

# **Modellierung von offenen Absorptionsanlagen zur Raum- und Prozessluftentfeuchtung**

## **Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

Vorgelegt im Fachbereich Maschinenbau  
der Universität Kassel

Fachgebiet Solar- und Anlagentechnik

Von Wael Mandow

Tag der Disputation: 13.02.2023

### **Mitglieder der Prüfungskommission:**

- 1. Gutachter: apl. Prof. Dr. Ulrike Jordan
- 2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jens Hesselbach
- Prüfer: Prof. Dr. Klaus Vajen
- Prüfer: Dr.-Ing. Michael Krause

## Danksagung

An dieser Stelle möchte ich allen beteiligten Personen meinen großen Dank aussprechen, die mich bei der Anfertigung meiner Doktorarbeit unterstützt haben. Besonders danken möchte ich Prof. Dr. **Ulrike Jordan** für die hervorragende Betreuung und die enorme Unterstützung bei der Durchführung der gesamten Arbeit. Auch mein besonderer Dank gilt Prof. Dr. **Klaus Vajen** für die wertvollen Hinweise und Anregungen. Außerdem möchte ich mich bei Prof. Dr. **Jens Hesselbach** für die Begutachtung meiner Doktorarbeit bedanken. An dieser Stelle bedanke ich mich auch bei Dr.-Ing. **Michael Krause**.

Ein besonderer herzlicher Dank an die Gruppe Sorption: Dr. **Daniel Fleig**, M.Sc. **Lisa Völker** sowie M.Sc. **Martin Mützel** und Dr.-Ing **Mustafa Jaradat** für die produktiven Gespräche und Anregungen. Bei dieser Gelegenheit muss ich zudem Dr. **Andrew Lowenstein** von AIL Research für den produktiven Austausch Danke sagen. Einen besonderen Dank an M.Sc. **Lisa Völker** für die Unterstützung bei der Anfertigung meiner Dissertation möchte ich aussprechen. Nicht zuletzt möchte ich Dr.-Ing. **Oleg Kusyy** für die Unterstützung und Anregung bei der Simulation meinen Dank ausdrücken. Kolleginnen und Kollegen an **SAT** vielen Dank für die Anregungen und lieben Worten.

Für die finanzielle Unterstützung muss ich der Deutschen Bundesstiftung Umwelt (**DBU**) sowie der **Universität Kassel** meinen Dank ausdrücken.

Meine Geschwister: **Jumana, Tamim, Nazeh, Ayham, Yaman** und **Yazan** Ich danke euch für die Ermutigung. **Mein Vater, Meine Mutter**: Ihr wart und bleibt immer dabei. Ich will euch aus tiefstem Herz ein vollkommen bewusstes und ehrliches Danke sagen. Meine lieben Kinder **Mohammed Baraa, Jumana** und **Asseel**, ihr schönes und liebevolles Lächeln motiviert mich immer weiter.

Meine Frau, meine geliebte und meine andere Hälfte Pharm. **Hanaa Alksaier**: Aus tiefstem Herzen möchte ich mich bei dir für deine liebevolle Unterstützung, Ermutigung und Geduld bedanken.

Kassel, am 20.07.2022

# Inhaltsverzeichnis

<b>Zusammenfassung</b> .....	<b>1</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>2</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>3</b>
1.1 Zielsetzung und Vorgehensweise .....	4
1.2 Aufbau der Arbeit .....	6
<b>2 Aufbau und Funktionsweise offener Absorptionsanlagen</b> .....	<b>7</b>
2.1 Der Absorptionsprozess.....	7
2.2 Absorber- und Regeneratorbauarten .....	9
2.3 Beispiele für Anwendungsgebiete von offenen Flüssigsorptionssystemen ....	10
2.4 Untersuchte Komponenten .....	10
2.4.1 Rohrbündelwärme- und Stoffübertrager .....	10
2.4.2 Platten- Wärme- und Stoffübertrager.....	11
2.5 Sorptionsanlage mit Wellplattenwärme- und Stoffübertragern (AILR-Anlage)	12
<b>3 Grundlagen der Modellierung und Literaturüberblick</b> .....	<b>14</b>
3.1 Massen- und Energiebilanz.....	14
3.2 Modellansätze und charakteristische Größen .....	17
3.3 Semi-empirische Absorbermodelle .....	19
3.3.1 $\epsilon$ -NTU-Modell.....	20
3.3.2 NTU-Le-Modelle .....	24
3.3.3 Schlussfolgerungen .....	28
3.4 Die Systemmodelle .....	28
3.4.1 Wärme- und Stoffübertragung .....	28
3.4.2 Sorbensspeicher.....	29
3.4.3 Interner Sorbenswärmeübertrager.....	29
3.4.4 Modellanwendung .....	29
3.4.5 Modellvalidierung.....	30
<b>4 Modellierung des Sorptionsprozesses</b> .....	<b>32</b>
4.1 Finite-Differenzen-Modell (FDM) .....	32
4.2 $\epsilon$ -NTU-Modell (EFFM) .....	33
4.3 Vergleich mit bestehenden Modellansätzen.....	42

4.4 Stoffdaten und Bilanzierung .....	43
<b>5 Validierung des Komponentenmodelles .....</b>	<b>44</b>
5.1 Validierung des Wellplattenmodells anhand von Mess- und Simulationsergebnissen .....	45
5.1.1 Adiabater Absorptionsprozess .....	46
5.1.2 Intern gekühlter Absorptionsprozess .....	48
<b>Variation der Wasserbeladung der Luft .....</b>	<b>48</b>
<b>Variation des Luftmassenstroms.....</b>	<b>53</b>
<b>Variation des Kühlwassermassenstroms .....</b>	<b>55</b>
<b>Variation des Sorbensmassenstroms .....</b>	<b>57</b>
<b>Zusammenfassung der Evaluation von Mess- und Simulationsergebnissen .....</b>	<b>60</b>
5.1.3 Wellplatten-Regenerator.....	62
<b>Variation der Heizwassertemperatur .....</b>	<b>62</b>
<b>Variation der Wasserbeladung der Luft .....</b>	<b>64</b>
<b>Variation des Heizwassermassenstroms.....</b>	<b>66</b>
<b>Zusammenfassung Mess- und Simulationsdaten:.....</b>	<b>68</b>
5.2 Vergleich mit anderen Modellen.....	70
5.2.1 Vergleich mit physikalischem Modell (Wellplatten und ebene Platten) ..	70
5.2.2 Vergleich mit einem NTU-LE-Modell (SorpSim) .....	79
5.2.3 Vergleich mit einem NTU-LE-Modell (AILR-Modell) .....	83
5.3 Vergleich mit Messdaten anderer Geometrien.....	87
5.3.1 Absorption an ebenen Platten (Messung und FDM-Simulation) .....	87
5.3.2 Rohrbündelregenerator .....	89
<b>6 Systemmodell einer offenen Absorptionsanlage .....</b>	<b>92</b>
6.1 Systemmodell in TRNSYS .....	92
6.1.1 Absorber- und Regeneratormodell .....	93
6.1.2 Sorbensspeicher.....	94
6.1.3 Wärmeübertrager für die Wärmerückgewinnung .....	96
6.2 Modellvalidierung .....	98
6.2.1 Vergleich der dynamischen Mess- und Simulationsergebnisse.....	98
6.2.2 Vergleich der sechstägigen dynamischen Mess- und Simulationsergebnisse.....	105

6.2.3 Vergleich der stationären Mess- und Simulationsergebnisse .....	112
6.2.4 Zusammenfassung .....	119
6.3 Parametervariation des Systemmodells .....	123
6.4 Auslegung von solarthermisch unterstützten offenen Absorptionsanlagen zur Kondensatvermeidung .....	130
<b>Gesamtsystemsimulation: Gebäude mit Sorptions- und Solaranlage ..</b>	<b>130</b>
<b>7 Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>133</b>
<b>8 Anhang .....</b>	<b>137</b>
8.1 Literaturverzeichnis .....	137
8.2 Abbildungsverzeichnis .....	141
8.3 Tabellenverzeichnis .....	150
8.4 Spezifikationen der untersuchten Komponenten und Anlagen .....	152
8.4.1 Rohrbündelwärme- und Stoffübertragers .....	152
8.4.2 Plattenwärme- und Stoffübertragers .....	152
8.4.3 AILR-Anlage .....	152
8.5 Messunsicherheit .....	154
8.6 Stoffdaten Luft, Sorbens und Wasser .....	157
8.7 Stoffdaten der Luft .....	158
8.8 Berechnung der Nußeltzahl für Platten- und Rohrbündelgeometrie .....	160
8.8.1 Plattengeometrie .....	160
8.8.2 Rohrbündelgeometrie .....	160
8.8.3 Durchströmte Röhre .....	161
8.9 Messfehler .....	162
8.9.1 Messunsicherheit des Druckes, AILR-Anlage .....	162
8.10 Messergebnisse .....	165
8.10.1 AILR-Absorber .....	165
8.10.2 AILR-Regenerator .....	168
8.10.3 Plattenabsorber .....	170
8.10.4 Rohrbündelregenerators .....	171
8.11 Simulationsergebnisse EFFM .....	172
8.11.1 AILR-Absorber .....	172
8.11.2 AILR-Regenerator .....	173

8.11.3 Plattenabsorber .....	174
8.11.4 Rohrbündelregenerators.....	175
8.12 Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers, AILR-Anlage .....	176
8.13 AILR-Anlage, Variation des Sorbensmassenstroms am Eintritt des Absorbers	178
8.14 AILR-Anlage, Variation der Wasserbeladung am Eintritt des Regenerators	181
8.15 Vergleich EFFM mit AILR-Modell, Absorptionsprozess .....	183
8.16 Systemmodell .....	185
8.17 Vergleich Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen der Dynamische Messung.....	185
8.17.1 Messung I.1 .....	185
8.17.2 Messung I.4.....	187
8.17.3 Stationär .....	189

# Nomenklatur

## Lateinische Buchstaben

Zeichen	Bedeutung	Einheit SI
A	Übertragungsfläche	m <sup>2</sup>
$\alpha$	Temperaturleitfähigkeit	m <sup>2</sup> /s
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität	J/kg•K
D	Diffusionskoeffizient	m <sup>2</sup> /s
d	Durchmesser	m
$d_H$	Charakteristische Länge	m
$f_{sol}$	Solare Deckungsrate	-
h	Spezifische Enthalpie	J/kg
h	Spezifische Enthalpie	J/kg
$h_f$	Spezifische Verdampfungsenthalpie	J/kg
$h_{Ver}$	Spezifische Verdünnungsenthalpie	J/kg
L	Länge	m
Le	Lewis-zahl	
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Massenstrom	Kg/s
NTU	Anzahl der Übertragungseinheiten	-
Nu	Nusselt-Zahl	-
p	Absolute Druck	Pa
Pr	Prandtl-Zahl	-
$\dot{q}$	Spezifischer Wärmestrom	W/kg
Re	Reynolds-Zahl	-
Sc	Schmidt-Zahl	-
Sh	Sherwood-Zahl	-
T	Temperatur	K/°C
t	Zeit	s
UA	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m <sup>2</sup> •K
V	Volumen	m <sup>3</sup>
v	Geschwindigkeit	m/s
X	Wasseranteil	kg <sub>w</sub> /kg <sub>Salz</sub>
x	Wasserbeladung der Luft	kg <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub>

## Griechische Buchstaben

---

<b>Zeichen</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Einheit SI</b>
$\varepsilon$	Effektivität	-
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	W/m <sup>2</sup> •K
$\beta$	Stoffübergangskoeffizient	m/s
$\varphi$	Relative Feuchte	%
$\eta$	Dynamische Viskosität	Pa•s
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	W/m•K
$\rho$	Dichte	Kg/m <sup>3</sup>
$\nu$	Kinematische Viskosität	m <sup>2</sup> /s
$\xi$	Salz-Massenanteil	kg <sub>Salz</sub> /kg
$\delta$	Dicke	m
K <sub>M</sub>	Massenbilanzkoeffizient	
K <sub>E</sub>	Energiebilanzkoeffizient	

---

## Indizes

---

<b>Zeichen</b>	<b>Bedeutung</b>
a	Außen
AS	Luftseitig (air side)
aus	Austritt
ein	Eintritt
eq	Equilibrium
HS	Heiße Seite
Hw	Heizwasser
i	Innen
k	Kritisch
KS	Kalte Seite
Kw	Kühlwasser
L	Luft
Lam	Laminar
Max	maximal
misch	Mischung

---

PG	Phasengrenze
S	Sorbens
sens	Sensible
SS	Sorbensseitig (solution side)
SÜ	Stoffübertragung
tr.L	Trockene Luft
Trub	Turbulent
Über	Übergang
v	Wasserdampf
Verl	Verluste
W	Wasser (Kühl-/Heizwasser)
WÜ	Wärmeübertragung

---

### Abkürzungen

---

<b>Zeichen</b>	<b>Bedeutung</b>
Abs	Absorber
amb	Umgebung
EFFM	Effektivitätsmodell
FDM	Finiten-Differenzen-Modell
K.A.	Keine Angaben
Kol	Kollektor
LMTD	Logarithmische mittlere Temperaturdifferenz
Mess	Messung
MR	Massenstromverhältnis Sorbens zu Luft
Reg	Regenerator
Sim	Simulation
SP	Speicher
Var.	Variation

---

## Zusammenfassung

Luftentfeuchtung erfolgt in herkömmlichen Trocknungs- und Klimatisierungsanlagen durch eine Kühlung der feuchten Luft unter ihren Taupunkt (Kondensationsentfeuchter) und einer anschließenden Erwärmung bis zu der gewünschten Temperatur. Das Prinzip dieser Betriebsweise birgt einen unnötigen Stromverbrauch. In der vorliegenden Dissertation wird daher ein alternatives Luftentfeuchtungsverfahren beschrieben, bei dem die Luftentfeuchtung durch einen offenen Absorptionsprozess realisiert wird.

In dem offenen Absorptionsprozess wird ein hygroskopisches Fluid mit der Prozessluft in Kontakt gebracht und durch Aufnahme der Luftfeuchte verdünnt. In einem weiteren Prozessschritt, der Regeneration, wird die Feuchte zeitversetzt durch Wärmezufuhr wieder aus dem Sorbens getrieben. Als Wärmequelle für den Regenerationsprozess kann z.B. die solarthermische Energie oder die Abwärme genutzt werden. Als Anwendungsgebiete des offenen Absorptionsprozesses sind sowohl die Produkttrocknung als auch Klimatisierungsanlagen, bei denen die Luft gleichzeitig gekühlt werden soll, zu nennen.

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung von numerischen Komponenten- sowie Systemmodellen zur Beschreibung der Wärme- und Stoffübertragung in einem offenen Absorptionsprozess. Das entwickelte Komponentenmodell (Effektivitätsmodell) ist für die Simulation von Absorbern und Regeneratoren für verschiedene Geometrien wie zum Beispiel ebene Platten, Wellplatten und Rohrbündel anwendbar. Eingangsgrößen in das Modell sind neben den Geometrieangaben die Temperaturen und Massenströme der Fluide, die Wasserbeladung der Luft sowie der Massenanteil des Sorbens. Bezüglich des offenen Absorptionsprozesses kann das entwickelte Effektivitätsmodell den Absorptionsprozess sowohl ohne (adiabat) als auch mit interner Kühlung abbilden. Das Modell wird sowohl für den adiabaten und intern gekühlten Absorptionsprozess als auch für den Regenerationsprozess validiert. Die Validierung erfolgt sowohl mit Mess- als auch mit Simulationsdaten von drei unterschiedlichen Modellen, einem physikalischen, einem NTU-Le- und einem vereinfachten Kennlinienmodell.

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Effektivitätsmodell wird in TRNSYS implementiert und zur Abbildung eines bestehenden offenen Flüssigsorptionssystems eingesetzt. Das Flüssigsorptionssystem besteht aus zwei Wärme- und Stoffübertragern, dem Absorber und Regenerator, aus zwei Sorbensspeichern und einer Wärmerückgewinnung. Eine Durchmischung zwischen den zwei Sorbensspeichern findet unter bestimmten Randbedingungen statt. Die Validierung des Systemmodelles erfolgt durch experimentelle Daten sowohl mit stationären als auch mit dynamischen Randbedingungen. Aufbauend auf den Validierungsergebnissen wird das Systemmodell mit Modellen von thermischen Solaranlagen und Gebäuden in TRNSYS gekoppelt. Es wird mit Jahressimulationen

untersucht, inwiefern ein solarthermisch betriebenes Flüssigsorptionssystem für die Kondensatvermeidung in einem Industriegebäude anwendbar ist.

### **Abstract**

Air dehumidification is carried out in conventional drying and air conditioning systems by cooling the humid air below its dew point and then heating it up to the desired temperature. The principle of this mode of operation involves unnecessary electrical energy consumption. Therefore, in this dissertation, an alternative air dehumidification process is described, in which the air dehumidification is realized by an open sorption process.

In the open sorption process, a hygroscopic fluid called liquid desiccant is brought into contact with the process air and is diluted by absorbing the air humidity. In a further process step, the regeneration, the moisture is driven out of the liquid desiccant with a time delay by supplying heat. Solar thermal or waste heat could be used as a heat source for the regeneration process. Areas of application for the open sorption process include both product drying and air conditioning systems where the air has to be cooled at the same time.

The aim of this work is the development of numerical component and system models to describe the heat and mass transfer in an open sorption process. The developed component model (effectiveness model) can be used for the simulation of absorbers and regenerators for different geometries such as flat plates, corrugated plates and tube bundles. In addition to the geometric information, the model inputs are the temperatures and mass flow rates of the fluids, the humidity ratio of the air and the mass fraction of the liquid desiccant. Regarding to the absorption process, the developed effectiveness model can simulate the absorption process both without (adiabatic) and with internal cooling. The model is validated for the adiabatic and internally cooled absorption process as well as for the regeneration process with laboratory measurements as well as simulations of three different models: a physical, an NTU-Le and a simplified model.

The effectiveness model developed in this work is implemented in TRNSYS and is used to model an existing liquid desiccant air conditioning system. The liquid desiccant air conditioning system consists of two heat and mass exchangers, the absorber and regenerator, two liquid desiccant tanks and a heat recovery. A mixing between two liquid desiccant tanks can take place under certain boundary conditions. The system model is validated using experimental data with both steady state and dynamic boundary conditions. Based on the validation results, the system model is coupled with a model of solar thermal system and with a model of an industrial building in TRNSYS. Annual simulations are used to investigate the extent to which a solar thermally driven liquid sorption system can be used to avoid condensation in an industrial building.

