommer 2014 sind langanhaltende Schlechtwetterperioden mit viel Niederschlag und untypisch tiefen Temperaturen. Insbesondere für die Untersuchung der Kühlung durch Abstrahlung sind dies schlechte Voraussetzungen, da klare Nächte mit hohen Umgebungstemperaturen fehlen.

Trotzdem konnte aber nach dem Umbau des ERL ab August 2014 wieder gemessen werden. Eine gewisse Aussagekraft besitzen die Messungen trotzdem, lassen sich doch mit den Resultaten zeigen, was für eine Wärmeabfuhr unter ungünstigen Wetterbedingungen erreicht werden kann.



Der Wärme- und Kälteertrag ist in Abbildung 22 dargestellt. Auch in dieser Messperiode kann gezeigt werden, dass der stark selektive Absorber ( $\varepsilon = 0.15$ ) mit  $2.9 \text{ kWh/m}^2_{\text{abs}}$  den höchsten Wärmeertrag erzielt. In der Nacht liefert der Absorber mit hohem Emissionsgrad ( $\varepsilon = 0.95$ ) die grösste Wärmeabgabe mit  $1.4 \text{ kWh/m}^2_{\text{abs}}$ .

In Abbildung 23 ist eine 24 h Messperiode für durchgezogene sommerliche Wetterbedingungen mit einer konstanten Absorbereintrittstemperatur von  $25^\circ\text{C}$  ersichtlich. Es sind die Kurvenverläufe für die spezifischen Enthalpiebilanzen, die Umgebungstemperatur, die Niederschlagsintensität, die Globalstrahlung und die Himmelstemperatur aufgetragen.

Während des Tages des 12. August 2014 ist die Leistung aller Absorber positiv und erreicht für den stark selektiven Absorber Werte um  $700 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ . Bis zu  $100 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  geringere maximale Werte erreichen die beiden anderen Absorber, bedingt durch ihre höheren Emissionsgrade im Infrarot-Wellenlängenbereich. Die rote Kurve im untersten Diagramm gibt die Werte der Globalstrahlung wieder. Die Dynamik des Verlaufs der Globalstrahlung findet sich im Kurvenverlauf der Leistung wieder. Man erkennt, dass sich Wolkenfelder und sonnige Abschnitte in schneller Folge abwechseln. Nach Sonnenuntergang gegen 20:30 Uhr wird die Leistung aller Absorber negativ. Aufgrund der hohen Himmels-temperatur um  $15^\circ\text{C}$  infolge Bewölkung sind die Kühlleistungen etwas geringer als im vorhergehenden Beispiel in Abbildung 20. Der Absorber mit hohem Emissionsgrad von  $\varepsilon = 0.95$  erreicht nur ca.  $-100 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  Kühlleistung, also rund  $50 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  weniger als bei der ersten Messung. Ebenfalls kann beobachtet werden, dass die einzelnen Leistungen der Absorber in einem engeren Band von rund  $40 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  liegen, verglichen zur Streuung von  $70 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  in der vorher beschriebenen Messung. Dies ist auf den kleineren Strahlungsanteil an der Kühlleistung zurückzuführen.

Interessant ist ausserdem, wie sich die Leistungen bei Regen verhalten. Durch die benetzte Oberfläche der Absorber nähern sich die Emissionsgrade der unterschiedlichen selektiven Beschichtungen an den Emissionsgrad von Wasser mit  $\varepsilon = 0.91$  an, was für alle Absorber eine sich angleichende Kühlleistung zur Folge hat. Dies ist morgens um 8:00 Uhr deutlich zu beobachten, als für längere Zeit Regen einsetzt und die Absorber flächig benetzt werden. Die Kühlleistung der einzelnen Absorber ist nun gleich gross und erreicht Werte bis zu  $-200 \text{ W/m}^2$ .

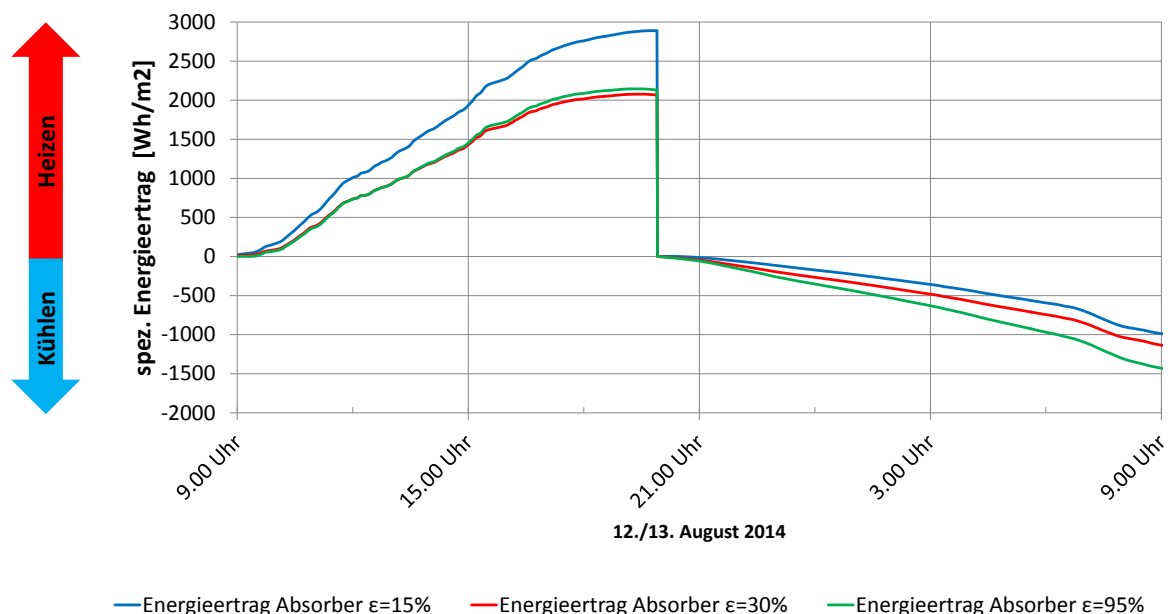


Abbildung 22: Wärmeertrag und Wärmeabgabe für den 12./13. August 2014

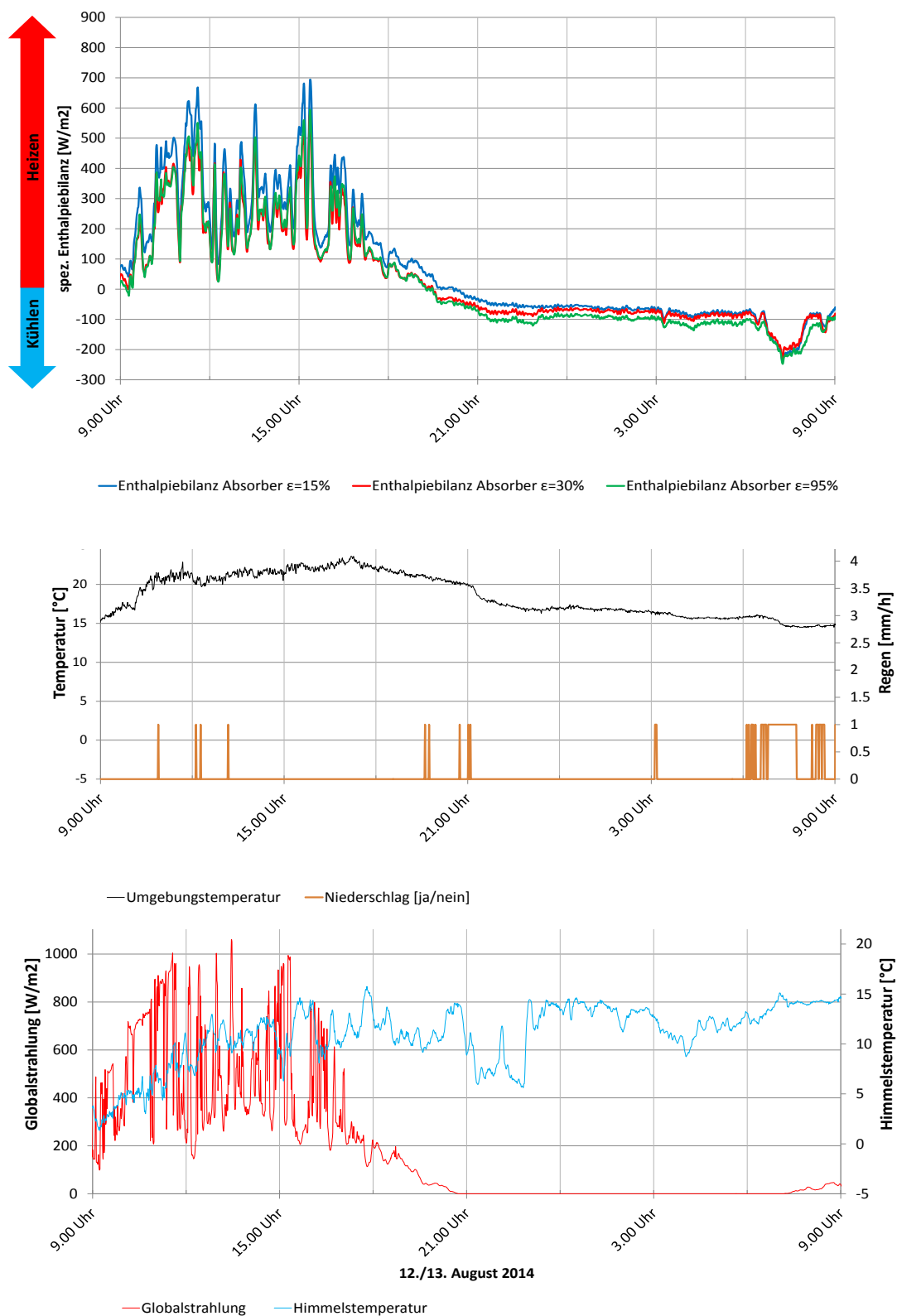


Abbildung 23: Enthalpiebilanz, Umgebungstemperatur, Niederschlag und Strahlungsdaten für den 12./13. August 2014

Diese hohen Werte sind einerseits auf die gestiegenen Emissionsgrade zurückzuführen, andererseits wirkt sich die zusätzliche Verdunstungskühlung auf die gesamte Kühlleistung aus.

Die beiden gezeigten Beispiele für eine Messperiode im September 2013 und im August 2014 bestätigen, dass beim Wärmeertrag, wie in der Potenzialstudie [1] erwartet, der Absorber mit der hohen Selektivität ( $\varepsilon = 0.15$ ) den grössten Ertrag erzielt. Bei der Wärmeabgabe in der Nacht verhält es sich umgekehrt, der Absorber mit der niedrigen Selektivität ( $\varepsilon = 0.95$ ) erzielt die grösste Wärmeabgabe.

## 6.4.2 Variation des Neigungswinkels der Absorberfläche

Wie bereits in der Potenzialstudie gezeigt wurde, begrenzt die zur Verfügung stehende Dachfläche den Anteil an nächtlicher Kühlung über die Absorber am gesamten Kühlbedarf des Gebäudes. Gebäude mit mehr als 5 Stockwerken müssen deshalb grössere Anteile über zusätzliche aktive Kühlung bereitstellen, oder es werden zusätzlichen Aussenflächen für die Montage von Absorbern erschlossen, wie Fassadenflächen, welche nicht für Fenster oder Glasflächen genutzt werden.

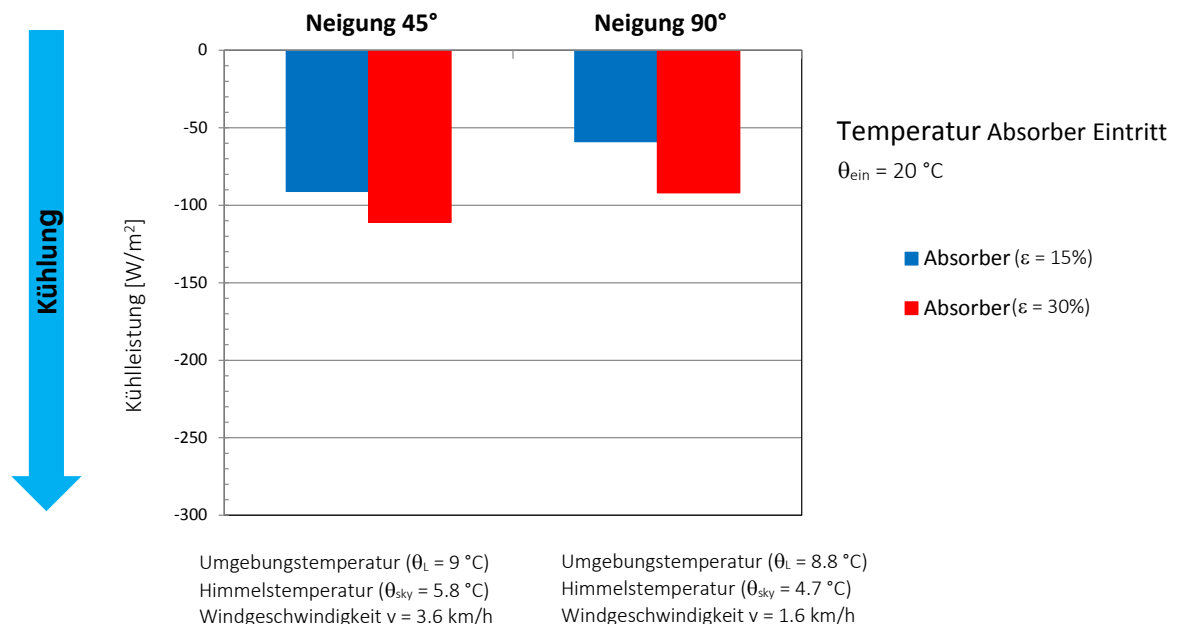


Abbildung 24: Einfluss Neigung der Absorberfläche auf die Kühlleistung (Messwerte bei ähnlichen Wetterbedingungen).

Werden die Absorber in eine Fassade integriert, sind sie vertikal aufgestellt und erreichen nach Berechnungen der Potenzialstudie weniger hohe Kühlleistungen als bei horizontaler Ausrichtung. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Absorberfläche nicht mehr in die offene Halbkugel des Himmels abstrahlen kann, sondern der Absorber neben dem Himmel auch den Boden sieht. Dadurch vermindert sich die Abstrahlung zur tendenziell kälteren Himmelstemperatur deutlich. Inwieweit dieser Effekt zutrifft, wird anhand von Messungen mit den Absorbern praktisch überprüft.

Es werden für die Absorber mit Emissionsgrad  $\varepsilon = 0.15$  und  $\varepsilon = 0.3$  der Neigungswinkel der Absorberfläche von  $5^\circ$  auf  $45^\circ$  und anschliessend auf  $90^\circ$  erhöht. Die Strahlungsmessgeräte werden dabei ebenfalls im entsprechenden Winkel ausgerichtet, damit sie die Einstrahlung in Absorberebene messen.

Da von jeder Selektivität nur ein Absorber vorhanden ist und während der Messungen auch nur ein Pyrgeometer zur Verfügung steht, sind direkte Vergleichsmessungen zu gleichen Zeitpunkten nicht möglich.

Um trotzdem die Kühlleistungen in Funktion des Neigungswinkels untersuchen zu können, werden Datenpunkte in den Messreihen mit identischen oder zumindest sehr ähnlichen Wetterbedingungen gesucht, wie Abbildung 24 zeigt.

Es ist zu erkennen, dass bei vertikaler Ausrichtung der Absorberfläche die Kühlleistungen etwas geringer ausfallen als bei einem Neigungswinkel von 45°.

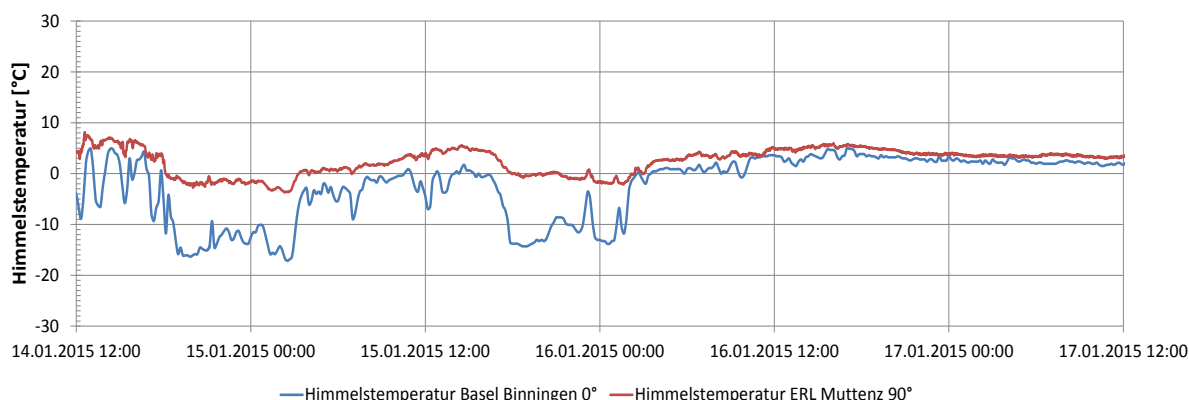


Abbildung 25: Vergleich Himmelstemperatur vertikal (ERL MuttENZ) und horizontal (SMA Basel-Binningen) gemessen

Der grösste Einfluss auf den Strahlungsanteil an der gesamten Kühlleistung hat die langwellige Gegenstrahlung (Himmelstemperatur) in der Ebene des Absorbers. Bei vertikaler Aufstellung der Absorber ist anzunehmen, dass der Boden als Emitter von langwelliger Strahlung im Vergleich zum horizontal aufgestellten Absorber die Kühlleistung durch Strahlung vermindert.

Deshalb kommt bei vertikaler Aufstellung die Abstrahlung angrenzender Gebäude als zusätzlicher Störfaktor stärker zum Tragen. Diese zusätzliche langwellige Gegenstrahlung vermindert die Strahlungsbilanz des Absorbers. Veranschaulicht wird dieser Effekt in Abbildung 25.

Es ist die gemessene Himmelstemperatur auf dem Messmast des ERL in MuttENZ in vertikaler Ebene der Absorber und die horizontal gemessene Himmelstemperatur der Wetterstation Basel-Binningen der Schweizerischen Meteorologischen Anstalt (Meteo Schweiz) für Mitte Januar 2015 aufgetragen. Beide Stationen liegen ca. 3 km Luftlinie entfernt und in beiden Kurven stimmt das dynamische Verhalten annähernd überein. Klar zu erkennen ist jedoch, dass die Himmelstemperaturen in MuttENZ immer höher gemessen werden als in Binningen. Dies kann damit erklärt werden, dass die Wetterstation Binningen sich auf freiem Feld befindet und nicht durch umliegende höhere Gebäude gestört wird, was am ERL MuttENZ durch den Haupttrakt der FHNW und das Mensagebäude der Fall ist. Berechnet man mit Gleichung (5) die Wärmestrahlung für die beiden Himmelstemperaturen bei einer Absorbertemperatur von 20 °C, kann gezeigt werden, dass aufgrund der höheren Gegenstrahlung im Fall der vertikalen Absorberausrichtung die Wärmestrahlung teilweise eine um bis zu 20 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub> kleinere Leistung aufweist.

Es kann demnach gezeigt werden, dass die Neigung der Absorber einen Einfluss auf die Kühlleistung hat. So sind in einem stark bebauten Umfeld aufgrund des „Urban Heat Island“ Effekts kleinere Kühlleistungen als auf dem freien Feld zu erwarten.

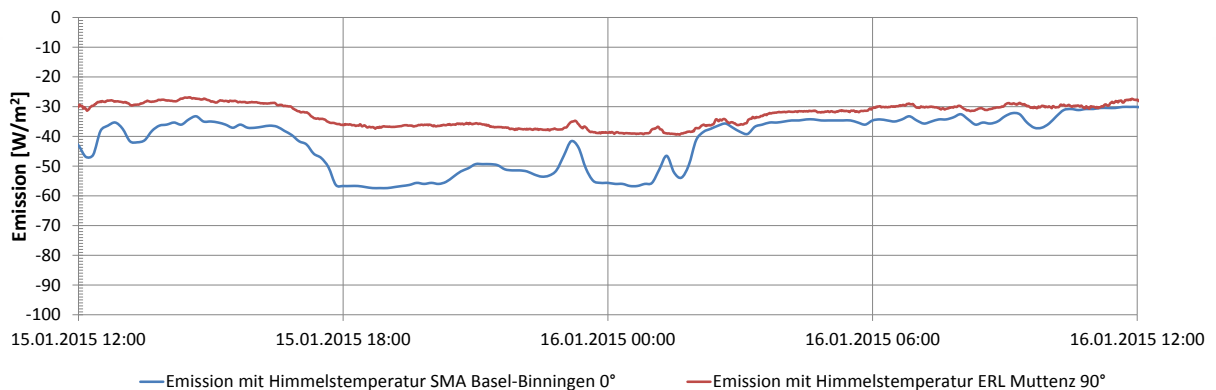


Abbildung 26: Wärmestrahlung Absorber horizontal (blau) und vertikal (rot)

### 6.4.3 Prüfstandsmessungen mit variablen Eintrittstemperaturen

Wenn wie im vorangehenden Abschnitt beschrieben die Eintrittstemperatur in den Absorber konstant gehalten wird, so wird bei tiefen Umgebungstemperaturen und hohen Absorbertemperaturen der Einfluss des konvektiven Wärmeverlustes grösser. Um diesen Einfluss zu minimieren oder während der Messungen annähernd konstant zu halten, wird die Eintrittstemperatur auf eine konstante Temperaturdifferenz zur Umgebungstemperatur eingestellt. Ist die Eintrittstemperatur gleich der Umgebungstemperatur, so ist der Wirkungsgrad des Wärmeertrags während des Tages hoch, da wenig konvektive Verluste auftreten. In der Nacht wird die Wärmeabgabe zwar kleiner, dafür lassen sich aber die Effekte der Strahlungskühlung besser untersuchen, da diese nun hauptsächlich zur Wärmeabgabe beiträgt.

In den nächsten Messperioden im April 2015 wurden Versuche in erster Priorität mit einer Temperaturdifferenz zur Umgebung von 10 K und 0 K eingestellt. In einem weiteren Schritt wird eine Temperaturdifferenz von 5 K festgelegt.

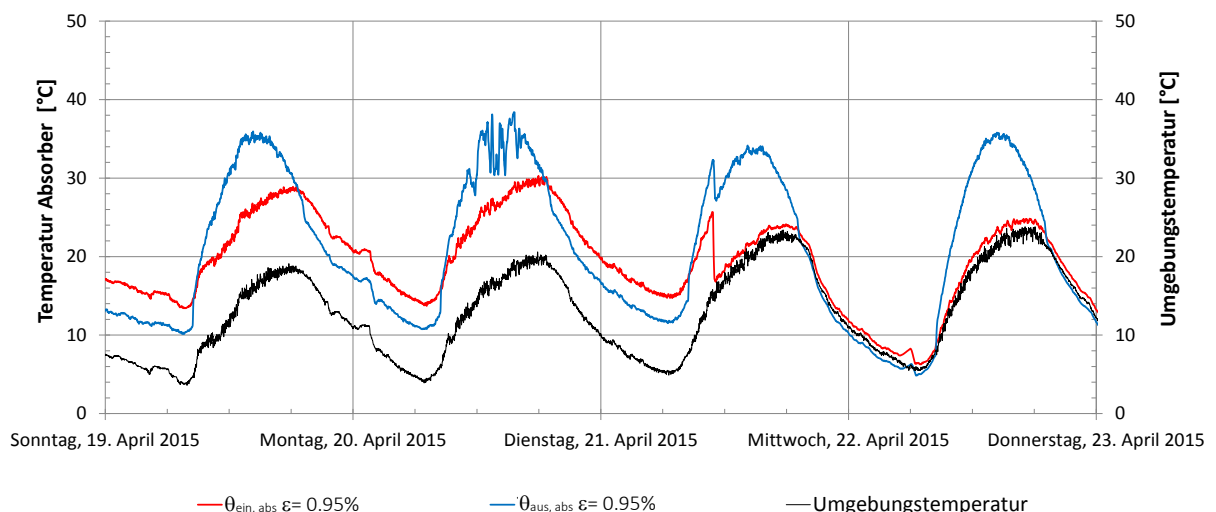


Abbildung 27: Eintritts- und Austrittstemperaturen des nicht-selektiven Absorbers mit  $\varepsilon = 0.95$  bei einer Temperaturdifferenz von 10 K bzw. 0 K zur Umgebungstemperatur

Abbildung 27 zeigt die Eintrittstemperaturen der Absorber im Vergleich zur Umgebungstemperatur.



Es ist ersichtlich, dass zwischen dem 19. April und dem Mittag vom 21. April zuerst eine Temperaturdifferenz von 10 K, und im Anschluss eine Differenz von 0 K eingestellt ist. Die kleinen Abweichungen zwischen der Soll- und Ist-Eintrittstemperatur lassen sich dadurch erklären, dass der Vorlauf zu den Absorbern innerhalb des ERL auf die Soll-Temperatur eingestellt wird, die Messung der Absorbereintrittstemperatur jedoch direkt am Absorber erfolgt. In der Leitung des Absorbervorlaufs erwärmt sich das Fluid zusätzlich.

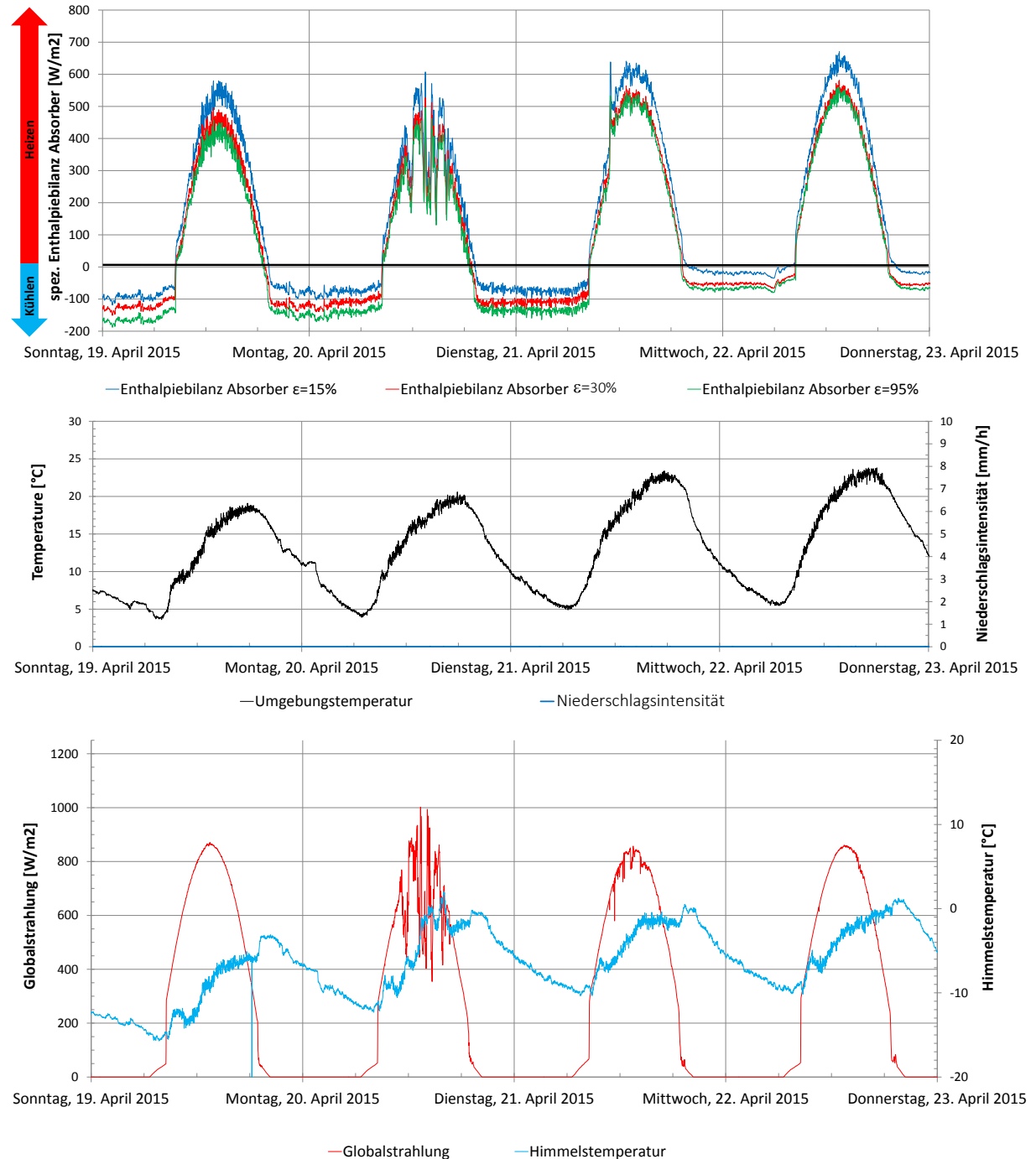


Abbildung 28: Enthalpiebilanz der Absorber bei 10 K und 0 K Temperaturdifferenz zur Umgebungstemperatur, Globalstrahlung und Himmelstemperatur

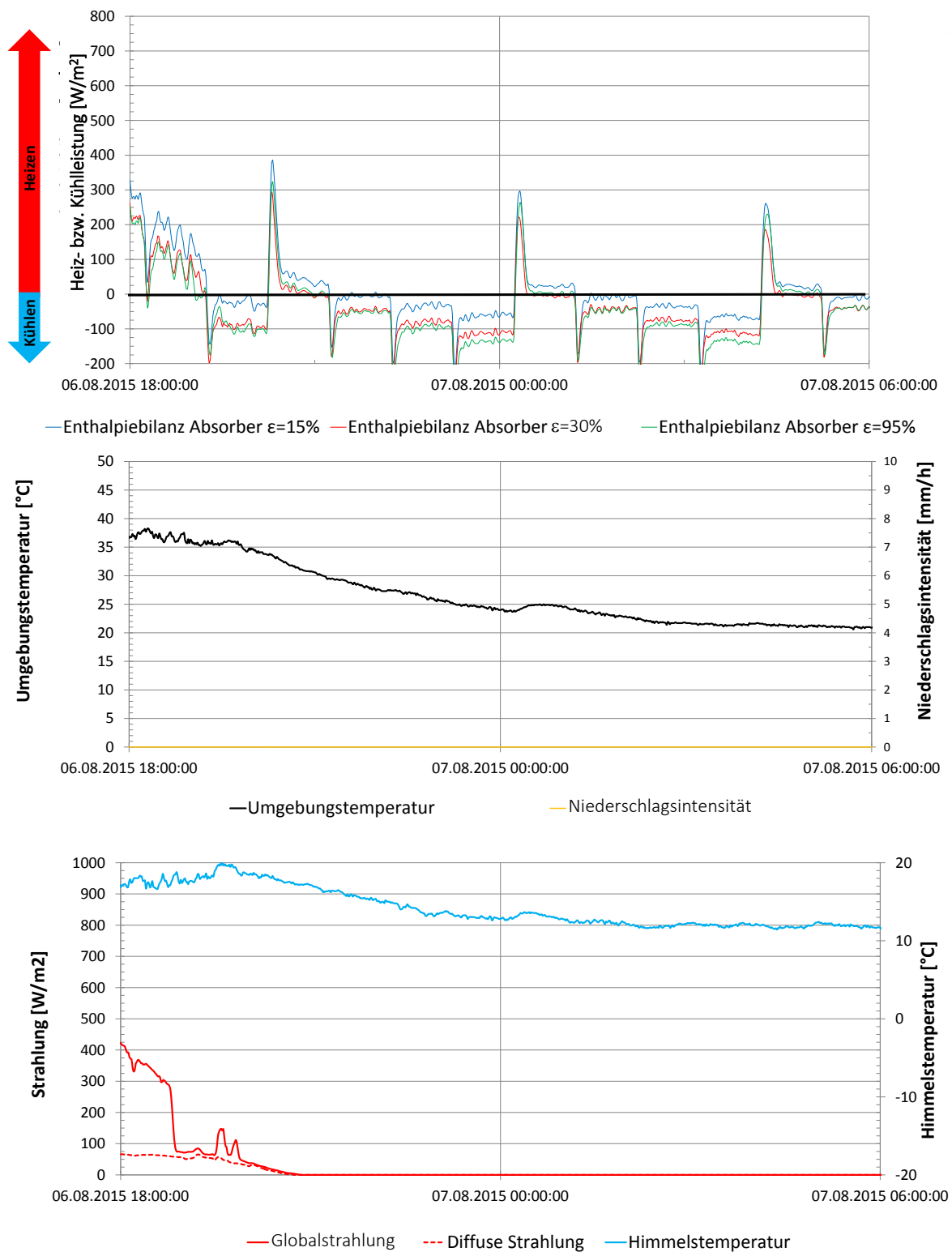


Abbildung 29: Temperaturdifferenz von -5 K, 0 K, 5 K und 10 K Treppe in Zeitschritten von 1 Stunde in einer „Tropennacht“



In Abbildung 28 sind die Leistungen der drei Absorber für die gleiche Messperiode aufgetragen. Die Witterungsverhältnisse sind während der gezeigten vier Tage annähernd gleich, was eine gute Vergleichbarkeit der Resultate zulässt.

Während des Tages erreicht der stark selektive Absorber für eine Temperaturdifferenz von 10 K Leistungen von bis zu  $570 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  bei einer gemessenen Globalstrahlung von  $860 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ .

Bei einer Temperaturdifferenz von annähernd 0 K zwischen Absorber und Umgebung verbessert sich der Wirkungsgrad des Absorbers, da weniger konvektive Verluste auftreten. Die Leistung steigt am 22. April 2015 auf  $660 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  bei einer gleichbleibenden Globalstrahlung von  $860 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ .

In der Nacht bleiben, im Gegensatz zu den in den vorangehenden Messungen bei konstanter Eintrittstemperatur, die Leistungen annähernd konstant, da durch die variable Eintrittstemperatur auch die konvektiven Verluste konstant gehalten werden. Dafür zeigt sich in den Kurvenverläufen der direkte Einfluss der Himmelstemperatur auf die Enthalpiebilanz sehr gut. Bei einer Temperaturdifferenz von 10 K zur Umgebungstemperatur erreicht die Kühlleistung höhere Werte als bei einer Temperaturdifferenz von 0 K.

Am Sonntag, 19. April 2015, um 5:00 Uhr erreicht der nicht-selektive Absorber mit  $\varepsilon = 0.95$  eine Kühlleistung von  $-160 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ . In der darauffolgenden Nacht werden jedoch nur noch  $-140 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  zur gleichen Zeit erreicht. Dies ist auf die um 4 K gestiegene Himmelstemperatur zurückzuführen. In den Nächten mit einer Temperaturdifferenz von 0 K erreicht die Kühlleistung kleinere Werte, da der konvektive Kühlanteil wegfällt. Der Absorber mit  $\varepsilon = 0.95$  erreicht nun nur noch  $-70 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ . Die Kühlleistung des stark selektiven Absorbers  $\varepsilon = 0.15$  sinkt von  $-95 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  auf  $-20 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ . Dies ist ein wichtiges Resultat, da hier klar ersichtlich wird, wie wichtig ein hoher Emissionsgrad der Absorberfläche für eine hohe Kühlleistung ist.