# 1 Einleitung

Luftentfeuchtung erfolgt in herkömmlichen elektrisch betriebenen Trocknungs- und Klimatisierungsanlagen durch Kühlung der feuchten Luft unter ihren Taupunkt, so dass der in der Luft enthaltene Wasserdampf auskondensiert. Anschließend wird die Luft wieder bis zur Soll-Temperatur erwärmt. Im hier beschriebenen Promotionsvorhaben wird ein alternatives Entfeuchtungsverfahren untersucht, das durch einen Sorptionsprozess realisiert wird.

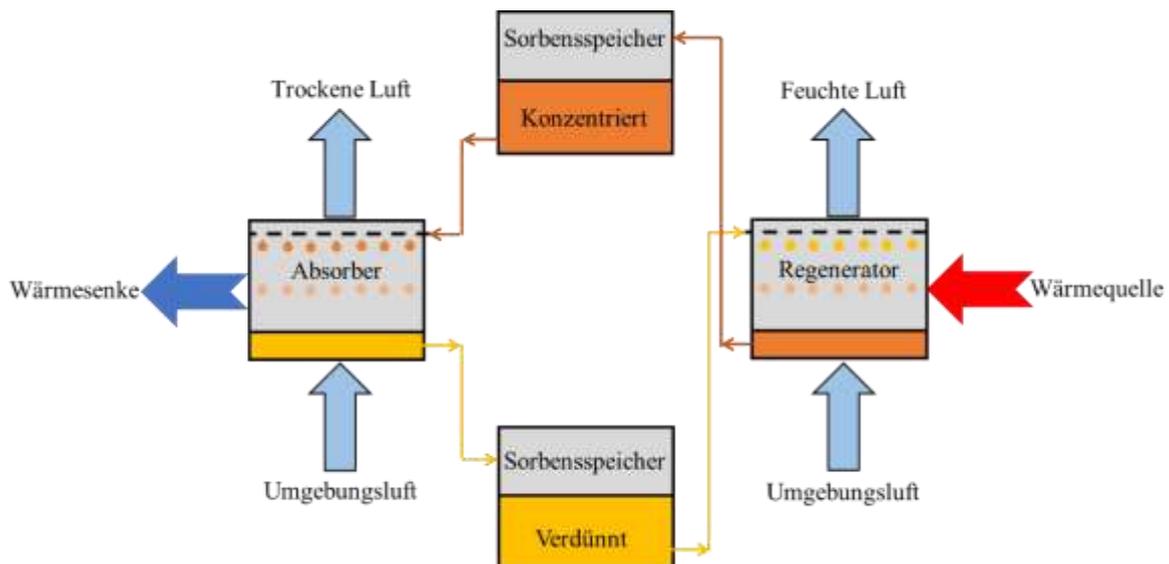


Abb. 1: Schema eines offenen Flüssigsorptionsystems

Ein offenes Flüssigsorptionsystem (LDAC- Liquid desiccant air conditioning system) besteht im Wesentlichen aus zwei Wärme- und Stoffübertragern, dem Absorber und dem Regenerator, sowie zwei Sorbensspeichern für das konzentrierte und verdünnte Sorbens und einem Wärmeübertrager zur Wärmerückgewinnung im Sorbenskreis vor und nach dem Regenerator (siehe Abb. 1). Der Absorptions- sowie Regenerationsprozess kann adiabatisch oder durch interne Kühlung/Heizung stattfinden. Die interne Kühlung kann durch eine Wärmesenke (z.B. Kühlturm) und die interne Beheizung kann durch verschiedene Wärmequellen (z.B. solarthermische Energie) realisiert werden.

Offene Flüssigsorptionsysteme können in der Regel mit vergleichsweise niedrigen Regenerationstemperaturen von z.B. 60-80 °C betrieben werden. Außerdem kommt der Entfeuchtungsbedarf oft gleichzeitig mit dem ausreichenden Angebot von thermischer Solarenergie zusammen. Damit können die thermische Solarenergie sowie die Abwärme vorteilhaft ausgenutzt werden. Dadurch kann der Stromverbrauch zur Raumluftentfeuchtung mit Sorptionsanlagen durch die Nutzung von Solarenergie oder Abwärme im Vergleich zu Kompressionskälteanlage (KKA) deutlich verringert

werden. Weiterhin kann das offene Flüssigsorptionssystem im Vergleich zu einer KKA eine bessere hygienische Raumluftqualität durch Vermeidung von Bakterien und Keimen und Abscheidung von Fremden Körpern garantieren.

Bestehende Komponentenmodelle zur Beschreibung der Wärme- und Stoffübertragung in einem offenen Flüssigsorptionsprozess beruhen in der Regel auf empirische Parameter, die Modelle sind nicht geeignet, um sowohl Absorptions- als auch Regenerationsprozess zu modellieren.

Bei den bestehenden Systemmodellen basieren denen Komponentenmodelle auf sehr vereinfachten Modellen, in den die Wärme- und Stoffübertragung anhand von empirischen Parametern abgebildet werden. Außerdem sind die bestehenden Systemmodelle meistens nicht validiert und wenn überhaupt dann lediglich für Absorptionsprozess. Weiterhin bilden die meisten bekannten Systemmodelle nur den stationären Zustand ab.

Im Rahmen dieser Doktorarbeit wird ein Komponentenmodell entwickelt, das sowohl den Absorptions- (mit und ohne interne Kühlung) als auch den Regenerationsprozess abbilden kann. Das entwickelte Komponentenmodell wird anhand von Mess- und Simulationsdaten für verschieden Geometrien (Platten, Wellplatten und Rohrbündel) validiert. Die Randbedingungen sind neben den Geometrieangaben nur die Temperaturen und Massenströme der Fluide. Dazu kommen die Wasserbeladung der Luft sowie der Massenanteil des Sorbens.

Weiterhin wird das entwickelte Komponentenmodell zum Aufbau eines Systemmodells eines bestehenden LDAC-Systems in TRNSYS eingesetzt. Das entwickelte Systemmodell wird anhand von Messdaten mit stationären sowie dynamischen Randbedingungen validiert.

### **1.1 Zielsetzung und Vorgehensweise**

Ziel des Promotionsvorhabens ist die Entwicklung von einem Komponentenmodell zur Beschreibung von Wärme- und Stoffübertragungsvorgängen zwischen der Prozessluft und einem hygroskopischen Fluid in einer Kreuzstromkonfiguration für den adiabaten und nicht adiabaten Absorptions- sowie für den Regenerationsprozess. Das entwickelte Modell wird anhand von Mess- und Simulationsdaten für den Absorptions- sowie Regenerationsprozess validiert. Weiterhin wird ein Systemmodell einer bestehender Flüssigsorptionsanlage entwickelt und anhand von Messdaten validiert. Eine schematische Darstellung der Vorgehensweise der Arbeit ist in der Abb. 2 zu sehen. Zunächst wird im Rahmen der Arbeit ein Effektivitätsmodell (Semi-empirisches Modell) zur Beschreibung eines Sorptionsprozesses entwickelt. Das Modell wird anhand von Labormessungen im Fachgebiet Solar- und Anlagentechnik der Universität Kassel sowie Simulationsdaten validiert. Zu diesem Zweck wird ein VBA-Excel-Modell zur Auswertung der stationären und dynamischen Messungen im

Rahmen dieser Doktorarbeit erstellt. Danach wird das entwickelte Effektivitätsmodell in die Systemsimulationsumgebung TRNSYS implementiert. Ziel ist, ein Systemmodell zur Abbildung eines bestehenden Flüssigsorptionssystems aufzubauen. Für diesen Zweck wird ein vorhandenes Modell vom Sorbensspeicher weiterentwickelt. Die entwickelten Komponentenmodelle für den Absorptions- und Regenerationsprozess mit dem Modell vom Sorbensspeicher werden dann zu einem Systemmodell verschaltet und anhand von dynamischen und stationären Labormessungen validiert. Aufbauend auf den Validierungsergebnissen wird das entwickelte Systemmodell mit Modellen von thermischen Solaranlagen und Gebäuden gekoppelt. Es wird mit Jahressimulationen untersucht, inwiefern ein solarthermisch betriebenes Flüssigsorptionssystem für die Kondensatvermeidung in einem Industriegebäude anwendbar ist.

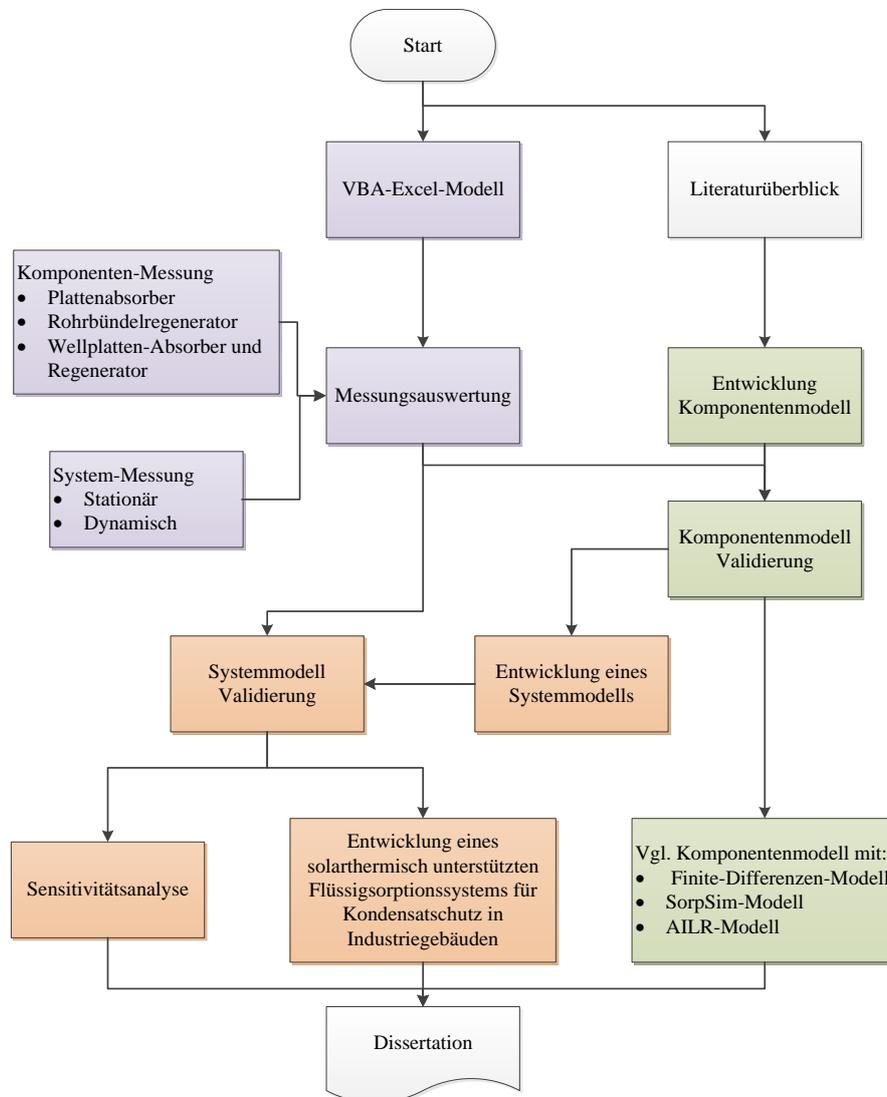


Abb. 2: Schematische Darstellung der Arbeit

## 1.2 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 der vorliegenden Dissertation werden die Grundlagen zum Verständnis der Modellierung von Wärme- und Stoffübertragungsprozessen in einem offenen Sorptionsprozess sowie die untersuchten Komponenten bzw. Systeme beschrieben. Weiterhin werden in Kapitel 3 die Grundlagen zum Verständnis der Modellierung von Wärme- und Stoffübertragungsprozessen in einem offenen Sorptionsprozess eingeführt. Zusätzlich wird einen Literaturüberblick über die bestehenden Komponenten- sowie Systemmodelle, die im engen Zusammenhang mit dieser Arbeit stehen, aufgeführt. Im sich daran anschließenden Kapitel 4 wird das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Effektivitätsmodell beschrieben. Zusätzlich wird die Abgrenzung zu den vorigen Arbeiten erläutert. Darüber hinaus wird eine Excel-Vorlage für die Auswertung der Messdaten erläutert. Die Validierung des entwickelten Effektivitätsmodells anhand von Messdaten sowohl für den Absorptions- als auch den Regenerationsprozess wird in Kapitel 5 erläutert. Darüber hinaus werden die Modellergebnisse mit den Ergebnissen von drei unterschiedlichen Modellen, ein physikalisches Modell und zwei semi-empirische Modelle, verglichen. In Kapitel 6 wird das entwickelte Systemmodell, mit dem Jahressimulationen durchgeführt werden können, beschrieben und anhand von dynamischen und stationären Messungen validiert. Hinzu kommt die Modellvalidierung. Ferner werden eine Parametervariation mit dem entwickelten und validierten Systemmodell durchgeführt und die Ergebnisse diskutiert. Am Beispiel eines Anwendungsfalls zur Kondensatvermeidung wird ein solarthermisch unterstütztes Sorptionssystem ausgelegt und auf Jahressimulationsbasis untersucht und evaluiert. Eine Zusammenfassung und ein kurzer Ausblick auf der Messung, Komponenten- sowie Systemmodell beschließen die Arbeit.

## 2 Aufbau und Funktionsweise offener Absorptionsanlagen

In diesem Kapitel wird die Funktionsweise von Sorptionsprozessen und der Aufbau der Anlagenkomponenten sowie der Aufbau einer offenen Absorptionsanlage beschrieben.

### 2.1 Der Absorptionsprozess

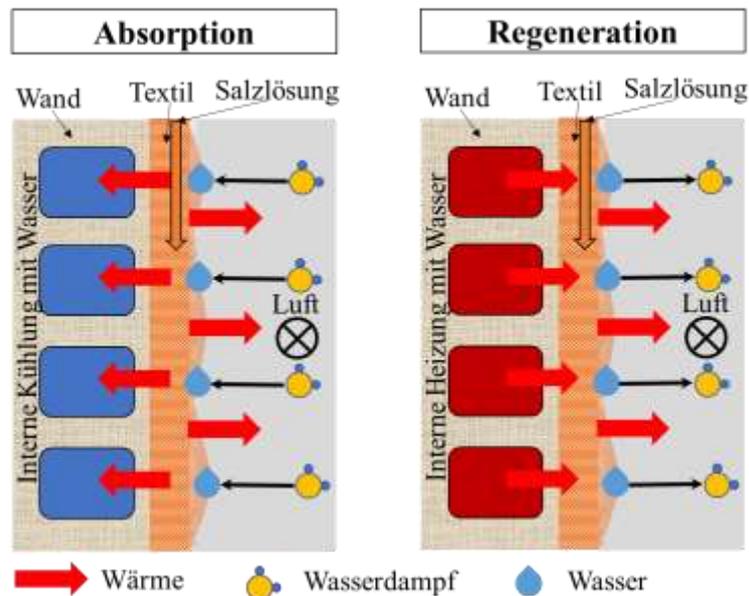
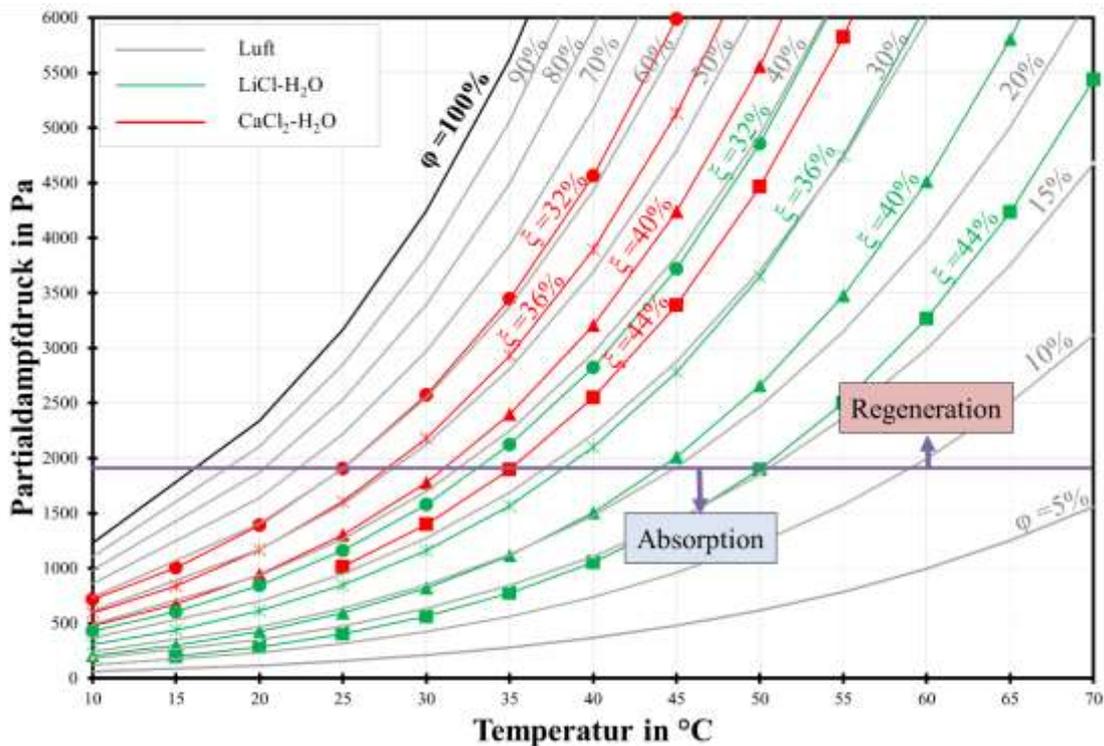


Abb. 3 : Funktionsweise eines offenen Absorptions- (links) und Regenerationsprozesses (rechts)

Abb. 3 zeigt ein Schema eines offenen Absorptions- und eines analogen Regenerationsprozesses. Bei einem offenen Sorptionsprozess wird eine hygroskopische Flüssigkeit, genannt Sorbens, mit Luft in einen direkten Kontakt gebracht. Hierfür eignen sich z.B. Salzlösungen wie  $\text{LiCl-H}_2\text{O}$  oder  $\text{CaCl}_2\text{-H}_2\text{O}$  Lösungen. Aufgrund der Differenz zwischen dem Wasserdampfpartialdruck in der Luft und dem Dampfdruck des Wassers im Sorbens findet eine Stoffübertragung statt.