Der Sommer 2015 zeichnete sich im Gegensatz zum Sommer 2014 durch sonniges und heisses Sommerwetter mit klaren Nächten aus, was beste Bedingungen zur Untersuchung der nächtlichen Strahlungskühlung darstellt.

Es wurden in Zeitschritten von einer Stunde Temperaturdifferenz-Treppen eingestellt. Zusätzlich zu den Temperaturschritten Absorber zu Umgebung von 0 K, 5 K und 10 K werden Messungen bei -5 K durchgeführt. Bei dieser weiteren Temperaturdifferenz von -5 K liegt unter die Absorbertemperatur unter der Umgebungstemperatur und dient der Untersuchung der Fragestellung, ob die Absorber durch Strahlungskühlung selbst dann noch eine Kühlleistung aufweisen, wenn durch die Umgebungstemperatur ein konvektiver Wärmegewinn entsteht.

Abbildung 29 zeigt eine Messperiode von 24 Stunden bei heissem Sommerwetter und einer klaren Nacht, die nach Terminologie der Schweizerischen Meteorologischen Anstalt als „Tropennacht“ bezeichnet wird, die Umgebungstemperatur also während der Nacht nicht unter  $20^\circ\text{C}$  fällt. Um 20:30 Uhr startet der Messzyklus mit einer gegebenen Temperaturdifferenz von 5 K unter der Umgebungstemperatur. Zu diesem Zeitpunkt, kurz vor Sonnenuntergang, sinkt die Globalstrahlung gegen Null. Der stark selektive Absorber zeigt aber immer noch eine positive Leistung mit Werten um  $30 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ . Die Leistung der beiden Absorber mit den höheren Emissionsgraden pendelt sich bei null ein, was sich auch bei der ersten Wiederholung des Messzyklus kurz nach Mitternacht bestätigt.

Bedingt durch den hohen Emissionsgrad geben die Absorber den durch die Temperaturdifferenz zwischen Umgebung und der Oberfläche der Absorber erreichten Wärmeertrag durch Wärmestrahlung im langwelligen Spektralbereich direkt wieder ab. Im weiteren Verlauf des Messzyklus nimmt mit steigender Differenz der Eintrittstemperatur zur Umgebungstemperatur die Kühlleistung zu. Der Absorber mit  $\varepsilon = 0.95$  erreicht Werte bis zu  $-135 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ , der Absorber mit  $\varepsilon = 0.15$  hingegen nur  $-65 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ . Der Unterschied im Emissionsgrad der Oberfläche erklärt die Differenz von  $70 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  Kühlleistung. Dies verdeutlicht wiederum, wie wichtig der Strahlungsanteil für eine hohe Kühlleistung bei heissen und klaren Nächten ist.



#### 6.4.4 Prüfstandsmessungen mit Berieselung des Absorbers

Eine sehr simple Methode, einen Absorber mit schaltbarer Selektivität zu realisieren, liegt in der Benetzung der Oberfläche des Absorbers mit Wasser mittels einer Berieselungsanlage. Dadurch wird die Kühlleistung in der Nacht erhöht, da zur Abstrahlung mit erhöhtem Emissionsgrad und der konvektiven Wärmeabgabe der zusätzliche Kühlmechanismus der Verdunstung hinzutritt.



Abbildung 30: Prüfstandsmessung mit Berieselung der Absorberfläche

Die Erhöhung des Emissionsgrades von den unterschiedlichen Absorbern auf den Emissionsgrad von Wasser ( $\epsilon_w = 0.91$ ) steigert die Kühlleistung. Besonders effektiv ist dies bei klarem Himmel, bei dem ein hohes Abstrahlungspotenzial vorhanden ist. Bei Niederschlag tritt ein ähnlicher Effekt auf. In den in Abbildung 23 beschriebenen Messungen erkennt man die gesteigerte Kühlleistung, welche durch die Benetzung der Oberfläche hervorgerufen wird. Im Gegensatz zu einer Berieselung bei klarem Himmel ist bei Niederschlag die Himmelstemperatur aufgrund der Bewölkung aber höher, was ein geringeres Kühlpotenzial über Abstrahlung impliziert. Bei einer Berieselung bei klarem Himmel ist folglich zu erwarten, dass sich höhere Kühlleistungen als bei Niederschlag ergeben.

In Abbildung 31 ist ein Messzyklus mit Berieselung für die Nacht vom 20. August auf den 21. August 2015 dargestellt.

Um vergleichbare Resultate mit trockenem und benetztem Absorber mit ähnlichen Wetterbedingungen zu erhalten, folgt in der Nacht jeweils auf eine stündliche Berieselungsphase eine stündliche trockene Phase. Dadurch kann der Einfluss der Benetzung auf die Kühlleistung direkt unter annähernd gleichen Bedingungen ermittelt werden. In den Kurvenverläufen der Leistung ist dies ersichtlich.



Die Kühlleistung steigt bei benetzter Oberfläche stark an und erreicht für die Absorber  $\varepsilon = 0.95$  und  $\varepsilon = 0.3$  durchschnittliche Werte von etwa  $-230 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ . Der selektive Absorber mit  $\varepsilon = 0.15$  erreicht benetzt mit  $-220 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  ebenfalls diese Grössenordnung.

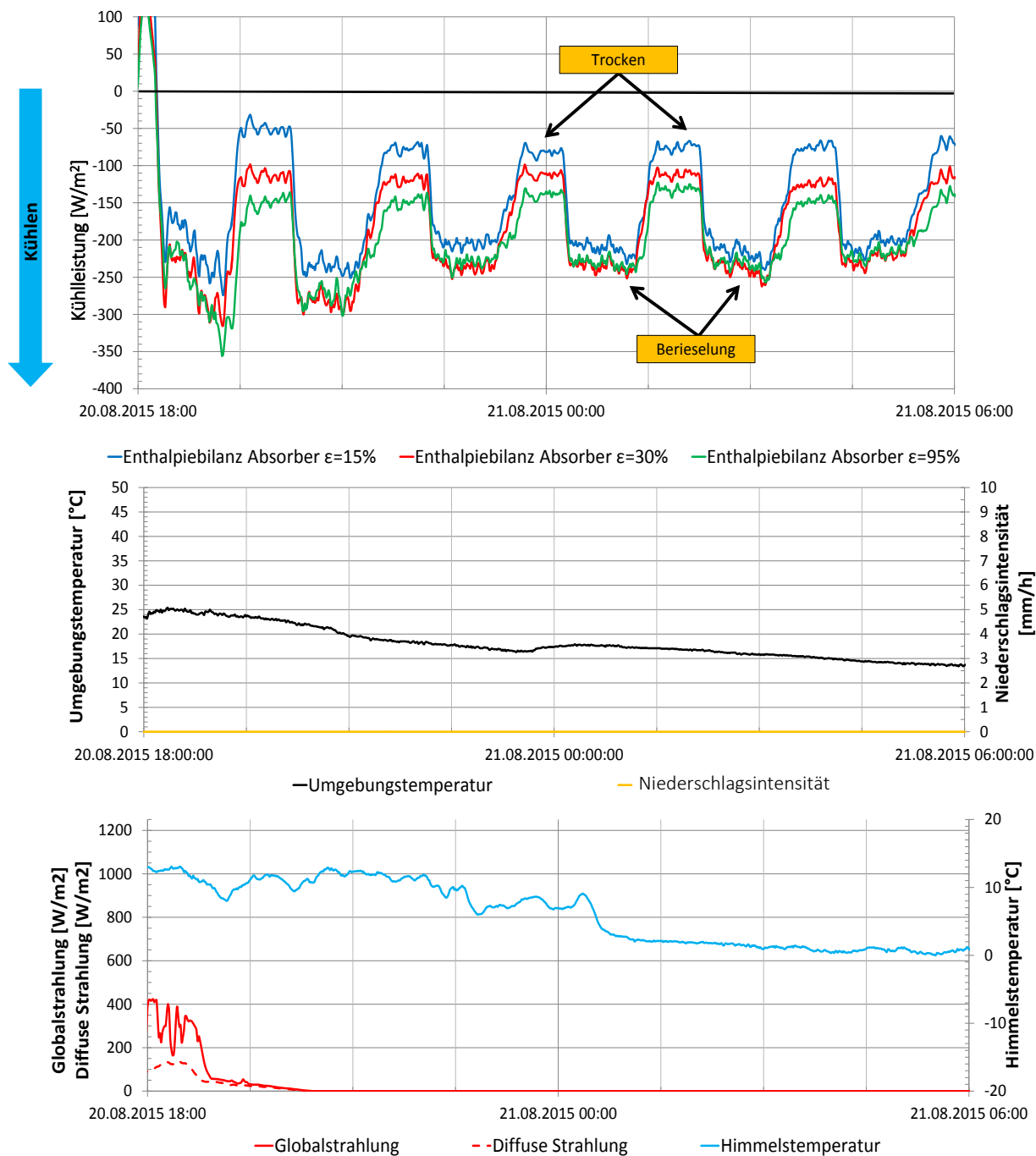


Abbildung 31: Messzyklus mit Temperaturdifferenz 10 K über Umgebungstemperatur und Berieselungsintervall [1 Stunde nass/1 Stunde trocken]

Wird die Berieselung gestoppt, so trocknen die Oberflächen ab, die Emissionsgrade nehmen wieder die Werte der Selektivität der Absorber an und dadurch reduzieren sich die Kühlleistungen wieder auf ihre ursprünglichen Werte.

In Abbildung 32 sind die Kühlleistungen für die trockene Oberfläche und die benetzte Oberfläche der drei Absorber anhand von zwei Zeitpunkten ausgewertet, welche genau eine Stunde auseinander liegen. Innerhalb dieses Zeitraums verändern sich die Witterungsbedingungen nur gering, die Umgebungstemperatur fällt um 1 K, die Himmelstemperatur um 0.9 K, dafür frischt der Wind um 0.6 km/h ein wenig auf. Es kann also von vergleichbaren Randbedingungen ausgegangen werden.

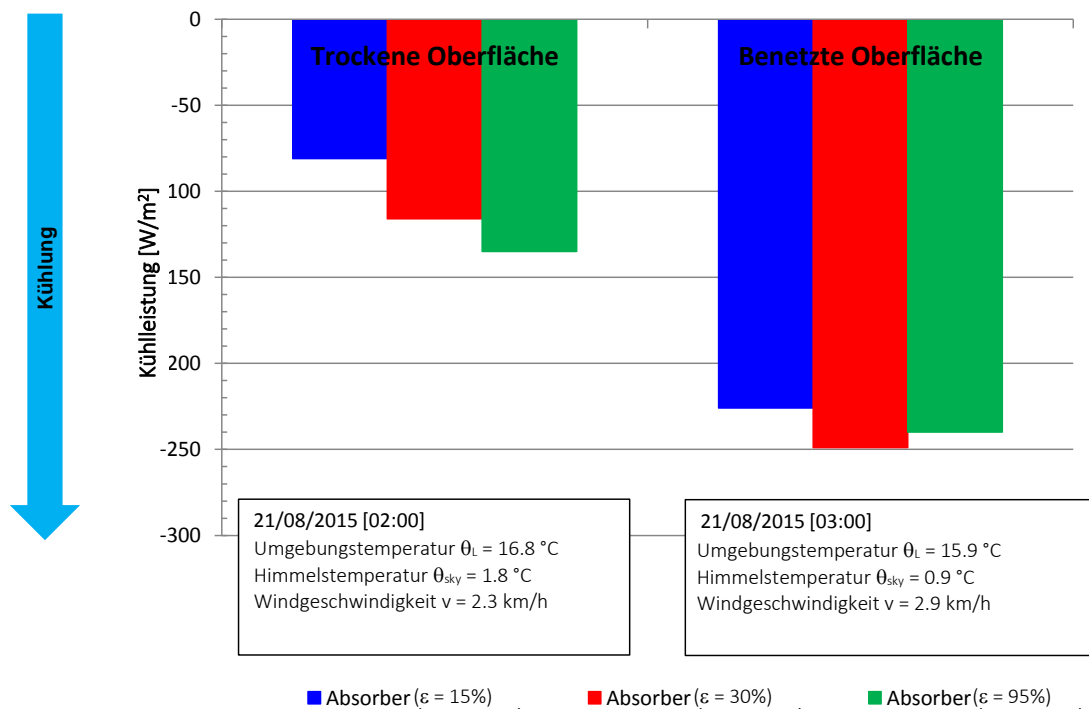


Abbildung 32: Vergleich der Kühlleistung der drei Absorber zwischen trockener und benetzter Oberfläche (Eintrittstemperatur Absorber 10 K über Umgebungstemperatur)

Generell steigt die Kühlleistung durch die Benetzung bei allen Absorbern auf Werte im Bereich von  $-230 \text{ W/m}^2_{abs}$  bis  $-250 \text{ W/m}^2_{abs}$  an. Der Anstieg der Kühlleistung vom trockenen Zustand in den benetzten, ist für den Absorber  $\varepsilon = 0.15$  am grössten, bedingt durch die Erhöhung des Emissionsgrades von  $\varepsilon = 0.15$  auf  $\varepsilon = 0.91$  und die Verdunstungseffekte, welche durch die rund 10 K über der Umgebungstemperatur liegende Temperatur des Absorbers entstehen. Bei den anderen Absorbern ist der Anstieg nicht gleich stark ausgeprägt, da ihre Emissionsgrade im trockenen Zustand bereits höher liegen.

In Abbildung 33 sind die Kühlleistungen für die trockene und die benetzte Absorberfläche bei einer Absorbereintrittstemperatur gleich der Umgebungstemperatur veranschaulicht. Durch die Benetzung steigt nur die Kühlleistung des Absorbers mit Emissionsgrad  $\varepsilon = 0.15$  merklich an und erreicht die Werte der anderen beiden Absorber. Dies lässt den Rückschluss zu, dass dieser Anstieg nur auf eine Veränderung der Selektivität bzw. des langwelligen Emissionsgrads zurückzuführen ist und nicht auf zusätzliche Verdunstungskühlung.

In einem nächsten Schritt wird versucht, aus den Messdaten Rückschlüsse auf die Verteilung der Verdunstung, der Konvektion und der Strahlung an der gesamten Kühlleistung zu ermitteln.

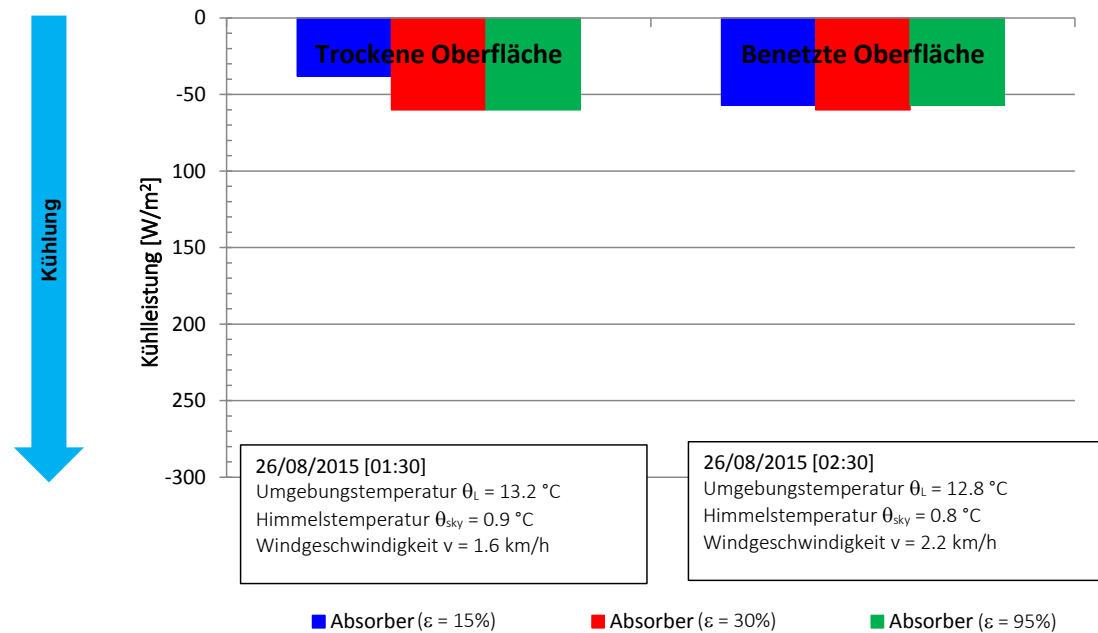


Abbildung 33: Vergleich Kühlleistung der drei Absorber bei trockener und benetzter Oberfläche (Eintrittstemperatur Absorber gleich Umgebungstemperatur)

### 6.4.5 Abschätzung der einzelnen Wärmeübergänge bei Berieselung

Bei der Benetzung der Absorber durch die Berieselungsanlage und der Untersuchung der einzelnen Wärmeübergänge sind bei der Steuerung der Anlage drei Punkte zu beachten:

- Die Absorberfläche soll konstant benetzt sein
- Die Besprühung darf nur in Stössen erfolgen, da die freie Abstrahlung in den Nachthimmel durch den Sprühnebel sonst verhindert wird
- Der Wasserverbrauch soll so gering wie möglich gehalten werden.

Die besten Ergebnisse zur Einhaltung dieser Forderungen werden mit einem Sprühstoss von 5 Sekunden innerhalb einer Minute erreicht.

Die Wassermenge, welche beim Sprühen auf die Absorberfläche trifft und effektiv zur Benetzung beiträgt, wird wie folgt abgeschätzt:

- Aus einer Nebeldüse fließen 0.006 kg/s Wasser
- Eine Besprühung von 2 von 4 Nebeldüsen ist auch bei Wind immer gewährleistet
- Pro Absorber gelangen 0.012 kg/s Wasser auf der Absorberfläche

Während eines Sprühstosses von 5 s benetzen in einer Minute 0.06 kg Wasser den Absorber, was 2.02 kg/(m²h) entspricht, welche in den anschliessenden 55 s bis zum nächsten Sprühstoss zum Teil verdunsten oder abfließen. Nun stellt sich die Frage, inwieweit die Verdunstung und das „Überströmen“ der Absorberfläche neben dem erhöhten langwelligen Emissionsgrad zur Erhöhung der Kühlleistung beitragen.

Die Verdunstungskälte wird wie folgt abgeschätzt:



Die Verdunstungsrate  $\dot{m}_W$  für eine offene Wasserfläche  $A$  wird mit folgender Gleichung berechnet [16]:

$$\dot{m}_W = \sigma \cdot A_b \cdot (x_s - x) \quad (16)$$

mit

$\dot{m}_W$	Verdunstungsrate	[kg/h]
$\sigma$	Verdunstungskoeffizient	[kg/(m <sup>2</sup> h)]
$x$	Feuchtegehalt der Luft	[kg/kg <sub>tr.L</sub> ]
$x_s$	Feuchtegehalt der gesättigten Luft bei $\theta_o$	[kg/kg <sub>tr.L</sub> ]
$A_b$	benetzte Fläche	[m <sup>2</sup> ]

mit der Näherungsformel für den Verdunstungskoeffizienten  $\sigma$  [16]:

$$\sigma = 25 + 19 \cdot v \quad (17)$$

mit

$\sigma$	Verdunstungskoeffizient	[kg/(m <sup>2</sup> h)]
$v$	Windgeschwindigkeit über Absorber	[m/s]

Die Temperatur des Wassers an der Oberfläche  $\theta_o$  ist kleiner als die Temperatur  $\theta_i$  in der Mitte des Wasserfilms und kann mit folgender Näherungsformel berechnet werden [16]:

$$\theta_o = \theta_i - \frac{1}{8} \cdot (\theta_i - \theta_f) \quad (18)$$

mit

$\theta_o$	Temperatur an der Wasseroberfläche	[°C]
$\theta_i$	Temperatur in der Mitte des Wasserfilms	[°C]
$\theta_f$	Feuchtkugeltemperatur	[°C]

Die Verdunstungskühlung berechnet sich aus der Verdampfungsenthalpie  $h_v$  von Wasser in [kJ/mol]:

$$h_v = 50.09 - 0.9298 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right) - 65.19 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^2 \quad (19)$$

$h_v$  wird mit der Molmasse von Wasser von  $M = 0.018$  kg/mol in die spezifische Verdampfungsenthalpie umgerechnet.

Für den Zeitpunkt vom 21. August 2015 um 03:00 Uhr in Abbildung 32 wird die Verdunstungsrate und die dadurch erzeugte Verdampfungsenthalpie für die drei Absorber berechnet:

Tabelle 3: Gemessene Wetterdaten ERL Muttentz

Meteorologische Daten für 21. August 2015 um 03:00 Uhr	
Umgebungstemperatur $\theta_L$	15.9 °C
Windgeschwindigkeit $v$	2.9 km/h = 0.81 m/s
Luftdruck $p$	989 hPa
Relative Feuchte $RH$	68.8%
Feuchtkugeltemperatur $\theta_f$	12.6 °C



Tabelle 4: Exemplarische Berechnung der Verdunstungskühlung für den Absorber mit  $\varepsilon = 0.15$  unter verschiedenen Annahmen der Wasserfilm-Temperaturen

Verdunstungskühlung mit geschätzten Wasserfilm-Temperaturen		
	Absorber $\varepsilon = 0.15$	
Temperatur Absorber $\theta_{abs}$ (gemessen)	22.4 °C	22.4 °C
Temperatur Wasserfilm $\theta_i$ (Annahme)	22.4 °C	18.0 °C
Temperatur Wasseroberfläche $\theta_o$	21.3 °C	17.3 °C
Verdunstungsrate $\dot{m}_w$	0.323 kg/(m <sup>2</sup> h)	0.193 kg/(m <sup>2</sup> h)
Verdampfungsenthalpie $h_v$	2451 kJ/kg	2461 kJ/kg
Verdunstungskälte $\dot{Q}_v$	220 W/m <sup>2</sup>	132 W/m <sup>2</sup>

Die berechnete Verdunstungsrate  $\dot{m}_w$  beträgt nach Tabelle 4 unter der Annahme der Wasserfilmttemperaturen 0.323 kg/(m<sup>2</sup>h) oder 0.0054 kg/(m<sup>2</sup>min). Diese Rate ist um eine Zehnerpotenz kleiner als die Wassermenge, die während des Sprühstosses auf den Absorber trifft. Eine Benetzung in diesen Zeiträumen ist demnach sichergestellt.

Die Temperatur des Wasserfilms auf der Absorberfläche kann nicht genau ermittelt werden. Die Berieselung erfolgt mit frischem Leitungswasser und es kann davon ausgegangen werden, dass dieses im Sommer im Schnitt eine Temperatur zwischen 8 °C und 15 °C aufweist.

Schon am Austritt des Wassers aus der Nebeldüse wird ein Teil des versprühten Wassers verdunstet, was zu einer weiteren Abkühlung des Wassers führt. Bei Auftreffen des Nebels auf der Absorberfläche wird sich die Temperatur des gebildeten Wasserfilms zwischen der des kalten Leitungswassers beim Austritt der Nebeldüse und der mittleren Absorbertemperatur einstellen.

Da die Wärmekapazität des gefüllten Absorbers mit 26 kJ/(m<sup>2</sup>K) deutlich grösser ist als die der pro Sprühstoss verteilten Wassermenge von 0.126 kJ/(m<sup>2</sup>K), kann davon ausgegangen werden, dass die Wasserfilmtemperatur den Wert der mittleren Absorbertemperatur schnell erreicht.

Ist die Temperatur des Wasserfilms kleiner als die Feuchtkugeltemperatur, ist die Verdunstungsrate null. In Abbildung 34 ist die Verdunstungskälte in Abhängigkeit der Wasserfilmtemperatur für die Wetterverhältnisse des 21. August 2015 um 03:00 Uhr aufgetragen. Nimmt die Wasserfilmtemperatur den Wert der mittleren Absorbertemperatur an, so würde die Verdunstungskühlung 220 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub> zur gesamten Kühlung beitragen. Bei 15 °C Filmtemperatur wären es nur noch 70 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub>. Eine kleine Änderung der Wasserfilmtemperatur hat demnach einen grossen Einfluss auf den Wert der Verdunstungskühlung.

Da nicht genau gemessen werden kann, wie der zeitliche Verlauf der Wasserfilmtemperatur ist, muss dieser für die weiteren Berechnungen geschätzt werden.

Für die Berechnung der Verdunstungskühlung in Abbildung 35 wurde die Wasserfilmtemperatur auf 18 °C als Mittelwert zwischen der sommerlichen Leitungswassertemperatur von 14 °C und der mittleren gemessenen Temperaturen der Absorber von 22 °C geschätzt. Dieser Wert wird für die Berechnung der Konvektion und Wärmestrahlung verwendet, da bei Benetzung der Wasserfilm und nicht die Oberfläche des Absorbers mit Umgebung und Himmel im Strahlungsaustausch steht.

Die langwellige Wärmeabstrahlung wird mit der geschätzten Wasserfilmtemperatur, dem langwelligen Emissionsgrad von Wasser und der Himmelstemperatur berechnet. Da der langwellige Emissionsgrad und die Wasserfilmtemperatur für die Absorber infolge der Benetzung nun identisch sind, erhält man für die drei Absorber gleiche Strahlungswerte von -80 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub>.

Der konvektive Anteil an der Kühlung beträgt -11 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub>. Die Verdunstung erreicht für die geschätzte Wasserfilmtemperatur auf dem Absorber einen Wert von -130 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub> (siehe Sensitivitätsanalyse in Abbildung 34) und trägt damit zu einem grossen Teil zur Kühlleistung bei.

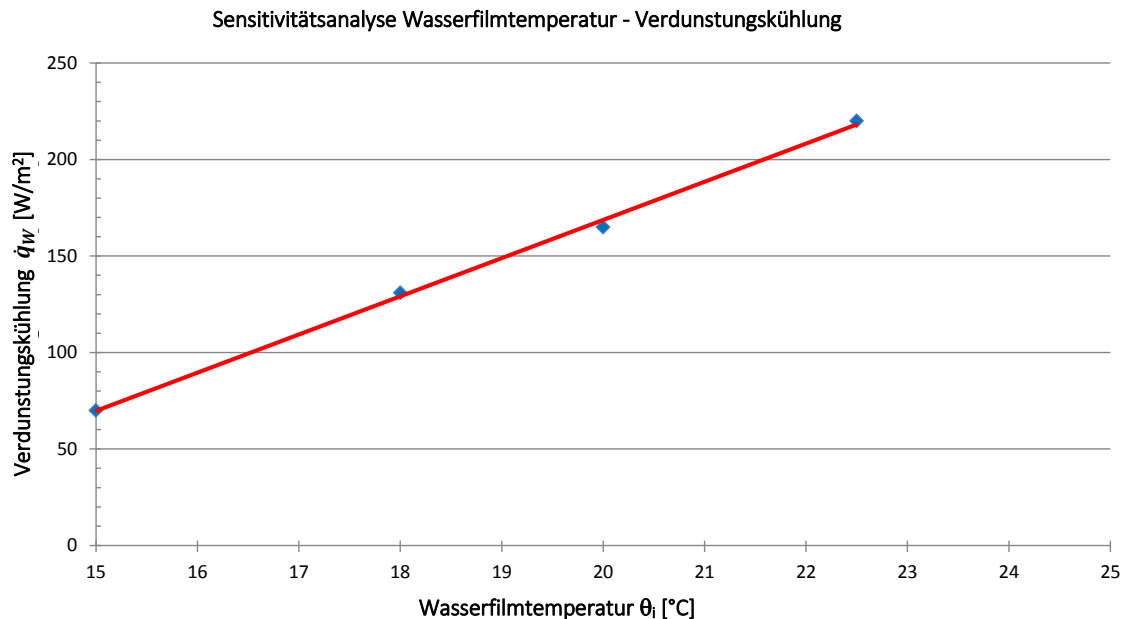


Abbildung 34: Sensitivität Verdunstungskühlung in Abhängigkeit der Wasserfilmtemperatur in der Nacht des 21. August 2015 um 03:00 Uhr

Die Benetzung des Absorbers führt demnach bei den vorherrschenden meteorologischen Bedingungen und Absorbereintrittstemperaturen praktisch zu einer Verdopplung der Kühlleistung. Die Berechnungen der einzelnen Anteile der Kühlleistung über Strahlung, Konvektion und Verdunstung stimmen bei diesem Ansatz mit der Gesamtkühlleistung aus der gemessenen Enthalpiebilanz relativ gut überein, auch wenn es Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Werten von bis  $30 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  gibt.

Diese Unsicherheiten sind einerseits auf die nicht exakt bestimmbare Temperatur des Wasserfilms und andererseits auf die Messunsicherheit der Enthalpiebilanz zurückzuführen. Eine weitere Unsicherheit, die zu Abweichungen führen kann, ist der Benetzungsgrad der Absorber. Visuell kann beobachtet werden, dass das Benetzungsverhalten der drei Kissenabsorber unterschiedlich ist, möglicherweise aufgrund der unterschiedlichen Beschichtungen. Dadurch bilden sich bei den drei Absorbern trockene Stellen auf der Absorbtoberfläche unterschiedlich schnell nach der Berieselung aus. Es wird zudem beobachtet, dass sich das Wasser in den Senken der Kissenabsorber sammelt. Die Kuppen hingegen trocknen durch die leichte Wölbung schneller ab. Trockene Flächen tragen aber nicht zur Verdunstung bei, es ist also demnach denkbar, dass im zeitlichen Verlauf nach dem Sprühstoss nur ca. zwei Drittel der gesamten Absorbtoberfläche wirklich benetzt sind und demnach die Verdunstungsrate mit dieser reduzierten Fläche berechnet werden muss.

In Abbildung 36 wird die Konvektion, Abstrahlung und Verdunstung am 26. Aug. 2015 um 02:30 Uhr berechnet. In dieser Messung ist die Eintrittstemperatur des Absorbers gleich der Umgebungstemperatur. Dadurch sind die mittleren Absorbortemperaturen um rund  $0.5 \text{ K}$  kälter als die Umgebungstemperatur. Die Wasserfilmtemperatur wird unter diesen Bedingungen auf  $12 \text{ °C}$  geschätzt. Die unter diesen Randbedingungen berechnete Konvektion, Abstrahlung und Verdunstung liegt insgesamt  $20\text{--}30 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  über den gemessenen Enthalpiebilanzen der Absorber. Auch hier stellt die geschätzte Wasserfilmtemperatur den grössten Einflussfaktor dar. Die für diese Zeit unter Verwendung der gemessenen meteorologischen Daten berechnete Feuchtkugeltemperatur beträgt  $10.3 \text{ °C}$ . Die Verdunstung reagiert in dem eingestellten Temperaturbereich äusserst sensitiv auf Änderungen der Wasserfilmtemperatur. Eine Reduktion der Wasserfilmtemperatur von nur  $1 \text{ K}$  auf  $11 \text{ °C}$  anstatt  $12 \text{ °C}$ , führt zu einer Abnahme der Verdunstungsleistung um  $10 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  von  $34 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  auf  $24 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ .



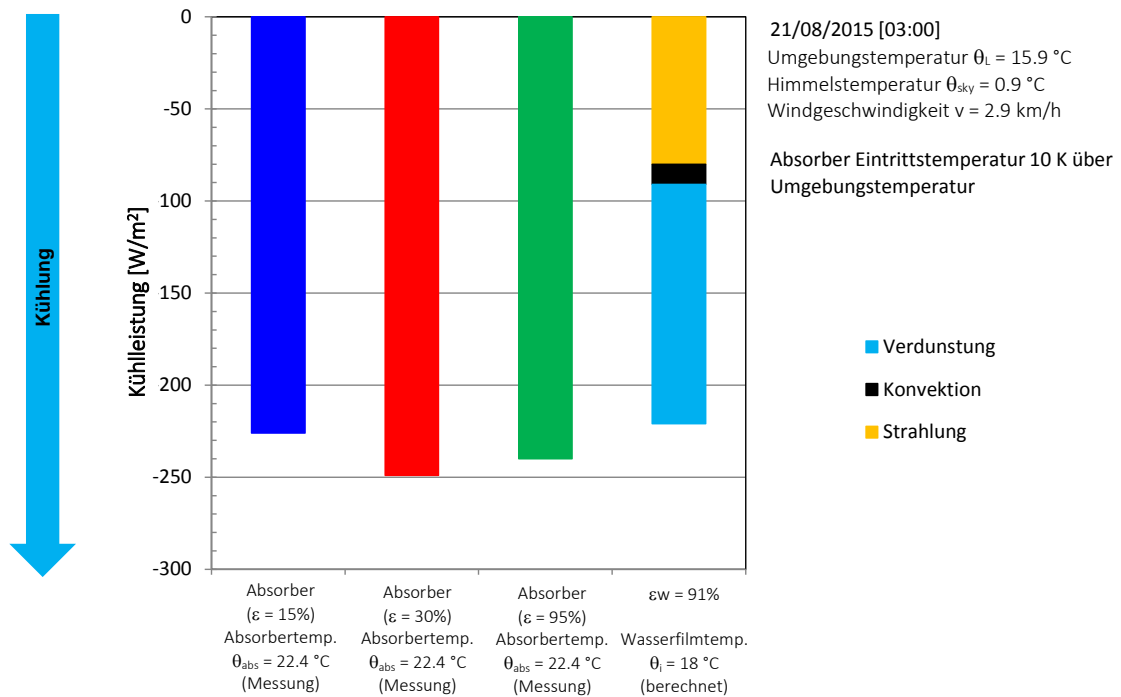


Abbildung 35: Gemessene Kühlleistung der benetzten Absorber und berechnete Konvektion, Strahlung und Verdunstung für eine geschätzte Wasserfiltemperatur von 18 °C auf dem Absorber.

Die Messungen zeigen, dass der Einsatz einer Benetzung des Absorbers nur Sinn macht, wenn die mittleren Absorbertemperaturen deutlich über der Umgebungstemperatur liegen und die Umgebungsluft recht trocken ist. So ist gewährleistet, dass eine hohe Verdunstungsrate erreicht werden kann.

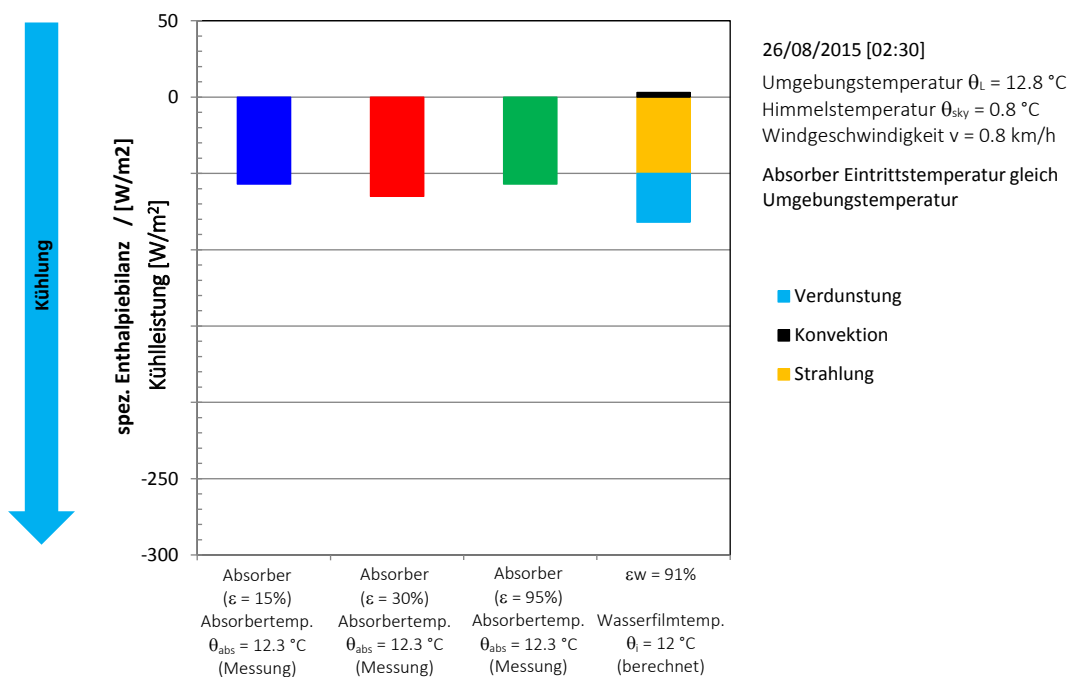


Abbildung 36: Gemessene Kühlleistung der benetzten Absorber und berechnete Konvektion, Strahlung und Verdunstung für eine geschätzte Wasserfiltemperatur von 12 °C auf dem Absorber.

### 6.4.6 Leistungssteigerung durch Niederschlag

Interessant ist nun der Vergleich der Leistungssteigerung infolge einer technischen Berieselung des Absorbers und des natürlichen Niederschlags. Es ist zu vermuten, dass bei Niederschlag die relative Feuchte der Umgebung relativ hoch ist. Die langwelligen Emissionsgrade der einzelnen Absorber werden infolge der Benetzung den Wert von  $\varepsilon = 0.91$  von Wasser annehmen. Ausserdem ist zu vergleichen, ob der Massenstrom auf dem Absorber durch Regen grösser ist als in den durchgeführten Berieselungsversuchen und dadurch zusätzliche Wärme über Konvektion durch Überströmen der Absorberfläche abgegeben wird.

In Abbildung 37 sind die gemessenen Leistungen für die drei Absorber und die berechneten Werte für die Strahlungs-, Konvektions- und Verdunstungsleistung während Niederschlag dargestellt. Der Zeitverlauf der Leistungen der Absorber wird in Abbildung 23 gezeigt. Die gemessene relative Luftfeuchte beträgt 80%, die Feuchtkugelttemperatur liegt bei 13.4 °C und die Umgebungstemperatur bei 15.5 °C. Die Absorber werden mit einer Eintrittstemperatur von 25.0 °C betrieben, was zu mittleren Absorbertemperaturen von 22.5 °C führt. Die Niederschlagsmenge beträgt 0.531 mm/h oder 0.53 kg/h/m<sup>2</sup><sub>abs</sub>. Für die Berechnung der Verdunstung muss die Wasserfilmtemperatur wiederum abgeschätzt werden. In einer ersten Näherung wird angenommen, dass der Niederschlag die gleiche Temperatur wie die Umgebungstemperatur aufweist und die Wasserfilmtemperatur als Mittelwert der Umgebungstemperatur und der mittleren Absorbertemperatur berechnet werden kann. Damit ergibt sich eine Verdunstungsrate von 0.163 kg/(m<sup>2</sup>h) und eine Verdunstungsleistung von 111 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub>. Insgesamt sind die gemessenen Leistungen um ca. 20 W/m<sup>2</sup><sub>abs</sub> höher als die unter den getroffenen Annahmen berechneten Werte, was aber im Rahmen der zu erwartenden Messunsicherheit und im Abschätzungsfehler der Wasserfilmtemperatur liegt.

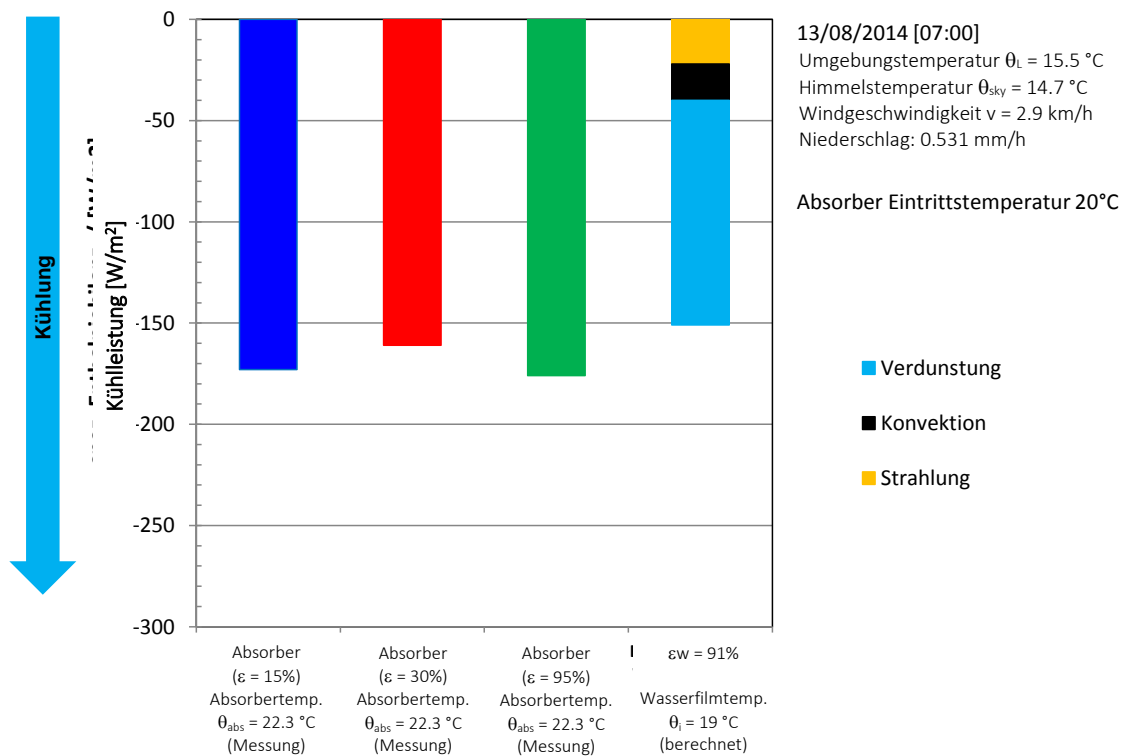


Abbildung 37: Gemessene Enthalpiebilanzen der Absorber und berechnete Werte für Konvektion, Strahlung und Verdunstung mittels gemessenen Wetterdaten

Es können einige Unterschiede zwischen der natürlichen Benetzung durch Niederschlag und der künstlichen Benetzung durch die Berieselungsanlage aufgezeigt werden. Im Vergleich zu den Berieselungsversuchen, bei welchen die Benetzung stossweise erfolgt, wird bei Niederschlag die Benetzung der Absorber kontinuierlich.

Dadurch reicht eine viel kleinere Wassermenge für ähnliche grosse Beträge der Verdunstungskühlung verglichen mit der künstlichen Berieselung aus. Dafür geht aber der Anteil der Kühlung durch Wärmeabstrahlung trotz den hohen Absorbertemperaturen zurück. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die gemessene Himmelstemperatur durch den Niederschlag, die Bewölkung und die hohe relative Luftfeuchte annähernd die Lufttemperatur annimmt, was direkt eine kleinere Strahlungsleistung zur Folge hat.

Durch die Messungen wird gezeigt, dass Niederschlag situativ ohne Einsatz von technischen Hilfsmitteln wie einer Berieselung fast zu einer Verdoppelung der Kühlleistung führen kann. Nachteilig ist allerdings, dass der Zeitpunkt und die Dauer des Niederschlags nicht frei gewählt werden kann. Mit einem Energiespeicher kann diese Kälte jedoch gespeichert werden und steht bei Bedarf zu einem späteren Zeitpunkt wieder zu Verfügung. Dadurch kann Niederschlag, welcher tagsüber anfällt, effizient zur Kühlung genutzt werden.

Eine künstliche Berieselung, welche getaktet betrieben wird, kann planbar eingesetzt werden und zur Erhöhung der Kühlleistung vor allem in sehr heissen Sommernächten über eine gewisse Zeitdauer beitragen. Gerade in klaren Nächten wird die Kühlleistung einerseits durch den Verdunstungsanteil und andererseits durch den erhöhten Strahlungsanteil deutlich gesteigert.

## 6.5 Zusammenfassung Messungen

In den Prüfstandmessungen im Energie Research Lab in MuttENZ konnte in mehreren Versuchsreihen der Einfluss der selektiven Beschichtung auf die Heiz- und Kühlleistung der Absorber gezeigt werden. Stark selektive Absorber mit einem langwelligen Emissionsgrad von  $\varepsilon = 0.15$  erreichen in durchschnittlich klaren Nächten bis zu  $-70 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  Kühlleistung. Der nicht selektive Absorber dagegen mit einem langwelligen Emissionsgrad von  $\varepsilon = 0.95$  erreicht deutlich höhere Werte um  $-150 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ . Der unterschiedliche langwellige Emissionsgrad führt demnach zu Unterschieden von  $80 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ . Bei sehr klaren Nächten werden noch grössere Unterschiede in der Kühlleistung von bis zu  $100 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  beobachtet.

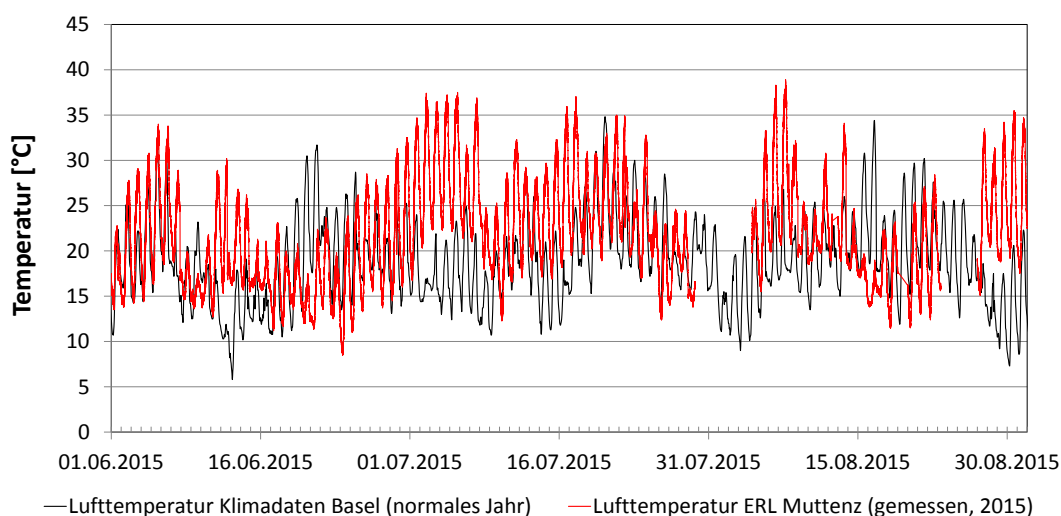


Abbildung 38: Vergleich der gemessene Lufttemperatur mit Klimadaten von Basel-Binningen für normales Jahr [3]

Weiter konnte gezeigt werden, dass die Witterung und die Betriebstemperatur einen grossen Einfluss auf die erzielten Leistungen haben.

Durch die Messungen kann der Einfluss der selektiven Beschichtungen auf die Wärmeerträge und Wärmeabfuhr der Absorber gezeigt werden. Grundsätzlich erzielt der stark selektive Absorber unter allen Witterungsbedingungen den grössten Wärmeertrag ( $3.0\text{-}5.0 \text{ kWh/m}^2_{\text{abs},24\text{h}}$ ), schneidet dafür beim Kühlbetrieb besonders in klaren Nächten bei Eintrittstemperaturen um die Umgebungstemperatur am schlechtesten ab ( $0.2\text{-}0.9 \text{ kWh/m}^2_{\text{abs},24\text{h}}$ ). Der nicht selektive Absorber erreicht dagegen zu allen Zeiten die höchsten Kühlerträge ( $0.8\text{-}1.8 \text{ kWh/m}^2_{\text{abs},24\text{h}}$ ), dafür aber auch niedrigere Heizerträge ( $2.0\text{-}3.8 \text{ kWh/m}^2_{\text{abs},24\text{h}}$ ).

Liegt der Fokus der Absorber auf Kühlung in den Sommermonaten, muss sicherlich auf eine Beschichtung mit einem hohen langwelligen Emissionsgrad Wert gelegt werden. Soll primär der Wärmeertrag auf gehobenem Temperaturniveau hoch sein, so ist eine selektive Beschichtung unverzichtbar. In einem überdurchschnittlich heissen Sommer, wie dies im Jahr 2015 der Fall war, sinken die Temperaturen in der Nacht oft nicht unter  $20^\circ\text{C}$ . Vergleicht man die gemessene Lufttemperatur am Standort des ERL in Muttenz mit den Klimadaten des Standorts Basel-Binningen für ein normales Jahr, so lassen sich deutliche Abweichungen erkennen. Die Durchschnittstemperatur in den Monaten Juni bis und mit August beträgt in den Klimadaten  $18.9^\circ\text{C}$ . Aus den gemessenen Werten kann ein Mittelwert von  $21.8^\circ\text{C}$  berechnet werden. Die Durchschnittstemperatur liegt demnach  $2.9 \text{ K}$  über dem normalen Wert. Besonders der Juli und der Anfang des Augustes waren deutlich zu warm. Während dieser Zeit fallen die Temperaturen selbst in der Nacht selten unter  $20^\circ\text{C}$ . Diese Temperaturen werden aber erst in den frühen Morgenstunden kurz vor Sonnenaufgang erreicht.

Nach Mitternacht konnten durchwegs noch Temperaturen über  $25^\circ\text{C}$  gemessen werden. Dieser Vergleich zeigt, dass deutlich wärmere Sommer als in normalen Jahren auftreten können. Aufgrund des Klimawandels ist zu erwarten, dass sich solche Extremtemperaturen im Sommer in Zukunft noch häufen werden.

Tabelle 5: Überdurchschnittlich heisser Sommer (Juli 2015)

Umgebungs- temperatur	Himmels- temperatur	Bewöl- kung	Nieder- schlag	Absorber Eintritt	Absorber ( $\epsilon = 0.15$ )	Absorber ( $\epsilon = 0.3$ )	Absorber ( $\epsilon = 0.95$ )
$\theta_L$	$\theta_{sky}$		NI	$\theta_{ein}$	$\dot{Q}_K$	$\dot{Q}_K$	$\dot{Q}_K$
$24^\circ\text{C}$	$15^\circ\text{C}$	klar	nein	$24^\circ\text{C}$	$-10 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$	$-35 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$	$-40 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$
$24^\circ\text{C}$	$15^\circ\text{C}$	klar	nein	$28^\circ\text{C}$	$-40 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$	$-75 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$	$-90 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$
$24^\circ\text{C}$	$15^\circ\text{C}$	klar	nein	$33^\circ\text{C}$	$-70 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$	$-110 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$	$-140 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$

Der Bedarf an Kühlleistung wird demnach künftig noch steigen. Welche Einflüsse haben nun solche überdurchschnittlich heissen Wetterperioden auf die Strahlungskühlung?

In Tabelle 5 sind Messwerte der Umgebungstemperatur einer Juli-Nacht im ERL in Muttenz von  $24^\circ\text{C}$  gegeben. Bei Eintrittstemperaturen des Absorbers gleich der Aussentemperatur sind die Kühlleistungen mit  $40 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  in klaren Nächten selbst für Absorber mit hohem langwelligen Emissionsgrad bescheiden.

Erst bei einer deutlichen Überhöhung der Eintrittstemperaturen zur Umgebungstemperatur werden Leistungen im Bereich von  $100 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  erreicht. Die in der Gebäudestruktur gespeicherte Wärme wird ein Temperaturniveau von  $33^\circ\text{C}$  aber nicht erreichen. Die Strahlungskühlung kann somit einen Beitrag an die gesamte Kühlleistung liefern, benötigt aber Unterstützung durch aktive Kühlsysteme. Das Absorberfeld kann bei solchen Randbedingungen als Senke einer aktiven Kühlung dienen, oder man nutzt zusätzliche Verdunstungskühlung infolge einer künstlichen Berieselung, um die Kühlleistung zu steigern.



Fällt der Sommer dagegen kühl und regnerisch aus, wie dies im Sommer 2014 der Fall war, so nimmt der konvektive Anteil an der Kühlleistung zu und auch Niederschlag trägt zur Kühlleistung bei, wie die Werte in Tabelle 6 zeigen.

Tabelle 6: Kühler und regnerischer Sommer (2014)

Umgebungs- temperatur	Himmels- temperatur	Bewöl- kung	Nieder- schlag	Absorber Eintritt	Absorber ( $\varepsilon = 0.15$ )	Absorber ( $\varepsilon = 0.3$ )	Absorber ( $\varepsilon = 0.95$ )
$\theta_L$	$\theta_{sky}$		<i>NI</i>	$\theta_{ein}$	$\dot{Q}_K$	$\dot{Q}_K$	$\dot{Q}_K$
15 °C	10 °C	bewölkt	nein	25 °C	-70 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-85 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-110 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>
15 °C	11 °C	bewölkt	ja	25 °C	-180 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-180 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-180 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>
17 °C	14 °C	klar	nein	25 °C	-60 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-70 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-90 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>
19 °C	19 °C	bewölkt	ja	25 °C	-60 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-70 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-70 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>

In der Übergangszeit mit viel Bewölkung und regnerischer Witterung, wie in Abbildung 21 dargestellt liegt bei einer Eintrittstemperatur von 20 °C die Absorbertemperatur deutlich über den Umgebungstemperaturen und der Anteil der konvektiven Kühlung an der gesamten Kühlleistung steigt. Der Strahlungsanteil ist nicht mehr dominant und dadurch sinkt auch der Einfluss der selektiven Beschichtung. Hier kann gezeigt werden, dass ein mittlerer langwelliger Emissionsgrad noch genügend hohe Wärmeerträge liefert, aber trotzdem noch einen nennenswerten Kühlertrag aufweist.

Tabelle 7: Übergangszeit (April 2015)

Umgebungs- temperatur	Himmels- temperatur	Bewöl- kung	Nieder- schlag	Absorber Eintritt	Absorber ( $\varepsilon = 0.15$ )	Absorber ( $\varepsilon = 0.3$ )	Absorber ( $\varepsilon = 0.95$ )
$\theta_L$	$\theta_{sky}$		<i>NI</i>	$\theta_{ein}$	$\dot{Q}_K$	$\dot{Q}_K$	$\dot{Q}_K$
11 °C	-6 °C	klar	nein	21 °C	-70 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-110 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-150 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>
12 °C	-2 °C	klar	nein	22 °C	-70 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-110 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-140 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>
15 °C	-5 °C	klar	nein	15 °C	-30 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-60 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-80 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>
18 °C	3 °C	klar	nein	28 °C	-70 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-110 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	-140 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>

Herrscht in der Übergangszeit aber kühles Wetter und klarer Himmel, so ist ein hoher langwelliger Emissionsgrad zur effizienten Kühlung in der Nacht wieder ein nicht zu unterschätzender Vorteil, wie dies die Messwerte in Tabelle 7 belegen.

Die Wahl der selektiven Beschichtung entscheidet über die Effizienz des Absorbers für einen bevorzugten Betriebsmodus: Heizen oder Kühlen. Dadurch bietet die selektive Beschichtung im jeweils anderen Betriebsmodus immer nur einen Kompromiss. Einzig ein Kollektor mit schaltbarer Selektivität ist in der Lage, in beiden Betriebsmodi optimales Betriebsverhalten zu erreichen.

Deshalb wird anhand einer künstlichen Benetzung des Absorbers während der Nacht mittels einer Berieselungsanlage gezeigt, dass selbst bei einer selektiven Beschichtung die Kühlleistung deutlich gesteigert werden kann. Unter guten Bedingungen kann dies sogar zu einer Verdoppelung der Leistung führen. Während des Tages wird aber dank der selektiven Beschichtung trotzdem ein hoher Wärmeertrag auf gehobenem Temperaturniveau erzielt. In den durchgeführten Versuchsreihen konnten bei verschiedenen Betriebspunkten der einzelnen Absorber und unterschiedlichen Wetterbedingungen genügend Daten gesammelt werden, die eine Validierung des an der HSR weiterentwickelten Kollektormodells ermöglichen.

## 7 Ergebnisse Simulation

Aufbauend auf den Prüfstandsmessungen soll zur Charakterisierung der Eigenschaften und Leistungen der Aussenfläche die Integration in ein System betrachtet werden und mittels Simulationen die Kennzahlen nach Kap. 4.2 für den Betrieb der Aussenflächen mit verschiedenen Flächeneigenschaften ermittelt werden.

Für die Simulationen wurde das Modell der Aussenfläche aus der Potenzialstudie im Rahmen dieses Projekts erweitert und mit den Messdaten der am IEBAu durchgeführten Prüfstandsmessungen validiert. Im Anschluss wurde das Absorbermodell in ein System integriert und die Leistungsfähigkeit und Effizienz der Aussenflächen in unterschiedlichen Betriebsmodi mit den Kennzahlen bewertet.

### 7.1 Simulationsumgebung

Die Simulationen von Aussenfläche und Gebäude wurde mit der Simulationsumgebung Matlab/Simulink® und der Toolbox Carnot [17] durchgeführt.

Das Gebäudemodell umfasst das thermische Verhalten der Raumzonen, die als 2-Stern-Modell nach Feist [18] mit separatem Konvektions- und Strahlungsknoten modelliert sind, so dass eine operative Temperatur der Raumzonen ausgewertet werden kann. Wandbauteile sind nach dem Modell von Beuken [19] als Widerstands-Kapazitäts-Netzwerk der einzelnen Wandschichten modelliert. Die Abbildung des thermoaktiven Bauteilsystems (TABS) erfolgt mit dem Modell von Koschenz und Lehmann [20].

Die Nutzung des Gebäudes kann mit frei definierbaren Lastgängen modelliert werden. Sie wurden anhand des SIA Merkblatts 2024 [4] festgelegt. Die Wärmeabgabe über die Aussenfläche wird zu den Freigabezeiten aktiviert. Die Simulation rechnet mit dynamischer Zeitschrittweite, abhängig von der zeitlichen Änderung der Zustandsgrößen.

Der ungedeckte Absorber des Industriepartners Energie Solaire SA wurde auf Grundlage des Modellansatzes der europäischen Kollektorprüfnorm EN 12975 [2] und Ansätzen nach Stegmann et al. [21], die auf der EN 12975 aufbauen, modelliert und im Rahmen dieses Projekts in Matlab-Simulink® implementiert.

Die Simulationen wurden für Raumzonen mit Einzel-/Gruppenbüro-Nutzung entsprechend der Potenzialanalyse durchgeführt. Eine detailliertere Beschreibung der Raumzonen und Nutzung befindet sich in Anhang 2.

### 7.2 Systemintegration

Im Kern des Projekts steht die Frage des Einsatzes der gleichen Aussenflächen für einen multifunktionalen Heiz- und Kühlbetrieb. Daher wurde eine Systemintegration gewählt, deren Komponenten jeweils für beide Betriebsmodi eingesetzt werden können. Abbildung 39 zeigt das Prinzip der Systemintegration.

Die gewählte Systemkonfiguration besteht aus den Hauptkomponenten aktivierte Aussenfläche, Pufferspeicher, Wärmeübertrager für Direktheiz- und Rückkühlbetrieb, Wärmeübertrager für Free-Cooling Betrieb, Wärmepumpe und den Übergabesystemen für die Nutzungen im Heiz- und Kühlbetrieb, die als thermoaktive Bauteilsysteme ausgeführt sind. Zusätzlich können im Verteil- und Übergabesystem weitere Speicher, beispielsweise ein Trinkwarmwasserspeicher installiert sein.

Mit der dargestellten Systemkonfiguration können prinzipiell die folgenden Betriebsmodi realisiert werden:

- Winterlicher Heizbetrieb mit der Aussenfläche als Wärmequelle
- Winterlicher solarer Direktheizbetrieb mit der Aussenfläche als Solarabsorber
- Simultanbetrieb mit Wärmepumpe für Heizen und Kühlen
- Sommerlicher Free-Cooling Betrieb über die Aussenfläche
- Sommerlicher Kühlbetrieb über Wärmepumpe als Zusatzkühlung

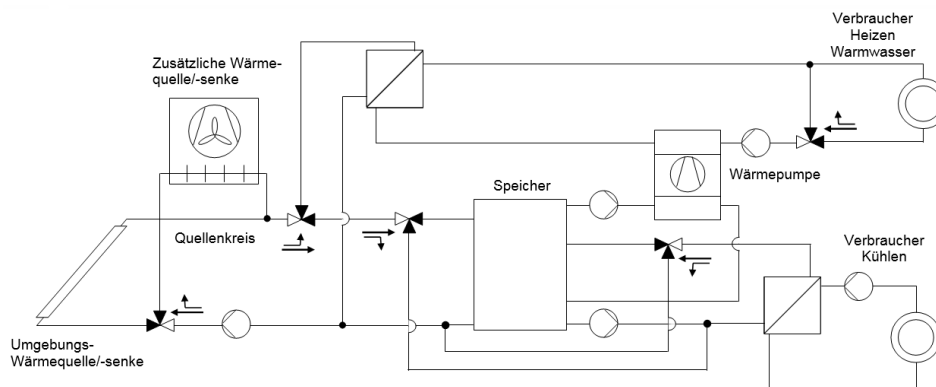


Abbildung 39: Prinzipschema der Systemintegration aus multifunktional einsetzbaren Komponenten

Im Rahmen der Simulationen wurde der Schwerpunkt auf die Modellierung und Bewertung des Betriebs der Aussenfläche gelegt und deren Betriebsarten im Heiz- und Kühlbetrieb simuliert. Der Wärmepumpensimultan- bzw. -rückkühlbetrieb wurde im Rahmen dieser Studie nicht detailliert betrachtet, sondern mit bekannten Werten für Kältemaschinen ausgewertet. Im Folgenden werden die Betriebsarten kurz beschrieben.

## 7.2.1 Winterlicher Heizbetrieb

Günstige Flächeneigenschaften für einen winterlichen Heizbetrieb sind eine hohe Absorption für Solarstrahlung sowie eine geringe Emission von Wärmestrahlung und geringe Wärmeabgabe über Konvektion. Die günstige Ausrichtung der Fläche für den Winterbetrieb ist ein grosser Neigungswinkel zur Horizontalen, da dann eine hohe senkrechte Einstrahlung und damit eine Maximierung des Solarertrags bei geringen winterlichen Sonnenhöhenwinkeln erfolgt. Hierbei hat jedoch auch die Bebauung in der Umgebung des Gebäudes einen Einfluss, da z.B. bei Fassadenintegration des Kollektors auch die Verschattung von Nebengebäuden berücksichtigt werden muss.

Im winterlichen Heizbetrieb fungiert die aktivierte Aussenfläche als Aussenwärmeübertrager und damit als Wärmequelle für die Wärmepumpe, die aus der Umgebung über Strahlung und Konvektion Wärme aufnehmen kann. Dabei wird angestrebt, die Aussenfläche als einzige Wärmequelle für die Wärmepumpe zu betreiben.

Dafür wird ein Pufferspeicher in das System integriert. Der Pufferspeicher dient im Winterbetrieb als Quellspeicher für die Wärmepumpe. Der Quellspeicher wird über die aktivierte Aussenfläche mit Wärme geladen und die Wärmepumpe entzieht dem Quellspeicher Wärmeenergie als Quelle für den Heizbetrieb. Über den Quellspeicher können kurzzeitige Perioden mit geringer Einstrahlung oder geringen Aussentemperaturen überbrückt werden.

Da die Wärmequelle auch und gerade bei Temperaturen unterhalb des Gefrierpunkts zur Verfügung stehen muss, ist ein Frostschutz erforderlich. Für die durchgeführten Simulationen wurde ein Speicher mit Wasser-Glykol-Gemisch betrachtet, womit eine Medientrennung des Quellenkreises und des Übertragungs- und Verteilungsnetzes erfolgen muss.



Dieser wird über den Verdampfer der Wärmepumpe oder über die Wärmeübertrager für solaren Direktheizbetrieb sichergestellt. Der Quellspeicher könnte auch als Eisspeicher ausgeführt werden. Die Medientrennung würde dann über einen im Quellspeicher integrierten Wärmeübertrager erfolgen.

Je nach Aussentemperaturen und Einstrahlung am Standort kann jedoch die Einsatzgrenze der Wärmepumpe unterschritten werden. Dem Fall einer zu geringen Quellenleistung könnte mit einer zusätzlichen Wärmequelle begegnet werden, bei Unterschreiten der Einsatzgrenze der Wärmepumpe müsste jedoch kurzzeitig eine Notheizung in Betrieb genommen werden. Eine zusätzliche Wärmequelle kann über den Quellenkreis ins System eingebunden werden, wie in Abbildung 39 dargestellt ist. Bei ausreichendem Temperaturniveau der Aussenfläche für Heizanwendungen kann über einen Wärmeübertrager die Wärme direkt ins Verteilsystem abgegeben werden, ohne dass ein Wärmepumpenbetrieb notwendig ist. Dieser Fall kann in der Übergangszeit bei schon reduzierten Heizlasten, aber bereits guten solaren Einstrahlungswerten auftreten. Dafür ist eine Medientrennung von Quellen- und Verteilkreis über den Wärmeübertrager notwendig.

## 7.2.2 Simultaner Heiz- und Kühlbetrieb

Besteht gleichzeitiger Heiz- und Kühlbedarf im Gebäude, können über die Wärmepumpe im Simultanbetrieb beide Nutzenergien bereitgestellt werden, indem die am Verdampfer notwendige Wärme den zu kühlenden Gebäudezonen entzogen wird. Die Einbindung kann entweder direkt oder über den Pufferspeicher erfolgen. Abbildung 39 zeigt eine Einbindung über den Pufferspeicher, so dass der Wärmeentzug des Wärmepumpenverdampfers aus dem Pufferspeicher den Speicher herunterkühlt, was zur Kühlung der Gebäudezonen mit Kühllast genutzt wird. Der Pufferspeicher fungiert in diesem Betriebsmodus also als Kältespeicher.

## 7.2.3 Sommerlicher Kühlbetrieb

Bei reinem Kühlbedarf liegt die Priorität auf einem Free-Cooling-Betrieb über die aktivierte Aussenfläche. Die Wärmeabgabe erfolgt über die Mechanismen Strahlung und Konvektion, wie in den Prüfungsmessungen gezeigt wurde. Günstige Flächeneigenschaften sind demzufolge ein hoher Emissionsgrad der Fläche, um die Wärmeverluste durch Strahlung zu maximieren, und ein möglichst guter konvektiver Wärmeübergang der aktivierten Aussenfläche an die kühlere Umgebung. Daher ist eine unabgedeckte Aussenflächen, die direkt den Umgebungsbedingungen ausgesetzt ist, günstig. Dies steht im Widerspruch zu einem möglichst guten Wärmeertrag im Winterbetrieb, weshalb je nach Nutzung ein Optimierungspotenzial hinsichtlich der Flächeneigenschaften besteht bzw. sich eine Anpassbarkeit der Flächeneigenschaften günstig auswirkt. Die Einbindung des Free-Cooling Betriebs kann direkt über die zu kühlenden Zonen oder über den Pufferspeicher erfolgen. Genügt der Free-Cooling Betrieb nicht, um die Kühllast zu decken, kann die Wärmepumpe im Umkehrbetrieb betrieben werden und als Zusatzkühlung die fehlende Kühlenergie bereitstellen.

## 7.3 Modellvalidierung

Für den Vergleich zwischen den Messwerten und den Simulationen wurden die Daten aus verschiedenen, am Institut Energie am Bau durchgeführten Messreihen verwendet. In Matlab/Simulink® wurden die Messdaten in die Simulation eingelesen und das Kollektormodell unter diesen Bedingungen simuliert. Verglichen wurde die Austrittstemperatur des Absorbers.

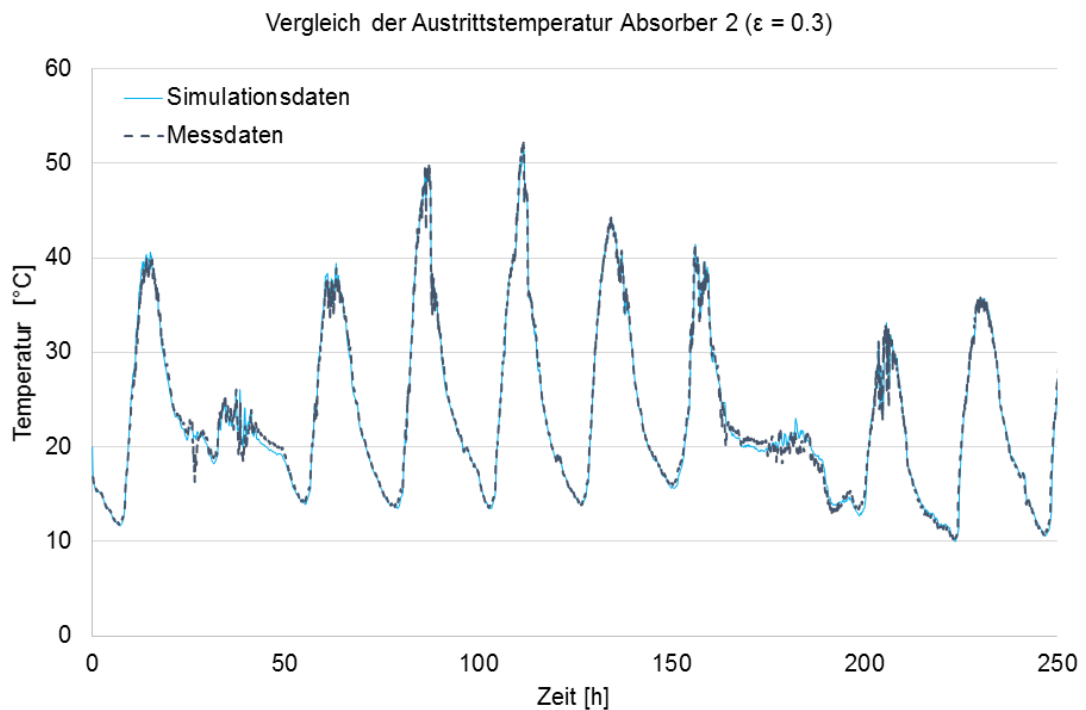


Abbildung 40: Vergleich der Austrittstemperatur für Messung und Simulation für Absorber 2 ( $\varepsilon = 0.3$ )

Wie in Abbildung 40 zu erkennen ist, stimmt die Austrittstemperatur der Absorbersimulation sehr gut mit den Prüfstandsmessungen überein. Auch die Dynamik des simulierten Absorbers entspricht dem realen Verhalten des Absorbers.