Falls der Wasserdampfpartialdruck der Luft höher ist als der Dampfdruck des Wassers im Sorbens, wird Wasserdampf der Luft entzogen und an der Phasengrenze von dem Sorbens absorbiert. Folglich wird die Luft entfeuchtet und das Sorbens wird verdünnt. Aufgrund der Absorption wird Sorptionsenthalpie frei. Diese setzt sich aus der Verdampfungs- und Verdünnungsenthalpie zusammen. Sie führt zu einer Erwärmung der Luft und des Sorbens, wobei die Anteile der beiden Wärmeströme in die Luft bzw. in das Sorbens unter anderem vom Wärmekapazitätsstromverhältnis der beiden Medien abhängig ist. Der Wasser-Dampfdruck des Sorbens steigt mit steigender Temperatur und mit sinkendem Salzmassenanteil an (siehe Abb. 4). Aufgrund der

freiwerdenden Sorptionsenthalpie erhöht sich die Temperatur des Sorbens und folglich erhöht sich deren Dampfdruck und der Absorptionsprozess wird gehemmt. Durch eine Abfuhr der Sorptionsenthalpie durch eine interne Kühlung im Absorber kann daher die Entfeuchtungsleistung des Absorptionsprozesses erhöht werden. Allerdings ist die Kühltemperatur aufgrund der Kristallisation des Sorbens begrenzt. Zum Beispiel liegt die Kristallisationstemperatur von wässriger LiCl-Lösung mit einem LiCl-Massenanteil von 44 % bei ca. 15 °C und von wässriger CaCl<sub>2</sub>-Lösung mit gleichem CaCl<sub>2</sub>-Massenanteil bei ca. 24 °C.



**Abb. 4: Dampfdruck des Wassers im Sorbens in Abhängigkeit von der Temperatur und vom LiCl-Massenanteil (grüne Linien) und CaCl<sub>2</sub>-Massenanteil (rote Linien).**

Wasserdampfpartialdruck der Luft für konstante relative Feuchte ( $\phi$ ) (graue Linien). Die violette Linie stellt beispielhaft den Wasserdampfpartialdruck der Luft (1918 Pa) bei einer Wasserbeladung von  $x=12 \text{ gw/kg}_{\text{tr.L}}$

Abb. 4 zeigt, dass eine LiCl-H<sub>2</sub>O Lösung mit  $\xi=32\%$  und  $T=20\text{ °C}$  ungefähr den gleichen Wasserdampfpartialdruck wie eine LiCl-H<sub>2</sub>O Lösung mit  $\xi=44\%$  und  $T=35\text{ °C}$  hat. Daraus folgt, dass der intern gekühlte Absorptionsprozess mit einem niedrigeren LiCl-Massenanteil betrieben werden bzw. die Entfeuchtungsleistung bei gleichem LiCl-Massenanteil erhöht werden kann.

Analog zum Absorptionsprozess findet der Regenerationsprozess statt, wenn der Dampfdruck des Wassers im Sorbens höher ist als der Wasserdampfpartialdruck in der Luft. Die Sorptionsenthalpie wird der Luft und dem Sorbens entzogen. Somit sinkt die Temperatur des Sorbens und folglich wird der Regenerationsprozess gehemmt.

Durch die Wärmezufuhr beispielsweise mit einer internen Heizung kann der Regenerationsprozess deutlich verbessern. Abb. 4 zeigt, dass die LiCl-H<sub>2</sub>O-Lösung einen deutlich niedrigeren Dampfdruck bei gleicher Temperatur und Salzmassenanteil im Vergleich zu einer CaCl<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O-Lösung besitzt. Dies begünstigt den Absorptionsprozess bei gleichem Salzmassenanteil, setzt jedoch eine höhere Regenerationstemperatur voraus. So wird z.B. Luft mit einer Wasserbeladung von  $x=12 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L}}$  (violette Linie in Abb. 4) mit einer 40 %-igen LiCl-H<sub>2</sub>O Lösung bei einer Temperatur beider Phasen von unter ca. 44 °C entfeuchtet. Sobald die Temperatur höher ist, wird das Sorbens regeneriert. Bei einer 40 %-igen CaCl<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O-Lösung und einer Wasserbeladung von  $x=12 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L}}$  liegt der Gleichgewichtszustand bei 32 °C.

## 2.2 Absorber- und Regeneratorbauarten

Es gibt verschiedene Bauarten von Absorber und Regenerator. Der Absorber kann z.B. als Schüttungsabsorber, aus Kunststoff-Platten (Smogor 2012), aus Kunststoff-Doppelstegplatten mit Kanälen für interne Kühlung (Jaradat 2016), aus Metall-Platten mit interner Kühlung (Zhang et al. 2013) oder aus Glasfasern-Wabenstruktur mit metallischem Rohrbündel (Kozubal 2014) ausgeführt werden. Der Regenerator kann als Rohrbündel (Jaradat 2016) oder genau wie bei dem Absorber wie bei (Zhang et al. 2013) und (Kozubal 2014) konstruiert werden. Der Sorbens kann beispielweise durch Verteilrohre wie bei dem Rohrbündelwärme- und Stoffübertrager von (Mandow 2014) und (Jaradat 2016) verteilt werden.

Je nach Massenstromverhältnis (engl.: mass ratio (MR)) zwischen Luft und Sorbens wird bezogen auf den Sorbensmassenstrom zwischen High-Flow (z.B.  $\text{MR} \approx 0,5$ ) und Low-Flow (z.B.  $\text{MR} \approx 13$ ) Systemen unterschieden. Low-Flow-Systeme sind in der Regel kompakter und die Effektivitäten der Wärme- und Stoffübertragung höher als in High-Flow-Systemen. Außerdem besitzen sie einen kleineren Druckverlust und damit kann die Luft bis zu einer niedrigeren Wasserbeladung als das System mit  $\text{MR} \approx 0,5$  entfeuchtet werden. Weiterhin kann das System mit  $\text{MR} \approx 13$  das Gefahr vermeiden, dass die Luft die Salzlösungstropfen mitreißt (Lowenstein et al. 2006). Dazu sind eine interne Kühlung und ausreichende Benetzung der Übertragungsfläche mit Sorbens vorausgesetzt. Die Benetzung kann durch das Anbringen eines Textils auf der Übertragungsfläche wie bei (Jaradat 2016) oder durch Nutzung saugfähigen Materialien wie Glasfaser wie bei (Kozubal 2014) verbessert werden.

## 2.3 Beispiele für Anwendungsgebiete von offenen Flüssigsorptionssystemen

Offene Flüssigsorptionssysteme können in der Regel mit vergleichsweise niedrigen Regenerationstemperaturen von z.B. 60-80 °C betrieben werden. Außerdem kommt der Entfeuchtungsbedarf im Prinzip gleichzeitig mit dem ausreichenden Angebot von thermischer Solarenergie zusammen. Damit können die thermische Solarenergie sowie die Abwärme vorteilhaft genutzt werden. Dadurch kann der Stromverbrauch zur Raumluftentfeuchtung mit Sorptionsanlagen durch die Nutzung von Solarenergie oder Abwärme im Vergleich zu Kompressionskälteanlage (KKA) deutlich verringert werden (z.B. (Ronghui et al. 2014), (Kozubal et al. 2014)). Weiterhin kann das offene Flüssigsorptionssystem im Vergleich zu einer KKA eine bessere hygienische Raumluftqualität durch Vermeidung von Bakterien und Keimen und Abscheidung von Fremden Körpern garantieren ( (Park et al. 2017) und (Liu et al. 2015)). Offene Flüssigsorptionssysteme können für Trocknungsanwendungen von landwirtschaftlichen Gütern wie Heuballen (Addy et al. 2014), Tee (Yohana et al. 2018) oder Getreide (Khouzam 2009) eingesetzt werden. Im Vergleich zu konventionellen Trocknungsverfahren mit heißer Luft konnten eine kürzere Trocknungszeit, Kostenersparnisse und eine bessere Qualität des Trocknungsgutes aufgezeigt werden. Eine weitere Anwendung für offene Flüssigsorptionssysteme ist im Rahmen dieser Arbeit mit Jahressimulationen eine solarthermisch unterstützte offene Flüssigsorptionsanlage zur Kondensatvermeidung in einem Industriegebäude untersucht (Mandow et al. 2019).

(Kozubal et al. 2014) haben vier Flüssigsorptionsanlagen in der USA zur Raumluftentfeuchtung installiert (in einem Supermarkt, einem Schwimmbad und einem Campusgebäude) und untersucht. Die Anlagen haben eine relative Feuchte im Gebäude von 35-55 % bereitgestellt. Durch die Flüssigsorptionsanlagen konnte der Stromverbrauch um mehr als 50 % (die Nacherwärmung bei KKA wurde nicht berücksichtigt) gesenkt werden.

## 2.4 Untersuchte Komponenten

Im Folgenden werden die untersuchten Anlagenkomponenten beschrieben, die am Fachgebiet Solar- und Anlagentechnik der Universität Kassel vermessen wurden. Es werden die Messungen von drei Anlagen ausgewertet und die ermittelten Ergebnisse mit den entsprechenden Simulationsergebnissen verglichen.

### 2.4.1 Rohrbündelwärme- und Stoffübertrager

Der untersuchte Rohrbündelwärme- und Stoffübertrager (Abb. 5) besteht aus 22 pulverbeschichteten Kupferrohren. Die Rohre sind zweimal versetzt und je 11 in Serie angeschlossen. Die beschichteten Kupferrohre sind mit Textil ummantelt. Das Sorbens

wird durch Plexiglasrohre verteilt. Das Kühl- bzw. Heizwasser strömt in den Kupferrohren. Sorbens fließt an dem Textil herab und kommt mit direktem Kontakt mit der Luft in Kreuzstromkonfiguration.



**Abb. 5: Rohrbündelwärme- und Stoffübertrager, Kupferrohre sind beschichtet und zweimal versetzt (Mandow 2014)**

Die gesamte Wärme- und Stoffübertragungsfläche des Übertragers beträgt  $4 \text{ m}^2$ . Der Rohrbündelübertrager wurde als Absorber und auch als Regenerator untersucht. Da die Anlage handgefertigt wurde, war die Benetzung des Textils mit dem Sorbens problematisch. Außerdem musste die Dichte des Sorbens am Austritt probenweise gemessen werden, was eine große Unsicherheit verursacht hat. Das Sorbens fließt herab und sammelt sich in einer Wanne und dann fließt im Auslassrohr was zu einer großen Unsicherheit bei der Temperaturmessung insbesondere beim Regenerationsprozess führt. Weitere Informationen über die Anlage sind in Anhang 8.4.1, Tab. 16 und in (Mandow 2014), (Jaradat 2016) und (Jaradat et al. 2014) angegeben.

### **2.4.2 Platten- Wärme- und Stoffübertrager**

Der Plattenwärme- und Stoffübertrager wurde als adiabater Absorber im Fachgebiet Solar- und Anlagentechnik der Universität Kassel (SAT) handgefertigt. Der Absorber (siehe Abb. 6) besteht aus 60 Polycarbonatplatten, die mit Textil ummantelt sind.

Der Plattenabstand beträgt  $5,2 \text{ mm}$ . Eine Platte hat eine Übertragungsfläche von  $2 \times 0,6 \text{ m}^2$  (Höhe:  $840 \text{ mm}$ , Breite:  $700 \text{ mm}$ ). Somit beträgt die gesamte Übertragungsfläche  $A=72 \text{ m}^2$ . Weitere Spezifikation der Komponente sind in 8.4.2, Tab. 17 und in (Smogor 2012) und in (Jaradat 2016) angegeben.



Abb. 6: Plattenwärme- und Stoffübertrager als adiabater Absorber (Smogor 2012)

## 2.5 Sorptionsanlage mit Wellplattenwärme- und Stoffübertragern (AILR-Anlage)

Der Anlage besteht aus zwei Wärme- und Stoffübertragern (Absorber und Regenerator) und einem Sorbensspeicher. Absorber und Regenerator sind baugleich aber der Regenerator ist deutlich kleiner als der Absorber. Wellplatten aus Glasfasern bilden die Wärme- und Stoffübertragungsfläche (siehe Abb. 7 und Abb. 8).

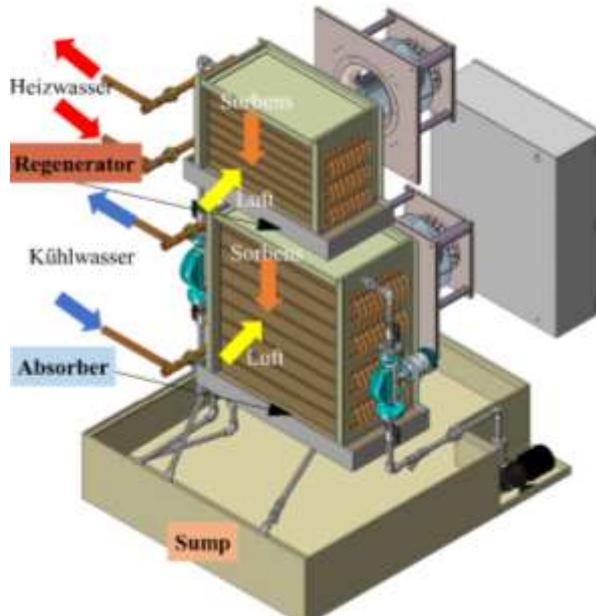


Abb. 7: AILR-System, Absorber, Regenerator und Sorbensspeicher (Sump) (AIL Research)

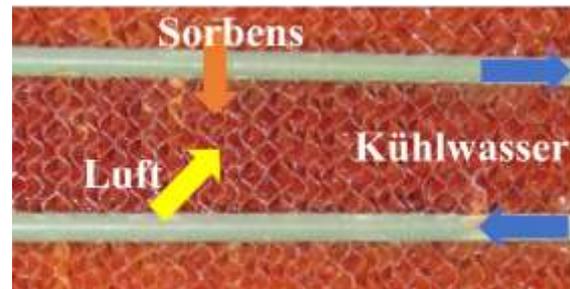


Abb. 8: Wellplatten (Wabenstruktur) und die Strömenden Fluiden

Das Sorbens wird durch ein Verteilungssystem aus den Wellplatten verteilt, fließt an den Wellplatten hinab und kommt dort in direktem Kontakt mit der Luft in angenäherter Kreuzstromkonfiguration. Die Absorptions- bzw. Regenerationswärme wird durch

einen Cu-Ni-Rohrbündelwärmeübertrager ab- bzw. zugeführt. Die Wärme- und Stoffübertragung zwischen der Luft und dem Sorbens findet an den Wellplattenoberfläche statt. Der Wärmeübergang zwischen dem Sorbens und dem Kühl-/Heizwasser findet an der Oberfläche des Rohrbündels statt. Die Wellplatten sind als ebene Platten modelliert.

Der Sorbensspeicher (Sump) ist ein Zweikammerspeicher. Die beiden Kammern sind teilweise getrennt durch einen Wärmeübertrager d.h. unter bestimmten Bedingungen findet eine Durchmischung zwischen den Kammern (zwischen verdünntem und konzentriertem Sorbens) statt. Falls der Sorbensmassenstrom am Eintritt des Absorbers größer als am Austritt des Regenerators ist, so strömt konzentriertes Sorbens in den Bereich mit verdünnter Lösung. Ein Gegenstromwärmeübertrager dient zur Wärmerückgewinnung für das Sorbens vor und nach dem Regenerator. Nähere Spezifikation des Systems finden sich in 8.4.3, Tab. 18.



$$d\dot{m}_s - \dot{m}_{tr,L} \cdot dx_L = 0 \quad 3-2$$

Zur qualitativen Bewertung der Massenbilanz bzw. Messungen wird der Wasserdampfmassenstrom sowohl von der Luft- ( $\dot{m}_{v,AS}$ ) als auch von der Sorbensseite ( $\dot{m}_{v,SS}$ ) ermittelt. Im Gleichgewichtszustand gilt:

$$\dot{m}_{v,AS} = \dot{m}_{v,SS} \quad 3-3$$

$\dot{m}_{v,AS}$  ist eine Funktion des Massenstroms der trockenen Luft und von der Änderung der Wasserbeladung  $x$ .

$$\dot{m}_{v,AS} = \dot{m}_{tr,L} \cdot (x_{ein} - x_{aus}) \quad 3-4$$

$\dot{m}_{v,SS}$  ist ein Funktion des Salzmassenstroms und von der Änderung der Wasserbeladung des Sorbens.

$$\dot{m}_{v,SS} = \dot{m}_{salz} \cdot (X_{aus} - X_{ein}) \quad 3-5$$

$X$  wird nach Gleichung 4-16 ermittelt.

Der Massenbilanzfaktor  $\kappa_M$  wird als Verhältnis des Dampfmassenstroms ermittelt von der Luft- und von der Sorbensseite nach der Gleichung 3-6 definiert.

$$\kappa_M = \frac{\dot{m}_{v,AS}}{\dot{m}_{v,SS}} \quad 3-6$$

Idealerweise (im Modell) sollte  $\kappa_M$  Eins sein, aber in Realität (Messung) weichen die Messungen von Eins ab. Dabei spielen die Messfehler eine große Rolle.

### Energiebilanz

Die Energiebilanz der betrachteten Absorptions- und Regenerationsprozesse wird mit folgender Gleichung beschrieben:

$$d(\dot{m}_s \cdot h_s) + d(\dot{m}_l \cdot h_l) + \dot{m}_w \cdot dh_w + d\dot{q}_{Verl} = 0 \quad 3-7$$

Analog zur Massenbilanz wird die Energiebilanz zur qualitativen Bewertung der Messungen berechnet. Gleichung 3-8 gibt die Energiebilanz des Sorptionsprozesses an. Die Wärmeverluste werden vernachlässigt.

$$\dot{H}_{\text{Sorption}} + \dot{H}_{\text{sens,L}} + \dot{H}_{\text{sens,S}} + \dot{H}_{\text{sens,V}} + \dot{Q}_{\text{sens,W}} + \dot{Q}_{\text{Verl}} = 0 \quad \mathbf{3-8}$$

Der Sorptionsenthalpiestrom wird als Funktion des Wasserdampfmassenstroms, der spezifischen Verdünnungs- und Verdampfungsenthalpie berechnet.

$$\dot{H}_{\text{Sorption}} = \dot{m}_v \cdot (h_f + h_{\text{Ver}}) \quad \mathbf{3-9}$$

Die Enthalpieströme der Luft, des Sorbens und des Heiz- und Kühlwassers werden bei dem Absorptionsprozess wie in den Gleichungen 3-10, 3-11, 3-12 berechnet. Die spezifische Wärmekapazitäten mit den arithmetischen Mittelwerten der von Ein- und Austrittsgrößen ermittelt.

$$\dot{H}_{\text{sens,L}} = \dot{m}_{\text{L,aus}} \cdot c_{p,L} \cdot (T_{\text{L,aus}} - T_{\text{L,ein}}) \quad \mathbf{3-10}$$

$$\dot{H}_{\text{sens,S}} = \dot{m}_{\text{S,ein}} \cdot c_{p,S} \cdot (T_{\text{S,aus}} - T_{\text{S,ein}}) \quad \mathbf{3-11}$$

$$\dot{Q}_{\text{sens,W}} = \dot{m}_{\text{W,ein}} \cdot c_{p,W} \cdot (T_{\text{W,aus}} - T_{\text{W,ein}}) \quad \mathbf{3-12}$$

Ebenso erwärmt sich der absorbierte Wasserdampf, mit  $c_{p,v}$ : spezifische Wärmekapazität des Wasserdampfs.

$$\dot{H}_{\text{sens,v}} = \dot{m}_v \cdot c_{p,v} \cdot (T_{\text{S,aus}} - T_{\text{L,ein}}) \quad \mathbf{3-13}$$

Analog zum Massenbilanzkoeffizient wird der Energiebilanzkoeffizient  $\kappa_E$  wie folgt definiert.

$$\kappa_E = \frac{\dot{H}_{\text{Sorption}}}{\dot{Q}_{\text{sens,L}} + \dot{Q}_{\text{sens,S}} + \dot{Q}_{\text{sens,W}} + \dot{Q}_{\text{sens,v}} + \dot{Q}_{\text{Verluste}}} \quad \mathbf{3-14}$$

$\kappa_E$  muss eins sein, aber aufgrund von Messfehlern kommt es zu Abweichungen. Die Energiebilanz kann anhand des Wasserdampfmassenstroms ermittelt werden, der Wasserdampfmassenstrom wird von der Luft- sowie Sorbensseite ermittelt. Deswegen wird die Bilanz luftseitig und sorbensseitig ermittelt.