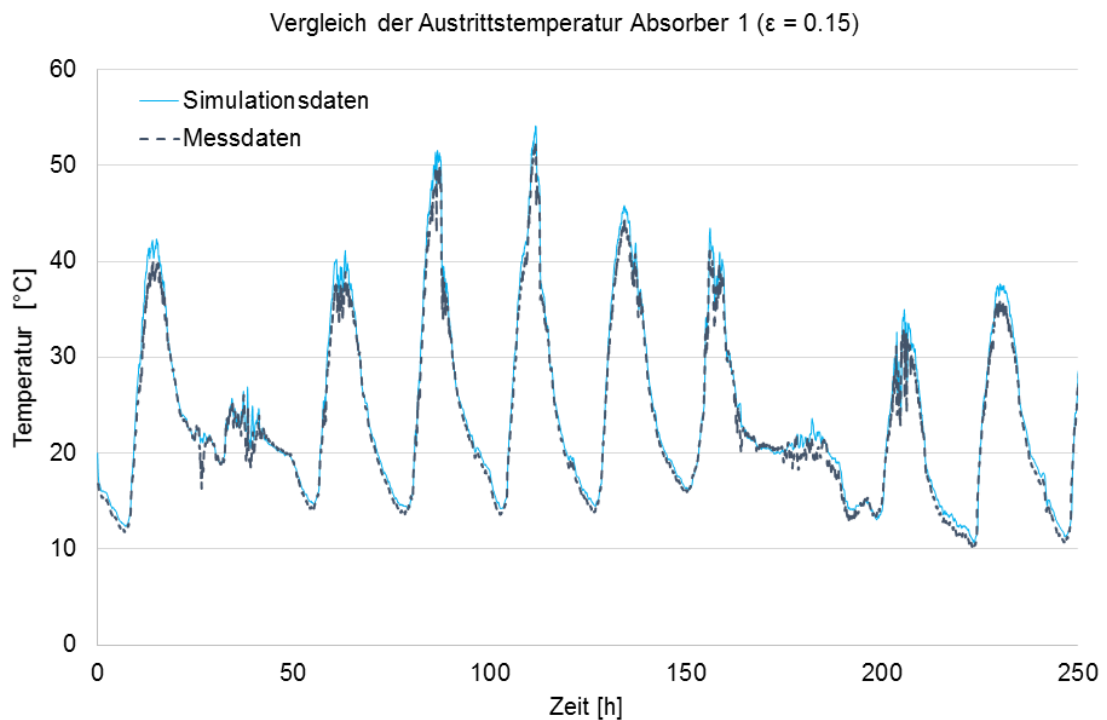


Abbildung 41: Vergleich der Austrittstemperatur für Messung und Simulation für Absorber 1 ( $\varepsilon = 0.15$ )

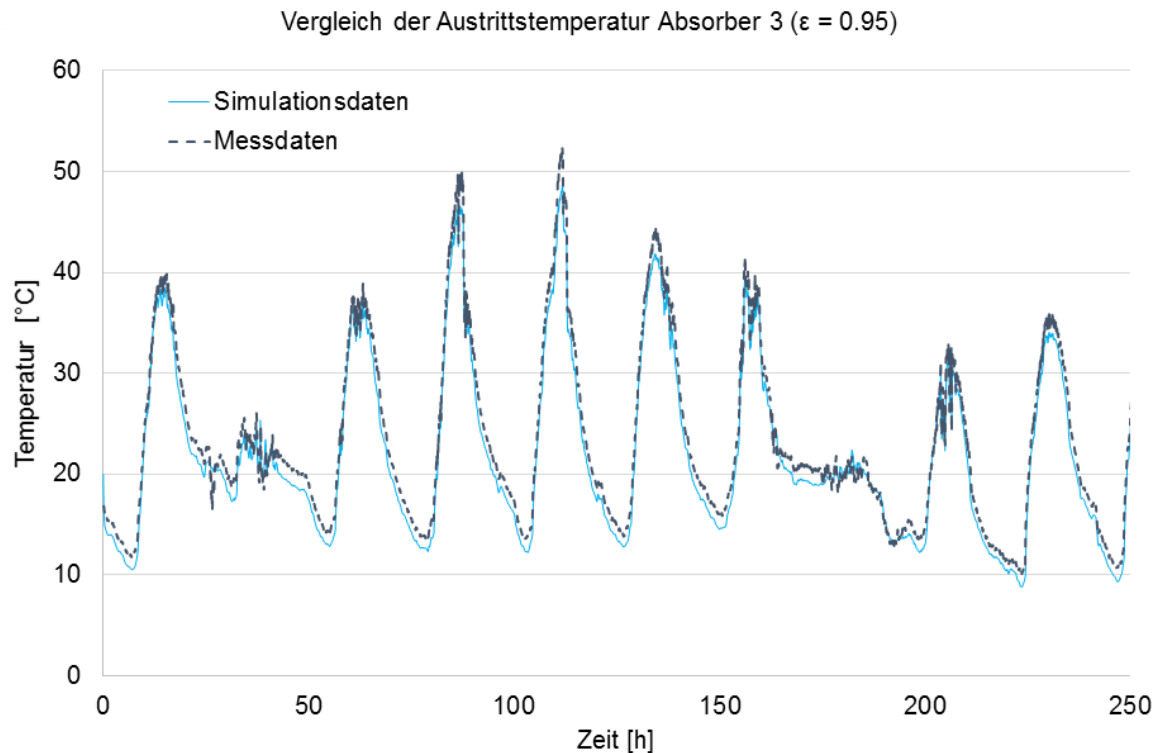


Abbildung 42: Vergleich der Austrittstemperatur Messung und Simulation für Absorber 3 ( $\epsilon = 0.95$ )

Die Simulation der beiden anderen Absorber ( $\epsilon = 0.15$  und  $\epsilon = 0.95$ ) zeigt ebenfalls eine gute Übereinstimmung zwischen den Mess- und Simulationsdaten bezüglich der Austrittstemperatur des Kollektors, wie aus Abbildung 41 und Abbildung 42 entnommen werden kann. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass das Modell korrekt implementiert wurde und die damit durchgeführten Simulationen aussagekräftig sind.

### 7.3.1 Berieselung

Das IEBau hat weiterhin Testmessungen durchgeführt, bei denen die Absorber berieselt wurden. Das Absorbermodell wurde für die Simulation des Berieselung-Effekts erweitert. Die gemessenen Daten wurden wiederum mit Simulationsdaten verglichen. Die Berieselung wurde anhand der Messdaten in Abbildung 35 für eine geschätzte Wasserfilmtemperatur von 19 °C und in Abbildung 36 für eine geschätzte Wasserfilmtemperatur von 12 °C verglichen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 43 und Abbildung 44 dargestellt. Für die Benetzung wird das Flächenverhältnis von benetzter Absorberfläche zu gesamter Absorberfläche  $A_b/A$  von 80% angenommen. Dadurch ergibt sich je nach Absorber ein neuer, flächengewichteter, langwelliger Emissionsgrad

$$\epsilon_b = \epsilon_W \cdot A_b/A + \epsilon_{abs} \cdot (1 - A_b/A) \quad (20)$$

mit

$\epsilon_b$	Emissionsgrad bei Benetzung	[-]
$\epsilon_W$	Emissionsgrad von Wasser	[-]
$\epsilon_{abs}$	Emissionsgrad des Absorbers	[-]
$A_b$	Benetzte Absorberfläche	[m <sup>2</sup> ]

Mit diesem Modellansatz werden Werte in derselben Größenordnung wie die Messdaten erreicht.

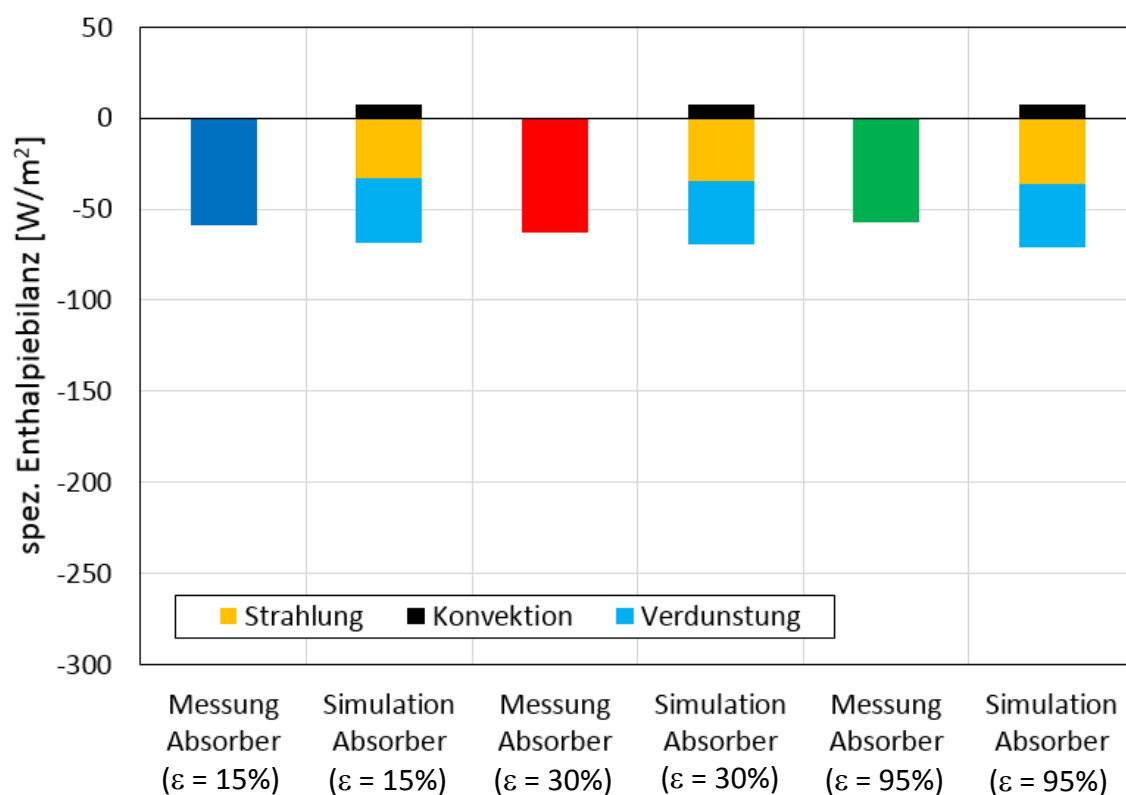


Abbildung 43: Validierung des Absorbermodells für Betrieb mit Berieselung bei Wasserfilmtemperatur von 19 °C entsprechend der in Abbildung 35 dargestellten Messungen

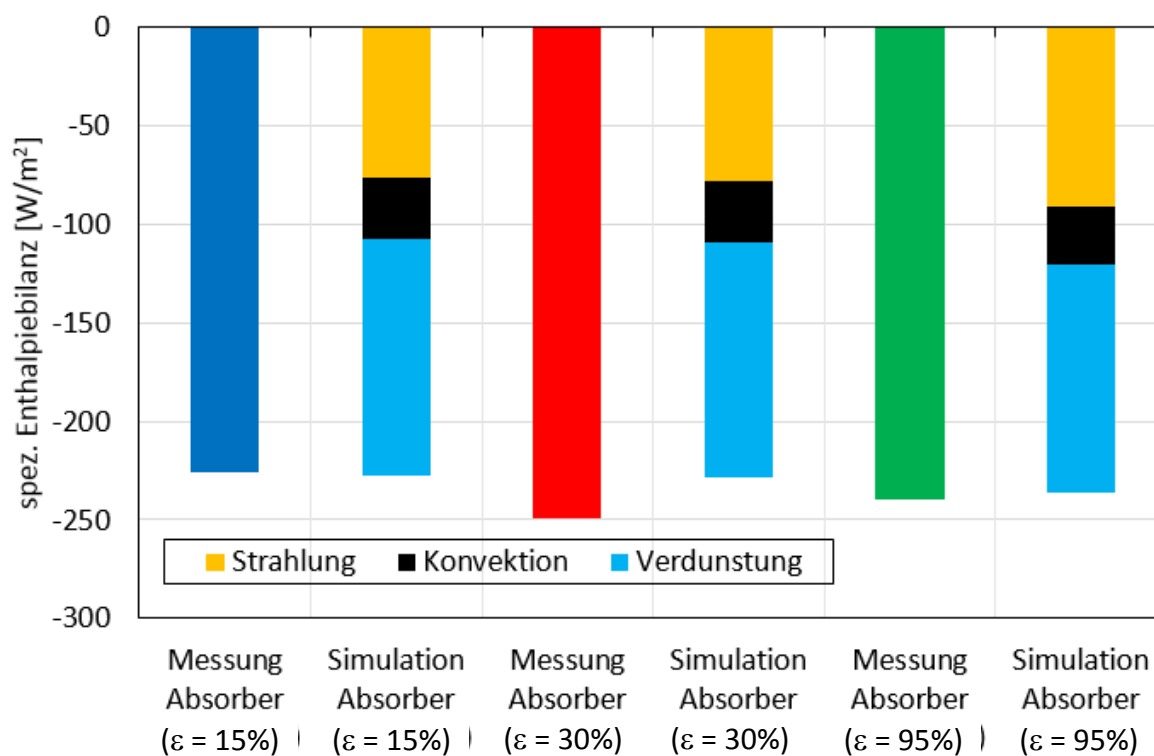


Abbildung 44: Validierung des Absorbermodells für Betrieb mit Berieselung bei Wasserfilmtemperatur von 12 °C entsprechend der in Abbildung 36 dargestellten Messungen

Allerdings bestehen einige Unsicherheiten hinsichtlich der Wassertemperatur auf dem Absorber sowie der Wassermenge und der effektiven Benetzung.

Der Vergleich kann daher nur als erste Auswertung dienen und es sind weitere Validierungen des Modellansatzes für die Verdunstung notwendig. Daher wurden keine Systemsimulationen mit dem benetzten Absorber durchgeführt. Durch simulierte Extremsituationen mit hochselektiver ( $\varepsilon = 0.1$ ) und nicht selektiver Beschichtung ( $\varepsilon = 0.9$ ) werden jedoch die Effekte einer geänderten Selektivität der Fläche abgebildet.

## 7.4 Simulationsergebnisse winterlicher Heizbetrieb

Der winterliche Heizbetrieb wird in den Monaten Oktober bis März ausgewertet. Die Simulationen sind unter den folgenden Randbedingungen durchgeführt worden:

- Wetterdaten Zürich Meteoschweiz normales Jahr nach SIA Merkblatt 2028 [3]
- Interne Lasten und Lüftung nach SIA Merkblatt 2024 [4]
- Nutzung Einzel-/Gruppenbüro
- Einzige Wärmequelle Absorber mit unterschiedlicher Selektivität und Neigung

Für die Selektivität werden Extremwerte eines langwelligen Emissionsgrad von  $\varepsilon = 0.1$  (hochselektiv) und  $\varepsilon = 0.9$  (nicht selektiv) betrachtet, wofür das validierte Absorbermodell mit den thermischen Parametern nach Kap. 5 eingesetzt wurde. Die Validierungsergebnisse aus Kap. 0 zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen aus den Prüfstandsmessungen.

Für die Flächenneigung des Absorbers wurden ebenfalls zwei Grenzwerte betrachtet, ein Neigungswinkel von  $5^\circ$  (Mindestneigungswinkel nach Herstellerangaben), was eine Installation auf einem Flachdach oder dachintegriert impliziert, und ein Neigungswinkel von  $90^\circ$  als Fassadeninstallation. Für die Fassadenintegration wurde davon ausgegangen, dass keine Horizontverschattung bzw. Verschattung durch Überhänge oder Seitenblenden auftritt.

### 7.4.1 Heizwärmebedarf und Komfortbedingungen im Winterbetrieb

Als Heizwärmebedarf ergibt sich in der Simulation ein Wert von ca.  $20 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ , was dem Niveau eines Neubaus und der Grössenordnung des Werts nach SIA Merkblatt 2024 entspricht, das für die Nutzung Einzelbüro einen Standardwert von  $17 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$  und einen Bereich von  $0\text{--}20 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$  angibt. In Abbildung 45 ist der Heizwärmebedarf der Nord- und Südzone dargestellt. Die Nordzone hat aufgrund der geringeren Solargewinne den höheren spezifischen Heizwärmebedarf. In der Südzone kann in der Übergangszeit im Monat März die Heizwärme bereits durch freie Wärme mit solaren und internen Gewinnen weitgehend gedeckt werden. In der Sommerperiode von April bis September tritt kein Heizwärmebedarf mehr auf, da der Wärmebedarf des Gebäudes durch freie Wärme gedeckt werden kann.

In Abbildung 46 ist eine Bewertung der thermischen Behaglichkeit anhand der operativen Temperaturen nach SIA 180 [7] dargestellt. Die neue Darstellung der behaglichen Raumtemperaturen nach SIA 180 erfolgt bezogen auf den gleitenden Mittelwert der Aussenlufttemperatur über 48 h. Man erkennt, dass bis auf einzelne Unterschreitungen (34 h, 3 Kh) und Überschreitungen (17 h, 4 Kh) quasi alle Raumtemperaturen im behaglichen Temperaturbereich liegen.

Die Anforderungen an die behaglichen Raumtemperaturen nach SIA 180 kann somit mit dem betrachteten Übergabesystem der TABS gut eingehalten werden.

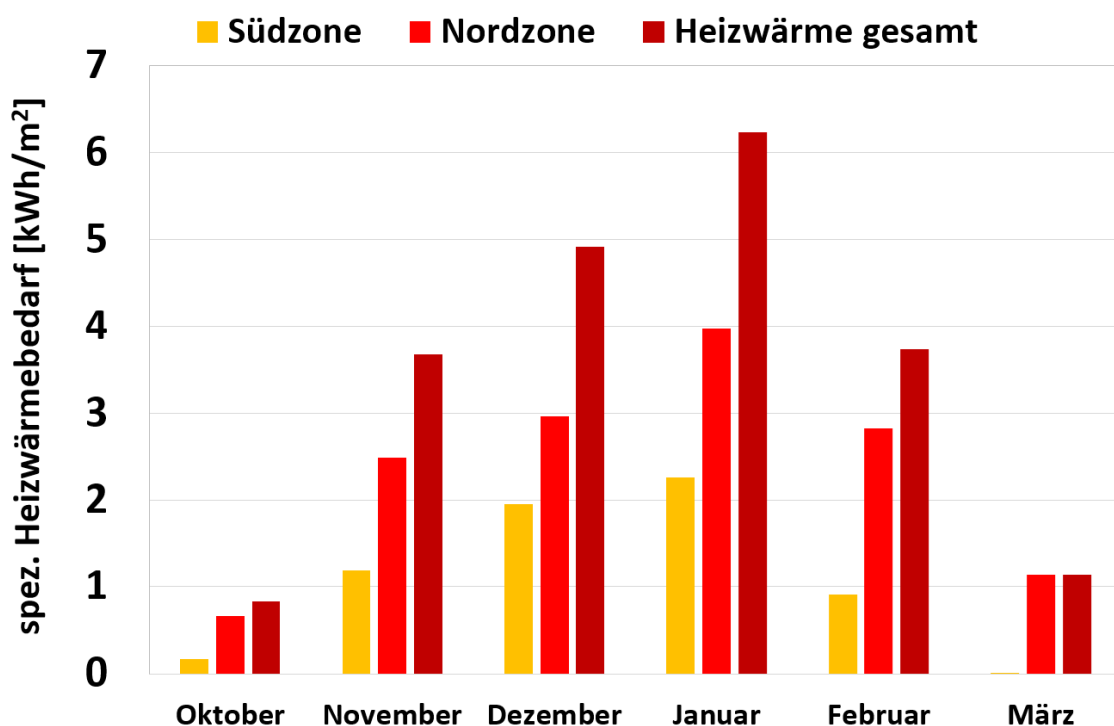


Abbildung 45: Spezifischer Heizwärmebedarf in den Zonen und gesamt

Für die weiteren Auswertungen kann daher von einem behaglichen Raumklima ausgegangen werden. Dabei wird, wie in Kap. 4.2.2 ausgeführt wurde, davon ausgegangen, dass die anderen Einflussgrößen auf die Komfortbewertung, die Raumluftfeuchte und die Luftgeschwindigkeit, im behaglichen Bereich liegen, da diese mit der hier betrachteten Systemlösung nicht beeinflusst werden können.

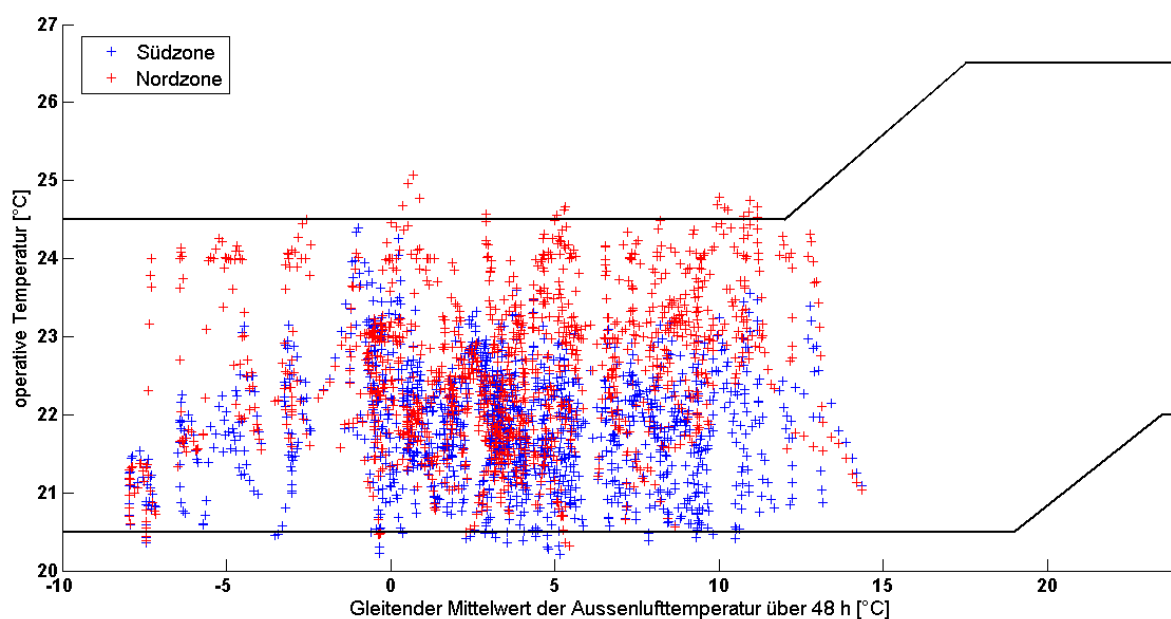


Abbildung 46: Operative Temperatur der Nord- und Südzone als Stundenmittelwerte im Temperaturband nach SIA 180 am Standort Zürich Meteoschweiz während der Betriebszeit

## 7.4.2 Heizbetrieb mit Absorberquelle

Im Heizbetrieb sind zwei Betriebsarten möglich, entweder das Heizen über Wärmepumpe mit dem Absorber als Wärmequelle oder eine solare Direktheizung. Abbildung 47 veranschaulicht das Prinzip des Heizbetriebs mit Absorberquelle. Bei Absorbertemperaturen unterhalb der Vorlauftemperatur der TABS wird der Absorber als Wärmequelle für die Wärmepumpe eingesetzt, so dass der Kollektorertrag in den Quellspeicher eingespeist wird. Die Wärmepumpe entnimmt die Quellenleistung dem Wärmespeicher.

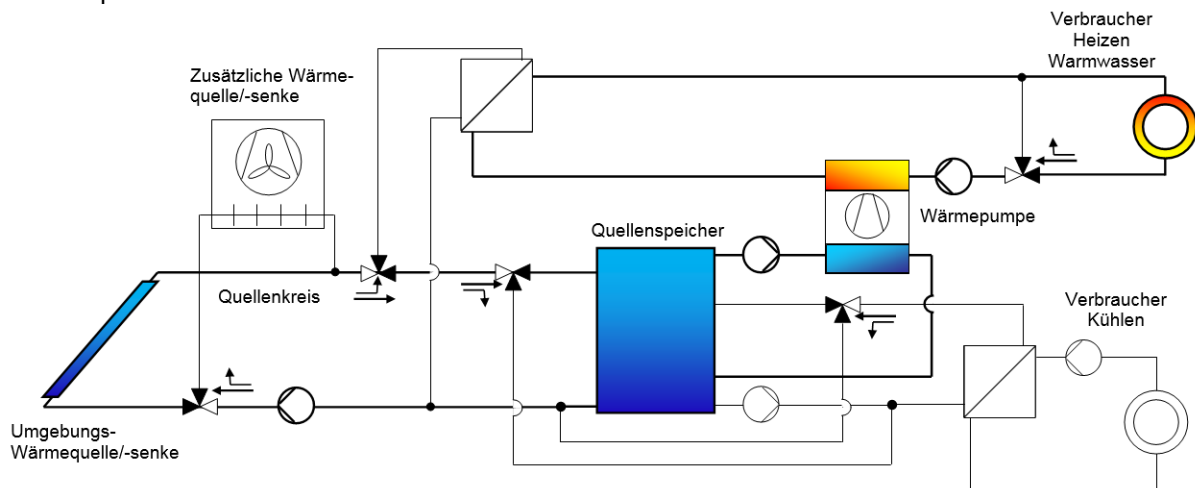


Abbildung 47: Prinzipschema des Heizbetriebs mit Absorber als Wärmequelle für die Wärmepumpe

In den Simulationen ist der Quellspeicher aus Frostschutzgründen mit einem Wasser-Glykol-Gemisch simuliert worden, wodurch keine Medientrennung zum Kollektorkreis erforderlich ist, und die Kollektorausstrittstemperatur direkt in den Quellspeicher eingespeist wird. Beim Heizbetrieb mit Absorberquelle wird zunächst der reine Heizbetrieb mit Wärmepumpe ohne Solardirektanteil betrachtet. Da der Absorber hierbei als einzige Wärmequelle der Wärmepumpe und damit bei Temperaturen unter dem Gefrierpunkt eingesetzt wird, ist zu berücksichtigen, dass auf der Absorberoberfläche Reif- und Eisbildung auftreten kann. Bei flachen Neigungswinkeln kann darüber hinaus Schnee auf dem Absorber liegen bleiben. Diese Effekte sind jedoch sowohl von den Wetterdaten her schwer zu erfassen, als auch hinsichtlich der Modellierung komplex und wurden daher hier nicht berücksichtigt. Untersuchungen von Soltau [22] haben gezeigt, dass diese Effekte die Energiebilanz des Absorbers um weniger als 1% beeinflussen, wenn davon ausgegangen werden kann, dass kein Schnee auf dem Absorber liegt. Für ein Abrutschen von Schnee ist ein Neigungswinkel von mindestens 30° notwendig. Hinsichtlich Vereisung des Absorbers ist nach Aussage von Thissen [23] vor allem die Wettersituation einer Aussentemperatur von ca. 3 °C mit leichtem Sprühregen kritisch, in anderen Wettersituationen wird kaum Eisbildung beobachtet.

## 7.4.3 Systembetrieb im Winter

Der Winterbetrieb wird durch die in Kap. 4.2 aufgeführten Kennzahlen charakterisiert. Abbildung 48 veranschaulicht den Wärmeerzeugernutzungsgrad in Abhängigkeit der Selektivität des Absorbers und der Flächenneigung jeweils für die oben beschriebenen Extremwerte. Die Auswertung erfolgt zunächst für den Heizbetrieb mit Wärmepumpe ohne solare Direktheizung. Die Absorberfläche beträgt  $0.5 \text{ m}^2_{\text{abs}}/\text{m}^2_{\text{EBF}}$  und die Speichergrösse  $5 \text{ l}/\text{m}^2_{\text{EBF}}$  für die dargestellten Werte, was eine knappe Dimensionierung des Quellspeichers hinsichtlich der Absorbergrösse darstellt.



Es werden über die Winterperiode gute Wärmeerzeugernutzungsgrade im Bereich von 4 erreicht. Diese guten Nutzungsgrade für den Wärmepumpenbetrieb sind neben den bei Einstrahlung günstigen Quellentemperaturen auch auf die günstigen Übergabetemperaturen durch den Einsatz von TABS zurückzuführen, da für die Beheizung der Zonen sehr niedrige Vorlauftemperaturen von maximal  $\theta_v = 29\text{ °C}$  über die Heizperiode notwendig sind, was sich auf die erreichten Wärmeerzeugernutzungsgrade auswirkt.

Wie aus Abbildung 48 hervorgeht, wird der beste Wärmeerzeugernutzungsgrad im Winter-betrieb für fassadenintegrierte Absorber erreicht, da zu den Zeiten mit hoher Heizlast die besseren Einstrahlungsbedingungen bestehen und die höchsten Quellentemperaturen im Speicher erreicht werden. Bei selektiver Beschichtung wird ein Wärmeerzeugernutzungsgrad der Wärmepumpe von knapp 4.4 erreicht. Werden die Grenzwerte der selektiven Beschichtung verglichen, so ergibt sich jedoch lediglich eine Differenz der Wärmeerzeugernutzungsgrade von 0.24. Dies lässt sich auf das im Durchschnitt niedrige Temperaturniveau der Anwendung als Wärmequelle zurückführen, da der Absorber häufig nur wenige Grad über oder sogar unter der Aussenlufttemperatur betrieben wird, was die Verluste an die Umgebung reduziert bzw. sogar Gewinne aus der Aussenluft ermöglicht. Insofern fällt der verlustreduzierende Mechanismus der Selektivität der Kollektorfläche entsprechend weniger ins Gewicht. Bei gleicher Flächenselektivität ergibt sich aufgrund der beiden Extrema der Neigungswinkel eine Differenz der Wärmeerzeugernutzungsgrade von 0.25, so dass der Einfluss in etwa gleich ist. Die Vorteilhaftigkeit einer grossen Flächenneigung ist aber wesentlich von der Verteilung der Heizlast bestimmt. Bei Gebäuden mit längerer Heizperiode, die im September und Oktober bzw. im März und April noch Heizbedarf aufweisen, wird ein flacherer Neigungswinkel besser.

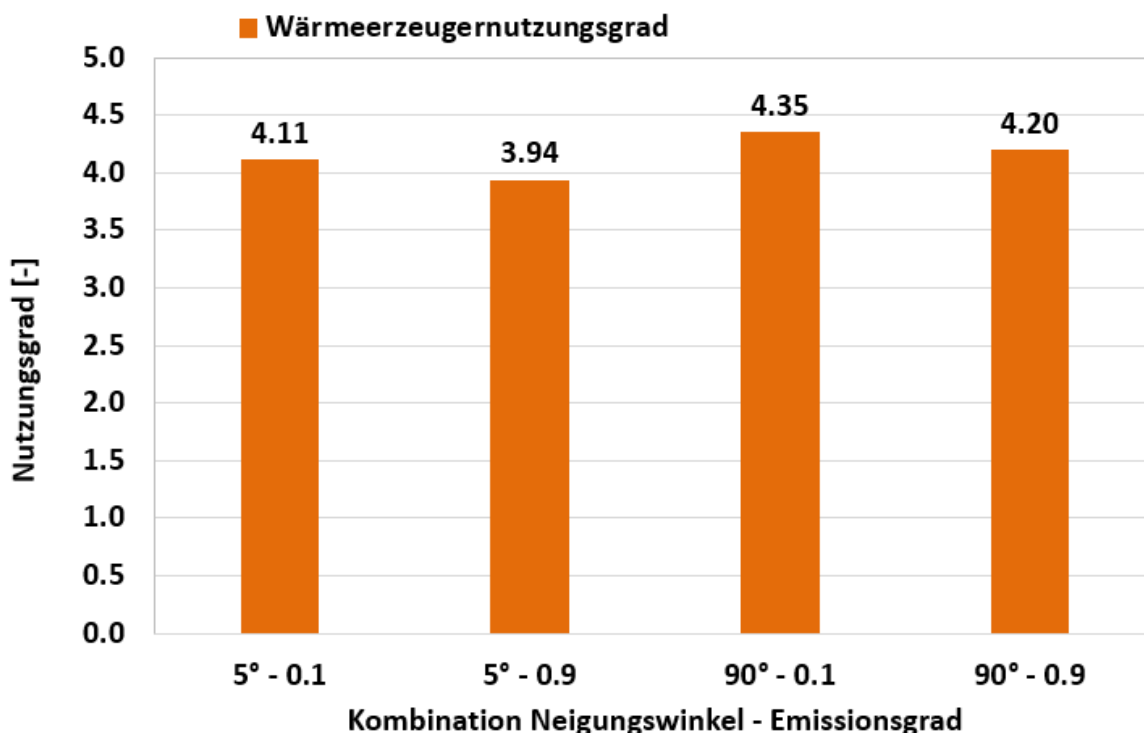


Abbildung 48: Wärmeerzeugernutzungsgrad Heizbetrieb mit Absorber Wärmequelle der Wärmepumpe

Aus den Simulationen ergibt sich, dass für die Wetterdaten des Standorts Zürich Meteoschweiz in einem normalen Winterhalbjahr mit minimalen Aussentemperaturen von ca.  $-10\text{ °C}$  ein alleiniger Betrieb der Absorberquelle unter den Randbedingungen der Simulation möglich ist.

Einschränkungen des Winterbetriebs können durch die nicht betrachteten Effekte von Schnee, Eis und Reif auftreten. Weiterhin ist bei sehr kalten Aussentemperaturen die Einsatzgrenze der Wärmepumpe zu beachten, die bei Temperaturen im Bereich von  $-15\text{ °C}$  bis  $-20\text{ °C}$  liegt. In diesem Fall müsste entweder eine unter diesen Temperaturbedingungen einsatzfähige alternative Wärmequelle zur Verfügung stehen, oder eine Notheizung in Betrieb genommen werden.

#### 7.4.4 Quellentemperaturen

Abbildung 49 zeigt die Quellentemperatur der Wärmepumpe im Speicher für die 4 Monate November bis Februar mit den kältesten Wintertagen. Als Vergleich ist die Aussentemperatur dargestellt. Die Abbildung verdeutlicht, dass in Zeiten guter Einstrahlung die Speichertemperaturen deutlich über der Aussentemperatur liegen, was die guten Wärmeenergienutzungsgrade von über 4 erklärt. In kritischen Zeiten während der kältesten Tage sinken die Temperaturen bei geringer Einstrahlung teils jedoch auch unter die Aussentemperatur. Der Bereich der Einsatzgrenze von Wärmepumpen ist ebenfalls im Diagramm eingezeichnet. Es wird deutlich, dass in normalen Wintern im Mittelland mit minimalen Aussentemperaturen von  $-10\text{ °C}$  die Einsatzgrenze nicht unterschritten wird.

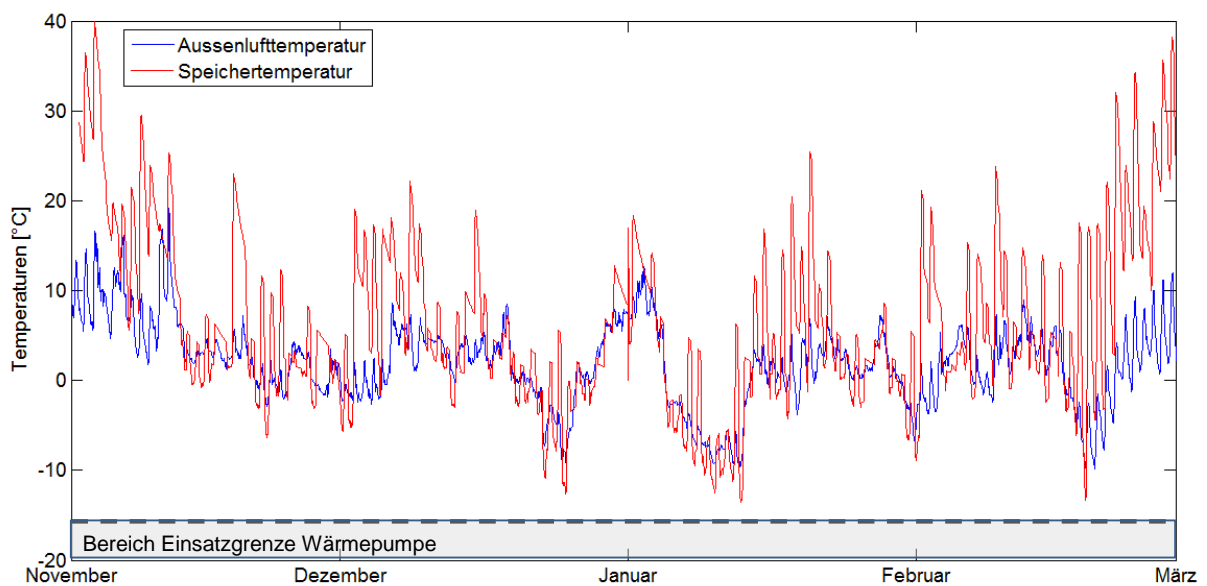


Abbildung 49: Vergleich Aussentemperatur und Quellentemperatur für den Heizbetrieb

#### 7.4.5 Einfluss einer solaren Direktheizung

Bei höheren Absorberaustrittstemperaturen als die Vorlauftemperaturanforderung der TABS kann die Absorberwärme zur Direktheizung genutzt werden. Dazu kann der Absorber auf einen Wärmeübertrager, der für die Medientrennung des Absorberkreisfluids und des Heizwassers notwendig ist, umgeschaltet werden. Damit kann der Betrieb der Wärmepumpe reduziert werden. Abbildung 50 zeigt ein Prinzipschema des solaren Direktheizbetriebs. Der Einfluss eines solaren Direktheizbetriebs wurde getrennt betrachtet, da dieser einen allfällig höheren hydraulischen Aufwand verursacht, wenn diese Option genutzt werden soll.

Somit kann bewertet werden, welche Verbesserungen sich durch Integration dieses Betriebsmodus ergeben.

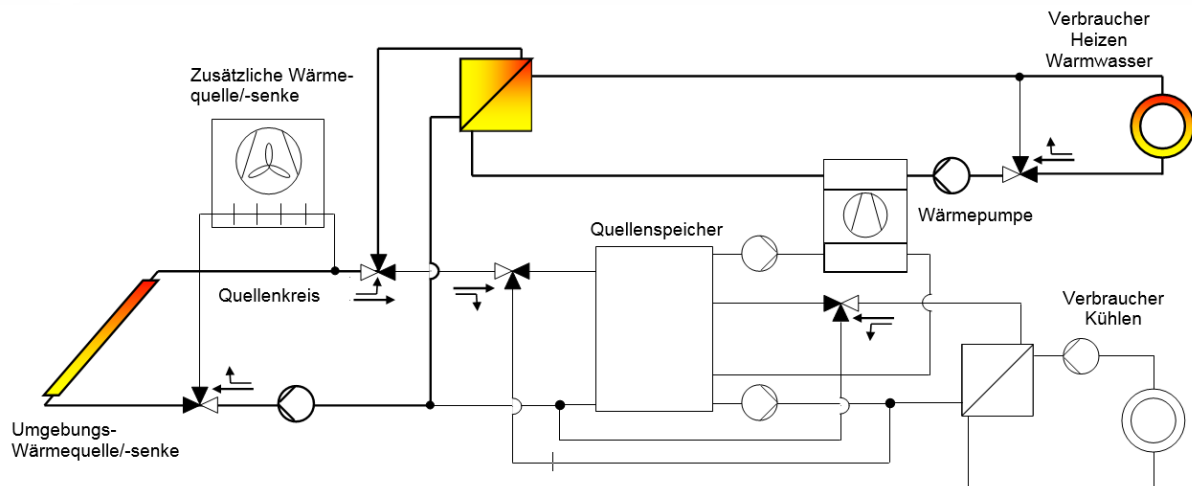


Abbildung 50: Prinzipschema des Heizbetriebs mit Absorber zur solaren Direktheizung

Die Betriebsart solare Direktheizung wird aktiviert, wenn die Speichertemperaturen über den jeweils notwendigen Vorlauftemperaturen für die TABS liegen.

Abbildung 51 zeigt die Wärmeerzeugernutzungsgrade unter Berücksichtigung der solaren Direktheizung im Vergleich zur Variante ohne solare Direktheizung. Die Abbildung verdeutlicht, dass insbesondere für die günstige Flächenneigung und Selektivität eine deutliche Steigerung des Wärmeerzeugernutzungsgrads möglich ist, die in diesem Fall 0.7 beträgt. Dies ist auf den solaren Direktheizanteil von 18% zurückzuführen, wie in Abbildung 52 verdeutlicht wird.

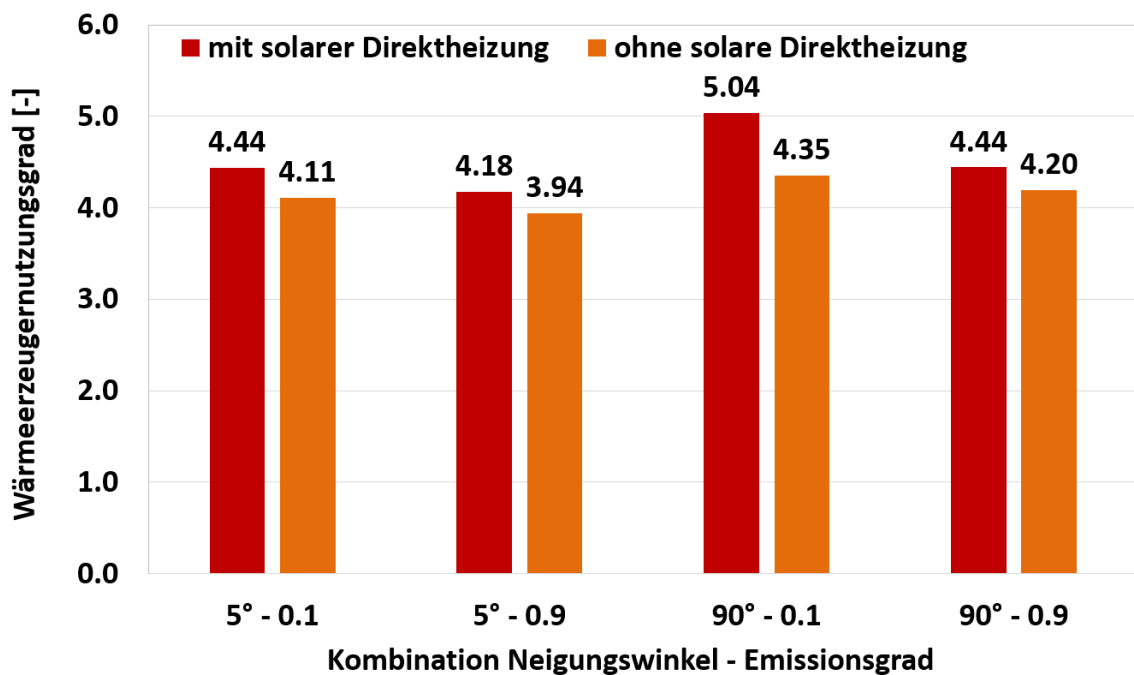


Abbildung 51: Wärmeerzeugernutzungsgrade mit und ohne solare Direktheizung

Die entsprechenden Wärmeerzeugernutzungsgrade steigen durch den solaren Direktheizbetrieb bei selektiver Fläche mit 5° Neigung um 0.33, bei günstiger Neigung von 90°, aber nicht-selektivem Absorber noch um 0.24.

Da für den solaren Direktheizanteil das Temperaturniveau der Heizungsvorlauftemperatur erreicht werden muss, hat hier die Selektivität der Fläche einen grossen Einfluss. Daher wird für die ungünstige Flächenneigung für den Winterbetrieb von 5° trotzdem bei selektiver Beschichtung noch ein solarer Direktheizanteil von 9% erreicht, während bei günstiger Flächenneigung, aber nicht-selektivem Absorber der solare Direktheizanteil auf 6% sinkt. Bei ungünstigsten Bedingungen der Kombination von 5° Flächenneigung und nicht-selektivem Absorber werden nur noch 3% solarer Direktheizanteil erreicht.

Abbildung 52 zeigt darüber hinaus den solaren Deckungsgrad mit und ohne solare Direktheizung. Die solaren Deckungsgrade erhöhen sich durch die solare Direktheizung ebenfalls um ca. 3%, bei günstiger Selektivität und Flächenneigung von 80% auf 83%.

Dabei ist zu berücksichtigen, dass der Deckungsanteil mit wachsenden Wärmeerzeugernutzungsgraden nur noch langsam ansteigt, so entspricht ein solarer Deckungsgrad von 0.75 einem Wärmeerzeugernutzungsgrad von 4, während eine Deckungsrate von 0.8 schon einem Wärmeerzeugernutzungsgrad von 5 entspricht. Allerdings kann mit solarer Direktheizung nicht mehr unmittelbar aus dem solaren Deckungsanteil auf die Arbeitszahl der Wärmepumpe geschlossen werden.

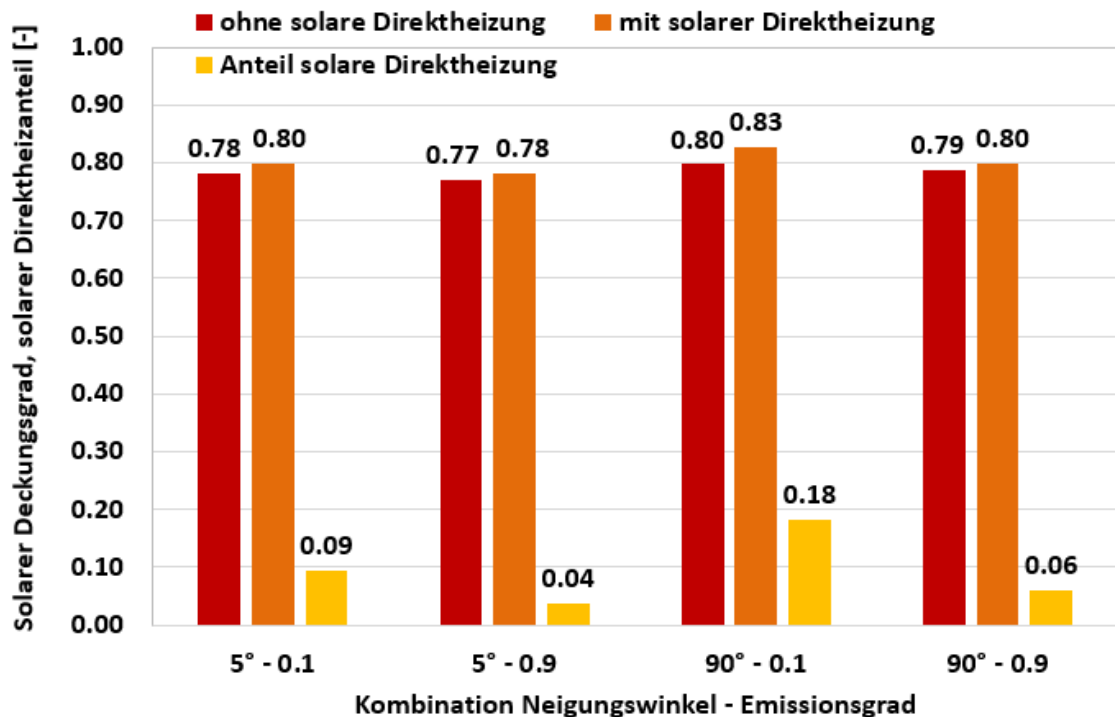


Abbildung 52: Solare Deckungsgrade und Anteil einer solaren Direktheizung



## 7.4.6 Zusammenfassung winterlicher Heizbetrieb

Als Ergebnis der Simulationen des Heizbetriebs können die folgenden zusammenfassenden Schlussfolgerungen gezogen werden:

- Standorte im Mittelland können im normalen Winter mit moderaten Aussentemperaturen bis  $-10\text{ °C}$  bei Auslegung auf den Kühlbetrieb allein mit dem Absorber als Wärmequelle versorgt werden.
- Die Wärmeerzeugernutzungsgrade ohne solare Direktheizung erreichen Werte von 4, bei guten Absorberparametern auch über 4.
- Bei Einsatz des Absorbers als Wärmequelle hat die Flächenneigung einen ähnlich grossen Einfluss wie die Selektivität, da durch den Betrieb des Absorbers nahe an der Umgebungstemperatur die Wärmeverluste an die Umgebung geringer sind als bei höheren Übertemperaturen des Absorbers und damit die selektive Beschichtung an Bedeutung verliert.
- Durch solaren Direktheizbetrieb ist bei niedrigen Vorlauftemperaturen, wie sie die TABS bieten, eine weitere Steigerung der Wärmeerzeugernutzungsgrade und der solaren Deckungsgrade möglich. Im günstigen Fall werden Werte bis 5 erreicht.
- Da die solare Direktheizung ein ausreichendes Temperaturniveau erfordert, hat eine selektive Beschichtung des Absorbers einen grösseren Einfluss als die Flächenneigung, da durch die selektive Beschichtung die Verluste bei höheren Absorbertemperaturen deutlich reduziert werden.
- Bei steigenden Lasten steigen die spezifischen Absorbererträge, da der Quellspeicher kälter betrieben wird und damit der Absorber längere Laufzeiten aufweist. Die solare Direktheizung hingegen sinkt, da durch den höheren Quellenenergiebedarf die notwendigen Temperaturen für die solare Direktheizung nicht mehr so häufig erreicht werden.

## 7.5 Sommerlicher Kühlbetrieb

Der sommerliche Kühlbetrieb wird für die Monate April bis September ausgewertet. Randbedingungen für den Kühlbetrieb gleichen weitgehend dem Heizbetrieb:

- Wetterdaten Zürich Meteoschweiz normales Jahr nach SIA Merkblatt 2028 [3]
- Zusätzliche Betrachtung der Wetterdaten Lugano warm als Extremsommer
- Interne Lasten und Lüftung nach SIA Merkblatt 2024 [4]
- Nutzung Einzel-/Gruppenbüro
- Kühlung mit Absorber im Free-Cooling Betrieb und Wärmepumpe als Kältemaschine im Umkehrbetrieb

Für die Flächeneigenschaften Selektivität und die Flächenneigung werden wie im Heizbetrieb jeweils die Extremwerte betrachtet.

### 7.5.1 Kältebedarf und Komfort im Sommerbetrieb Einzelbüro

Im SIA Merkblatt 2024 ist für ein Einzelbüro kein Kühlbedarf angegeben. Im betrachteten Einzelbüro entsteht aber ein Kühlbedarf bei Wetterbedingungen im Mittelland. Im Schlussentwurf der Revision des Merkblatts 2024 wird jedoch auch im Einzelbüro eine Kühlenergie von  $13.3\text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$  angegeben, unter der Voraussetzung, dass keine Lüftung zur Verfügung steht. In den Simulationen wurde ein Kühlenergiebedarf von  $20\text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$  für das Sommerhalbjahr ermittelt.

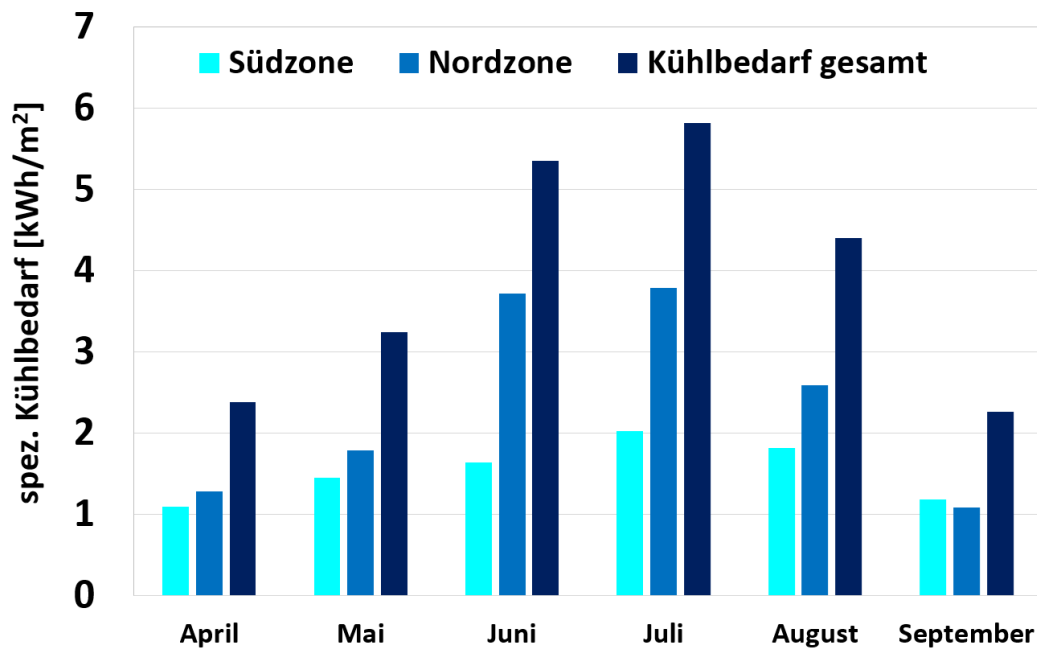


Abbildung 53: Spezifischer Kühlbedarf in den Zonen und gesamt

Dieser Bedarf lässt sich darauf zurückführen, dass die Nordzone als unverschattet betrachtet wird, und keine Nachtlüftung durchgeführt wird, sondern die Lüftung entsprechend SIA 2024 nur während der Nutzungsstunden inkl. Spülbetrieb von 5-7 Uhr morgens vor Ankunft der Personen betrieben wird. Statt einer Nachtlüftung wird der Free-Cooling Betrieb über die Aussenflächen und die TABS ausgewertet. Abbildung 53 zeigt den Kühlbedarf in der Nord- und Südzone und den gesamten Kühlbedarf.

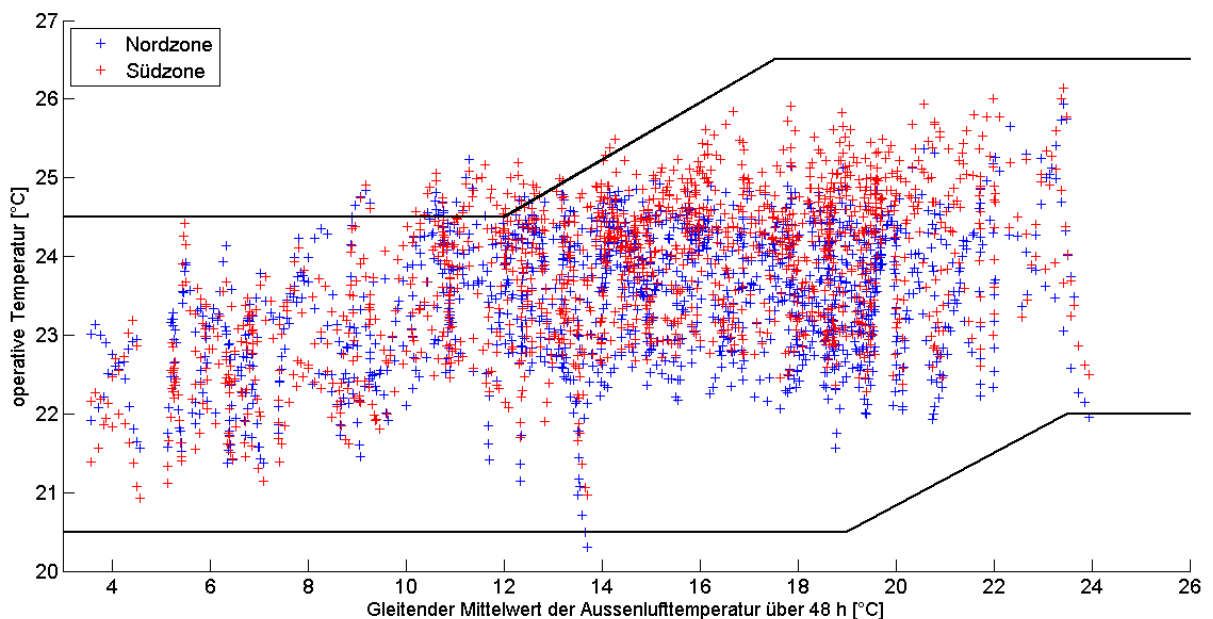


Abbildung 54: Operative Temperatur der Nord- und Südzone als Stundenmittelwerte im Temperaturband nach SIA 180 für das Einzelbüro am Standort Zürich Meteoschweiz normales Jahr während der Betriebszeit

Abbildung 54 zeigt die Behaglichkeit in der Süd- und der Nordzone der Einzelbüronutzung für den Standort Zürich Meteoschweiz. Die operativen Temperaturen liegen auch für den Kühlfall gut im Bereich der behaglichen Raumtemperaturen nach SIA 180 [7], Unterschreitungen liegen bei 2 h, 0.2 Kh, Überschreitungen bei 53 h, 16 Kh.

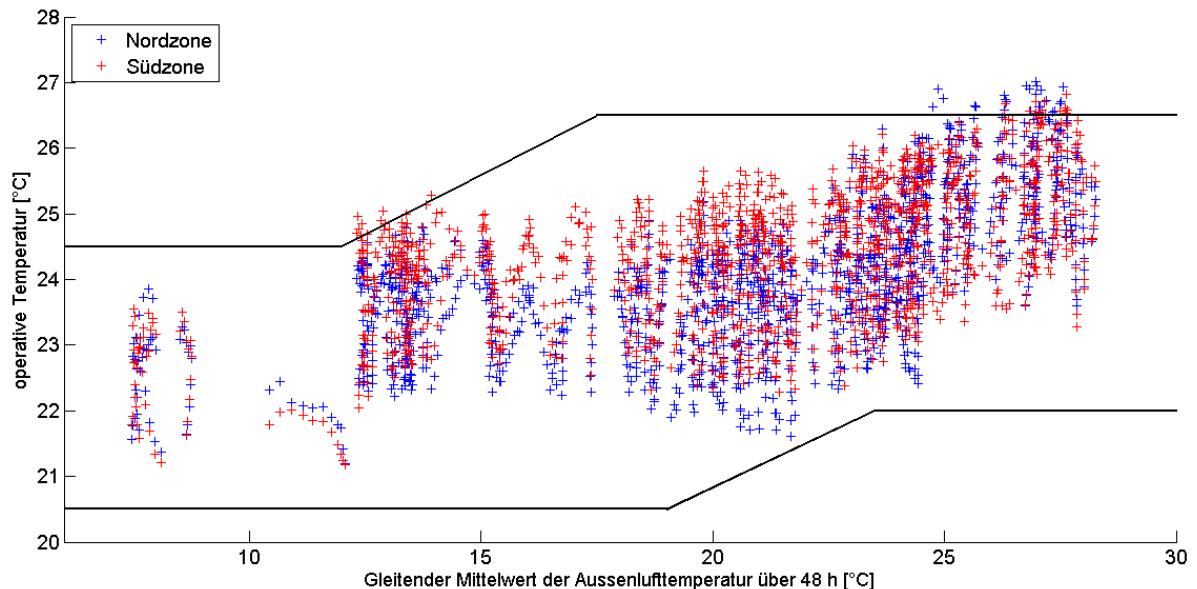


Abbildung 55: Operative Temperatur der Nord- und Südzone als Stundenmittelwerte im Temperaturband nach SIA 180 für das Einzelbüro am Standort Lugano warmes Jahr während der Betriebszeit

Als Vergleich ist die thermische Behaglichkeit für ein extremes Sommerklima am Standort Lugano für ein warmes Jahr und das Einzel-/Gruppenbüro in Abbildung 55 dargestellt. Auch für das extreme Sommerklima kann die Behaglichkeit gut eingehalten werden, es treten keine Unterschreitungen und nur geringe Überschreitungen von 49 h, 16 Kh auf.

## 7.5.2 Direkte Kühlung der Zonen

Abbildung 56 zeigt die Integration des Kühlbetriebs als Free-Cooling über die Absorberfläche.

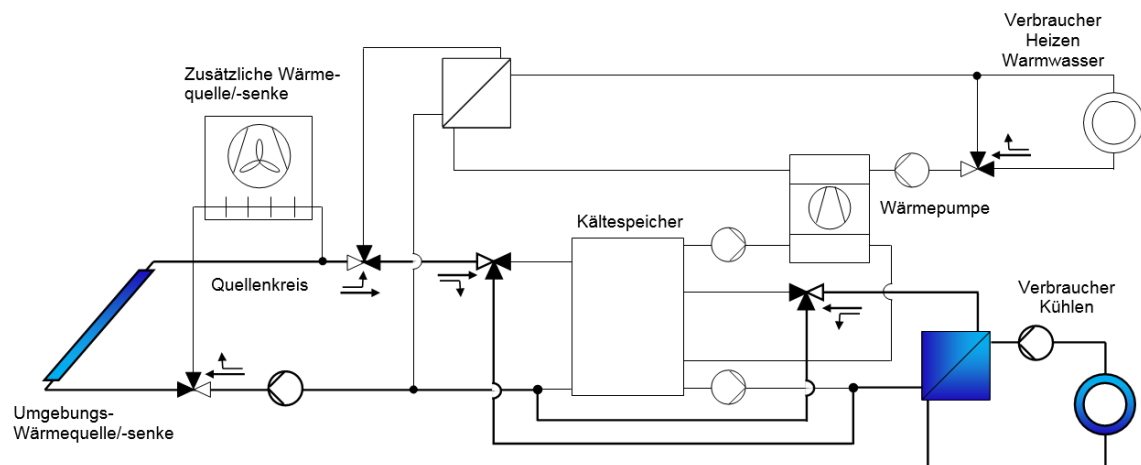


Abbildung 56: Prinzipschema des Free-Cooling Betriebs mit Wärmesenke Absorber für die Raumzonen



Dabei wird im Nachtbetrieb die thermischen Masse der Zonen über die Bauteilkühlung der TABS heruntergekühlt, so dass sie die Wärmelasten des folgenden Tages aufnehmen können. In diesem Fall fungieren die TABS in den Zonen als Kältespeicher für den nächsten Tag. Falls das Übergabesystem im Raum nur eine begrenzte Kapazität aufweist, müsste entsprechend mehr Speichervolumen als aktiver Kältespeicher (Wasser- oder Latentspeicher) vorgehalten werden.

### 7.5.3 Deckungsanteile im Free-Cooling Betrieb

Abbildung 57 stellt die Deckungsanteile im Kühlbetrieb bei Einzelbüroanutzung für die Extremwerte der selektiven Beschichtung und der Flächenneigung für den Standort Zürich gegenüber. Zum Vergleich sind auch die solaren Deckungsanteile im Heizbetrieb mit dargestellt. Die Deckungsanteile im Free-Cooling Betrieb liegen für Zürich zwischen 83% und 92%. Es sind also für ein normales Jahr im Mittelland hohe Free-Cooling Anteile durch die moderaten Nachttemperaturen möglich.

Am Standort Zürich liegen in einem normalen Jahr nach SIA Merkblatt 2028 ca. 85% der Nachtstunden unter einer Aussenlufttemperatur von 15 °C, so dass auch für die Wärmeabgabe über Konvektion ein grosses Potenzial besteht. Aufgrund dieser relativ niedrigen mittleren Aussenlufttemperaturen und bei einer ausreichenden Dimensionierung verlieren die selektiven Eigenschaften der Absorberfläche an Bedeutung, so dass für eine ausreichende Dimensionierung auch mit selektiver Beschichtung noch hohe Deckungsanteile erreicht werden können und damit die Differenz nur knapp 10% beträgt.

Ist die Absorberfläche jedoch eher knapp dimensioniert oder werden am Standort höhere Nachttemperaturen erreicht, gewinnt die Selektivität an Bedeutung, womit bei selektiver Beschichtung die Deckungsgrade abnehmen. Dies ist an den Vergleichsdaten für ein Extremsommerklima am Standort Lugano für ein warmes Jahr ersichtlich. Hier ändern die Deckungsgrade für Free-Cooling Betrieb mit geringer Flächenneigung um 24%, mit hoher Flächenneigung ist der Effekt wegen begrenzter Abstrahlung an den Himmel nicht ganz so ausgeprägt, erreicht aber immer noch Differenzen von 15%.

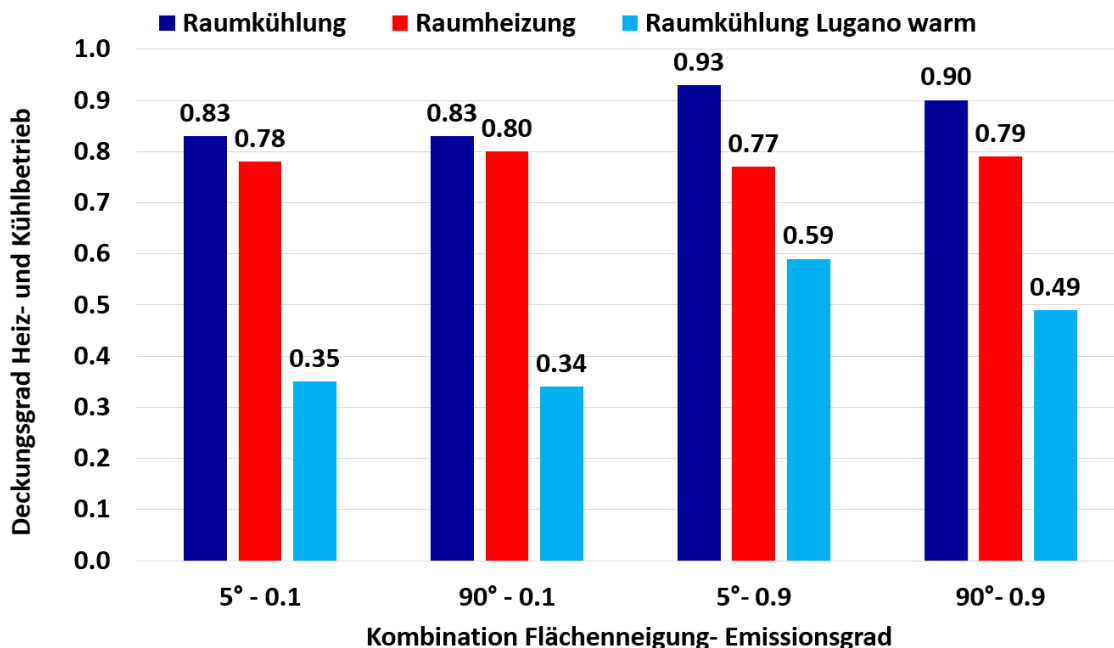


Abbildung 57: Deckungsanteile im Heiz- und Kühlbetrieb für Zürich Meteoschweiz normales Jahr und Kühlbetrieb Lugano warmes Jahr für Einzelbüroanutzung



Für die hochselektive Beschichtung ergibt sich quasi kein Unterschied der Deckungsanteile, da die Abstrahlung durch die selektive Beschichtung mit Emissionsgrad 0.1 bereits stark reduziert ist. Je knapper also die Flächendimensionierung ausfällt bzw. je höher und damit ungünstiger die nächtlichen Aussentemperaturen im Sommer ausfallen, desto wichtiger wird eine günstige Flächenausrichtung und vor allem eine nicht-selektive Beschichtung.

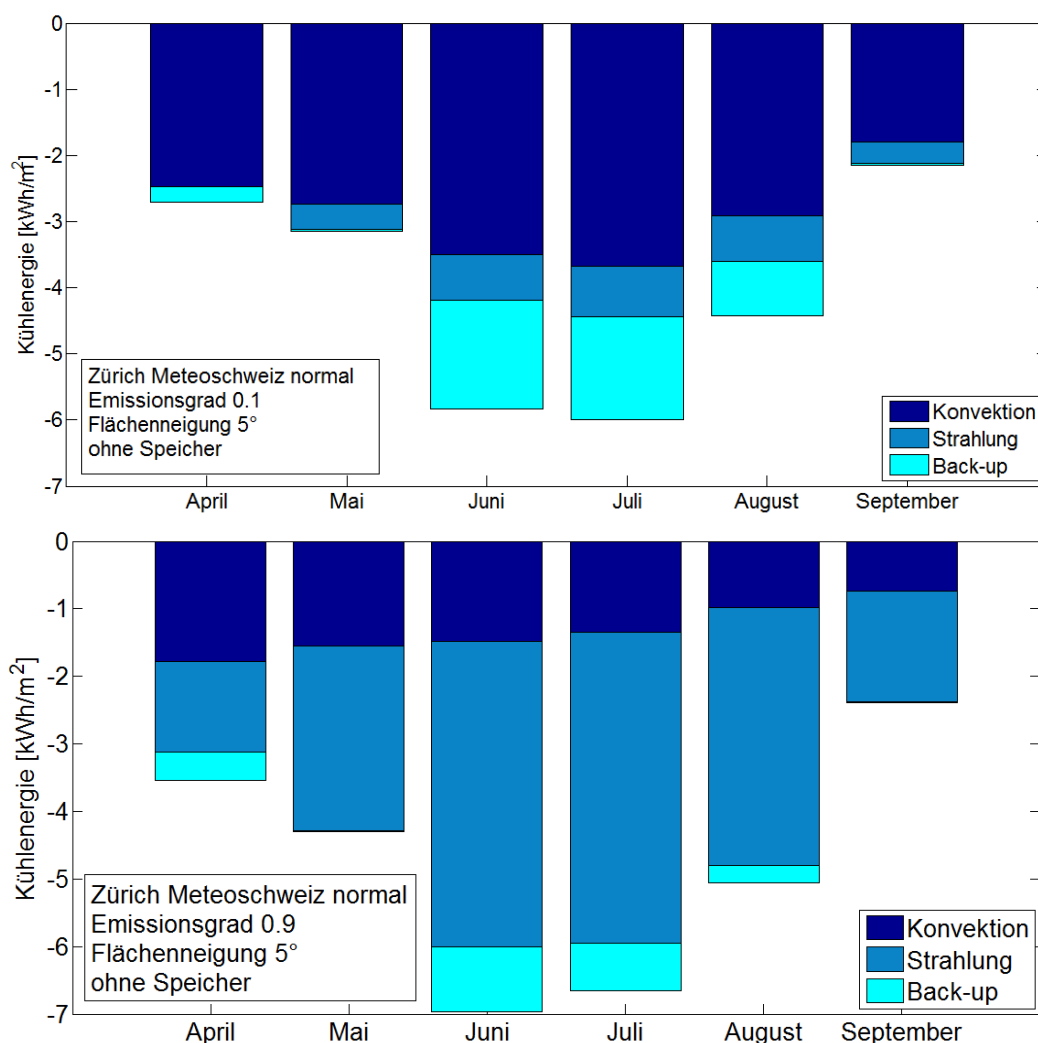


Abbildung 58: Einfluss des Emissionsgrades auf die Aufteilung der Kühlenergie für Zürich Meteor-schweiz für selektiven Absorber (oben,  $\epsilon = 0.1$ ) und nicht selektiven Absorber (unten,  $\epsilon = 0.9$ )

Abbildung 58 veranschaulicht die Kühlenergie über den Absorber und allfälligen Zusatzkühlanteile für die Monate April bis September aufgeteilt nach Strahlungsanteil, Konvektionsanteil und Zusatzkühlenergie für den hochselektiven Kollektor (oben) und einen nicht-selektiven Kollektor (unten).

Zusatzkühlenergie kann über die Quellenseite der Wärmepumpe (Betrieb als Kältemaschine) über den Quellspeicher bereitgestellt werden. Die produzierte Wärme im Zusatzkühlbetrieb kann für die Warmwassererwärmung eingesetzt werden. Je nach Selektivität des Absorbers kann der Warmwasserbedarf jedoch im Sommer ggf. über den Absorber gedeckt werden.