Die Massenbilanz beim Regenerationsprozess ist gleich wie bei der Absorption. Bei der Energiebilanz unterscheidet sich der Energiebilanz bei der Regeneration von der Absorption als folgendes:

- Bei der Berechnung von  $\dot{Q}_{L,\text{sens}}$  wird  $\dot{m}_{L,\text{ein}}$  statt  $\dot{m}_{L,\text{aus}}$  eingesetzt

- Bei der Berechnung von  $\dot{Q}_{S,sens}$  wird  $\dot{m}_{S,aus}$  statt  $\dot{m}_{S,ein}$  eingesetzt
- Bei der Berechnung von  $\dot{Q}_{V,L\leftrightarrow S}$  wird  $(T_{S,ein}-T_{L,aus})$  statt  $(T_{S,aus}-T_{L,ein})$  eingesetzt

### 3.2 Modellansätze und charakteristische Größen

Zur Beschreibung der Wärme- und Stoffübertragungsprozesse in einem offenen Flüssigsorptionsprozess wurden bereits verschiedene Komponentenmodelle erstellt. Die Modelle lassen sich in drei Modelltypen unterteilen:

- Physikalische Modelle
- semi-empirische Modelle
- vereinfachte Modelle

Alle drei aufgeführten Modelle sind stationäre Modelle, d. h. es wird angenommen, dass die Luft und das Sorbens im Gleichgewicht an der Phasengrenze sind. Dynamische Modelle zur Beschreibung des offenen Sorptionsprozesses gibt es zwar auch in der Literatur, werden aber hier nicht näher betrachtet.

#### Physikalische Modelle

Die physikalischen Modelle basieren auf physikalischen Größen, insbesondere der Wärmeleitfähigkeit ( $\lambda$ ) und dem Diffusionskoeffizienten ( $D$ ). Der Wärme- und Stoffübertrager wird in mehreren Knoten in zwei Dimensionen wie bei (Mesquita et al. 2006) oder in drei Dimensionen wie bei (Mützel 2010) aufgeteilt. Bei physikalischen Modellen kann die Dicke des Sorbensfilms konstant (Mesquita et al. 2006) oder als variabel (Mesquita et al. 2006) modelliert werden. Bei dem Modell von (Mützel 2010) kann entweder eine konstante oder eine variierte Filmdicke berücksichtigt werden. Die Modellierung der internen Kühlung wird meistens als eine Vereinfachung mit der Annahme einer isothermen Abkühlung (Massenstrom des Kühlwassers ist hoch, damit die Wandtemperatur konstant bleibt) (Mesquita et al. 2006) oder einer konstanten Wärmestromdichte an der Wand (Mützel 2010) modelliert. In den beiden genannten Modellen wird eine laminare Strömung der Luft und des Sorbens angenommen und die Wärmeverluste von bzw. an die Umgebung werden vernachlässigt. Zur Lösung der aufgestellten Gleichungssysteme wird bei beiden Modellen die Finite-Differenzen-Methode angewendet. Aufgrund der Diskretisierung und der Iteration sind beide Modelle wegen der langen Rechenzeit nicht für Langzeitsimulationen (z.B. Jahressimulationen) anwendbar.

#### Semi-empirische Modelle

Die semi-empirischen Modelle basieren hingegen auf Wärmeübergangs- ( $\alpha$ ) und Stoffübergangskoeffizienten ( $\beta$ ). Die Kopplung der Wärme- und Stoffübertragung kann mit folgender Gleichung beschrieben werden (Stevens et al. 1989):

$$\frac{dh_L}{dV} = \frac{NTU_{S\ddot{U}} \cdot Le}{V_T} \cdot \left[ (h_{L,eq} - h_L) + \left( \frac{1}{Le} - 1 \right) \cdot h_f \cdot (x_{PG} - x_L) \right] \quad 3-15$$

Le ist die Lewis-Zahl und gibt das Verhältnis zwischen der Temperaturleitfähigkeit ( $\alpha$ ) und dem Diffusionskoeffizienten ( $D$ ) an.  $NTU_{S\ddot{U}}$  ist die Anzahl der Übertragungseinheiten für die Stoffübertragung und wird nach folgender Gleichung analog zu  $NTU_{W\ddot{U}}$  für die Wärmeübertragung definiert:

$$NTU_{S\ddot{U}} = \frac{\beta \cdot A}{\dot{m}_{tr,L}} \quad 3-16$$

Diese Modelle werden allgemein in der Literatur als NTU-Le Modelle bezeichnet. Der Wärme- und Stoffübertrager wird in Streifen (Yang 2015) oder in Knoten (Kozubal et al. 2014) Zhang et al. 2013) aufgeteilt. Die Verdünnungsenthalpie des Sorbens sowie die Wärmeübertragung an bzw. von der Umgebung werden vernachlässigt. Die Le-Zahl sowie  $NTU_{W\ddot{U}}$  und  $NTU_{S\ddot{U}}$  werden in der Regel wie bei (Yang 2015) als konstante Eingangsgrößen angegeben. Der Stoffübergangskoeffizient  $\beta$  kann entweder aus der Lewis'schen Beziehung (Saman und Alizadeh 2000), nach der Ackermann-Korrektur oder anhand von vorhandenen Messdaten ((Li et al. 2017), (Kozubal et al. 2014), (Yang 2015)) ermittelt werden. Bei interner Kühlung bzw. interner Heizung wird häufig als weitere Vereinfachung der Wärmewiderstand des Sorbens vernachlässigt, wie bei (Yang 2015), oder der Wärmeübergangskoeffizient wird anhand von Messdaten wie bei (Kozubal et al. 2014) oder in Abhängigkeit von der Filmdicke des Sorbens wie bei (Saman und Alizadeh 2000) berechnet. Aufgrund der Iteration und der aufwändigen Berechnung der Parameter wie  $\alpha$  und  $\beta$  bzw.  $NTU_{W\ddot{U}}$  und  $NTU_{S\ddot{U}}$  werden NTU-Le-Modelle nicht für Langzeitsimulationen oder zur Abbildung von Gesamtsystemen verwendet (Kozubal et al. 2014). Bei Verwendung in Systemmodellen sind sie jedoch nur zur Ermittlung stationärer Zustände einsetzbar ((Yang 2015) und (Zhang et al. 2013)).

Falls in Gleichung 3-15  $Le=1$  gilt, ist die Gleichung ähnlich wie die Gleichung von einem sensiblen Wärmeübertrager. Somit kann die Effektivität ( $\epsilon$ ) der Wärme- und Stoffübertragung zur Lösung des Gleichungssystems gleichgesetzt werden (Stevens et al. 1989), (Qi et al. 2013). Aus diesem Grund werden solche Modelle in der Literatur als  $\epsilon$ -NTU-Modelle bezeichnet. Die Definition der Effektivität der Wärmeübertragung zwischen der Luft und dem Sorbens ( $\epsilon_{W\ddot{U},L-S}$ ) sowie zwischen dem Sorbens und dem Kühl-/Heizwasser ( $\epsilon_{W\ddot{U},S-W}$ ) und die Definition der Effektivität der Stoffübertragung zwischen der Luft und dem Sorbens ( $\epsilon_{S\ddot{U}}$ ) sind in Tab. 1 dargestellt. Die Effektivitäten der Wärme- und Stoffübertragung können anhand von Korrelationen (Stevens et al. 1989) oder anhand von Mess- oder Simulationsdaten (Qi et al. 2013) berechnet werden. Teilweise werden sie konstant wie bei dem Effektivitätsmodell von (Yang

2015) angenommen. Bezüglich der Benetzung der Austauschfläche mit dem Sorbens kann eine vollständige Benetzung (Stevens et al. 1989) oder eine Teilbenetzung durch einen Faktor (Mohaisen und Ma 2015) berücksichtigt werden.

**Tab. 1: Die Definition der Effektivität der Wärmeübertragung  $\epsilon_{WÜ,L-S}$   $\epsilon_{WÜ,S-W}$  und die Definition der Effektivität der Stoffübertragung  $\epsilon_{SÜ}$**

Absorber	Regenerator
$\epsilon_{SÜ} = \frac{x_{ein} - x_{aus}}{x_{ein} - x_{eq}(\xi_{ein}, T_{S,ein})}$	$\epsilon_{SÜ} = \frac{x_{aus} - x_{ein}}{x_{eq}(\xi_{ein}, T_{S,ein}) - x_{ein}}$
$\epsilon_{WÜ,L-S} = \frac{h_{L,ein} - h_{L,aus}}{h_{L,ein} - h_{eq}(\xi_{ein}, T_{S,ein})}$	$\epsilon_{WÜ,L-S} = \frac{h_{L,aus} - h_{L,ein}}{h_{eq}(\xi_{ein}, T_{S,ein}) - h_{L,ein}}$
$\epsilon_{WÜ,S-W} = \frac{T_{W,ein} - T_{W,aus}}{T_{W,ein} - T_{S,ein}}$	$\epsilon_{WÜ,S-W} = \frac{T_{W,ein} - T_{W,aus}}{T_{W,ein} - T_{S,ein}}$

Wie bei NTU-Le-Modellen wurden die  $\epsilon$ -NTU-Modelle aufgrund der aufwändigen Ermittlung von Eingangsgrößen ( $NTU_{WÜ}$ ,  $NTU_{SÜ}$  sowie  $\epsilon_{WÜ}$  und  $\epsilon_{SÜ}$ ) und ggf. aufgrund der Iteration bisher nur für Langzeitsimulationen oder zur Abbildung von Systemen angewendet, wenn der Prozess adiabatisch ist, also ohne interne Heizung oder Kühlung (Stevens et al. 1989), oder die Effektivitäten anhand der Eingangsgrößen berechnet werden (Crofoot und Harrison 2012).

### Vereinfachte Modelle

Um Iterationen zu vermeiden und somit die Rechenzeit verkürzen zu können, werden Enthalpiestromänderungen der Luft sowie der Wärmestrom des Kühl-/Heizwassers und der absorbierte bzw. desorbierte Dampfmassenstrom (Kozubal et al. 2014) oder die Austrittstemperatur und -wasserbeladung der Luft bei vereinfachten Modellen anhand von Korrelationen berechnet. Solche Korrelationen werden auf Grundlage von Mess- oder Simulationsdaten erstellt und geben die Abhängigkeit der Austrittsgrößen von den Randbedingungen an. Vereinfachte Modelle werden für Langzeitsimulationen und zur Abbildung von Systemmodellen eingesetzt.

## 3.3 Semi-empirische Absorbermodelle

Hier wird ein Vergleich zwischen  $\epsilon$ -NTU- sowie NTU-Le-Modellen durchgeführt, die im engen Zusammenhang mit dieser Arbeit stehen.

Bei allen Modellen wird die Wärmeübertragung an die bzw. von der Umgebung und die Verdünnungsenthalpie vernachlässigt.

### 3.3.1 $\epsilon$ -NTU-Modell

(Stevens et al. 1989) hat ein  $\epsilon$ -NTU-Modell für einen Schüttungswärme- und Stoffübertrager entwickelt. Das Modell ist für einen adiabaten Betrieb geeignet und als Gegenstromkonfiguration für die Luft und das Sorbens ausgeführt. Es basiert auf einem Modell für einen Kühlturm. Die Lewis-Zahl wurde 1 gesetzt. Die Änderung des Sorbensmassenstroms aufgrund der absorbierten Masse bei der Energiebilanz wird vernachlässigt. Somit ist das Modell gut anwendbar bei einem kleinen Massenstromverhältnis von Luft zu Sorbens. Zudem wird angenommen, dass sich die Enthalpie der Luft an der Phasengrenze linear mit der Temperatur ändert. Der dadurch entstehende Fehler steigt bei höheren Temperaturen, z.B. beim Regenerationsprozess. Es wird eine vollständige Benetzung angenommen. Die Effektivität der Wärmeübertragung  $\epsilon_{wü}$  wird anhand der Korrelation für sensible Wärmeübertragung für Gegenstromkonfiguration berechnet. Für die Stoffübertragung wird analog zur Wärmeübertragung die Effektivität der sensiblen Wärmeübertragung für Gegenstromkonfiguration mit Phasenänderung angewandt. Der Einfluss von  $Le \neq 1$  wird durch eine andere Definition von  $NTU_{SÜ}$  ( $NTU_{SÜ}^* = Le \cdot NTU_{SÜ}$ ) modelliert und untersucht. Die  $Le$ -Zahl und  $NTU_{SÜ}$  sowie  $NTU_{WÜ}$  ( $NTU_{WÜ} = NTU_{SÜ}$ ) gehören zu den Modelleintrittsgrößen zu. Das Modell wurde anhand von Simulationsergebnissen von einem Finiten-Differenzen-Modell (Factor und Grossman G. 1980) und auch mit Messdaten aus der Literatur (Meckler 1984) validiert. Bei dem Vergleich mit dem Finiten-Differenzen-Modell wurden für beide Modelle die gleiche  $NTU_{SÜ}$  und  $Le$  als Eintrittsgrößen eingesetzt. Die Ergebnisse zeigen kaum Unterschiede zwischen beiden Modellen in Hinsicht auf Temperatur und Wasserbeladung der Luft am Austritt des Absorbers. Bei der Validierung anhand von Messdaten wurde zuerst  $NTU_{SÜ}$  aus den Messergebnissen ermittelt und dann die mittlere  $NTU_{SÜ}$  ( $NTU_{SÜ} = 1,86$ ) ins Modell als Eintrittsgrößen eingesetzt. Für den Vergleich wurden zwei verschiedene Lewis-Zahlen ( $Le=1$  und  $Le=1,2$ ) betrachtet. Bei  $Le=1$  war die maximale Abweichung der Lufttemperatur 1,2 K und der Wasserbeladung 0,6  $g_w/kg_{tr.L}$  am Austritt. Für  $Le=1,2$  gab es kaum eine Abweichung zwischen Simulations- und Messergebnissen. Bei einem anderen Vergleich mit den Messdaten von Literatur war die maximale Abweichung der Simulations- von den Messergebnissen 3 K für Temperatur und 1,2  $g_w/kg_{tr.L}$  für Wasserbeladung der Luft und 1,6 K für Sorbenstemperatur am Austritt des Absorbers. Die Abweichung mit den Messergebnissen wurden auf Messunsicherheiten und  $Le=1$  zurückgeführt.

Später haben (Sadasivam und Balakrishnan 1992) nach den Angaben von (Luo et al. 2014) festgestellt, dass die Definition von  $NTU_{SÜ}$  bei (Stevens et al. 1989) nur gültig ist, solange der Luftmassenstrom kleiner ist als der Sorbensmassenstrom. Sonst sollte bei  $NTU_{SÜ}$  der Sorbens- statt des Luftmassenstroms eingesetzt werden. (Pahlavanzadeh und Nooriasl 2012) und (Yang 2015) haben das Modell von (Stevens et al. 1989) weiterentwickelt, indem die Lewis-Zahl durch die neue Definition von  $NTU_{SÜ}$  ermittelt wird. Wie bei (Stevens et al. 1989) sind  $Le$  und  $NTU_{SÜ}$  Funktionen von

den Modelleintrittsgrößen bei (Pahlavanzadeh und Nooriasl 2012). Der Stoffübergangskoeffizient  $\beta$  wird nach einer empirischen Korrelation von (Yin und Zhang 2008) berechnet und anschließend wird  $NTU_{s\ddot{u}}$  ermittelt. Bei (Yang 2015) gehören die  $Le$  und  $NTU_{s\ddot{u}}$  bzw.  $\beta$  oder  $\varepsilon_{s\ddot{u}}$  zu den Modelleintrittsgrößen. Das Modell von (Pahlavanzadeh und Nooriasl 2012) wurde anhand von Messdaten validiert. Die maximale Abweichung zwischen Simulations- und Messergebnissen betrug 2,9 % für die Temperatur, 6,6 % für die Wasserbeladung der Luft und 2 % für die Temperatur des Sorbens am Austritt des Absorbers. Das  $\varepsilon$ -NTU-Modell von (Yang 2015) wurde mit den Messdaten von (Fumo und Goswami 2002) validiert. Die durchschnittliche Abweichung der Simulationsergebnisse von den Messergebnissen war für die Enthalpieänderung der Luft 12 % und für den Dampfmassenstrom für den Absorptionsprozess 2,2 %.

Ein weiteres  $\varepsilon$ -NTU-Modell für einen adiabaten Absorber hat (Naik et al. 2016) entwickelt. In dem Schüttungsabsorber strömt die Luft und das Sorbens im Gegenstrom. Sie haben zusätzliche Annahmen zu den vorigen Modellen getroffen. Die Stoffdaten der Luft sowie des Sorbens sind von der Temperatur unabhängig. Der Wärme- und Stoffübertragungskoeffizient gehören zu den Modelleintrittsgrößen. Die Effektivität der Wärmeübertragung ist im Vergleich zu vorherigen genannten Modellen gleich der Effektivität der Stoffübertragung und somit entspricht sie der Effektivität für die sensible Wärmeübertragung für Gegenstromkonfiguration mit einer Phasenänderung. Das Modell wurde anhand von Messdaten von (Chung et al. 1996) validiert. Die durchschnittliche Abweichung der Simulationsergebnisse von den Messergebnissen beträgt 0,4 K für die Austrittstemperatur der Luft sowie des Sorbens und 1,84 % für den Dampfmassenstrom (maximal 7 %). Das Modell ist nur zur Abbildung vom adiabaten Absorptionsprozess einsetzbar. Außerdem kann das Modell den Absorptionsprozess nicht abbilden, wenn die Eintrittstemperatur der Luft und des Sorbens gleich sind.