Mit der hochselektiven Beschichtung sinkt der Strahlungsanteil deutlich ab, was durch die moderaten Nachttemperaturen beispielsweise im Mai jedoch teilweise durch die Konvektion kompensiert werden kann, da durch die gesamthaft geringere Kühlleistung der Absorber auf höherer mittlerer Temperatur arbeitet und damit die Konvektion aufgrund der höheren Temperaturdifferenz zur Umgebung ansteigt.

Diese Kompensation zwischen Strahlungs- und Konvektionsanteil funktioniert bei moderaten Temperaturen in der Übergangszeit noch gut, in den Sommermonaten mit wärmeren Aussentemperaturen und damit limitierter Wärmeabgabe über Konvektion ergibt sich jedoch eine höhere Zusatzkühlenergie, die für den reduzierten Deckungsanteil über die Kühlperiode verantwortlich ist.

### 7.5.4 Integration des Quellenspeichers als Kältespeicher

Abbildung 59 verdeutlicht die Integration des Quellenspeichers als Kältespeicher für den Sommerbetrieb. Die Integration des Speichers hat den Vorteil einer Pufferwirkung, so dass in Nächten mit guten Umgebungsbedingungen der Free-Cooling Betrieb über den Zeitpunkt ausgedehnt werden kann, an dem die TABS in den Zonen die Solltemperatur erreicht haben.

Mit dem gespeicherten Kühlwasser kann zum einen in Nächten, in denen die Solltemperatur mit den Umgebungsbedingungen nicht erreicht wird und eine Zusatzkühlung in Betrieb genommen würde, ohne Zusatzkühlung aus dem Speicher gekühlt werden, und des Weiteren besteht auch tagsüber die Möglichkeit, die Zonen zu kühlen, zu Zeiten also, an denen kein Free-Cooling Betrieb möglich ist. Für die folgende Auswertung wurde jedoch nur der nächtliche Rückkühlbetrieb betrachtet, da der Komfort mit reiner Nachtkühlung eingehalten werden kann.

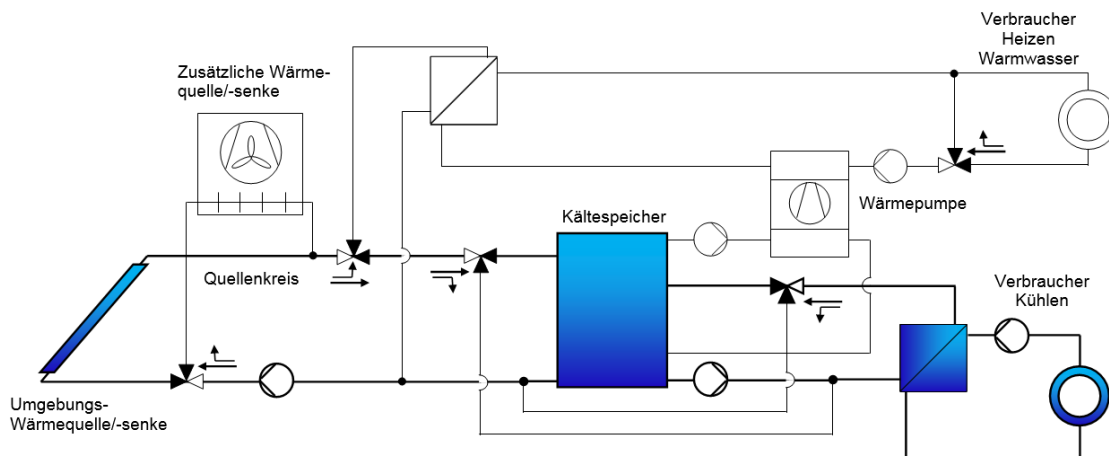


Abbildung 59: Free-Cooling Betrieb mit Absorber über den Quellenspeicher als Kältespeicher

### 7.5.5 Deckungsanteile mit Kältespeicher

Abbildung 60 stellt die Deckungsanteile mit und ohne Kältespeicher der Grösse  $5 \text{ l/m}^2_{\text{EBF}}$  gegenüber. Im normalen Sommer im Mittelland kann der Deckungsanteil um ca. 4-5% durch Einbindung des Speichers gesteigert werden.

Bei günstigen Bedingungen eines Neigungswinkels von  $5^\circ$ , der einen guten Sichtfaktor zum Himmel erlaubt, und einem hohen Emissionsgrad von 0.9 kann im Mittelland der Deckungsgrad auf knapp 100% gesteigert werden. Unter eher ungünstigen Wetterbedingungen oder bei eher ungünstigen Flächeneigenschaften für den Kühlbetrieb ist die Steigerung der Deckungsgrade tendenziell grösser. Dies wird bei Vergleich mit einem Extremsommer Lugano warmes Jahr deutlich. Hier beträgt die Steigerung des Deckungsanteils ca. 10%, da mit der Speicherintegration durch Pufferung ungünstige Umgebungsbedingungen überbrückt werden können.

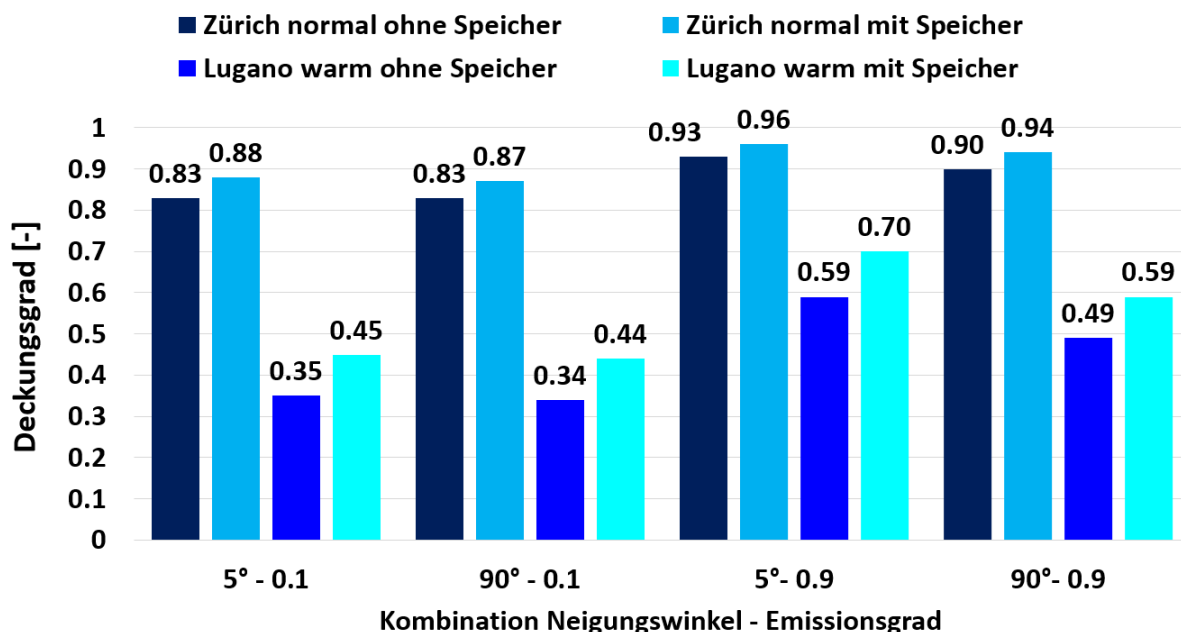


Abbildung 60: Vergleich der Deckungsgrade im Kühlbetrieb ohne und mit Integration Kältespeicher

Bei günstigen Flächeneigenschaften kann damit selbst unter den extremen Wetterbedingungen eines warmen Jahres am Standort Lugano ein Deckungsanteil von 70% über Free-Cooling Betrieb erreicht werden.

### 7.5.6 Nutzungsgrade im Kühlbetrieb

Die Nutzungsgrade im Free-Cooling Betrieb über den Absorber stellen eine Elektro-Thermische Verstärkung (ETV) dar, da für den Free-Cooling Betrieb nur Hilfsenergie für die Umwälzung des Kühlmediums notwendig ist. Allerdings liegen die Deckungsanteile unter 100%, so dass auch noch Zusatzkühlenergie, die von der Wärmepumpe im Umkehrbetrieb bereitgestellt wird, anfällt. Der Umkehrbetrieb der Wärmepumpe wird mit einem eher konservativen Energy Efficiency Ratio (EER) von 3 im Nutzungsgrad berücksichtigt. Nach Herstellerinformationen wurde der Hilfsenergieaufwand für die Quellenpumpe zu 70 W für eine Kollektorfeldgrösse von 100 m<sup>2</sup> ermittelt. Die Nutzungsgrade, die sich aus diesen Randbedingungen ergeben, sind in Abbildung 61 dargestellt. Durch die niedrigen notwendigen Pumpenleistungen werden die für Free-Cooling Betrieb typischen hohen Nutzungsgrade zwischen 10 bis über 30 erreicht. Ein deutlicher Unterschied ergibt sich aufgrund der Selektivität der Fläche. Für gute Nutzungsgrade stellt die selektive Beschichtung eine merkliche Einschränkung dar. Trotz immer noch hoher Deckungsanteile von über 80% für selektive Beschichtung, die in Abbildung 57 veranschaulicht sind, fallen durch die grosse Diskrepanz des ETV im Free-Cooling und der konservativen Abschätzung des EER der Kältemaschine die Nutzungsgrade deutlich ab. Für das Extremsommerklima Lugano warmes Jahr wirken sich die geringeren Free-Cooling Anteile und der damit notwendige Zusatzkühlanteil noch deutlicher aus. Hier erhält die nicht selektive Beschichtung noch grössere Bedeutung. Bei nicht selektiver Beschichtung werden noch Nutzungsgrade über 8, bei ungünstigen Eigenschaften nur noch Werte um 5 erreicht.

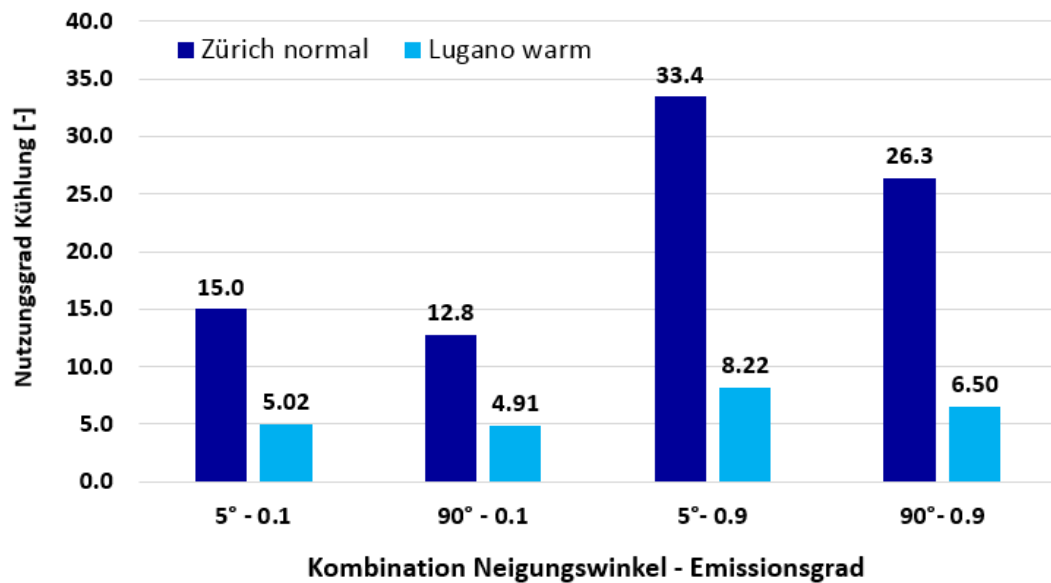


Abbildung 61: Vergleich Nutzungsgrade Zürich Meteoschweiz normal und Lugano warm im Kühlbetrieb

### 7.5.7 Reiner Free-Cooling-Betrieb

Als Variante einer vereinfachten Systemverschaltung wurde ein reiner Free-Cooling Betrieb über den Absorber ohne Zusatzkühlung mit der Wärmepumpe betrachtet und die thermische Behaglichkeit dafür ausgewertet. Für die Wetterdaten Zürich normales Jahr werden sowohl die für den Kühlfall günstigen Absorberparameter mit Emissionsgrad 0.9 und Neigungswinkel 5° als auch die ungünstigeren Parameter Emissionsgrad 0.1 und Neigungswinkel 5° ausgewertet, für Lugano warmes Jahr werden nur die günstigen Absorberparameter Emissionsgrad 0.9 und Neigungswinkel 5° dargestellt.

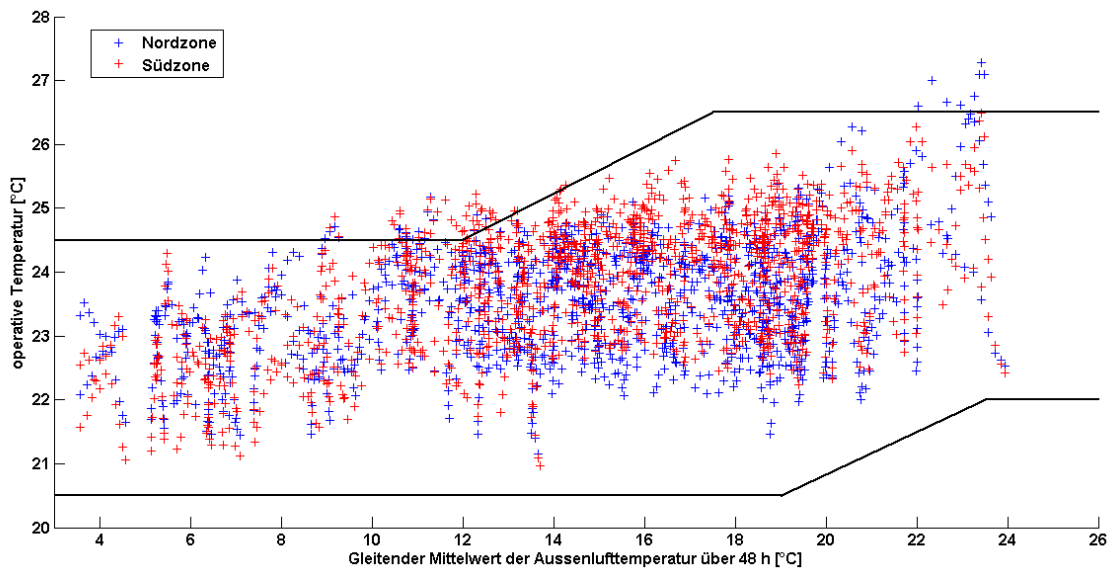


Abbildung 62: Operative Temperatur der Nord- und Südzone als Stundenmittelwerte im Temperaturband nach SIA 180 für das Einzelbüro am Standort Zürich normal während der Betriebszeit bei Emissionsgrad 0.9 und Neigung 5°

Abbildung 62 zeigt die operative Temperatur für den Standort Zürich während der Betriebszeit als Stundenmittelwert für die Nord- und Südzone im Temperaturband nach SIA 180 für den günstigen Fall mit Emissionsgrad 0.9 und 5° Flächenneigung des Absorbers. Da in diesem Fall nach Abbildung 57 ein Deckungsgrad im Free-Cooling Betrieb von 93% erreicht wird, liegt die thermische Behaglichkeit bei ähnlich guten Werten wie mit dem Zusatzkühlbetrieb nach Abbildung 54. Es zeigt sich, dass die Temperaturen etwas nach oben verschoben sind und im Bereich hoher gleitender Mittelwerte einzelne Überschreitungen auftreten, die mit der Zusatzkühlung nicht auftreten. Generell kann aber eine gute thermische Behaglichkeit mit reinem Free-Cooling Betrieb erreicht werden.

Abbildung 63 zeigt das Temperaturband für den Standort Zürich und die ungünstigen Absorbereigenschaften im Kühlbetrieb mit einem Emissionsgrad von 0.1 und einem Neigungswinkel von 5°. Es treten mehr Überschreitung des Temperaturbands im Bereich höherer gleitender Mittelwerte der Aussenlufttemperatur auf. Im Sommer ab gleitenden Mittelwerten von ca. 15 °C verschieben sich die Temperaturen zur oberen Grenze des Temperaturbandes. Dies ist konsistent zu dem niedrigeren Deckungsgrad von 83% nach Abbildung 57. Allerdings beschränken sich die Überschreitungen immer noch auf einzelne Tage und die Nachmittagsstunden, weshalb auch in diesem Fall trotz der ungünstigeren Absorbereigenschaften noch eine gute thermische Behaglichkeit erreicht wird.

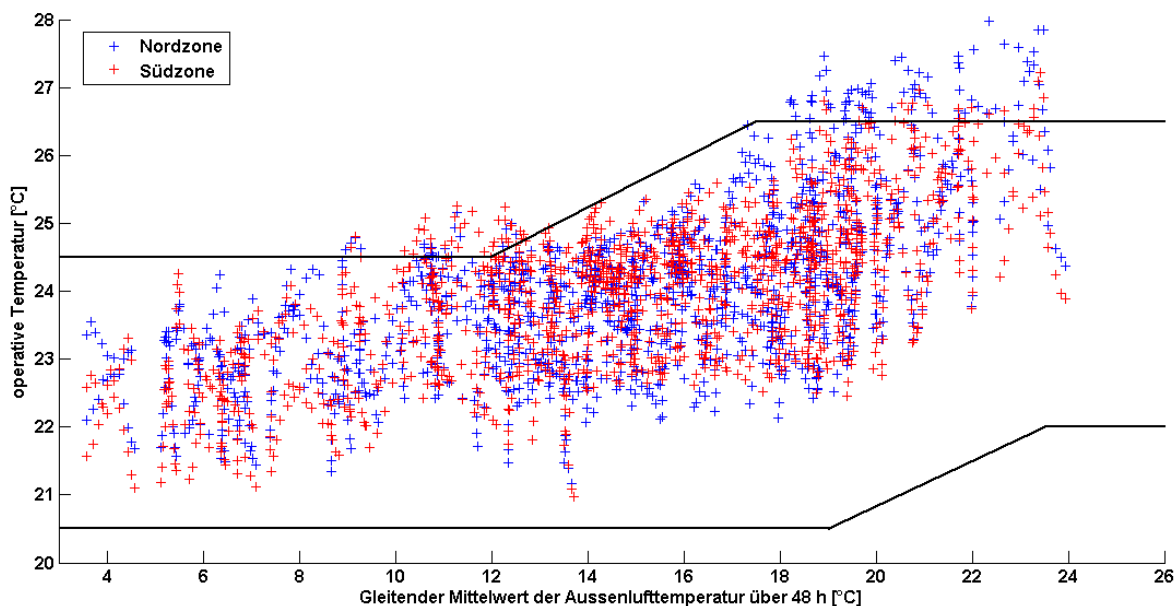


Abbildung 63: Operative Temperatur der Nord- und Südzone als Stundenmittelwerte im Temperaturband nach SIA 180 für das Einzelbüro am Standort Zürich normal während der Betriebszeit bei Emissionsgrad 0.1 und Neigung 5°

Damit kann für einen normalen Sommer im Mittelland aufgrund der hohen Deckungsgrade im Free-Cooling Betrieb davon ausgegangen werden, dass auch ohne Zusatzkühlung eine gute thermische Behaglichkeit bei Einzel-/Gruppenbüronutzung während der Betriebszeit erreicht werden kann.

Abbildung 64 zeigt jedoch die Verhältnisse im Extremsommer Lugano warm. Hier sind aufgrund der geringeren Deckungsgrade im Free-Cooling Betrieb von 59% nach Abbildung 57 die Überschreitungen deutlich höher, so dass hier eine Zusatzkühlung empfehlenswert ist. Bei gleitenden Mittelwerten der Aussenlufttemperatur von über 23 °C, die im Wetterdatensatz Zürich Meteoschweiz normales Jahr nur selten auftreten, wird die obere Grenze des Temperaturbandes merklich überschritten. Mit steigenden Mittelwerten ergeben sich sukzessive höhere Überschreitungen. Die gleitenden Mittelwerte über 48 h zeigen an, dass es sich dabei um längere Perioden handelt, bei denen die Aussenlufttemperaturen sowohl am Tag als auch in der Nacht hoch bleiben.

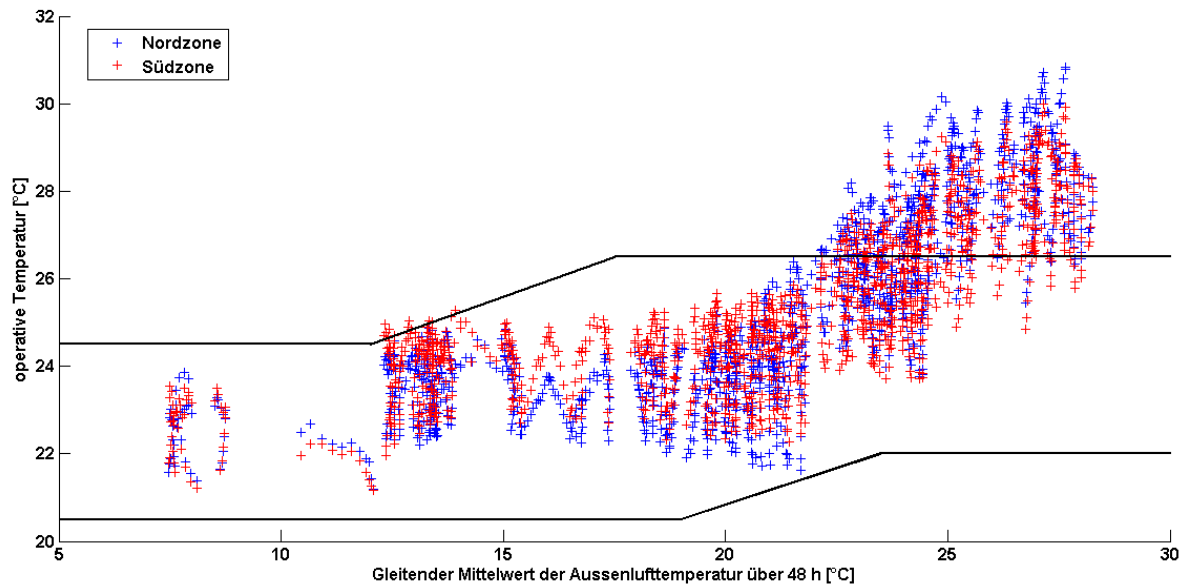


Abbildung 64: Operative Temperatur der Nord- und Südzone als Stundenmittelwerte im Temperaturband nach SIA 180 für das Einzelbüro am Standort Lugano warm während der Betriebszeit bei Emissionsgrad 0.9 und Neigung 5°

Eine Folge von warmen Nächten wirkt sich dabei besonders ungünstig aus, da sich dadurch die thermische Masse sukzessive aufschwingt, so dass die Überschreitungen des Temperaturbandes immer früher am Tag auftreten und sich sukzessive zu immer höheren Temperaturen aufschaukeln. Ist der Raum dann erst einmal in einem so eingeschwungenen Zustand, sind längere kühlere Perioden zur Rückkühlung auf ein behagliches Temperaturniveau notwendig. Dieser Effekt sorgt dafür, dass es trotz der gesamthaft noch hohen Free-Cooling Anteile bis knapp 60% nach Abbildung 57 im Hochsommer trotzdem zu deutlichen Überschreitungen der thermischen Behaglichkeit kommt.

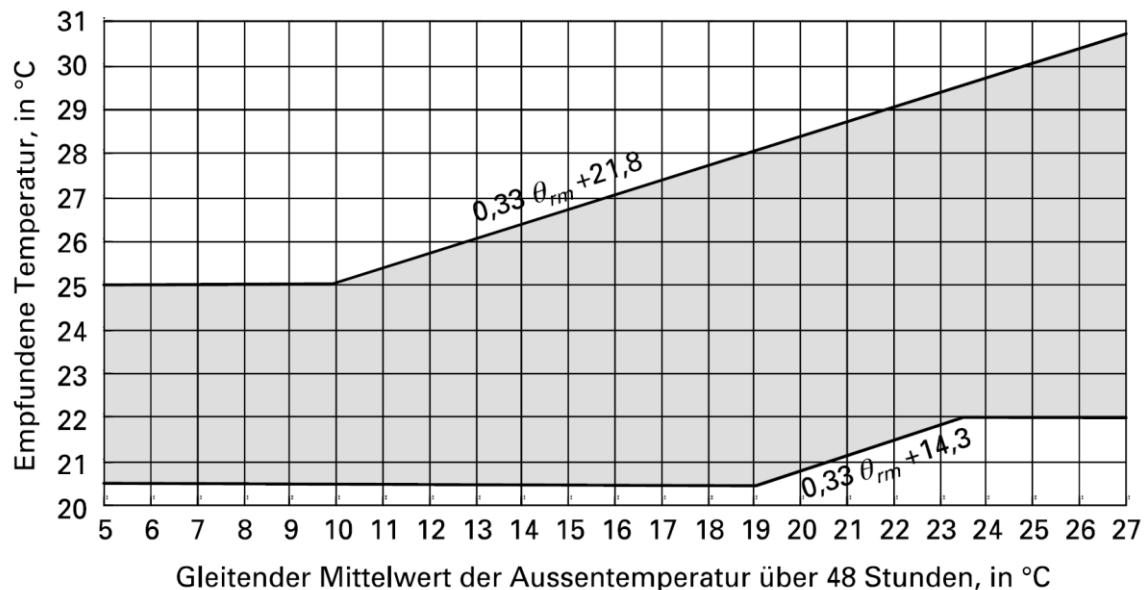


Abbildung 65: Zulässiger Bereich der empfundenen Temperatur im Räumen mit natürlicher Lüftung, während diese weder beheizt noch gekühlt werden, je nach dem gleitenden Mittelwert der Aussentemperatur nach SIA 180 [7]



In der SIA 180 [7] ist allerdings auch ein Temperaturband für natürlich gelüftete Gebäude angegeben, was auf Ansätzen einer adaptiven Bewertung der thermischen Behaglichkeit beruht.

In Abbildung 65 ist der Bereich der zulässigen Raumtemperaturen für Räume dargestellt, wenn diese weder geheizt noch gekühlt werden, eine Möglichkeit zur Fensteröffnung für die Nutzer besteht und die Nutzer sich in Ihrer Bekleidung saisonal anpassen, wie in Kap. 4.2.2 angegeben ist. Für diese natürlich belüfteten Gebäude hat der Nutzer selbst eine Eingriffsmöglichkeit zur Fensteröffnung.

Nach adaptiven Ansätzen zur thermischen Behaglichkeit wird davon ausgegangen, dass die Nutzer nicht nur passive Rezipienten eines gegebenen Innenraumklimas sind, sondern aktiv über verschiedene Rückkopplungen mit der thermischen Umgebung interagieren.

Nicol et. al. beschreiben den Ansatz des adaptiven Prinzips wie folgt: „If a change occurs such as to produce discomfort, people react in ways which tend to restore their comfort.“ [24].

Aufgrund von Erwartungshaltungen, den Eingriffsmöglichkeiten und individueller Anpassungen an das Innenraumklima werden auch höhere Raumtemperaturen akzeptiert [25]. Die Erwartungshaltungen kommen im gleitenden Mittelwert der Aussenlufttemperatur zum Ausdruck, da dieser die Entwicklung der vergangenen Temperaturen abbildet und damit die Erwartungen und Einstellung der Nutzer auf warme Aussentemperaturen, die über mehrere Tage auftreten, beschreiben kann.

Abbildung 66 zeigt die operative Temperatur für den Extremsommer Lugano warm im Bereich zulässiger Temperaturen für natürlich belüftete Gebäude. Es ist ersichtlich, dass für diese Bewertung der Behaglichkeit selbst für das extreme Sommerklima des Standorts Lugano warm die Temperaturen mit einem reinen Free-Cooling Betrieb noch im zulässigen Temperaturband gehalten werden können.

Dies impliziert allerdings, dass sich die Nutzer wirklich an die wärmeren Raumtemperaturen anpassen und sich dementsprechend die Akzeptanz einstellt.

In der Diskussion zu Suffizienz könnten adaptive Bewertungsansätze der thermischen Behaglichkeit an Bedeutung gewinnen, da, wie dieses Beispiel zeigt, mit einer Nutzeradaptation auf eine aktive Zusatzkühlung verzichtet werden könnte.

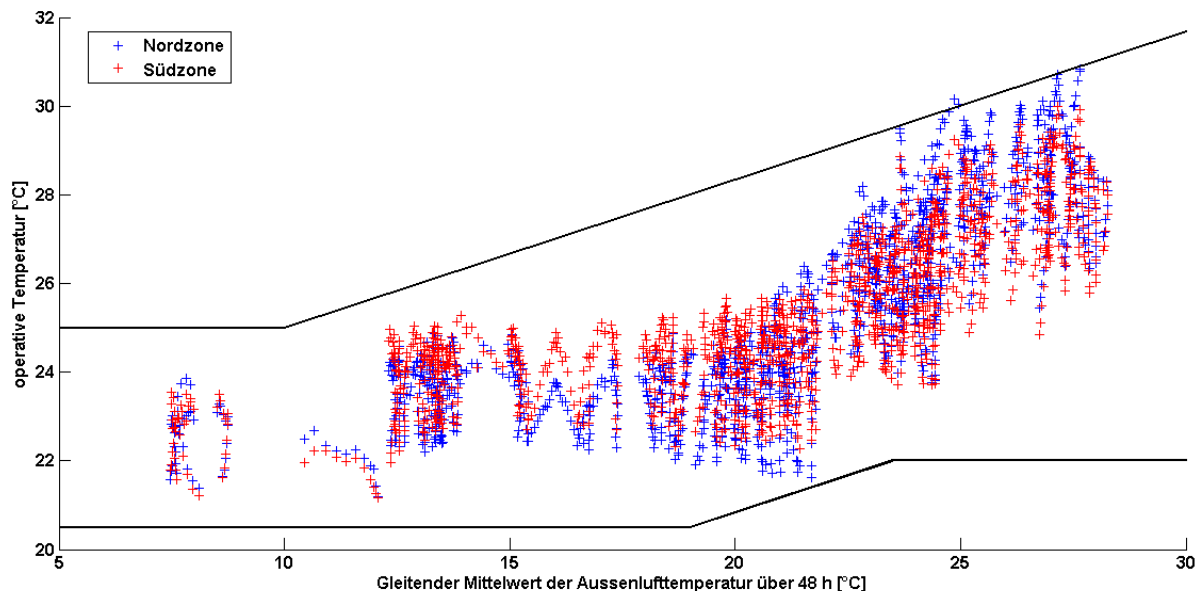


Abbildung 66: Operative Temperatur der Nord- und Südzone als Stundenmittelwerte im Temperaturband für natürlich belüftete Gebäude nach SIA 180 für das Einzelbüro am Standort Lugano warm während der Betriebszeit bei Emissionsgrad 0.9 und Neigung 5°

## 7.5.8 Zusammenfassung Kühlbetrieb

Die Ergebnisse im Kühlbetrieb können zu folgenden Aussagen zusammengefasst werden:

- Im Kühlbetrieb konnten die Leistungen aus der Potenzialstudie [1] bestätigt werden. Mit dem validierten Absorbermodell liegen auch die Deckungsanteile im Bereich der Potenzialstudie. Für moderate Umgebungsbedingungen im normalen Sommer im Mittelland werden Deckungsanteile über 90% bei ein- bis zweigeschossigen Gebäuden mit einer aktivierten Dachfläche erreicht.
- Die Selektivität der Fläche ist bei moderaten Umgebungsbedingungen nicht kritisch, da Potenzial über Konvektion besteht. Über eine höhere Betriebstemperatur der Fläche wird die fehlende Abstrahlung bei hochselektivem Absorber durch einen gesteigerten Konvektionsanteil teilweise kompensiert, wodurch immer noch gute Kühlleistungen entstehen. Allerdings sinken die Nutzungsgrade durch den höheren Zusatzkühlanteil markant ab.
- Bei knapper Auslegung oder warmen Umgebungsbedingungen, die eine Wärmeabfuhr durch Konvektion weitgehend behindern, sind jedoch die Abstrahlung und damit der Emissionsgrad die entscheidenden Grössen. Hohe Deckungsgrade sind bei knapper Auslegung daher nur mit gutem Emissionsverhalten und damit nicht-selektiven Absorbern zu erreichen. Zudem steigen die Nutzungsgrade durch weniger Zusatzkühlung deutlich an.
- Durch Integration eines Speichers kann der Deckungsanteil im Free-Cooling Betrieb gesteigert werden, und zwar umso mehr, je niedriger der Deckungsgrad ohne Speicher ist bzw. je ungünstiger die Umgebungsbedingungen sind, da die Pufferwirkung dann besonders effektiv ist.
- Für normale Sommer im Mittelland kann aufgrund der hohen Deckungsanteile im Free-Cooling Betrieb auf eine Zusatzkühlung ohne wesentliche Beeinträchtigungen der thermischen Behaglichkeit verzichtet werden. Bei warmen Sommern werden jedoch ohne Zusatzkühlung merkliche Überschreitungen des Temperaturbereichs und der thermischen Behaglichkeit festgestellt, die durch ein Aufschwingen der thermischen Masse negativ beeinflusst werden. In diesen Situationen ist eine regelmässige Rückkühlung der thermischen Masse unter Einsatz einer Zusatzkühlung sinnvoll, um eine gute thermische Behaglichkeit zu erreichen.
- Werden hingegen adaptive Bewertungsansätze der thermischen Behaglichkeit zugrunde gelegt, die in der SIA 180 als zulässiger Bereich für natürlich gelüftete Gebäude mit Nutzeranpassung, während diese weder beheizt noch gekühlt werden, dargestellt sind, liegen selbst die operativen Temperaturen für den Extremsommer Lugano warm im Bereich der zulässigen Temperaturen.

## 7.6 Einfluss der Auslegung

Zur Beurteilung der Komponentenauslegung wurden Parametervariationen der Absorberflächen und der Speichergrösse durchgeführt. Im Folgenden wird zunächst auf die Auswirkungen im Heizbetrieb eingegangen, und im Anschluss die Auswirkungen im Kühlbetrieb beschrieben.

### 7.6.1 Heizbetrieb im Winter

Zur Beurteilung der Komponentenauslegung wurden die Parameter Absorbergrösse bei festgehaltener Speichergrösse variiert. In Abbildung 67 ist der Wärmeerzeugernutzungsgrad für die unterschiedlichen Extremwerte der Flächenneigung und der Selektivität des Absorbers und eine Variation der Absorberfläche von 0.2 m<sup>2</sup>abs/m<sup>2</sup>EBF bis 1 m<sup>2</sup>abs/m<sup>2</sup>EBF, was einem ein- bis fünfgeschossigen Gebäude mit vollbelegter Dachfläche entspricht. Trotz der veränderten Absorberfläche wird für alle Varianten die untere Einsatzgrenze der Wärmepumpe eingehalten. Es ist ersichtlich, dass die Wärmeerzeugernutzungsgrade mit zunehmender Absorberfläche degressiv zunehmen.



Die dargestellten Änderungen der Wärmeerzeugernutzungsgrade liegen im Bereich 0.3 für eine Verfünfachung der Absorberfläche.

Dabei lässt sich ein Einfluss der selektiven Beschichtung feststellen. Die Varianten ohne selektive Beschichtung laufen bei einer Auslegung von  $1 \text{ m}^2_{\text{ABF}}/\text{m}^2_{\text{EBF}}$  in eine Sättigung, so dass bei diesen Varianten keine nennenswerte Steigerung des Wärmeerzeugernutzungsgrades mit zunehmender Absorberfläche mehr zu erwarten ist, während die Varianten mit selektiver Beschichtung noch weiter zunehmen.

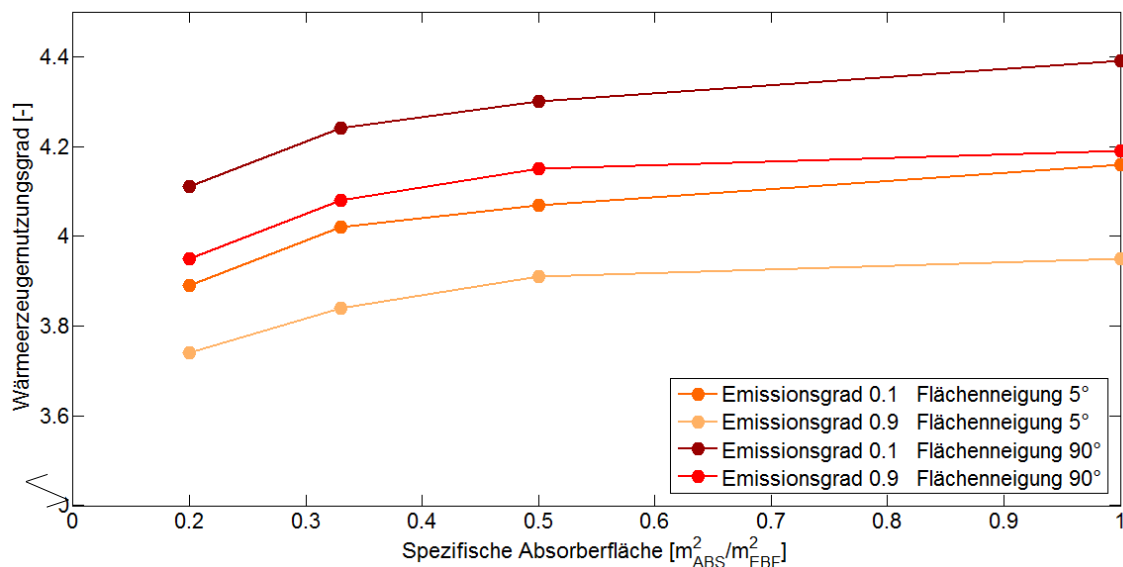


Abbildung 67: Einfluss der Absorberfläche auf den Wärmeerzeugernutzungsgrad im Winterbetrieb

Bei den dargestellten Varianten ist jedoch die Grösse des Quellspeichers auf  $5 \text{ l}/\text{m}^2_{\text{EBF}}$  festgehalten, was insbesondere bei grösserer Kollektorfläche eine Begrenzung darstellen kann. Daher wurde bei festgehaltener Kollektorfläche von  $0.5 \text{ m}^2_{\text{abs}}/\text{m}^2_{\text{EBF}}$  die Speichergrösse ebenfalls variiert. Abbildung 68 zeigt die Entwicklung des Wärmeerzeugernutzungsgrads und bestätigt die Begrenzung der Wärmeerzeugernutzungsgrade durch die Speichergrösse.

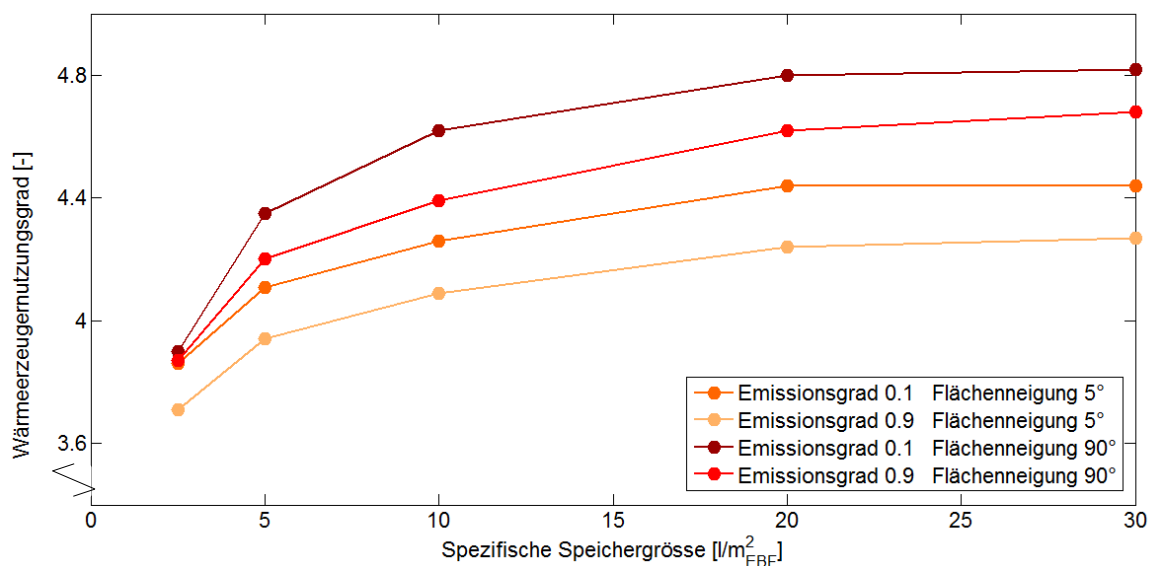


Abbildung 68: Einfluss der Speichergrösse auf den Wärmeerzeugernutzungsgrad im Winterbetrieb

Wird ein doppelt so grosser Speicher mit  $10 \text{ l/m}^2_{\text{EBF}}$  installiert wie in den Variationen in Abbildung 67, so steigt der Wärmeerzeugernutzungsgrad um 0.3 auf Werte von 4.6. Bei weiterer Vergrößerung des Speichers steigen die Werte auf 4.8 in den besten Varianten.

Dann stellt allerdings die festgehaltene Kollektorfläche die begrenzende Bedingung dar, so dass bei einer weiteren Vergrößerung des Speichers die Wärmeerzeugernutzungsgrade nicht weiter steigen. Auch bei den nicht-selektiven Varianten zeigt sich ein weiteres Steigerungspotenziale der Wärmeerzeugernutzungsgrade, die auch mit wachsender Speichergrösse zunehmen. Dies ist auf die Entwicklung der Quellentemperaturen zurückzuführen. Je grösser das Speichervolumen, desto langsamer ist zwar die Änderung der Quellentemperaturen im Speicher, aber desto länger können bei ausreichender Kollektorfläche auch strahlungsärmere Zeiten mit besseren Quellentemperaturen aus dem Speicher überbrückt werden.

Dies ist gerade bei eher ungünstigen Flächeneigenschaften im Heizbetrieb vorteilhaft.

## 7.6.2 Kühlbetrieb im Sommer

Abbildung 69 illustriert den Einfluss der Kollektorgösse im Kühlbetrieb für die reine Free-Cooling-Anwendung ohne integrierten Kältespeicher. Dargestellt sind die Deckungsgrade im Kühlbetrieb für den Wetterdatensatz Zürich Meteoschweiz normales Jahr. Es ist ersichtlich, dass die Deckungsgrade mit steigender Fläche zunächst bis auf Deckungsgrad von 0.9 im nicht-selektiven Fall steil ansteigen. Mit weiterer Vergrößerung der Absorberflächen steigen die Deckungsgrade nur noch langsam.

Für die betrachtete Anwendung Einzelbüroanwendung werden mit  $0.33\text{-}0.5 \text{ m}^2_{\text{abs}}/\text{m}^2_{\text{EBF}}$  Absorberfläche, also der kompletten Dachfläche eines zwei- bis dreigeschossigen Gebäudes, bei nicht selektiven Absorbern Deckungsgrade von ca. 90% erreicht. Eine Vergrößerung bringt nur noch begrenzte Steigerung, da es immer auch Nächte mit eingeschränktem Potenzial gibt, die nur mit sehr grossen Flächen abgedeckt werden könnten. Wie bei solarthermischen Systemen führt ein Deckungsgrad von 100% zu sehr grossen Systemen.

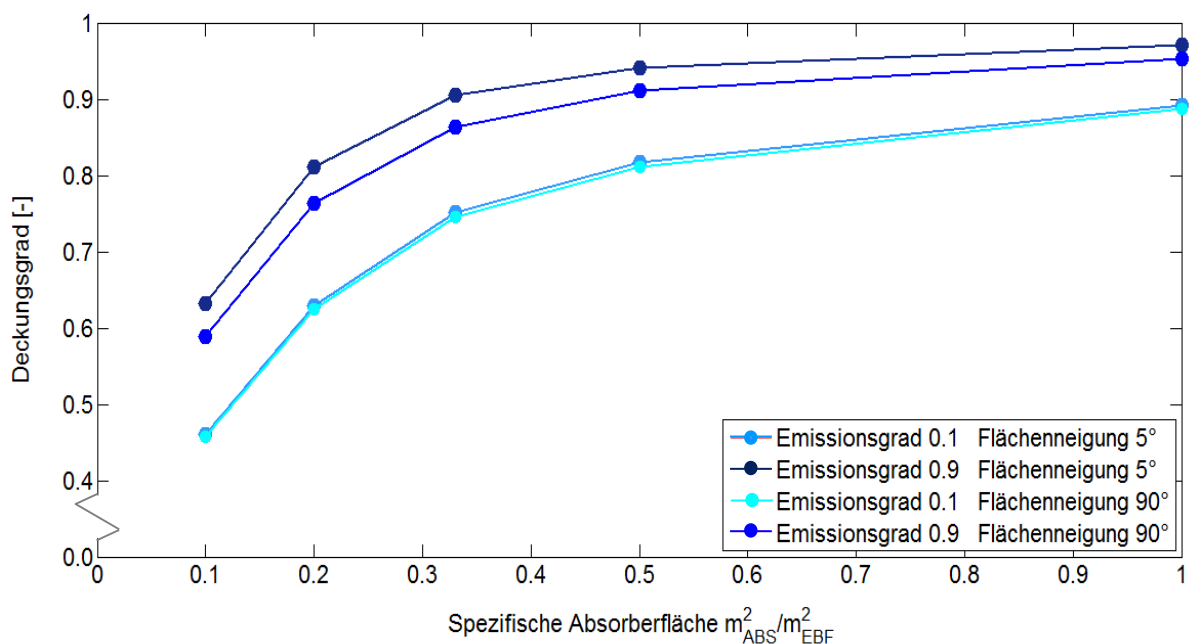


Abbildung 69: Vergleich der Deckungsgrade im Kühlbetrieb für die Variation der Absorbergrösse ohne einen Kältespeicher



An den Kurvenverläufen wird ebenfalls deutlich, dass die selektive Beschichtung einen grossen Einfluss auf den Deckungsgrad hat. Ohne Selektivität werden 10–20% höhere Deckungsgrade erreicht, je knapper die Auslegung, desto höherer ist die Differenz der Deckungsgrade. Des Weiteren wird deutlich, dass die selektiven Absorber eine wesentlich grössere Fläche für den gleichen Deckungsgrad benötigen. Die Selektivität kann also durch eine grössere Fläche kompensiert werden, allerdings müssen erheblich grössere Flächen installiert werden. Insbesondere bei knapper Auslegung und bei ungünstigen Randbedingungen des Wetters oder der Kühllasten im Gebäude können durch eine reduzierte Selektivität und damit verbesserten Emissionsgrad deutlich höhere Deckungsgrade erreicht werden, und dies obwohl bei schlechterem Emissionsgrad teils sogar eine Kompensation durch die Konvektion eintritt, wie in 7.5.3 gezeigt wurde.

### 7.6.3 Zusammenfassung Auslegung

Die durchgeführten Parametervariationen können wie folgt zusammengefasst werden:

- Da die Leistung im Kühlfall niedriger als bei solarer Einstrahlung im Heizfall ist, ist bei Auslegung auf hohe Deckungsanteile im Kühlbetrieb der Absorber für den Heizbetrieb überdimensioniert, falls nur ein kleiner Quellspeicher installiert wird. Durch ein grösseres Speichervolumen lassen sich deutliche Erhöhungen der Nutzungsgrade im Heizbetrieb erreichen.
- Durch grössere Speichervolumina lassen sich entsprechend auch Einschränkungen hinsichtlich der Flächeneigenschaften kompensieren, da sich der Energieertrag aus Zeiten günstiger Umgebungsbedingungen über einen längeren Zeitraum nutzen lassen.
- Im Kühlbetrieb ist die Installation eines grossen Speichers nicht so wirkungsvoll, da aufgrund der niedrigeren Leistungen keine so grossen Überschüsse wie bei der solarthermischen Nutzung an strahlungsreichen Tagen anfallen. Daher bringen grössere Speicher für die Kühlanwendung keine wesentliche Erhöhung des Deckungsgrades mehr.
- Durch Anpassung der Flächeneigenschaften an die dominierende Last, also Heizbetrieb oder Kühlbetrieb, kann eine Optimierung für die jeweils dominierende Anwendung und damit für den Gesamtbetrieb erfolgen.
- Eine bessere Lösung ist jedoch eine Anpassbarkeit der Flächeneigenschaften, also eine Schaltbarkeit der Selektivität, so dass die Absorbereigenschaften für beide Betriebsarten hinsichtlich der gegenläufigen Anforderungen optimiert werden können.  
Dies ist im Projekt durch das Funktionsmuster eines benetzbaren Absorbers getestet worden. Neben der Schaltbarkeit der Flächeneigenschaften, also die Veränderung der Selektivität, tritt hierbei der Zusatznutzen einer Steigerung der Kühlleistung durch Verdunstung hinzu. Allerdings entstehen dadurch auch ein apparatetechnischer Zusatzaufwand und ein Wasserbedarf für die Benetzung.

## 8 Diskussion und weitere Fragestellungen

Im diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Untersuchung diskutiert und ein Ausblick auf weitere Fragestellungen, die im Rahmen dieser Studie nicht behandelt wurden, gegeben.

### 8.1 Leistungsmessungen und Simulationsuntersuchungen

#### 8.1.1 Heiz- und Kühlpotenzial

In den Leistungsmessungen für unterschiedliche Selektivitäten konnten die Kühlleistungen aus der Potenzialanalyse bestätigt werden und damit das Potenzial auch auf dem Prüfstand gezeigt werden. Die Validierung des Absorbermodells und die im Anschluss durchgeführten Simulationen bestätigen, dass auch für die Jahresrechnungen die Potenziale denen der Machbarkeitsstudie entsprechen. Somit besteht Potenzial für einen Kühlbetrieb über aktivierte Aussenflächen.

Der Schwerpunkt der Simulationen lag daher auf der Integration der Heizanwendung, die in der Machbarkeitsstudie noch nicht betrachtet wurde. Die Simulationen bestätigen, dass auch für den Heizbetrieb ein günstiges Potenzial besteht, zumal eine Auslegung auf den Kühlbetrieb aufgrund der Leistungsdifferenzen eine eher grosse Dimensionierung für den Heizbetrieb bedeutet. Damit kann gesamthaft in den unterschiedlichen Betriebsmodi ein hoher regenerativer Deckungsgrad erreicht werden.

#### 8.1.2 Einschränkungen

Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Simulationen nicht alle Effekte erfassen. Zum einen kann es im Heizfall Einschränkungen durch Reif, Schnee und Vereisung geben, Effekte also, die in der Simulation nicht abgebildet werden. Ein ausreichendes Speichervolumen kann in solchen Situationen bei Temperaturen über dem Gefrierpunkt ebenfalls vorteilhaft für eine Abtauung aus dem Speicher sein, um den Betrieb aufrechterhalten zu können. Weiterhin kann eine Kombination unterschiedlicher Flächenneigungen einem Ausfall durch Schnee vorbeugen, da auf fassadenintegrierten Absorbern kein Schnee liegen bleibt und damit keine Betriebsbeeinträchtigung besteht. Auch eine Integration als Tonnendach, die durch die Biegbarekeit der Energie Solare Absorber möglich ist, kann durch Variation der Flächenausrichtung positive Effekte für gleichmässigeren Erträge haben. Für den Kühlbetrieb ist zu beachten, dass auch Effekte von Niederschlag nicht in den Simulationen enthalten sind.

Die Auswertungen im Rahmen des Funktionsmusters der benetzten Absorber in Kap. 6.4.6 zeigt aber, dass durch die zusätzliche Verdunstung auch ein Leistungszugewinn entsteht, so dass die reduzierte Abstrahlung bei einem sommerlichen Gewitter mit bedecktem Himmel durch die Verdunstung bei Niederschlag kompensiert werden kann. Daher ist im realen Betrieb an bedeckten Tagen von einer höheren Kühlleistung und damit insgesamt auch von höheren Deckungsgraden auszugehen. Die Simulationsergebnisse stellen in dieser Hinsicht eine konservative Abschätzung dar.

#### 8.1.3 Flächeneigenschaften

Die Simulationen zeigen, dass trotz der jeweils für die Anwendung ungünstigen Flächeneigenschaften, also eine fehlende Selektivität im Heizfall und eine hohe Selektivität im Kühlfall, für eine ausreichende Dimensionierung der Aussenfläche und moderates Klima noch gute Deckungsgrade und Wärmeerzeugernutzungsgrade erreicht werden.



Ausschlaggebend ist dafür im Heizbetrieb die Nähe zur Umgebungstemperatur bei Einsatz des Absorbers als Wärmequelle einer Wärmepumpe, wodurch die Wärmeverluste gering sind oder sogar Wärmegewinne entstehen. Im Kühlfall spielt die teilweise Kompensation der Abstrahlung durch erhöhte Konvektion bei wärmerer Betriebstemperatur des Absorbers eine Rolle.

Dies könnte zu der Schlussfolgerung führen, dass die Flächeneigenschaften eine untergeordnete Bedeutung hat.

Allerdings zeigen die Simulationsergebnisse auch, dass durch die jeweils günstige Flächeneigenschaft für die Anwendung noch deutliche Steigerungen der Nutzungsgrade möglich sind.

Bei Heizbetrieb ist aufgrund des höheren möglichen Temperaturniveaus über eine solare Direktnutzung eine Steigerung der Nutzungsgrad möglich.

Im Kühlbetrieb bleibt das Potenzial auch bei eingeschränkten Umgebungsbedingungen, also hohen Aussenlufttemperaturen in der Nähe der Absorbereintrittstemperatur, erhalten, da die Abstrahlung in klaren Nächten bei diesen Absorbertemperaturen auch ohne Konvektion noch Temperaturdifferenzen von ca. 15 K und damit Leistungen von ca.  $70 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$  erreicht werden können. Tropennächte mit Aussenlufttemperaturen über  $20^\circ\text{C}$  haben normalerweise klaren Nachthimmel, so dass trotz hoher Aussentemperaturen ein Potenzial für Abstrahlung an den klaren Nachthimmel besteht.

## 8.2 Kostenvergleich

Bereits in der Potenzialstudie wurden eine Kostenschätzung unterschiedlicher Kollektorvarianten und ein Vergleich mit einer Erdwärmesonde in Bezug auf die Kühlleistung durchgeführt. Grundlegenden Eigenschaften der unterschiedlichen Absorber- und Kollektortypen sind im Kap. 5.1 beschrieben.

Nach Informationen der Firmen Soltop (Solana Absorber) und Friap (Sola-Absorber) ergeben sich ca.  $300 \text{ CHF/m}^2_{\text{abs}}$  für fertig montierte Kunststoffabsorber.

Nach Herstellerinformationen des Industriepartners Energie Solaire SA ist mit Gesamtkosten inklusive Montage und Materialkosten mit  $400 \text{ CHF/m}^2_{\text{abs}}$  zu rechnen. Bei Dachintegration sind  $100 \text{ CHF/m}^2_{\text{abs}}$  abgeziehe, die als Einsparung von Dachmaterial gutgeschrieben werden können, womit sich effektive Kosten von ca.  $300 \text{ CHF/m}^2_{\text{abs}}$  bzw. ca.  $600 \text{ CHF/Absorber}$  ergeben. Mit dem neuen Pliatherm Montagesystem werden auch bei Aufdachmontage auf einem Flachdach ähnliche Preise erzielt, so dass die selektiven Edelstahlabsorber in der gleichen Grössenordnung von Kunststoffabsorber liegen. Kunststoffabsorber eignen sich jedoch nicht für Dachintegration.

Für Neubauten und komplette Dachsanierungen stellen die Metallabsorber eine interessante Lösung dar, die auch optisch höheren Ansprüchen genügt.

Ein Vergleich mit der Erdwärmesonde hinsichtlich Kühlpotenzial wird möglich, wenn die Kosten auf die spezifische Kühlleistung bezogen werden. Tabelle 8 gibt eine Abschätzung der spezifischen Investitionskosten und zeigt, dass die spezifischen Kosten in einer ähnlichen Grössenordnung wie bei Erdwärmesonden liegen.

Tabelle 8: Abschätzung der Investitionskosten für Absorber- bzw. Kollektorsysteme zur passiven Kühlung und Vergleich mit Erdwärmesonde

	Erdwärmesonde	Kunststoffabsorber	Selektives Metaldach*
<b>Spezifische Kosten</b>	60-90 CHF/m <sub>ews</sub>	170-315 CHF/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	300 CHF/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>
<b>Spezifische Kühlleistung</b>	15-30 W/m <sub>ews</sub>	40-75 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>	40-75 W/m <sup>2</sup> <sub>abs</sub>
<b>Bereich Investition</b>	2000-6000 CHF/kW <sub>k</sub>	2500-7900 CHF/kW <sub>k</sub>	4000-7500 CHF/kW <sub>k</sub>

\* je nach Selektivität, hier gleiche konservative Kühlleistung wie für dem anderen unabgedeckten Absorber als Abschätzung angenommen



### 8.3 Speicherintegration

Die Integration des Speichers ist hier als Quellspeicher mit Wasser-Glykol-Gemisch betrachtet worden. Eine in den letzten Jahren häufiger realisierte Integration von unabgedeckten Absorbern ist über einen Eisspeicher. Systeme für Wohnbauten sind verschiedentlich in Projekten umgesetzt und in Pilotprojekten gemessen worden. Auch der Industriepartner Energie Solaire SA bietet eine Systemlösung mit Eisspeicher unter dem Namen ICE-Sol an.

Vorteile von Eisspeichern liegen in dem kleineren Volumen durch die höhere Energiedichte während des Phasenwechsels und der annähernd konstanten Quelltemperatur, solange der Phasenwechsel stattfindet. Nachteilig kann der eingeschränkte Wärmeübergang bei Vereisung der Wärmeübertragerflächen sein, wofür jedoch derzeit Lösungen entwickelt werden.

Eine weitere Option ist die Verlagerung des Quellspeichers ins Erdreich. Wie oben dargestellt sind die spezifischen Kosten für die Kühlung zwischen Absorberlösungen und erdgekoppelten Lösungen in der gleichen Grössenordnung. Eine Integration zwischen Erdreich und Absorber könnte jedoch auch für den Heizbetrieb Vorteile aufweisen.



Abbildung 70: Anlagen für die Regeneration von Erdwärmesonden, links: Bachwiesen, ZH, 250 m<sup>2</sup><sub>abs</sub> Solardach und En Vésenaye, Voury, 216 m<sup>2</sup><sub>abs</sub>, VA (Quelle: Energie Solaire SA)

Bei Sondenfeldern können die Absorber das Erdreich im Sommer regenerieren bzw. mit aktiver Regeneration sogar über mehrere Jahre sukzessiv aufwärmen. Unabgedeckte Kollektoren bieten hierfür ein gutes Temperaturniveau. Die Regeneration von Erdsonden mit unabgedeckten Kollektoren wird in einzelnen Pilotprojekten untersucht, an denen auch der Industriepartner Energie Solaire SA beteiligt ist. Durch eine Regeneration bzw. saisonale Speicherung im Erdreich könnten bessere Effizienzen im Heizbetrieb erreicht werden und zusätzlich die Sondenfelder aufgrund der besseren Temperaturbedingungen kleiner ausgelegt werden.

Die eingesparten Investitionskosten können in die Absorber investiert werden. Eine aktive Regeneration verhindert jedoch eine passive Kühlung über die Erdwärmesonden, diese Funktion könnte dann von den Absorbern übernommen werden. Über Aufteilung des Kollektorfeldes und des Erdsondenfeldes kann eine Optimierung je nach Betriebsanforderungen vorgenommen werden.

### 8.4 Funktionelle Beschichtungen

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass durch eine Schaltbarkeit der selektiven Eigenschaften optimierte Betriebsbedingungen sowohl im Heiz- und Kühlbetrieb entstehen, die in beiden Betriebsmodi die Nutzungsgrade erhöhen. Eine weitere Möglichkeit einer schaltbaren Selektivität, die sich derzeit in Entwicklung befindet und zukünftig marktverfügbar sein könnte, sind funktionelle Beschichtungen.

Die funktionellen Beschichtungen können so ausgelegt sein, dass sich bei einem definierten Schalterpunkt ihre optischen Eigenschaften ändern. Grundsätzlich kann dafür der Schaltmechanismus passiv oder aktiv erfolgen. Unter passiv versteht man, dass sich zum Beispiel bei Erreichen einer bestimmten Temperatur des Absorbers die optischen Eigenschaften seiner Oberfläche ändern. Bei einer aktiven Umschaltung können die optischen Eigenschaften zu einer beliebigen Zeit unter verschiedenen Randbedingungen verändert werden.

Für eine passive Schaltung muss in einem ersten Schritt definiert werden, was sinnvolle Oberflächentemperaturen sind, bei denen der Absorber in einen Emitter übergeht. Für den Betriebsmodus Kühlen wird die dem Absorber zugeführte Wärme ein Temperaturniveau von 20-25 °C aufweisen. Im Betriebsmodus Wärmegewinnung oder Heizen sind die Temperaturen in der Regel höher als 40 °C. Ein idealer Schalterpunkt basierend auf einem Temperaturniveau liegt demnach zwischen 30 °C und 35 °C. In einer Literaturrecherche konnten Materialien gefunden werden, welche ihre optischen Eigenschaften aufgrund von Temperaturänderungen oder Anlegen von einer Spannung verändern. In einem nächsten Schritt gilt es zu prüfen, ob diese Materialien tauglich sind für eine schaltbare Selektivität für Solarabsorber oder ob diese Materialien so verändert und angepasst werden können, damit eine Verwendung denkbar ist.

Bekannt sind elektrochrome Gläser, welche bereits heute in der Architektur oder im Fahrzeugbau Verwendung finden. Hauptsächlich dienen diese Gläser als schaltbarer Sichtschutz, denn unter Anlegung einer Spannung schalten sie im sichtbaren Wellenlängenbereich von einem transparenten in einen opaken Zustand, wie in Abbildung 71 abgebildet. Leider verändern die auf dem Markt erhältlichen elektrochromen Gläser ihre optischen Eigenschaften nur im sichtbaren Wellenlängenbereich und weisen keine Schaltbarkeit im Infrarotbereich auf.



Abbildung 71: Elektrochromes Glas als Sichtschutz zur Führerkabine im ICE 3 der Deutschen Bahn im transparenten (links) und opaken Zustand (rechts)

Sie sind deshalb für die Anwendung als schaltbare Selektivität für den Betriebsfall Heizen und Kühlen im jetzigen Entwicklungsstand wenig geeignet. Die optischen Eigenschaften von thermochromen Gläsern sind abhängig von ihrer Temperatur. Solarthermische Kollektoren erreichen, wenn sie sich im Stillstand befinden, sehr schnell hohe Temperaturen. In der Stagnation, also wenn keine Nutzleistung aus den Kollektor entzogen wird, werden Temperaturen bis über 200 °C erreicht.

Diese hohen Temperaturen degradieren einerseits das Wasser-Glykol-Gemisch und die selektive Beschichtung des Absorbers, andererseits induzieren sie mechanische Spannungen, welche die Struktur der Schweißnähte des Absorbers beschädigen können. Diese Gegebenheiten können demnach die Performance des Absorbers im Verlauf seines Lebenszyklus drastisch verschlechtern. Um dies zu verhindern, ist eine thermochrome Beschichtung interessant, welche beim Überschreiten einer kritischen Temperatur den Absorber selbst kühlt, was gleichbedeutend ist mit einer Erhöhung des Emissionsgrades im infraroten Wellenlängenbereich ist. Im Idealfall einer Verkleinerung der solaren Absorption (Erhöhung der Reflektion).

Ein weiteres Anwendungsfeld sind stark verglaste Gebäude, welche im Sommer bei starker solarer Einstrahlung eine ungewollte Erwärmung erfahren, welche energieintensiv gekühlt werden müssen [26]. Anwendungen für intelligente schaltbare thermochrome Beschichtungen sind vorhanden, deshalb wird wie zum Beispiel an der EPFL Forschung auf diesem Gebiet betrieben.

Organische Beschichtungen eignen sich für Anwendungen in der Solarbranche wenig, da sie nach Aussagen des LESO zu wenig dauerhaft sind. Deshalb wurden am LESO-PB der EPFL dauerhafte anorganische Beschichtungen entwickelt. Diese bestehen aus mit Wolfram dotiertem Vanadium Oxid ( $\text{VO}_2$ ) Schichten, die eine reversible Phasenumwandlung der Kristallstruktur bei einer kritischen Temperatur um  $68^\circ\text{C}$  besitzen. Unterhalb dieser kritischen Temperatur ist  $\text{VO}_2$  ein Halbleiter und hat eine hohe Transmission im IR.

Oberhalb der kritischen Temperatur wird  $\text{VO}_2$  zu einem Leiter mit einer höheren Reflektion und schlechtere Transmissionseigenschaften der IR-Strahlung. Die Phasenumwandlung der Kristallstruktur impliziert demnach eine starke Änderung der optischen Eigenschaften im IR, während diese Änderungen im sichtbaren Wellenlängenbereich weit geringer sind. Wird  $\text{VO}_2$  mit Wolfram dotiert, so kann die kritische Temperatur gesenkt werden, wird hingegen mit Aluminium dotiert, so erhöht sich die kritische Temperatur.

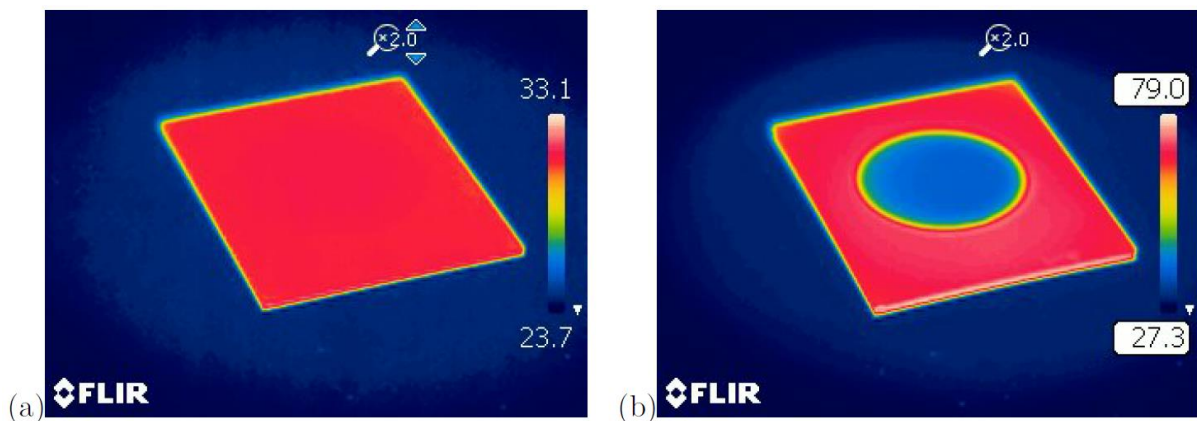


Abbildung 72: Aufnahme eines  $\text{VO}_2$  Wafer auf Hot-Plate mit FTIR (Quelle: LESO-PB, EPFL)

In Abbildung 72 sind die Bilder eines kreisförmigen  $\text{VO}_2$  Wafers auf einer Hot-Plate gezeigt, welche mit einer FTIR Kamera aufgenommen wurden. In der linken Abbildung herrschen Temperaturen um die  $30^\circ\text{C}$ , der  $\text{VO}_2$ -Wafer ist unter der kritischen Temperatur, dadurch in einem Halbleiter Zustand und damit transparent für thermisches Infrarot (Emissionsgrad 0.85).

In der rechten Abbildung wurde der Wafer über die kritische Temperatur aufgeheizt, der Wafer wird zu einem metallischen Leiter und opak für thermisches Infrarot (Emissionsgrad 0.34).

Diese Schaltbarkeit des thermischen Emissionsgrades entspricht den Anforderungen an eine schaltbare selektive Beschichtung für den Betriebsfall Heizen während des Tages und Strahlungskühlen während der Nacht. Allerdings ist für den definierten Lastfall und der damit verbundenen Temperaturniveaus des Absorbers die kritische Temperatur der Umschaltung zu hoch. Es wird in der Gruppe von Dr. Andreas Schüler an der EPFL weiter an der Senkung der kritischen Temperatur geforscht.

Weiter ist zu beachten, dass die Entwicklungen dieser schaltbaren Materialien sich erst auf dem Niveau von Laboranwendungen in Wafergrösse befinden und noch weit von einer Industrialisierung entfernt sind. Für den Bau eines ersten Prototyps in der Grössenordnung eines Absorbers sind noch weitere Grundlagenforschung und angewandte Forschung zur Fertigung nötig. Trotzdem ist dieser Ansatz interessant.

## 9 Schlussfolgerung und Ausblick

Ziel des Projekts war die Verifikation der in einer vorangegangenen Potenzialstudie ermittelten Kühlleistungen und Deckungsgrade von aktivierten Aussenflächen, die als Solarkomponenten ausgeführt sein können. Neben dem Kühlbetrieb sollte darüber hinaus auch Synergien zum Heizbetrieb ausgewertet werden, was zu einem sehr vorteilhaften Betrieb der gleichen Fläche mit hohen Nutzungsgraden und regenerativen Deckungsanteilen führt. Weiterhin wurde durch eine Benetzung der Absorberfläche ein Funktionsmuster mit schaltbaren Eigenschaften der Absorberfläche für einen optimierten Heiz- und Kühlbetrieb auf dem Prüfstand gemessen.

Mittels Prüfstandsmessungen konnten die Leistungen der in der Potenzialstudie aufgrund eines theoretischen Modells gefundenen Kühlleistungen bestätigt und das bestehende Absorbermodell validiert werden. Mit diesem validierten Absorbermodell konnten in gekoppelten thermischen Gebäude- und Anlagensimulationen die Deckungsgrade ebenfalls bestätigt werden, und darüber hinaus auch die Potenziale im Heizbetrieb ausgewertet werden. Mit der gleichen Fläche lassen sich Synergien in beiden Betriebsarten erzielen, allerdings wurde ebenfalls die Vermutung bestätigt, dass eine Anpassbarkeit der Flächeneigenschaften eine weitere Effizienzsteigerung ermöglicht. Daher wurde ein erstes Funktionsmuster mit schaltbaren Flächeneigenschaften über eine Benetzung des Absorbers auf dem Prüfstand untersucht und eine nennenswerte Steigerung der Kühlleistung bestätigt, auch dadurch, dass als weiterer Kühleffekt die Verdunstungskühlung hinzutritt.