Während die bisher aufgeführten Modelle nur einen adiabaten Absorptionsprozess mit vollständiger Benetzung abbilden können, hat (Mohaisen und Ma 2015) ein  $\varepsilon$ -NTU-Modell entwickelt, das auch die Teilbenetzung der Austauschfläche mit dem Sorbens berücksichtigen kann. Das Modell beschreibt den Wärme- und Stoffübertragungsprozess sowohl in einem adiabaten Absorptions- als auch in einem adiabaten Regenerationsprozess, in dem die Luft und das Sorbens in Gegenstromkonfiguration strömen. Die Effektivität für die Wärme- und Stoffübertragung im Absorber und Regenerator wurden anhand von Korrelationen aus der Literatur berechnet. Die Teilbenetzung der Austauschfläche wird anhand von einer Korrelation aus der Literatur berücksichtigt. Diese Korrelationen sind anhand von Messdaten erstellt. Das Modell vom Absorber und Regenerator wurden anhand von Messdaten von (Fumo und Goswami 2002) validiert. Beim Absorber war die maximale Abweichung für Temperaturänderung der Luft zwischen Simulations- und Messergebnissen 2,5 K, für die Wasserbeladung der Luft am Austritt 30 % und für die

Sorbenstemperatur am Austritt 1,8 K. Für den Regenerator war die maximale Abweichung für die Temperaturänderung der Luft 7,5 K, für die Wasserbeladung der Luft am Austritt 27 % und für die Sorbenstemperatur am Austritt 0,9 K. Die Abweichungen der simulierten von der gemessenen Temperatur und Wasserbeladung der Luft am Austritt sind deutlich hoch für den Absorptions- sowie für den Regenerationsprozess.

Alle bisher vorgestellten Modelle bilden nur den adiabaten Sorptionsprozess ab. Zur Modellierung von intern gekühlten Absorptionsprozessen und intern beheizten Regenerationsprozessen haben (Andrusiak et. al 2010) und (Qi et al. 2013) ein vereinfachtes  $\epsilon$ -NTU-Modell entwickelt. Die Effektivitäten wurden anhand von Korrelationen ermittelt. Diese Korrelationen sind anhand von eigenen Messdaten (Andrusiak et. al 2010) oder anhand von Simulationsdaten eines Finite-Differenzen-Modelles (FDM) von (Khan 1998) bei (Qi et al. 2013) erstellt worden. Die Luft und das Sorbens (LiCl-H<sub>2</sub>O) strömen im Kreuzstrom bei (Andrusiak et. al 2010) oder in Gegenstrom bei (Qi et al. 2013). Bei (Qi et al. 2013) wurde die Verdampfungsenthalpie konstant angenommen und die Teilbenetzung wie bei (Mohaisen und Ma 2015) mitberücksichtigt. Bei (Andrusiak et. al 2010) ist die spezifische Wärmekapazität des Sorbens konstant. Das Modell von (Qi et al. 2013) wurde anhand von Simulationsdaten von (Khan 1998) und anhand von Messdaten von (Jain et al. 2000; Yin und Zhang 2010) und (Kessling et al. 1998)) validiert. Beim Vergleich der Modellergebnisse zu den Simulationsergebnissen von (Khan 1998) war die maximale Abweichung am Absorberaustritt für die Wasserbeladung 20 %, für die Enthalpie der Luft 20 %, für die Enthalpie des Sorbens 10 % und für die Temperatur des Kühlwassers 5 %. Für den Regenerationsprozess war die maximale Abweichung am Regeneratöraustritt für die Wasserbeladung 15 %, für die Enthalpie der Luft 10 %, für die Enthalpie des Sorbens 10 % und für die Austrittstemperatur des Heizwassers 5 %. Im Vergleich zu den verwendeten Messdaten war die maximale Abweichung der Wasserbeladung der Luft am Absorberaustritt 30 % (Jain et al. 2000) sowie 20 % (Kessling et al. 1998). Die maximale Abweichung der Wasserbeladung der Luft am Regeneratöraustritt war im Vergleich zu den Messdaten von (Yin und Zhang 2010) 30 %. Das Modell von (Qi et al. 2013) zeigt hohe Abweichung für die Wasserbeladung von den Messdaten. Die hohe Abweichung der simulierten Wasserbeladung von der gemessenen wurde auf die Messunsicherheiten zurückgeführt. Die Ansätze zur Berechnung der Effektivitäten im Absorbermodell sind anders als im Regeneratormodell bei (Qi et al. 2013) und (Andrusiak et. al 2010). Alle vorgeführten Modelle bis auf (Andrusiak et. al 2010) sind für Gegenstromkonfiguration und für Schüttungswärme- und -stoffübertrager anwendbar.

Tab. 2 fasst die Ansätze zu Ermittlung der Effektivität der Wärme- und Stoffübertragung in den bisher entwickelten  $\epsilon$ -NTU-Modellen zusammen.

**Tab. 2: Zusammenfassung der Ansätze (Effektivität der Wärme- und Stoffübertragung) der  $\epsilon$ -NTU Modelle a: spezifische benetzte Fläche, Z: Höhe des Schüttungsabsorbers bzw. Regenerators,  $\sigma$ : Oberflächenspannung und k steht für kritisch**

Modell	$\epsilon_{W\ddot{U}}^*$	$\epsilon_{S\ddot{U}}$
Stevens et al. 1989, Pahlavanzadeh und Nooriasl 2012, Yang 2015	$\epsilon_{W\ddot{U}} = \frac{1 - e^{-NTU_{W\ddot{U}} \cdot (1-R)}}{1 - R \cdot e^{-NTU_{W\ddot{U}} \cdot (1-R)}}$	$\epsilon_{S\ddot{U}} = 1 - e^{-NTU_{S\ddot{U}}}$
Naik et al. 2016	$\epsilon_{W\ddot{U}} = 1 - e^{-NTU_{W\ddot{U}}}$	$\epsilon_{S\ddot{U}} = 1 - e^{-NTU_{S\ddot{U}}}$
(Qi et al. 2013)	Korrelationen anhand von Simulationsdaten	Korrelation anhand von Simulationsdaten
Andrusiak et. al 2010	Korrelationen anhand von Messdaten $\epsilon_{W\ddot{U},L-S} = f(T_{L,ein}, \varphi_{ein})$ $\epsilon_{W\ddot{U},S-W} = \text{konstant}$	Korrelation anhand von Messdaten $\epsilon_{S\ddot{U}} = f(\varphi_{ein})$
(Mohaisen und Ma 2015)	Korrelation anhand von Messdaten $\epsilon_{W\ddot{U}} = f(MR, \frac{H_{L,ein}}{H_{S,ein}}, \frac{\sigma_S}{\sigma_K}, a, Z)$	Korrelation anhand von Messdaten $\epsilon_{S\ddot{U}} = f(MR, \frac{T_{L,ein}}{T_{S,ein}}, \Delta p_v, a, Z)$

\* die  $NTU_{W\ddot{U}}$  ist gleich der  $NTU_{S\ddot{U}}$

Tab. 3 gibt einen Überblick der beschriebenen  $\epsilon$ -NTU-Modelle bzgl. der Strömungskonfiguration, des Sorptionsprozesses, der Annahmen für die Lewis-Zahl und die wesentlichen Eintrittsgrößen in das Modell.

**Tab. 3: Zusammenfassung des Literaturüberblicks von  $\epsilon$ -NTU-Modellen**

Modelltyp/ Knoten	Strömungs- konfiguration	Prozess	Le	Eintrittsgrößen*	Literatur
$\epsilon$ -NTU Einknoten	Gegenstrom	Absorption (adiabat)	1	Le und $NTU_{S\ddot{U}}$	Stevens et al. 1989
$\epsilon$ -NTU Einknoten	Gegenstrom	Absorption/ Regeneration/ (adiabat)	Le=1 aber $NTU_{S\ddot{U}} =$ $Le * NTU_{S\ddot{U}}$	$NTU_{S\ddot{U}}$ und Le oder $\beta$ und $\epsilon_{S\ddot{U}}$	Yang 2015
$\epsilon$ -NTU Einknoten	Gegenstrom	Absorption (adiabat)	Le=1 aber $NTU_{S\ddot{U}} =$ $Le * NTU_{S\ddot{U}}$	Le, $\beta$	Pahlavanzadeh und Nooriasl 2012
$\epsilon$ -NTU FDM	Gegenstrom	Absorption (adiabat)	-	$\alpha, \beta$ $\epsilon_{W\ddot{U}}, \epsilon_{S\ddot{U}}$ von $\alpha, \beta$	Naik et al. 2016
$\epsilon$ -NTU Einknoten	Gegenstrom	Absorption/ Regeneration (adiabat)	-	$\epsilon_{W\ddot{U}}, \epsilon_{S\ddot{U}}$	(Mohaisen und Ma 2015)
$\epsilon$ -NTU	Gegenstrom	Absorption/	-	$\epsilon_{W\ddot{U}}, \epsilon_{S\ddot{U}}$	(Qi et al. 2013)

Einknoten		Regeneration			
$\varepsilon$ -NTU Einknoten	Kreuzstrom	Absorption Regeneration	-	$\varepsilon_{wü}, \varepsilon_{sü}$	Andrusiak et. al 2010

\*Zusätzliche Eintrittsgrößen zu Temperaturen und Massenströmen der Fluide sowie zu der Wasserbeladung der Luft und zu dem Massenanteil des Sorbens

Eine Übersicht über die Validierung der entwickelten  $\varepsilon$ -NTU-Modelle von der Literatur mit der Abweichungsangaben ist in Tab. 5 aufgestellt.

### 3.3.2 NTU-Le-Modelle

(Saman und Alizadeh 2000) haben ein NTU-Le-Modell zur Beschreibung der Wärme- und Stoffübertragungsprozesse in einem intern gekühlten Plattenabsorber entwickelt. Die Luft und das Sorbens strömen im Kreuzstrom zueinander. Der Prozess wird indirekt durch Verdunstungskühlung abgekühlt. Die örtliche Sorbenstemperatur ist gleich der örtlichen Wassertemperatur (Temperaturgradient in der Platte ist vernachlässigt). Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten vom Sorbens und vom Wasser an die Absorberplatte wurde die Nußeltsche Wasserhauttheorie angewendet, um die Filmdicke der beiden Medien zu bestimmen und anschließend die Geschwindigkeit und Re-Zahl zu berechnen. Für die Berechnung des Stoffübergangskoeffizienten aus dem Wärmeübergangskoeffizienten wurde die Lewis'sche Beziehung angewendet. Zur Modellvalidierung und zu Modelleintrittsgrößen gibt es keine Angaben.

Ein weiteres NTU-Le-Modell wurde von (Kozubal et al. 2014) entwickelt. Das NTU-Le-Modell bildet einen Plattenabsorber mit interner Kühlung ab. Die Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten zwischen Luft und Phasengrenze sowie der Stoffübergangskoeffizient zwischen Sorbens und Phasengrenze wurden im Vergleich zu (Saman und Alizadeh 2000) aus der Literatur genommen oder von den eigenen Messdaten ermittelt. Der Wärmeübergangskoeffizient des Sorbens wurde vernachlässigt. Die Wärme- und Stoffübertragung durch Leitung bzw. Diffusion finden nur senkrecht zur Platte statt. Das NTU-Le-Modell wurde anhand von eigenen Labormessungen validiert. Die Abweichung des simulierten Dampfmassenstroms von der gemessenen war für 39 Labormessungen maximal 10 %. Die simulierte Austrittstemperatur der drei Fluide weicht von der gemessenen Temperatur durchschnittlich 0,9 K ab. Das Modell kann den Regenerationsprozess nicht abbilden. Außerdem kann das Modell für Langzeitsimulation bzw. Systemsimulation aufgrund der aufwändigen Rechenzeit und der Eintrittsgrößen ( $\alpha$  und  $\beta$ ) nicht eingesetzt werden.

Die beiden bisher beschriebenen Modelle bilden nur den Absorptionsprozess ab. Zur Abbildung des adiabaten Regenerationsprozesses hat (Li et al. 2017) ein NTU-Le-Modell entwickelt. Das Modell beschreibt die Wärme- und Stoffübertragung in einem Kreuzstromregenerator. Der Stoffübergangskoeffizient  $\beta$  und die anschließenden NTUs<sub>ü</sub> werden anhand einer empirischen Korrelation von (Chung et al. 1996)

berechnet. Die Korrelation wurde von Messdaten empirisch ermittelt. Die Validierung erfolgt mit den Messdaten. Die maximale Abweichung der simulierten von der gemessenen Temperatur und Wasserbeladung der Luft am Austritt war kleiner als 10 % also 3,8 K und 4,2 g<sub>w</sub>/kg<sub>tr.L.</sub>. Das Modell ist nur für einen adiabaten Regenerationsprozess einsetzbar. Die Abweichung ist im Vergleich zu Messdaten hoch.

Weiterhin wurde von (Yang 2015) und (Zhang et al. 2013) ein Modell zur Abbildung von sowohl einem intern gekühlten Absorber als auch einem intern beheizten Regenerator entwickelt. Beide Modelle beschreiben den Wärme- und Stoffübertragungsprozess für die Kreuzstromkonfiguration von Luft und Sorbens. Das Modell von (Yang 2015) kann darüber hinaus auch für Gleich- und Gegenstromkonfigurationen verwendet werden. Sowohl (Yang 2015) als auch (Zhang et al. 2013) nehmen an, dass der Temperatur-, Massenanteil- und Wasserbeladungsgradient nur in Strömungsrichtung des Fluids berücksichtigt wird. Die Filmdicke sowie der Wärmeübergangskoeffizient des Sorbens werden bei den beiden Modellen im Vergleich zu (Saman und Alizadeh 2000) und der Wärmeübergangskoeffizient im Vergleich zu (Kozubal et al. 2014) nicht berücksichtigt. Der Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten der Luft und der Wärmeübergangskoeffizient des Wassers sind bei beiden Modellen global und konstant. Außerdem sind bei beiden Modellen die Geometriedaten sowie Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten in  $NTU_{wü}$  und in  $NTU_{sü}$  gefasst.  $Le$  und  $NTU_{wü}$  sowie  $NTU_{sü}$  gehören bei (Yang 2015) und vermutlich auch bei (Zhang et al. 2013) zu den Eintrittsgrößen. Im Vergleich zu den anderen beschriebenen  $NTU$ - $Le$ -Modellen berücksichtigt lediglich (Yang 2015) bei seinem Modell die Teilbenetzung der Austauschfläche durch einen Faktor. Des Weiteren wird dort, wo die Übertragungsfläche unbenetzt ist, die Wärmeübertragung zwischen der Luft und dem Kühl- bzw. Heizwasser berücksichtigt. Hierfür muss jedoch der Wärmeübergangskoeffizient der Luft  $\alpha_L$  angegeben werden. Außerdem kann bei (Yang 2015)  $NTU_{sü}$  analog zur logarithmischen mittleren Temperaturdifferenz (LMTD) von Messdaten bzw. Simulationsdaten ermittelt werden. Beide Modelle wurden validiert. Das Modell von (Zhang et al. 2013) wurde für den Absorptionsprozess anhand von eigenen Messdaten und Messdaten aus der Literatur validiert. Die Abweichung der simulierten Temperatur und Wasserbeladung der Luft am Austritt beträgt maximal 10 % bei den eigenen Messdaten und 13 % bei den Messdaten von (Kessling et al. 1998) und (Lowenstein et al. 2006). (Yang 2015) validierte sein Modell mit den Messdaten für Absorptionsprozess von (Zhang et al. 2013). Die durchschnittliche Abweichung für den Dampfmassenstrom war 5,6 % (maximal 12,3 %) und für die Enthalpieänderung der Luft 4,5 % (maximal 9,7 %). Für die Modellvalidierung wurde  $Le=1$  eingesetzt und  $NTU_{sü}$  sowie  $NTU_{wü}$  wurde zunächst von den Messdaten berechnet und eingesetzt.

Für die Validierung des Regenerationsmodells gibt es bei (Zhang et al. 2013) sowie bei (Yang 2015) keine Angaben. Die  $NTU_{wü}$  und  $NTU_{sü}$  wurden anhand von den Messdaten ermittelt und trotzdem tritt bei (Zhang et al. 2013) eine gewisse Abweichung auf.

In der Tab. 4 ist der durchgeführte Literaturüberblick über NTU-Le-Modelle zusammengefasst.

**Tab. 4: Zusammenfassung des Literaturüberblicks von NTU-Le-Modellen**

Modelltyp/ Knoten	Strömungs- konfiguration	Prozess	Le	Eintrittsgrößen	Literatur
NTU-Le FDM	Kreuzstrom	Absorption (Verdunstungs- kühlung)	K.A.	K.A.	Saman und Alizadeh 2000
NTU-Le FDM	Kreuzstrom	Absorption	K.A.	$\alpha_L, \beta$	Kozubal et al. 2014
NTU-Le FDM	Kreuzstrom	Regeneration (adiabat)	Le von $\beta$	$\beta$	Li et al. 2017
NTU-Le FDM	Gegen-, Gleich-, Und Kreuzstrom	Absorption/ Regeneration	Eingangsgröße	$NTU_{sü}, Le,$ $NTU_{wü},$ Benetzung	Yang 2015
NTU-Le FDM	Kreuzstrom	Absorption/ Regeneration	K.A.	K.A. aber vermutlich $NTU_{sü}, NTU_{wü}$	(Zhang et al. 2013)

\*Zusätzliche Eintrittsgrößen zu Temperaturen und Massenströmen der Fluide sowie zu der Wasserbeladung der Luft und zu dem Massenanteil des Sorbens

Eine Übersicht über die Validierung der entwickelten Komponentenmodellen von der Literatur mit der Abweichungsangaben ist in Tab. 5 aufgestellt.

**Tab. 5: Übersicht über Validierung der entwickelten Komponentenmodelle**

Modell	Prozess & Validierung	Abweichung	Anmerkung
$\epsilon$ -NTU Stevens et al. 1989	Absorption(adiabat) Messung(dynamisch)	$\Delta T_{L,aus, Max}=1,2$ K $\Delta x_{aus, Max}=0,6$ gw/kg <sub>tr.L</sub>	$NTU_{sü}$ von Messung Le=1
	Absorption(adiabat) Messung	$\Delta T_{L,aus, Max}=3$ K $\Delta x_{aus, Max}=1,2$ gw/kg <sub>tr.L</sub> $\Delta T_{S,aus, Max}=1,6$ K	Abweichung wegen Le=1 und Messunsicherheit
$\epsilon$ -NTU	Absorption(adiabat)	$\Delta T_{L,aus}=2,9$ %	MR=0,78-1,8

Pahlavanzadeh und Nooriasl 2012	Messung	$\Delta x_{\text{aus}}=6,6 \%$ $\Delta T_{\text{S,aus}}=2 \%$	NTU <sub>SÜ</sub> von Messdaten
$\epsilon$ -NTU Yang 2015	Absorption(adiabat) Messung	$\Delta H_{\text{L,aus}}=12 \%$ $\Delta \dot{m}_v=2,2 \%$	MR=0,15-0,24 Le=1 und NTU <sub>SÜ</sub> von Messung
$\epsilon$ -NTU Naik et al. 2016	Absorption(adiabat) Messung	$\Delta T_{\text{L,aus}}=0,4 \text{ K}$ $\Delta \dot{m}_v=1,8 \%$ (Max. 7 %) $\Delta T_{\text{S,aus}}=0,4 \text{ K}$	MR=0,06-0,08 NTU <sub>WÜ</sub> und NTU <sub>SÜ</sub> von Messung Falls $T_{\text{S,ein}}=T_{\text{L,ein}}$ , Modell kann den Prozess nicht abbilden
$\epsilon$ -NTU Mohaisen	Absorption(adiabat) Messung	$\Delta T_{\text{L,aus, Max}}=2,5 \text{ K}^*$ $\Delta x_{\text{aus, Max}}=30 \%$ * $\Delta T_{\text{S,aus, Max}}=1,8 \text{ K}^*$	MR=0,15-0,238
	Regeneration(adiabat) t) Messung	$\Delta T_{\text{L,aus, Max}}=7,5 \text{ K}^*$ $\Delta x_{\text{aus, Max}}=27 \%$ * $\Delta T_{\text{S,aus, Max}}=0,9 \text{ K}^*$	-
$\epsilon$ -NTU Qi et al. 2013	Absorption, Simulation	$\Delta x_{\text{aus,Max}}=20 \%$ $\Delta H_{\text{L,Max}}=20 \%$ $\Delta H_{\text{S,Max}}=10 \%$ $\Delta T_{\text{W,aus}}=5 \%$	Korrelationen für die Effektivitäten sind von diesen Simulationsergebnissen ermittelt
	Regeneration, Simulation	$\Delta x_{\text{aus,Max}}=15 \%$ $\Delta H_{\text{L,Max}}=10 \%$ $\Delta H_{\text{S,Max}}=10 \%$ $\Delta T_{\text{W,aus}}=5 \%$	
	Absorption& Regeneration, Messung	$\Delta x_{\text{aus,Max}}=30 \%$	Abweichung wegen Messunsicherheit.
	Absorption, Messung	$\Delta x_{\text{aus,Max}}=20 \%$	MR=10 -241 $T_{\text{KW,ein}}$ ist niedriger als Taupunkttemperatur
NTU-Le Li et al. 2017	Regeneration (adiabat) Messung	$\Delta T_{\text{L,aus,Max}}=10 \%$ $\Delta x_{\text{aus,Max}}=10 \%$	MR=0,25 NTU <sub>SÜ</sub> von Messung
NTU-Le Yang 2015	Absorption Messung	$\Delta H_{\text{L,aus}}=4,5 \%$ (Max.9 %) $\Delta \dot{m}_v=5,6 \%$ (Max.12,3 %)	MR=2-9 Le=1, NTU <sub>SÜ</sub> und NTU <sub>WÜ</sub> von Messung

NTU-Le Kozubal et al. 2014	Absorption Messung	$\Delta \dot{m}_{V, \text{Max}} = 10 \%$ $\Delta T_{\text{aus}} = 0,9 \text{ K}$ für Luft Sorbens und Kühl- Wasser	-
NTU-Le Zahng et al 2013	Absorption Messung	$\Delta T_{L, \text{aus}, \text{Max}} = 10 \%$ $\Delta x_{\text{aus}, \text{Max}} = 10 \%$	MR=2-9
	Absorption Messung	$\Delta x_{\text{aus}, \text{Max}} = 13 \%$	MR=10-240

\* Selbstevaluation

### 3.3.3 Schlussfolgerungen

In der Literaturrecherche konnte kein  $\epsilon$ -NTU-Modell identifiziert werden, das beide Prozesse, d.h. sowohl den Absorptions- als auch den Regenerationsprozess im adiabaten sowie im nicht-adiabaten Betrieb für Kreuzstromkonfiguration mit hinreichender Genauigkeit abbilden kann. Die Modelle von (Qi et al. 2013) und (Andrusiak et. al 2010) sind vereinfachte  $\epsilon$ -NTU-Modelle, die auf Korrelationen anhand von Messdaten beruhen. Die Nachteile hier sind, dass sie entweder hohe Abweichungen zeigen (Qi et al. 2013) oder müssen mehrmals angepasst werden (Andrusiak et. al 2010).

Es wird deutlich, dass für alle bekannten NTU-Le-Modelle der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  und der Stoffübergangskoeffizient  $\beta$  bzw.  $NTU_{w\ddot{u}}$  und  $NTU_{s\ddot{u}}$  sowie die Lewis-Zahl  $Le$  vorzugeben sind. Außerdem ist die Rechenzeit sehr aufwändig. Deswegen werden NTU-Le-Modell für Langzeitsimulationen bisher nicht verwendet.

In Kapitel 4 wird ein neu entwickeltes  $\epsilon$ -NTU-Modell zur Abbildung von adiabaten und nicht-adiabaten Absorptions- sowie Regenerationsprozessen dargestellt, in dem sämtlichen Parameter mithilfe gängiger Korrelationen modelliert werden und das für Jahressystemsimulationen geeignet ist.

## 3.4 Die Systemmodelle

Zum Abbilden der Wärme- und Stoffübertragungsprozesse in einem Flüssigsorptionssystem haben (Crofoot 2012), (Kozubal et al. 2014), (Mohaisen und Ma 2015), (Zhang et al. 2013) und (Yang 2015) unterschiedliche Systemmodelle entwickelt.

### 3.4.1 Wärme- und Stoffübertragung

Die verwendeten Absorber- und Regeneratormodelle entsprechen den in 3.3.2 beschriebenen Modellen. (Kozubal et al. 2014) verwenden ein auf Korrelationen beruhendes vereinfachtes Modell, (Crofoot 2012) und (Mohaisen und Ma 2015) nutzen

vereinfachte  $\varepsilon$ -NTU-Modelle und (Zhang et al. 2013) und (Yang 2015) verwenden NTU-Le-Modelle.

Bei (Crofoot 2012) und (Mohaisen und Ma 2015) werden die Effektivitäten der Wärme- und Stoffübertragung anhand von Korrelationen in Abhängigkeit von Randbedingungen ermittelt. Diese Korrelationen wurden anhand von Messdaten erstellt und mehrmals geändert bzw. angepasst. Bei (Kozubal et al. 2014) basieren das Absorber- und in ähnlicher Weise das Regeneratormodell auf drei Korrelationen zur Berechnung des Kühlwasserwärmestroms, der Enthalpiestromänderung der Luft und des absorbierten Dampfmassenstroms in Abhängigkeit von den Randbedingungen, die anhand von 500 Simulationen mit dem NTU-Le-Modell von (Kozubal et al. 2014) für den Absorptionsprozess und anhand von eigenen Messdaten für den Regenerationsprozess erstellt wurden. Das Absorber- sowie Regeneratormodell in dem Systemmodell von (Mohaisen und Ma 2015) bildet nur den adiabaten Prozess ab während alle anderen Modelle den intern gekühlten und intern geheizten Prozess abbilden können.

### 3.4.2 Sorbensspeicher

Die Systemmodelle von (Crofoot 2012) und (Kozubal et al. 2014) bilden einen Sorbensspeicher ab, während dies bei den anderen Systemmodellen nicht der Fall ist. Bei (Crofoot 2012) wurde der Sorbensspeicher als Ein-Kammerspeicher mit einer homogenen Temperatur und einem homogenen Massenanteil modelliert. (Kozubal et al. 2014) modelliert zwei getrennte Sorbensspeicher (konzentriert und verdünnt) mit Schichtung und möglicher Durchmischung. Eine Durchmischung erfolgt bei vorgegebenen Randbedingungen, um zu verhindern, dass einer der Speicher leerläuft.

Lediglich das Systemmodell von (Crofoot 2012) berücksichtigt die Wärmeverluste im Sorbensspeicher. Dafür müssen die Umgebungstemperatur und ein konstanter UA-Wert vorgegeben werden.

### 3.4.3 Interner Sorbenswärmeübertrager

Alle hier beschriebenen Systemmodelle bilden einen internen Wärmeübertrager zur Wärmerückgewinnung vom Sorbens ab. Das verdünnte Sorbens strömt somit vor Eintritt in den Regenerator an dem erwärmten konzentrierten Sorbens vorbei. Dazu wird bei allen Systemen ein konstanter von Messdaten ermittelter UA-Wert<sub>WRG</sub> bzw.  $\varepsilon_{WRG}$  vorgegeben.

### 3.4.4 Modellanwendung

Die Modelle von (Crofoot 2012), (Kozubal et al. 2014) und (Mohaisen und Ma 2015) eignen sich grundsätzlich für die Simulation mit sowohl stationären als auch dynamischen Randbedingungen. Die Modelle von (Yang 2015) und (Zhang et al. 2013)

sind dagegen aufgrund der rechenzeitaufwändigen Modellierung nur zur Abbildung des stationären Zustands anwendbar und können daher für Langzeitsimulation nicht eingesetzt werden.

### 3.4.5 Modellvalidierung

Bezüglich der Modellvalidierung wurde das Systemmodell von (Crofoot 2012) anhand von eigenen dynamischen Messungen validiert. Für eine sechsstündige Messung war die mittlere Abweichung der simulierten Temperatur und Wasserbeladung der Luft am Austritt des Absorbers von der gemessenen Temperatur und Wasserbeladung 2 %. Die mittlere Abweichung des absorbierten Dampfmassenstroms für dreitägige Systemmessungen von dem gemessenen Dampfmassenstrom war 6, 10 und 8 %. Für den Massenanteil des Sorbens im Speicher war die mittlere Abweichung -4, -2 und -1 %. Für die Validierung des Regenerationsprozesses gibt es keine Angaben. Die Übereinstimmung ist sehr gut in Hinsicht auf die Messunsicherheit. Allerdings sind die Effektivitäten von den Messdaten mehrmals angepasst bis die Simulations- und Messdaten miteinander stimmig sind. Für die Validierung den anderen Systemmodelle gibt es keine Angaben. Bei (Yang 2015) und (Mohaisen und Ma 2015) wurden die Komponentenmodelle von dem Absorber und dem Regenerator und bei (Zhang et al. 2013) wurde nur das Absorbermodell validiert (siehe Tab. 5). Tab. 6 fasst die Literaturrecherche über Systemmodell zusammen.

Tab. 6: Zusammenfassung der Literaturrecherche über Systemmodelle

Literatur	Absorber- /Regeneratormodell	Sorbensspeicher- Modell	Eintrittsgrößen*
(Crofoot 2012)	vereinfachtes $\epsilon$ -NTU	Vollständige Durchmischung Einknoten Keine Schichtung	$\epsilon_{WÜ, L}, \epsilon_{SÜ}, \epsilon_{WÜ, S-W}$ für Absorber und Regenerator UA-Wert <sub>Speicher</sub>
(Kozubal et al. 2014)	vereinfachtes Modell	Zweikammerspeicher Mit Durchmischung Und Schichtung	$\Delta\dot{H}_L, \dot{Q}_W, \dot{m}_V$ für Absorber und Regenerator
(Yang 2015)	$\epsilon$ -NTU (adiabat)	Kein Speicher	$\epsilon_{SÜ}/NTU_{SÜ}, Le$ Aufteilraten Benetzung
	NTU-Le		$NTU_{WÜ, L}, NTU_{WÜ, W},$ $NTU_{SÜ}, Le$ Aufteilraten Benetzung
(Mohaisen und Ma 2015)	Vereinfachtes $\epsilon$ -NTU	Kein Speicher	$\epsilon_{WÜ}, \epsilon_{SÜ}$ für Absorber und Regenerator

	Absorptions- und Regenerationsprozess adiabat		Benetzung
(Zhang et al. 2013)	NTU-Le	Kein Speicher	K.A. aber vermutlich $NTU_{SÜ}$ und $NTU_{WÜ}$ Für Absorber und Regenerator

\*Eintrittsgrößen neben den Massenströme, Temperaturen und Massenanteilen bzw. Wasserbeladung der Fluiden und die UA-Werte für Wärmeübertrager (WRG).

Zusammenfassend handelt es sich bei den Absorber- und Regeneratormodellen von (Crofoot 2012), (Mohaisen und Ma 2015) und (Kozubal et al. 2014) um vereinfachte Modelle. Sie basieren auf korrelierten Ansätzen zur Berechnung von Wärme- und Stoffübertragungseffektivitäten ((Crofoot 2012) und (Mohaisen und Ma 2015)) oder dienen zur Berechnung von Enthalpieänderungen der Luft sowie der Wärmeströme des Kühl-/Heizwassers und dem Dampfmassenstrom (Kozubal et al. 2014) anhand von eigenen bzw. in der Literatur zitierten Messdaten. Die Absorber- und Regeneratormodelle von (Yang 2015) und (Zhang et al. 2013) sind NTU-Le-Modelle, bei denen die Werte von NTU für die Wärme- und Stoffübertragung sowie Lewis-Zahl ebenfalls als bekannt vorausgesetzt werden. Das Absorber- und Regeneratormodell von (Mohaisen und Ma 2015) bildet nur adiabate Prozesse ab. Einige der genannten Komponentenmodelle der Wärme- und Stoffübertrager wurden mit Messdaten validiert ((Yang 2015; Zhang et al. 2013; Mohaisen und Ma 2015)), jedoch wurden lediglich bei (Crofoot 2012) Gesamtsystem-Simulationsergebnisse mit Messdaten verglichen. Zum Regenerationsprozess werden jedoch bei (Crofoot 2012) keine detaillierten Angaben gemacht. Darüber hinaus enthalten nur zwei der genannten Systemmodelle ((Crofoot 2012; Kozubal et al. 2014)) Sorptionsspeicher. Ist kein Sorptionsspeicher vorhanden, kann der Sorbensmassenstrom lediglich für einen Wärme- und Stoffübertrager vorgegeben werden. Zudem können nur stationäre Systemzustände abgebildet werden. Die Systemmodelle von (Yang 2015) und (Zhang et al. 2013) können nur zur Modellierung von stationären Zuständen verwendet werden, während die Modelle von (Crofoot 2012), (Kozubal et al. 2014) und (Mohaisen und Ma 2015) auch dynamische Simulationen ermöglichen. Bei allen Systemmodellen wird die Wärmerückgewinnung im Sorbenskreis durch einen UA-Wert bzw. eine Effektivität charakterisiert, die für das untersuchte System als bekannt vorausgesetzt wird.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Gesamtsystemmodell eines Flüssigsorptionssystems entwickelt und anhand von Labormessungen mit stationären und dynamischen Randbedingungen validiert. Das Modell bildet den Absorptions- und den Regenerationsprozess gleichermaßen ab. Die Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten sowie die Effektivität der Wärme- und Stoffübertragung werden nach (VDI-Wärmeatlas 2013) berechnet, sie werden somit nicht als bekannt vorausgesetzt. Der Sorptionsspeicher wird im Systemmodell durch zwei getrennte Behälter abgebildet.

## 4 Modellierung des Sorptionsprozesses

In diesem Kapitel wird das im Fachgebiet entwickelte Finiten-Differenzen-Modell (FDM) eingeführt, weiterhin wird das im Rahmen dieser Doktorarbeit entwickelte Effektivitätsmodell ( $\varepsilon$ -NTU) ausführlich dargestellt.

### 4.1 Finite-Differenzen-Modell (FDM)

Für die Untersuchungen wurde ein dreidimensionales Modell eines Kreuzstromplattenwärme- und Stoffübertragers verwendet. Das Modell basiert auf dem Modell von (Mesquita et al. 2006). Die Wärmeübertragung wird durch physikalische Ansätze der Wärmeleitung nach Fourier und der Konvektion beschrieben. Die Stoffübertragung wird nach Ansätzen der Diffusion nach Fick und auch Konvektion berechnet. Das Modell nimmt ein thermodynamisches Gleichgewicht an der Phasengrenze zwischen Luft und Sorbens an. Der Plattenwärme- und Stoffübertrager wird in ein dreidimensionales Netz (Knoten) aufgeteilt. Das Modell kann sowohl mit konstanter als auch mit variabler Filmdicke des Sorbens simulieren. Es wird eine laminare Luftströmung angenommen, deswegen ergibt sich ein parabolisches Geschwindigkeitsprofil. Das Modell bildet den Sorptionsprozess wahlweise entweder adiabat oder nicht-adiabat ab. Die Platte wird bei nicht-adiabater Absorption oder Regeneration mit Kühl- bzw. /Heizwasser temperiert. Die lokale Temperatur und Kapazitätsströme des Kühl/Heizwassers werden modelliert. In Strömungsrichtung der Luft und des Sorbens wird die Platte beispielsweise in  $200 \times 200$  (Y- und X-Richtung) Knoten diskretisiert. Senkrecht zur Phasengrenze (Z-Richtung) wird der Luftkanal in 29 Knoten und der Sorbensfilm in 20 Knoten diskretisiert. Die Phasengrenze wird durch einen Knoten (in Z-Richtung) repräsentiert. Das Modell bildet die Temperatur und den Massenanteil bzw. die Wasserbeladung an jedem Knoten ab. In der Strömungsrichtung (X- und Y-Richtung) der Luft und des Sorbens wird nur der konvektive Teil der Wärme- und Stoffübertragung berücksichtigt. Hingegen wird senkrecht zur Strömungsrichtung (Z-Richtung) nur der diffusive Teil der Wärme- und Stoffübertragung berücksichtigt. An der Phasengrenze finden die Wärme- und Stoffübertragung nur in Z-Richtung nur durch Diffusion statt. An der Phasengrenze wird anhand der Energie- und Massenbilanz eine Phasengrenztemperatur und ein Massenanteil iterativ (Newton'sches Verfahren) berechnet. Der Dampfdruck sowie Stoffdaten der Luft und des Sorbens werden lokal berechnet.