Die im Projekt bestätigten attraktiven Potenziale mit hohen regenerativen Deckungsanteilen sowohl im Heiz- als auch im Kühlbetrieb geben Anlass, die Systemlösung weiter zu untersuchen. Fragestellungen beziehen sich auf Variationen der Systemintegration, eine optimierte Dimensionierung der Komponenten, die Entwicklung und Charakterisierung von verbesserten Prototypen mit schaltbaren Eigenschaften und deren optimierte Regelungen sowie eine Felderprobung marktgängiger und entwickelter Prototypen. Dabei ergeben sich für die einzelnen Bereiche folgende Fragestellungen:

- **Systemintegration**  
Für die Systemintegration ergeben sich unterschiedliche Optionen hinsichtlich der Speicherintegration. Eine Option stellen Eisspeicher dar. Eine weitere Option besteht in der Kopplung mit dem Erdreich als Speicher, bei der vor allem auch Potenziale für den Heizbetrieb entstehen. Zusätzlich ist auch eine Kombination von PV/T und Absorberkomponenten eine diskutierte Systemkombination, die weiter untersucht werden sollte.
- **Prototypentwicklung verbesserter Komponenten mit schaltbaren Eigenschaften**  
Ergebnis der Systemsimulationen ist, dass ohne schaltbare Flächeneigenschaft beide Betriebsarten gute Werte liefern, aber durch eine Anpassung der Eigenschaften noch weitere Effizienzpotenziale erschlossen werden können. Daher ist die Entwicklung von Prototypen für schaltbare Eigenschaften sinnvoll, da diese zu verbessertem Betrieb hinsichtlich Effizienz und Systemkosten führen können. Eine Option können beispielsweise funktionale Beschichtungen sein, aber es sind auch andere Konzepte denkbar.
- **Dimensionierung der Komponenten**  
In diesem Zusammenhang stellen sich auch Fragen einer kostenoptimierten Dimensionierung. Im Projekt wurden bereits erste Untersuchungen zur Komponentenauslegung über Parametervariationen durchgeführt, mit dem Ergebnis, dass sich die Auslegung aufgrund der unterschiedlichen Leistungen im Heiz- und Kühlbetrieb unterscheiden, wobei der Kühlbetrieb grössere Flächen für hohe Deckungsgrade benötigt. Daher sollte untersucht werden, welche Integration und welche Flächeneigenschaften unter welchen Randbedingungen kostenoptimal sind.



- **Felderprobung**  
In diesem Zusammenhang wäre auch ein Praxistest sinnvoll, um die Ergebnisse der Prüfstandsmessungen und Simulationen im realen Gebäudebetrieb zu überprüfen. Über betriebsbegleitende Simulationen können die Simulationsmodelle mit dem realen Betrieb abgeglichen werden und weitere Effekte wie die Kühlleistung bei Regen integriert werden und zugleich Optimierungsmassnahmen für den Betrieb der Pilotanlage abgeleitet werden.





## Referenzen

- [1] C. Wemhöner, A. Genkinger und T. Afjei. *Kühlen über thermisch aktivierte Aussenflächen - Potenzialstudie*. Institut Energie am Bau, Muttentz, Schlussbericht BFE, 2011.
- [2] SNV Schweizerische Normen Vereinigung. *EN 12975: Thermal solar system and components - Solar Collectors - Part 2: Test methods*. SNV Schweizerische Normen Vereinigung, Winterthur, 2006.
- [3] SIA Merkblatt 2028. *Klimadaten für Bauphysik, Energie- und Gebäudetechnik*. Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein SIA, Zürich, 2010.
- [4] SIA Merkblatt 2024. *Standard-Nutzungsbedingungen für die Energie- und Gebäude-technik*. Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein SIA, Zürich, 2006.
- [5] B. Gasser und B. Kegel. *Gebäudetechnik: Faktor 10*. Bau und Architektur, pp. 25-34, 4/2005.
- [6] M. Christenson, H. Manz und D. Gyalistras. *Climate warming impact on degree-days and building energy demand in Switzerland*. Energy Conversion and Management, Zürich, 2006.
- [7] SIA 180. *Wärmeschutz, Feuchteschutz und Raumklima in Gebäuden*. Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein SIA, Zürich, 2014.
- [8] SIA 382/1. *Lüftungs- und Klimaanlage - Allgemeine Grundlagen und Anforderungen*. Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein SIA, Zürich, 2007.
- [9] SIA 180. *Wärmeschutz und Feuchteschutz im Hochbau*. Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein SIA, Zürich, 1999.
- [10] S. Yannas, E. Erell und J. L. Molina. *Roof Cooling Techniques - A Design Handbook*. Earthscan, London, 2006.
- [11] J. Duffie und W. Beckman. *Solar Engineering of Thermal Processes*. John Wiley & Sons, Third Edition, 2006.
- [12] Verein Deutscher Ingenieure VDI, Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC). *VDI Wärmeatlas - Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, 2002.
- [13] H. Drück. *Manuskript zur Vorlesung - Solarthermie I*. Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Stuttgart, 2012.
- [14] Kipp & Zonen B.V. 2015. <http://www.kippzonen.com>. [Online, Zugriff 9. 11. 2015].
- [15] Energie Solaire SA. 2015. <http://www.energie-solaire.com> [Online, Zugriff 9. 11. 2015].
- [16] H. Recknagel, E. Sprenger und E. R. Schramek. *Taschenbuch für Heizung und Klima Technik*, Oldenbourg Industrieverlag. 75. Ausgabe 2011/12, München.
- [17] Solar Institut Jülich. *CARNOT Blockset Version 1.0 User's Guide*. Scientific Computers GmbH, Aachen, 1999.
- [18] W. Feist. *Thermische-Gebäudesimulation*. C.F. Müller, Heidelberg, 1994.
- [19] D. L. Beuken. *Wärmeverluste bei periodisch betriebenen Öfen*. Dissertation, Freiburg i. B., 1936.
- [20] M. Koschenz und B. Lehmann. *Thermoaktive-Bauteilsysteme TABS*. EMPA, Dübendorf, 2000.
- [21] M. Stegmann, E. Bertram, G. Rockendorf und S. Jassen. *Modell eines unverglasten photovoltaisch-thermischen Kollektors basierend auf genormten Prüfverfahren*. 22. Solarthermisches Symposium, Kloster Banz, 2012.
- [22] H. Soltau. *Das thermische Verhalten offener Kollektoren*. VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 6, Energieerzeugung, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989.



- [23] B. Thissen. *Selektive unverglaste Kollektoren - Kombination mit Wärmepumpen*. Vortrag Workshop MacSheep, HSR Hochschule für Technik, Rapperswil, 18.11.2015.
- [24] F. Nicol, M. Humphreys und S. Roaf. *Adaptive thermal comfort - Principles and practice*. Earthscan from Routledge, London, 2012.
- [25] G. Brager und R. De Dear. *Thermal adaptation in the built environment: a literature review*. Energy and Buildings, Bd. 27, pp. 83-96, 1998.
- [26] A. Paone. *Switchable Selective Absorber Coatings for Overheating Protection for Solar Thermal Collector*. École Polytechnique Fédéral de Lausanne, Lausanne, 2013.





# Symbolverzeichnis

## Variablen

Variable	Bedeutung	Einheit
$A$	Absorberfläche	[m <sup>2</sup> ]
$c$	Spez. Wärmekapazität	[J/(kgK)]
$DG$	Deckungsgrad	[-]
$E$	Elektrische Energie	[J]
$h_c$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$h_v$	Verdampfungsenthalpie	[J/kg]
$I$	Solare Einstrahlung	[W/m <sup>2</sup> ]
$L_{\downarrow}$	Langwellige atmosphärische Gegenstrahlung	[W/m <sup>2</sup> ]
$M$	Molmasse	[kg/kmol]
$\dot{m}$	Massenstrom	[kg/s]
$\dot{m}_w$	Verdunstungsrate	[kg/h]
$NI$	Niederschlagsintensität	[mm/h]
$Q$	Wärme (Kälte)	[kWh]
$\dot{Q}$	Wärmestrom	[W]
$\dot{q}$	Flächenspezifischer Wärmestrom	[W/m <sup>2</sup> ]
$RH$	Relative Feuchte	[-]
$T$	Thermodynamische Temperatur	[K]
$T_v$	Vorlauftemperatur	[°C]
$v$	Windgeschwindigkeit	[m/s]
$\dot{V}$	Volumenstrom	[m <sup>3</sup> /s]
$WNG$	Wärmeerzeugernutzungsgrad	[-]
$x$	Feuchtegehalt der Luft	[kg/kg <sub>tr.L</sub> ]
$x_s$	Feuchtegehalt der gesättigten Luft	[kg/kg <sub>tr.L</sub> ]
$\alpha$	Absorptionsgrad	[-]
$\varepsilon$	Langwelliger Emissionsgrad	[-]
$\theta$	Celsius Temperatur	[°C]
$\lambda$	Wellenlänge elektromagnetische Strahlung	[nm]
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	Verdunstungskoeffizient	[kg/(m <sup>2</sup> h)]
$\sigma_{\bar{V}}$	Standardabweichung der betrachteten Grösse, hier Volumenstrom	[-]



## Indizes

Index	Bezeichnung
<i>abs</i>	Absorber
<i>aus</i>	Austritt
<i>b</i>	benetzt
<i>bu</i>	Zusatzkühlung
<i>c</i>	Konvektion
<i>d</i>	Taupunkt
<i>EBF</i>	Energiebezugsfläche
<i>ein</i>	Eintritt
<i>EWS</i>	Erdwärmesonde
<i>f</i>	Feuchtkugeltemperatur
<i>g</i>	Gerät
<i>gen</i>	Erzeugung
<i>glob</i>	global
<i>H</i>	Heizung
<i>i</i>	Wasserfilm
<i>K</i>	Kühlung
<i>L</i>	Umgebungsluft
<i>m</i>	Mittelwert
<i>Nutz</i>	Nutzwärme
<i>o</i>	Oberfläche Wasserfilm
<i>passiv</i>	Im Free-Cooling Betrieb
<i>r</i>	Strahlung
<i>s</i>	solar
<i>sky</i>	Himmel
<i>Q</i>	Quelle
<i>W</i>	Wasser
<i>24 h</i>	Über 24 h betrachtet

## Konstanten

Symbol	Konstante	Wert
$\sigma$	Stefan-Boltzmann-Konstante	$5.67 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$



## Anhang

### Anhang A 1: Prüfstandsmessungen

#### Messgeräte

Folgende Messgeräte wurden bei den Prüfstandsmessungen im ERL Muttenz verwendet und wie folgt eingebaut. Abbildung A 1 zeigt den Messstellenplan der Prüfstandsmessungen mit den hydraulischen Schaltungen und den Messgeräten, welche in Tabelle A 1 und Tabelle A 2 aufgelistet und beschrieben werden. Folgende Messgeräte wurden in den Prüfstandsmessungen wie im Messstellenplan eingezeichnet verwendet.

#### Enthalpiebilanz am Absorber

Tabelle A 1: Messgeräte für die Enthalpiebilanz am Absorber

	Einheit	Index Messstellenplan	Messgrösse	Messgerät	Messprinzip
$\theta_{ein}$	[°C]	TR201, TR203, TR205	Temperatur Eintritt Absorber	PT100	Widerstands- messung
$\theta_{aus}$	[°C]	TR202, TR204, TR206	Temperatur Austritt Absorber	PT100	Widerstands- messung
$\dot{V}$	[Imp/l]	FR101	Volumenstrom- zähler	TOPAS, PMG-15- RH1, Aquametro, Genauigkeits- klasse 3 nach EN 1434	Mehrstrahl- Flügelradzähler

#### Meteorologische Daten

Tabelle A 2: Messgeräte für meteorologische Daten

	Einheit	Index Messstellenplan	Messgrösse	Messmittel	Messprinzip
$I_{glob}$	[W/m <sup>2</sup> ]	GR306	Globalstrahlung	Pyranometer CMP3 (Kipp&Zonen)	Ultraschall
$DR$	[W/m <sup>2</sup> ]	DR307	Diffuse Solarstrahlung	Pyranometer CMP3 und Schattenring (Kipp&Zonen)	Ultraschall
$L_{\downarrow}$	[W/m <sup>2</sup> ]	LR308	Langwellige Gegenstrahlung	Pyrgeometer CGR3 (Kipp&Zonen)	Ultraschall
$v$	[m/s]	WR301	Wind- geschwindigkeit	Meteo Station Clima Sensor US	Ultraschall
$\theta_L$	[°C]	LTR302	Lufttemperatur	Meteo Station Clima Sensor US	Ultraschall
$RH$	[%]	RFR303	Relative Feuchte	Meteo Station Clima Sensor US	Ultraschall
$NI$	[mm/h]	NR304	Niederschlags- intensität	Meteo Station Clima Sensor US	Ultraschall
$\theta_d$	[°C]	DPR305	Taupunkt temperatur	Meteo Station Clima Sensor US	Ultraschall

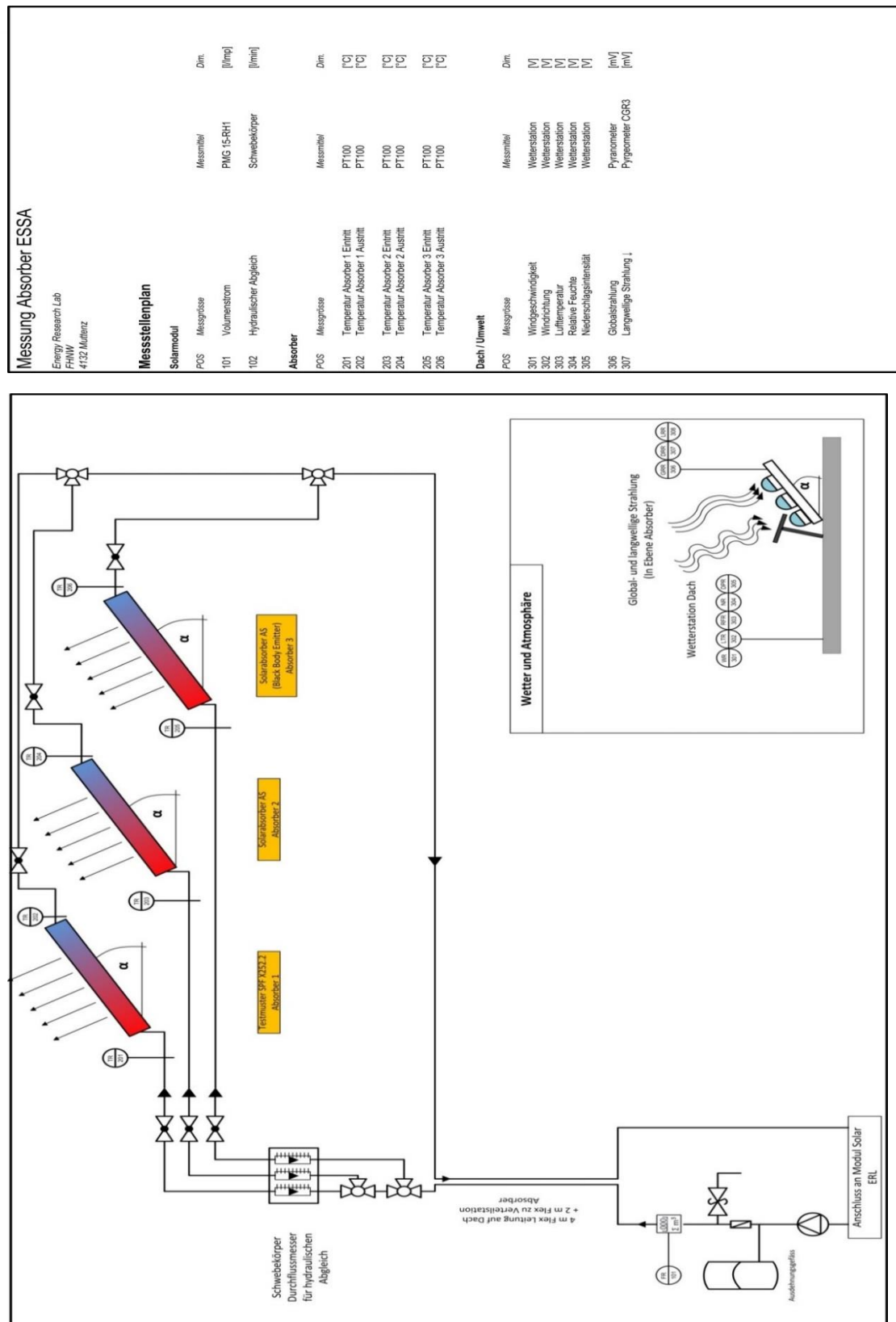


Abbildung A 1: Messstellenplan Prüfstand Energy Research Lab ERL in Mültenz

## Strahlungsmessgeräte

Zur Messung der globalen Solarstrahlung und der langwelligen atmosphärischen Gegenstrahlung werden Messgeräte der Firma Kipp & Zonen [14], die in Abbildung A 2 abgebildet sind, eingesetzt. Die globale Solarstrahlung ist zentral für den Wärmeertrag des Absorbers, die langwellige atmosphärische Gegenstrahlung beschreibt das Potenzial zur nächtlichen Wärmeabstrahlung. Deshalb wird besonders die Messung der langwelligen Gegenstrahlung in diesem Kapitel beschrieben.

Zentral für die Auswertung der Messungen während der Nacht ist die Kenntnis über den Bewölkungsgrad und damit auch die Temperatur des Himmels. Anhand dieser Daten kann der Anteil der Strahlungskühlung am gesamten Kühlprozess ermittelt werden. Wie in Kapitel 6.2 beschrieben wird die Himmelstemperatur indirekt über die Messung der langwelligen Gegenstrahlung aus der Atmosphäre ermittelt. Dies geschieht mit dem Pyrgeometer CGR3 von Kipp & Zonen.



Abbildung A 2: Pyranometer CMP4 zur Messung der solaren Globalstrahlung (links) und Pyrgeometer CGR3 zur Messung der langwelligen atmosphärischen Gegenstrahlung [14]

Wie in Gleichung (15) beschrieben entspricht die langwellige atmosphärische Gegenstrahlung der Summe aus der langwelligen Strahlungsbilanz  $L_{net}$  und der langwelligen Emission des Pyrgeometers bei Gerätetemperatur  $T_g$ .

$$L_{\downarrow} = L_{net} + \sigma \cdot T_g^4 \quad (21)$$

mit

$L_{net}$  - U/S, wobei U die gemessene Spannung und S die Empfindlichkeit des Pyrgeometers ist.

Mit der Formel aus Kapitel 6.2 wird aus der langwelligen Gegenstrahlung  $L_{\downarrow}$  die Himmelstemperatur  $\theta_{sky}$  berechnet.

In Abbildung A 3 ist die spektrale Verteilung der atmosphärischen Gegenstrahlung für eine Temperatur von 288 K dargestellt. Wasser und CO<sub>2</sub> tragen durch die Absorption von Infraroter Strahlung hauptsächlich zur atmosphärischen Gegenstrahlung bei. Wasser besitzt relativ starke Absorptionsbanden im Infrarot zwischen 5 bis 8  $\mu\text{m}$  und oberhalb 17  $\mu\text{m}$ , während CO<sub>2</sub> intensive Absorptionsbanden zwischen 14 und 17  $\mu\text{m}$  besitzt. Man erkennt, dass der Wassergehalt in der Luft massgebend zur Gegenstrahlung beiträgt, weshalb ein bewölkter Himmel im Gegensatz zu einem klaren Himmel immer eine höhere langwellige Gegenstrahlung und damit auch eine höhere Himmelstemperatur aufweist.

In Tabelle A 3 ist somit ersichtlich, dass das Potenzial zur Strahlungskühlung bei klarem Himmel höher ist als bei starker Bewölkung und im Winter generell grösser ist.

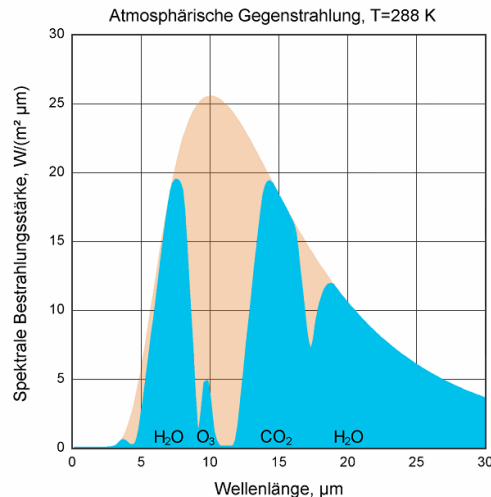


Abbildung A 3: Spektrale Bestrahlungsstärke bezogen auf die Wellenlänge der langwelligen atmosphärischen Gegenstrahlung

Zu beachten ist, dass diese Werte für die Abstrahlung in eine offene Halbkugel ohne Hindernisse gelten. Das Pyrgeometer auf dem Messmast des ERL ist jedoch keiner offenen Halbkugel ausgesetzt, da Hindernisse wie umliegende höhere Gebäude und zum Teil Bäume den freien Horizont teilweise bedecken. Die Gebäude und Bäume strahlen ebenfalls Wärmestrahlung aus, welche sich zur langwelligen Gegenstrahlung der Atmosphäre hinzuaddiert. Dadurch werden am Standort des ERL immer höhere Werte der atmosphärischen Gegenstrahlung gemessen als in der aufgeführt.

Tabelle A 3: Typische Werte für die Himmelstemperatur in Abhängigkeit von Umgebungstemperatur und Bewölkungsgrad [14]

Umgebungstemperatur	Stark bewölkt		Klarer Himmel	
[°C]	$L_{\text{net}}=0 \text{ W/m}^2$		$L_{\text{net}}=-150 \text{ W/m}^2$	
	$L_{\downarrow} [\text{W/m}^2]$	$\theta_{\text{sky}} [^{\circ}\text{C}]$	$L_{\downarrow} [\text{W/m}^2]$	$\theta_{\text{sky}} [^{\circ}\text{C}]$
-20	230	-21	80	-80
0	315	0	165	-41
30	480	30	330	3

Für die Erfassung der solaren Globalstrahlung während des Tages wird ein Pyranometer der Firma Kipp & Zonen verwendet.

Die solare diffuse Strahlung wird mit einem weiteren Pyranometer mit einem händisch nachführbaren Schattenring welcher die direkte Solarstrahlung abdeckt, gemessen.

Sowohl das Pyrgeometer wie auch das Pyranometer sind so ausgerichtet, dass sie die Globalstrahlung und die langwellige Gegenstrahlung in der Ebene des Absorbers messen. Sind die Prüflinge vertikal aufgeständert, so werden auch die Strahlungen vertikal erfasst.

## Datenlogger

Die Messgrößen der Enthalpiebilanz werden alle 60 Sekunden gespeichert. Die Temperaturen am Ein- und Austritt der Absorber und der Volumenstrom werden im Sekundenintervall abgetastet und als Mittelwert nach 60 Sekunden gespeichert und mit einem Zeitstempel hinterlegt. Der Datenlogger DT85 der Firma Datataker speichert die Messdaten dezentral im ERL ab.

## Abschätzung der Messunsicherheit bei der Berechnung der Enthalpiebilanz

Die Messungen und die daraus resultierenden Berechnungen sind mit einer gewissen Messunsicherheit behaftet. Anhand der Berechnung der Enthalpiebilanz wird diese Problematik erörtert und die Relevanz für die Interpretation der Messresultate beschrieben.

Die Bestimmung der Enthalpiebilanz am Absorber mittels Messung der Eintrittstemperatur, Austrittstemperatur und des Volumenstromes ist mit systematischen Fehlern behaftet. Dies ist auf die gegebene Genauigkeit der Messgeräte zurückzuführen. Da im Versuchsaufbau die Flächen der Absorber klein sind, werden besonders im Kühlbetrieb während der Nacht die Differenzen der Eintritts- und Austrittstemperaturen sehr klein bleiben und nur wenige Grad betragen. Die verwendeten PT100 Fühler weisen eine Messgenauigkeit von  $\pm 0.1$  K auf. Ein weiterer Faktor ist die Erfassung der kleinen Volumenströme, die durch die Absorber zirkulieren. Die drei zu vermessenden Absorber auf dem Prüfstand erfordern einen Nennvolumenstrom von  $0.21 \text{ m}^3/\text{h}$ , was wie in den Spezifikationen des verwendeten Volumenstromzählers TOPAS PMG ersichtlich ist, deutlich unter dem Nennvolumenstrom von  $1.5 \text{ m}^3/\text{h}$  des Volumenstromzählers liegt. Der Volumenstromzähler besitzt die Genauigkeitsklasse 3 nach EN<sup>1434</sup> (Abbildung A 4).

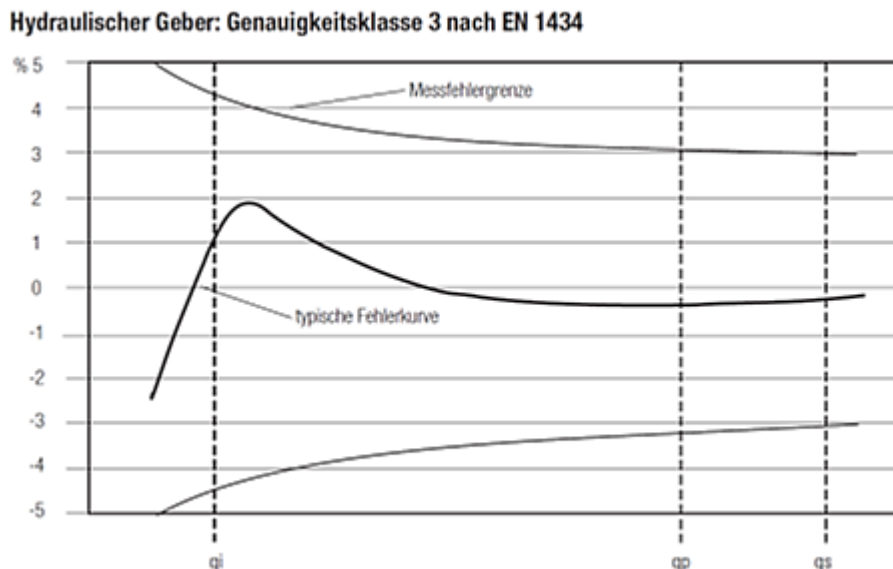


Abbildung A 4: Genauigkeitsklasse 3 nach EN 1434 des Volumenstromzählers TOPAS PMG DN15 ( $q_i$  ist  $0.031 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $q_p$  ist  $1.5 \text{ m}^3/\text{h}$  und  $q_s$  ist  $3 \text{ m}^3/\text{h}$ )

Für den in den Messungen verwendeten Volumenstrom  $\dot{V}$  berechnet sich die zulässige Fehlergrenze wie folgt:



$$\pm \left( 3 + 0.05 \frac{\dot{V}p}{\bar{V}} \right) \% = \pm \left( 3 + 0.05 \frac{1.5 \text{ m}^3/\text{h}}{0.21 \text{ m}^3/\text{h}} \right) = \pm 3.3\% \quad (22)$$

Der mittlere absolute Fehler der Enthalpiebilanz wird durch das Gaußsche Fehlerfortpflanzungsgesetz beschrieben.

$$\sigma_{\bar{Q}} = \sqrt{\left( \frac{\partial \bar{Q}}{\partial \bar{V}} \right)^2 \sigma_{\bar{V}}^2 + \left( \frac{\partial \bar{Q}}{\partial \theta_{in}} \right)^2 \sigma_{\theta_{in}}^2 + \left( \frac{\partial \bar{Q}}{\partial \theta_{aus}} \right)^2 \sigma_{\theta_{aus}}^2} \quad (23)$$

und weiter umgeformt:

$$\sigma_{\bar{Q}} = \sqrt{\left( c \cdot \rho \cdot (\bar{\theta}_{aus} - \bar{\theta}_{ein}) \right)^2 \sigma_{\bar{V}}^2 + \left( c \cdot \rho \cdot \bar{V} \right)^2 \sigma_{\theta_{in}}^2 + \left( c \cdot \rho \cdot \bar{V} \right)^2 \sigma_{\theta_{aus}}^2} \quad (24)$$

Für  $\sigma_{\bar{V}}$ ,  $\sigma_{\theta_{in}}$  und  $\sigma_{\theta_{aus}}$  setzt man die Abweichungen der Temperaturfühler und des Volumenstromzählers ein:

- PT100 ( $\pm 0.1 \text{ K}$ )
- TOPAS PMG DN15 (3.41% oder  $\pm 0.006^\circ\text{m}^3/\text{h}$ )

Zur exemplarischen Berechnung der Fehlerabweichung in der Enthalpiebilanz wird die Eintritts- und Austrittstemperatur und der Volumenstrom für den Absorber mit langwelligem Emissionsgrad von 0.15 in der Nacht des 25. Juni 2015 um 03:00 Uhr bei einer Eintrittstemperatur von 5 K über Umgebungstemperatur verwendet. Durch den geringen Temperaturunterschied zwischen Absorber und Umgebung und dem niedrigen langwelligen Emissionsgrad des Absorbers wird die Kühlleistung klein sein. Dies zeigt sich an der geringen Temperaturdifferenz am Absorber von 0.9 K zwischen Eintritt und Austritt.

- $\bar{\theta}_{ein} = 17.6^\circ\text{C}$
- $\bar{\theta}_{aus} = 16.7^\circ\text{C}$
- $\bar{V} = 0.06 \text{ m}^3/\text{h} = 0.17 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
- $\rho = 1035 \text{ kg}/\text{m}^3$
- $c = 3680 \text{ J}/(\text{kgK})$

Setzt man diese gemessenen Werte und die Werte für die Dichte und spezifische Wärmekapazität des umgewälzten Fluids mit den aufgeführten Messabweichungen in Gleichung 24 ein, so erhält man eine Fehlerabweichung der berechneten Enthalpiebilanz. Die Enthalpiebilanz berechnet sich aus Gleichung 12.

$$\dot{Q} = -58.3 \text{ W} \pm 10.8 \text{ W} \quad (25)$$

Die konservativ abgeschätzte absolute Fehlerabweichung in der Berechnung der Enthalpiebilanz ist mit  $10.8 \text{ W}/\text{m}^2$  bei kleinen Kühlleistungen um die  $-60 \text{ W}/\text{m}^2$  sehr gross.

Für den Absorber mit langwelligem Emissionsgrad von 0.95 ist die Kühlleistung zum gleichen Zeitpunkt deutlich höher. Dadurch sind auch die Temperaturdifferenzen höher:

- $\bar{\theta}_{ein} = 17.7^\circ\text{C}$
- $\bar{\theta}_{aus} = 15.5^\circ\text{C}$

Die Messunsicherheit ergibt sich dann für die berechnete Enthalpiebilanz:

$$\dot{Q} = -142.4 \text{ W} \pm 16.7 \text{ W} \quad (26)$$



## Anhang A. 2: Simulation

### Randbedingungen Simulation Raumzonen

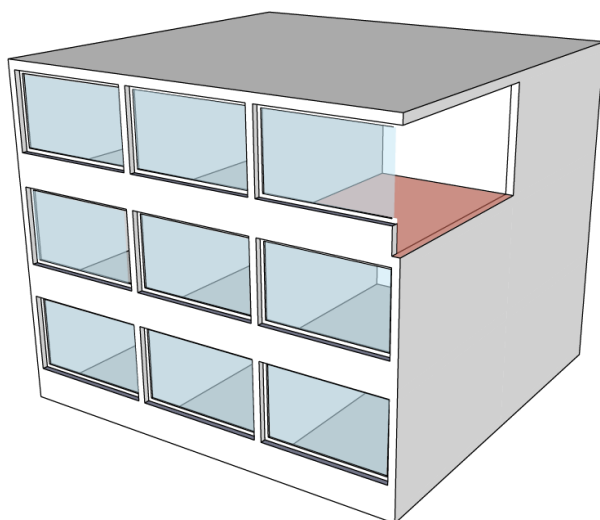


Abbildung A 5: Visualisierung Gebäude

Für die Bürozone wurden die Büros der Potenzialstudie zugrunde gelegt. Die Bürozone besteht aus zwei Zonen, die in Nord- und Südorientierung ausgerichtet sind. Der Nutzung liegen die Nutzungsdaten „Einzel-/Gruppenbüro“ nach SIA Merkblatt 2024 zugrunde. Die Büros haben jeweils eine verglaste Aussenfassade. Der U-Wert von  $0.21 \text{ W/m}^2\text{K}$  entspricht etwa den gesetzlichen Anforderungen. Die lichte Öffnung der Fassade beträgt 67% (3 m Höhe mit 2 m Öffnung), unter Berücksichtigung des Rahmenanteils der Fenster ergibt sich ein Glasanteil der Fassade von 58% mit einem g-Wert von  $g=0.62$ .

An der Südfassade ist ein Sonnenschutz installiert, mit dem der g-Wert strahlungsabhängig (je Fassade) auf  $g=0.11$  verringert wird.

Entgegen der Anforderungen nach SIA 180 wird das Nordfenster als unverschattet betrachtet. Die

Raumabmessungen der Referenzräume dieses Gebäudes entsprechen einer  $17.5 \text{ m}^2$  grossen Nettofläche ( $3.5 \times 5.0 \text{ m}^2$ ). Neben ihrer Hauptfassade grenzt jeder der Räume allseitig an weitere, identische Innenräume an.

Die Wärmeübergabe erfolgt über Thermo-Aktive Bauteilsysteme (TABS), die in einer 30 cm dicken Betondecke mit 20 cm Abstand verlegt sind. Die Decke bzw. der Fussboden mit den TABS ist gegen die Räume hin nicht weiter abgedeckt (z.B. durch Teppiche oder abgehängte Decken), womit günstige Voraussetzungen für die Wärmeübertragung vorliegen.

Die wichtigsten Eckdaten des Bürogebäudes sind in den untenstehenden Tabelle A 4 bis Tabelle A 6 zusammengefasst, einen visuellen Eindruck gibt die Abbildung A 5 oben auf der Seite.

Tabelle A 4: U-Werte opaker Bauteile des Bürogebäudes für Nutzung „Einzel-/Gruppenbüro“

	Aussenwand	Innenwände	Zwischendecken
U-Wert [ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ]	0.21	1.91	2.34

Tabelle A 5: Übersicht Fenster des Bürogebäudes für Nutzung „Einzel-/Gruppenbüro“

	Nord	Süd
Glasanteil Fassade [%]	58	58
Verhältnis Glasfläche / Nutzfläche [-]	0.35	0.35
g-Wert [-]	0.62	0.62
U-Wert Fenster [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]	1.2	1.2
Beschattung	Keine Beschattung	Aussenlufttemperatur $> 20 \text{ }^\circ\text{C}$ und Strahlung auf Fassade $> 150 \text{ W}/\text{m}^2$
g-Wert mit Beschattung [-]	Keine Beschattung	0.11



Tabelle A 6: Übersicht Lüftung des Bürogebäudes für Nutzung „Einzel-/Gruppenbüro“

<b>Mechanische Lüftung</b>	Ja
<b>Luftwechsel [h<sup>-1</sup>]</b>	1.3 (+ 0.1 Infiltration)
<b>Betriebszeit</b>	Montag-Freitag, 5.00 – 18.00 Uhr (Spülbetrieb 2 h vor Betriebsbeginn)
<b>Nachtlüftung</b>	Keine
<b>Sommer Bypass WRG</b>	ab 20 °C Aussenlufttemperatur (24h-Mittel)