Folgende Annahmen liegen dem Modell somit zugrunde:

- Voll ausgebildete laminare Strömung aller Fluide
- konvektive Wärme- und Stoffübertragung senkrecht zur Phasengrenze wird vernachlässigt
- Diffusive Wärme- und Stoffübertragung in Strömungsrichtung wird vernachlässigt

- Thermodynamisches Gleichgewicht an der Phasengrenze
- Stationärer Zustand
- Gleichmäßige Verteilung der Luft und des Sorbens
- konstanter Wärmedurchgangswiderstand durch die Übertragerplatte zwischen Kühl-/Heizwasser und Sorbens
- Für den Vergleich mit EFFM: Filmdicke ist konstant, Benetzung mit Sorbens ist vollständig

Mehr Informationen über das FDM sind in (Jordan et al. 2018) und in (Mützel 2010) enthalten.

### 4.2 $\epsilon$ -NTU-Modell (EFFM)

Ein bestehendes  $\epsilon$ -NTU -Modell (EFFM) wurde im Rahmen dieser Doktorarbeit in Fortran 90 erweitert und anhand von Messdaten verschiedener Anlagen sowohl für den Absorptionsprozess als auch für den Regenerationsprozess validiert. Das ursprüngliche EFFM wurde anhand von Messdaten von einem adiabaten Plattenabsorber und einem nicht-adiabaten Rohrbündelabsorber und einem Rohrbündelregenerator validiert. Dabei ergaben sich jedoch relativ hohe Modellunsicherheiten. So lag die mittlere Abweichung der Simulationsergebnisse im Vergleich zu den Messergebnissen für den Rohrbündelabsorber bei ca. 30 bis 50 % für den Dampfmassenstrom und bei ca. 10 K für die Temperaturerhöhung der Luft (Madow 2014; Alymkolov 2015). Die mittlere Abweichung für den adiabaten Plattenabsorber betrug 33 % für den Dampfmassenstrom und 1,7 K für die Temperaturerhöhung der Luft.

Das in dieser Arbeit modifizierte Simulationsmodell ist für die Berechnung eines adiabaten und nicht-adiabaten Absorptionsprozesses für Platten- und Wellplatten- sowie für Rohrbündelabsorber anwendbar. Außerdem kann das Modell den Regenerationsprozess für einen Rohrbündelregenerator sowie für einen Regenerator mit Wellplatten abbilden. Die Weiterentwicklung bzw. Erweiterung des Modells enthält die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten zwischen der Luft und der Phasengrenze, zwischen dem Sorbens und der Rohrwand und zwischen dem Kühl-/Heizwasser und der Rohrwand. Außerdem erfolgt die Berechnung der Stoffübertragung abhängig vom Massenstromverhältnis meist luftseitig, kann aber auch sorbensseitig berechnet werden. Das Modell kann eine vollständige oder eine unvollständige Benetzung der Übertragungsfläche mit dem Sorbens berechnen/simulieren. Für die Abbildung der Wärme- und Stoffübertragung können jeweils unterschiedliche Flächen angesetzt werden.

Das  $\epsilon$ -NTU-Modell (EFFM) bildet den Wärme- und Stoffübertragungsprozess innerhalb eines offenen Sorptionsprozesses ab. Sowohl der Absorptionsprozess (mit und ohne interne Kühlung) als auch der Regenerationsprozess kann mit dem EFFM berechnet werden.

Die Wärmeübertragungsfläche wird durch Kühl-(Absorption) oder Heizwasser (Regeneration) temperiert. Es treten mehrere miteinander verknüpfte Übertragungsprozesse auf:

- Es wird Wärme zwischen Luft und Sorbens übertragen, abhängig von den Temperaturen der Luft und des Sorbens an der Phasengrenze zwischen der beiden Fluiden
- Beim Absorptionsprozess wird Wasserdampf der Luft an der Phasengrenze absorbiert. Hingegen wird bei der Regeneration das Wasser des Sorbens an der Phasengrenze regeneriert. Das treibende Potential ist die Dampfdruckdifferenz zwischen der Luft und dem Sorbens an der Phasengrenze. Diese Dampfdruckdifferenz ist von der Temperatur und dem Massenanteil des Sorbens sowie von der Temperatur und Wasserbeladung der Luft an der Phasengrenze abhängig. Die Sorptionsenthalpie (Summe der Verdampfungs- und Verdünnungsenthalpie) wird dabei umgesetzt und die Temperatur der Phasengrenze wird geändert
- Je nach Luft- und Sorbenstemperatur wird die Wärme vom Kühlwasser abgeführt bzw. vom Heizwasser zugeführt

Das Sorbens bildet einen Film mit einer Dicke von ca. 0,03 mm. Daher kann näherungsweise angenommen werden, dass die Temperatur an der Phasengrenze gleich der Temperatur des Sorbens an der Übertragungsplatte ist.

Nach der Differentialrechnung ist zu erwarten, dass es eine effektive Phasengrenztemperatur gibt, die der mittleren Temperatur des unbekanntes Temperaturfelds entspricht. Diese effektive Phasengrenztemperatur wird iterativ bestimmt und zur Berechnung der Wärme- und Stoffübertragung verwendet.

Die dimensionslose Temperaturänderung (Effektivität) der Luft bzw. des Kühl-/Heizwassers kann unabhängig von der Bauart bzw. der Strömungsführung nach folgender Beziehung nach (VDI-Wärmeatlas 2013) berechnet werden:

$$\varepsilon_i = 1 - \exp(-NTU_i) \quad 4-1$$

Bei  $NTU > 5$  erreicht die Effektivität annähernd ihren maximalen Wert von 1.

### Wärmeübertragung zwischen Luft und Sorbens

Die Anzahl der Übertragungseinheiten der Luft ( $NTU_L$ ) wird wie folgend ermittelt:

$$NTU_L = \frac{\alpha_L \cdot A_{L,WÜ}}{\dot{m}_L \cdot c_{p,L}} \quad 4-2$$

Die Berechnung von  $\alpha_L$  erfolgt nach (VDI-Wärmeatlas 2013) nach Gleichung 4-3. Für die Plattengeometrie werden zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten die Ansätze für einen ebenen Spalt angewendet. Ursprünglich wurden die Ansätze der

Strömung im Ringspalt verwendet. Dies wurde jedoch geändert. Im Vergleich zum Ansatz eines Ringspalttes erhöht sich der Wärmeübergangskoeffizient der Luft um 5 bis 7 %.

Die Berechnung der Nußeltzahl für Platten- und Rohrbündelgeometrie ist in Anhang 8.8.1 und 8.8.2 dargestellt.

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_L$  aus  $Nu_L$  erfolgt nach folgender Gleichung:

$$\alpha_L = \frac{\cdot Nu \cdot \lambda_L}{d_H} \quad 4-3$$

Die dimensionslose Temperaturänderung der Luft (Effektivität)  $\varepsilon_L$  wird nach Gleichung 4-4 ermittelt, die Austrittstemperatur der Luft kann dann in Abhängigkeit von der (unbekannten) Phasengrenztemperatur  $T_{PG}$  nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$\varepsilon_L = \frac{T_{L,aus} - T_{L,ein}}{T_{PG} - T_{L,ein}} \quad 4-4$$

### Wärmeübertragung zwischen Sorbens und Heiz- bzw. Kühlwasser

Analog zur Luft wird jeweils  $NTU_W$  sowie  $\varepsilon_W$  und  $T_{W,aus}$  nach Gleichungen 4-5, 4-1 und 4-6 berechnet.

$$NTU_W = \frac{U \cdot A_{W,WÜ}}{\dot{m}_W \cdot c_{p,W}} \quad 4-5$$

$$\varepsilon_W = \frac{T_{W,aus} - T_{W,ein}}{T_{PG} - T_{W,ein}} \quad 4-6$$

Der U-Wert (Gleichung 4-10) zwischen dem Wasser und der Phasengrenze berechnet sich aus dem Wärmeübergangskoeffizienten zwischen dem Wasser und der Wand  $\alpha_W$ , der Wärmeleitung durch die Wand und dem Wärmeübergangskoeffizienten zwischen dem Sorbens und der Wand  $\alpha_s$ . Die Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_W$  und  $\alpha_s$  werden je nach Bauart bzw. der Strömungsführung des Wassers bzw. des Sorbens nach (VDI-Wärmeatlas 2013) bestimmt, siehe Anhang 8.8. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Rohrwand und Kühl-/Heizwasser  $\alpha_W$  erfolgt je nach Reynolds-Zahl (siehe Anhang 8.8.3).

Der Wärmeübergangskoeffizient des Sorbens  $\alpha_S$  beschreibt die Wärmeübertragung vom Sorbens an die Rohrwand sowohl in der AILR-Anlage als auch im Rohrbündelwärme- und Stoffübertrager. Dieser spielt eine große Rolle bei der Wärme- und Stoffübertragung insbesondere bei einer hohen Temperaturdifferenz zwischen dem Kühl- bzw. Heizfluid und dem Sorbens. Für die Berechnung von  $\alpha_S$  wird zuerst die Filmdicke ( $\delta$ ) aus der Nußelt'schen Wasserhauttheorie ermittelt (Gleichung 4-7) und dann wird die Geschwindigkeit ( $v$ ) des Sorbens nach der Gleichung 4-8 berechnet.

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \dot{m}_{S,\text{ein}} \cdot \eta_S}{\rho_S \cdot g}} \quad 4-7$$

$$v = \frac{\dot{m}_{S,\text{ein}}}{\rho_S \cdot \delta \cdot y} \quad 4-8$$

Hier ist  $y$  die Plattenlänge in Luftrichtung.

Für die AILR-Anlage fließt das Sorbens an den Platten und Rohrbündeln herab. Die Berechnung von  $\alpha_S$  erfolgt durch die Gleichung 4-4 (siehe Anhang 8.8.2) mit dem Korrekturfaktor  $f_A$  für fluchtende Rohrbündel.

Für den Wärme- und Stoffübertrager in Rohrbündelbauweise fließt das Sorbens ausschließlich am Rohr herab. Die Filmdicke wird nach Gleichung 4-7 ermittelt. Die Geschwindigkeit wird als Funktion der Querschnittsfläche (Ringspalt) und des Sorbensvolumenstroms für ein Rohr berechnet. Die Nußelt-Zahl wird für laminare Strömung nach Gleichung 4-9 nach (VDI-Wärmeatlas 2013) berechnet.

$$Nu_{\text{lamin}} = 0.664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad 4-9$$

Diese Gleichung gilt für  $Re < 10^5$  und  $Pr > 0.5$ . Hier entspricht  $d_H$  der Rohrlänge. Der Wärmedurchgangskoeffizient  $UA$  zwischen dem Kühl-/Heizwasser und der Phasengrenze wird als Funktion von  $\alpha_S$ ,  $\lambda/\delta$ , und  $\alpha_W$  nach Gleichung 4-10 ermittelt.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\alpha_W \cdot d_i \cdot \pi \cdot L_{\text{Rohr}}} + \frac{\text{Log} \frac{d_a}{d_i}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\text{Rohr}} \cdot L_{\text{Rohr}}} + \frac{1}{\alpha_S \cdot d_a \cdot \pi \cdot L_{\text{Rohr}}} \quad 4-10$$

Für den Rohrbündelwärme- und Stoffübertrager müssen bei der Berechnung des UA-Werts zusätzlich die Wärmeleitung durch die Beschichtung und das Textil zusätzlich berücksichtigt werden.

Die Temperatur der Phasengrenze ( $T_{PG}$ ) zwischen der Luft und dem Sorbens wird zuerst angenommen. Anschließend wird der Dampfdruck an der Phasengrenze berechnet und damit können der Massenanteil des Sorbens  $\xi_{PG}$  und die Wasserbeladung der Luft  $x_{PG}$  an der Phasengrenze im Gleichgewichtszustand als Funktionen vom Dampfdruck und Temperatur an der Phasengrenze berechnet werden.

Nach der Berechnung von  $\alpha_L$  wird analog nach der Beziehung nach Lewis (Baehr und Stephan 2013) der Stoffübergangskoeffizient  $\beta_L$  nach folgender Gleichung berechnet:

$$\frac{Sh}{Nu} = \frac{\beta_L \cdot \lambda}{\alpha_L \cdot D} = \left(\frac{Sc}{Pr}\right)^m = Le^m \quad 4-11$$

Für  $m = \frac{1}{3}$  kann  $\beta_L$  aus folgender Gleichung berechnet werden:

$$\beta_L = \frac{\alpha_L \cdot D}{\lambda} \cdot Le^{\frac{1}{3}} \quad 4-12$$

$D$  ist der Diffusionskoeffizient des Wasserdampfs in der Luft,  $\lambda$  ist die Wärmeleitfähigkeit und  $Le$  ist die Lewiszahl.  $Le$  wird aus Stoffdaten nach folgender Gleichung ermittelt:

$$Le = \frac{Sc}{Pr} = \frac{a}{D} = \frac{\lambda}{D \cdot c_p \cdot \rho} \quad 4-13$$

Nach der Bestimmung des Massenanteils des Sorbens bzw. der Wasserbeladung der Luft an der Phasengrenze wird der maximale Dampfmassenstrom berechnet, der von der Luft bei einem Absorptionsprozess entnommen oder bei einem Regenerationsprozess aufgenommen wird. Hier ist  $x_{PG}$  die Wasserbeladung der Luft an der Phasengrenze im Gleichgewicht mit dem Sorbens, die iterativ berechnet wird.

$$\dot{m}_{v,max,AS} = \dot{m}_{tr,L} \cdot (x_{ein} - x_{PG}) \quad 4-14$$

Analog wird der maximale Wassermassenstrom berechnet, der vom Sorbens aufgenommen bzw. entnommen wird.

$$\dot{m}_{v,max,SS} = \dot{m}_{Salz} \cdot (X_{ein} - X_{PG}) \quad 4-15$$

Wobei  $X$  der Wasseranteil des Sorbens ist und nach folgender Gleichung bestimmt wird:

$$X = \frac{1 - \xi}{\xi} \quad 4-16$$

Das Verhältnis R zwischen dem luftseitigen maximalen Wasserdampfmassenstrom und dem maximalen sorbensseitigen Wassermassenstrom zeigt, an welcher Seite die Stoffübertragung begrenzt ist. Dies ist wichtig für die Ermittlung der Effektivität der Stoffübertragung.

Die Luft und das Sorbens strömen im Kreuzstrom zueinander. Die Effektivität der Stoffübertragung  $\epsilon_{SÜ}$  wird analog zur Wärmeübertragung nach (VDI-Wärmeatlas 2013) für Kreuzstromführung bestimmt.

$$\epsilon_{SÜ} = \frac{1}{R_i \cdot NTU_{SÜ,i}} \cdot \sum_{m=0}^{\infty} \left\{ \left[ 1 - e^{-NTU_{SÜ,i}} \cdot \sum_{j=0}^m \frac{1}{j!} \cdot NTU_{SÜ,i}^j \right] \cdot \left[ 1 - e^{-R_i \cdot NTU_{SÜ,i}} \cdot \sum_{j=0}^m \frac{1}{j!} \cdot (R_i \cdot NTU_{SÜ,i})^j \right] \right\} \quad 4-17$$

Wobei  $NTU_{SÜ}$  die Anzahl der Übertragungseinheiten (Number of Transfer Units) für die Stoffübertragung analog zur Wärmeübertragung ist und wie folgt definiert wird:

$$NTU_{SÜ} = \frac{\beta_L \cdot \rho_L \cdot A_{SÜ}}{\dot{m}_{tr,L}} \quad 4-18$$

Das Verhältnis R wird wie folgt ermittelt:

$$R = \frac{\dot{m}_{v,max,SS}}{\dot{m}_{v,max,AS}} \quad 4-19$$

Falls  $R \geq 1$  bedeutet das, dass die Stoffübertragung an der Luftseite begrenzt ist. Deswegen wird die Stoffübertragung von der Luftseite berechnet. In diesem Fall werden  $NTU_{SÜ}$  und  $R^{-1}$  für die Berechnung von  $\epsilon_{SÜ}$  eingesetzt.

Falls  $R < 1$  ist die Stoffübertragung an der Sorbensseite begrenzt und desweiteren wird die Stoffübertragung von der Sorbensseite berechnet. Das bedeutet: in Gleichung 4-12, Gleichung 4-13 und Gleichung 4-18 statt der Stoffdaten der Luft sowie des Massenstroms der Trockenluft werden die Stoffdaten des Sorbens sowie der Massenstrom des Salzes eingesetzt. Für den Betrieb mit dem Massenstromverhältnis

Sorbens zu Luft zwischen 1:1 bis zu 1:20 ist die Stoffübertragung an der Luftseite begrenzt.

Nach der Berechnung von  $NTU_{SÜ}$  und  $R$  wird  $\varepsilon_{SÜ}$  ermittelt. Falls  $R \geq 1$  wird dann der Dampfmassenstrom wie folgt bestimmt:

$$\varepsilon_{SÜ} = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{v,max,AS}} \quad 4-20$$

Anderenfalls wird Dampfmassenstrom von der folgenden Gleichung bestimmt:

$$\varepsilon_{SÜ} = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{v,max,SS}} \quad 4-21$$

Nun können die Wasserbeladung der Luft sowie der Massenanteil des Sorbens am Austritt von dem erzeugten Dampfmassenstrom und von der bekannten Wasserbeladung sowie dem bekannten Massenanteil am Eintritt anhand der Massenbilanz nach Gleichung 3-3 berechnet werden.

Die Energiebilanz des Prozesses wird nach Gleichung 3-8 zusammengefasst. Es wird nun iterativ nach einem Newton-artigem Verfahren nach einer effektiven Temperatur ( $T_{PG}$ ) gesucht, bei der sowohl die Gleichungen für den Massen-(Gleichung 3-3) als auch der Energieerhaltungssatz (Gleichung 3-8) eingehalten wird.

Setzt man die effektive Temperatur ( $T_{PG}$ ) zu niedrig an, absorbiert rechnerisch einerseits mehr Wasser bzw. regeneriert weniger (Absorptionsprozess ist dann effektiver und Regenerationsprozess ist hingegen schwächer), Luft und Kühlwasser erhalten rechnerisch eine geringe Temperatur. Damit ist die berechnete Summe der austretenden Enthalpieströme geringer als diejenige am Eintritt. Bei einer zu hohen effektiven Temperatur hingegen ergeben die Transportgleichungen höhere Austrittstemperaturen als nach dem Energieerhaltungssatz zulässig ist.

Die Hauptannahmen des Modells sind:

- Idealisierte Strömungsprofil der Luft und des Sorbens
- Ein stationärer Zustand ist eingestellt
- Luft und Sorbens befinden sich im thermodynamischen Gleichgewicht an der Phasengrenze
- Stoffübertragung zwischen Luft und Sorbens findet analog zur Wärmeübertragung statt
- Austrittstemperatur des Sorbens ist gleich der Phasengrenztemperatur
- Keine Wärmeübertragung von oder an die Umgebung (keine Wärmeverluste)

- Nur Wasser bzw. Wasserdampf wird zwischen der Luft und dem Sorbens übertragen

Abb. 11 zeigt den schematischen Modellablauf. Die Modelleintrittsgrößen sind: die Massenströme und die Temperaturen von der Luft sowie dem Sorbens und Wasser. Dazu kommen die Wasserbildung der Luft und der Massenanteil des Sorbens. Das Modell rechnet die Austrittsgrößen in folgenden Schritten:

1. Initialisierung ( $T_{PG}$ ,  $\xi_{PG}$ )
2.  $\alpha_L(\dot{m}_{L,ein}, T_{L,ein}, X_{L,ein})$ ,  $NTU_L$  und  $\epsilon_L$
3.  $\alpha_W(\dot{m}_{W,ein}, T_{W,ein})$ ,  $\alpha_S(\dot{m}_{S,ein}, T_{S,PG}, \xi_{ein})$ ,  $NTU_W$  und  $\epsilon_W$
4.  $T_{L,aus}$
5.  $T_{W,aus}$
6.  $\dot{m}_{v,max,AS}$ ,  $\dot{m}_{v,max,SS}$  und  $R$
7.  $Le$ ,  $\beta_L$  und  $NTU_{S\ddot{U}}$
8.  $\epsilon_{S\ddot{U}}$
9.  $X_{aus}$  und  $\xi_{aus}$
10. Iterative Berechnung von  $T_{PG}$  und  $\xi_{PG}$  Anhand der Energiebilanz

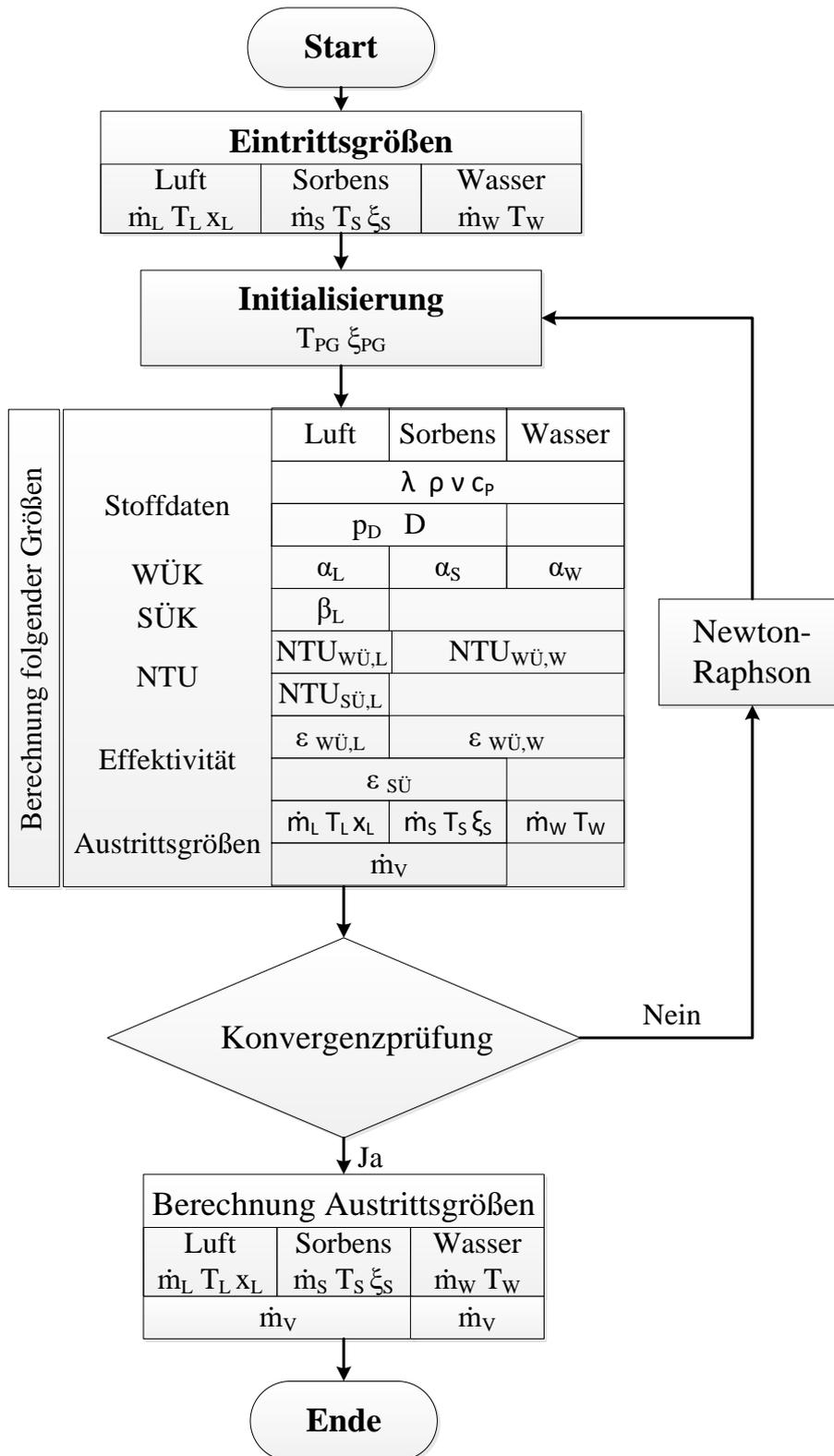


Abb. 11: Schematische Darstellung des Modellablaufs

### 4.3 Vergleich mit bestehenden Modellansätzen

Das entwickelte  $\varepsilon$ -NTU-Modell enthält im Unterschied zu bestehenden Modellen keine empirisch zu ermittelnden Parameter. Die Wärmeübergangskoeffizienten ( $\alpha_L$ ,  $\alpha_s$ ,  $\alpha_w$ ) und der Stoffübergangskoeffizienten  $\beta$  und somit die  $NTU_{WÜ,L-S}$  sowie  $NTU_{WÜ,S-W}$  und  $NTU_{SÜ}$  werden nach (VDI-Wärmeatlas 2013) modelliert. Somit ergeben sich auch die Effektivitäten der Wärme- und Stoffübertragung ( $\varepsilon_{WÜ,L-S}$ ,  $\varepsilon_{WÜ,S-W}$ ,  $\varepsilon_{SÜ}$ ) aus dem Modell. Auch die Lewis-Zahl ist keine Eingangsgröße, sondern wird modelliert. Die Modell-Ein- und Ausgabegrößen sind in Abb. 11 und Abb. 12 dargestellt.

Die Wasserbeladung der Luft und der Salzmassenanteil des Sorbens ergeben sich aus der Lösung der Energie- und Massenbilanz. Dabei wird bei der Berechnung des Stoffübergangs jeweils die begrenzende Seite (Luft- oder sorbensseitig) berücksichtigt. Mit dem Modell lassen sich sowohl adiabate als auch nicht-adiabate Randbedingungen abbilden.

Im Unterschied dazu lassen sich mit dem Modell von (Stevens et al. 1989) nur adiabate Betriebsbedingungen abbilden. Die Werte von  $NTU_{SÜ}$  sind Eingangsparameter und werden somit als bekannt vorausgesetzt. Die Lewiszahl wird ebenfalls entweder als Eingangsparameter eingegeben oder eins gesetzt. Zudem wird eine Gegenstromkonfiguration angenommen. Die Änderung des Sorbensmassenstroms bei der Energiebilanz wird vernachlässigt.

Während bei (Stevens et al. 1989) die Effektivität der Gegenstromkonfiguration zur Berechnung der Wärmeübertragung sowie die Effektivität nach Gleichung 4-1 zur Berechnung der Stoffübertragung eingesetzt wurden, wurde beim EFFM die Effektivität nach Gleichung 4-1 zur Berechnung der Wärmeübertragung und die Effektivität der Kreuzstromkonfiguration zur Berechnung von Stoffübertragung eingesetzt. Vereinfachend wird bei (Stevens et al. 1989) eine lineare Abhängigkeit zwischen der Verdampfungsenthalpie und der Temperatur angenommen. Bei EFFM ist die Abhängigkeit der Wasserbeladung der Luft im Gleichgewicht mit dem Sorbens und der Sorptionsenthalpie (Verdampfungs- und Verdünnungsenthalpie) von der Temperatur nicht linear. Bei der Berechnung von  $NTU_{SÜ}$  (Gleichung 4-18) wird je nach R (Gleichung 4-19) von Luft- oder Sorbensseite berechnet.

Im Modell SorpSim ((Yang 2015), (Yang und Qu 2015) und (Yang et al. 2017)) werden weder der sorbensseitige Wärmeübergangskoeffizient noch die Verdünnungsenthalpie berücksichtigt. Außerdem sind  $Le$ ,  $\alpha_L$ ,  $\alpha_w$ ,  $\alpha_s$ ,  $\beta$ ,  $NTU_L$ ,  $NTU_w$  und  $NTU_{SÜ}$  Eingangsgrößen in das Modell und werden als bekannt vorausgesetzt.

Bei (Kozubal et al. 2014) werden im Vergleich zum EFFM experimentelle Korrelationen zur Bestimmung vom Geschwindigkeitsprofil der Luft im Fall der Verdunstungskühlung zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten und analog mit angenommener  $Le$ -Zahl zur Berechnung des Stoffübergangskoeffizienten eingesetzt. Danach wird anhand eines empirischen Korrekturfaktors die Übertragung von dem Luft-Wasser-Fall

(Verdunstungskühlung) in dem Luft-Sorbens-Fall (Sorption) durchgeführt. Der Wärmeübergangskoeffizient des Sorbens sowie die Le-Zahl sind konstante Parameter; die Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten und somit NTU für Wärme- und Stoffübertragung werden vor der Simulation zuerst beispielsweise von experimentellen Ergebnissen ermittelt und dann in das Modell eingegeben.

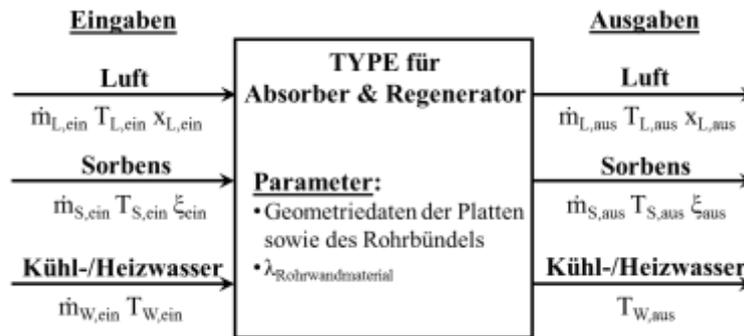


Abb. 12: EFFM: Eingaben und Ausgaben

#### 4.4 Stoffdaten und Bilanzierung

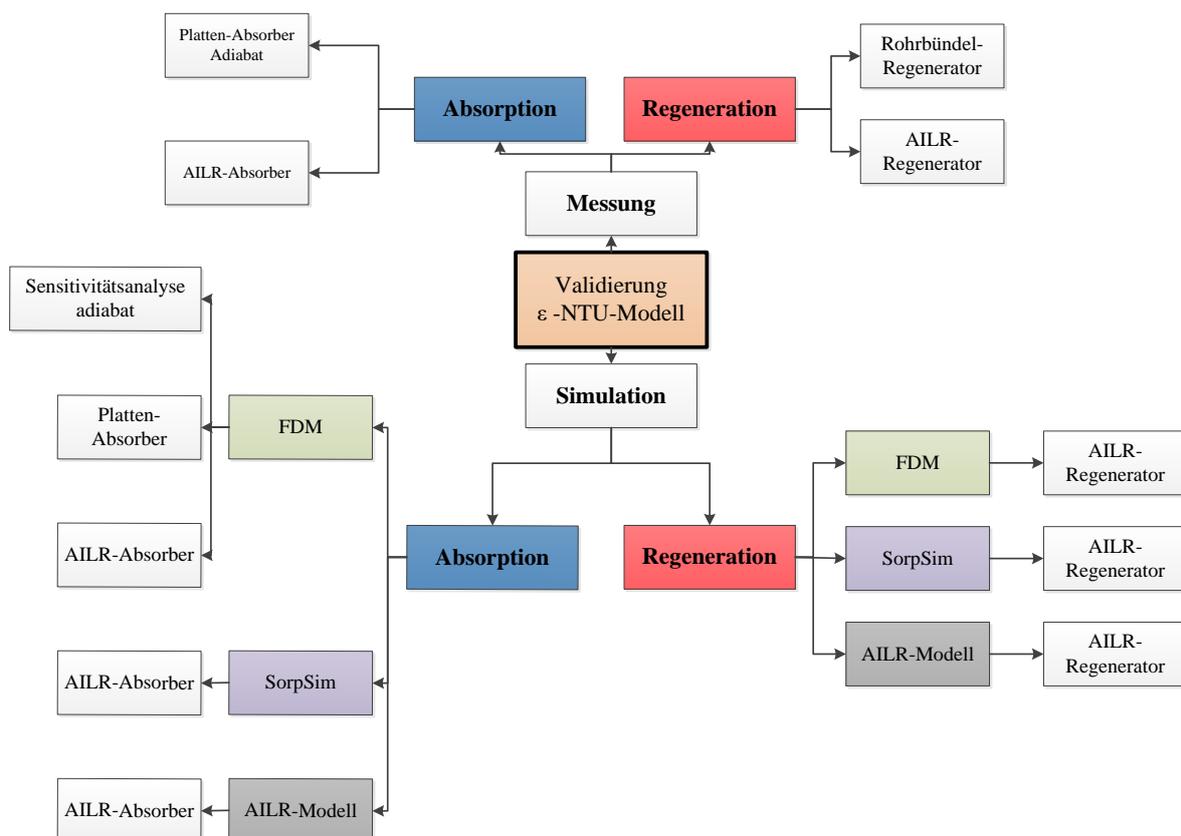
Die Stoffdaten für Luft, Wasser und Sorbens wurden als VBA-Funktionen in einer Excel-Tabelle zur Messungsauswertung hinterlegt. Außerdem wurden die Massen- und Energiebilanzen der Prozesse und Algorithmen zur Berechnung der Fehlerfortpflanzung in der Vorlage implementiert. Die Excel-Vorlage dient für Messungsauswertung und Modellvalidierung.

Anhang 8.7 gibt einen Überblick über die Korrelationen zur Berechnung der Luft- und Sorbenszustände sowie einiger Stoffdaten.

## 5 Validierung des Komponentenmodelles

In diesem Kapitel wird die Validierung des in Kapitel 4 beschriebenen Effektivitätsmodells (EFFM) dargelegt. Das Modell wird anhand von Mess- und Simulationsergebnissen von drei unterschiedlichen Modellen validiert. Die Validierung wird sowohl für den Absorptions- als auch für den Regenerationsprozess durchgeführt. Hierbei werden sowohl adiabate als auch intern gekühlte Absorptionsprozesse betrachtet. Die Messergebnisse stammen von drei Anlagen, eine Plattenabsorber, ein Wellplattenabsorber- und Regenerator sowie ein Rohrbündelregenerator, die in Geometrie und Bauweise unterschiedlich sind. Weiterhin werden die Simulationsergebnisse von dem EFFM mit den Ergebnissen von den FD-Modellen von (Kozubal et al. 2014), SorpSim von (Yang 2015) und im Fachgebiet entwickelten FD-Modell verglichen, bezogen auf den Wärme- und Stoffübertragungsprozess zwischen Messung und Simulation.

Abb. 13 zeigt eine Übersicht über die validierten Wärme- und Stoffübertrager (Platten-, Wellplatten- und Rohrbündelkonstruktionen), numerischen Modelle und Prozesse (Absorption / Regeneration).



**Abb. 13: Übersicht über validierte Komponenten (Konstruktionen), numerische Modelle und Prozesse (Absorption / Regeneration).**

Zur Berechnung der Abweichungen von Simulations- und Messergebnissen werden die Messergebnisse als Referenz betrachtet. Die absoluten und relativen Abweichungen werden somit folgendermaßen nach Gleichungen 5-1 und 5-2 berechnet:

$$\text{Abweichung} = \text{Wert}_{\text{Sim}} - \text{Wert}_{\text{Mess}} \quad 5-1$$

$$\text{Abweichung in [\%]} = \frac{\text{Wert}_{\text{Sim}} - \text{Wert}_{\text{Mess}}}{\text{Wert}_{\text{Mess}}} \times 100 \quad 5-2$$

Mit: Sim: Simulation; Mess: Messung.

### 5.1 Validierung des Wellplattenmodells anhand von Mess- und Simulationsergebnissen

Bei der Parametervariation für den Absorptions- sowie Regenerationsprozess der Komponentenmessung der AILR-Anlage wurden folgende Eintrittsgrößen variiert:

#### Absorptionsprozess:

- Wasserbeladung der Luft bei zwei unterschiedlichen Kühlwassertemperaturen 20 °C und 30 °C
- Kühlwassertemperatur sowie massenstrom
- Luftmassenstrom
- Sorbensmassenstrom

#### Regenerationsprozess:

- Wasserbeladung der Luft
- Heizwassertemperatur sowie -massenstrom
- Sorbensmassenstrom

Da die Komponenten miteinander verschaltet sind, lassen sich die Temperatur und der Massenanteil des Sorbens am Eintritt des Absorbers und des Regenerators nicht unabhängig voneinander variieren. Es stellt sich ein Gleichgewichtszustand ein, der von den Eingangsgrößen der Luft sowie des Kühl-/Heizwasser abhängt. Außerdem hängt der Massenstrom des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators vom Füllstand des Sorbensspeichers (Sump) ab. Dies führt zu einem instationärem Verhalten und unterschiedlichen Massenströmen bei den verschiedenen Messungen. Deswegen werden die Parametervariationen sowohl für gemessene Eingangswerte als auch für die Sollwerte der Eintrittsgrößen (Temperatur, der Massenstrom und der Massenanteil des Sorbens) durchgeführt (Graues Dreieck).

### 5.1.1 Adiabater Absorptionsprozess

Durch die Auswertung der Mess- und Simulationsergebnisse für den adiabaten Betrieb des Absorbers soll das Wärme- und Stoffübertragungsmodell zwischen der Luft und dem Sorbens unabhängig vom Einfluss der internen Kühlung auf den Absorptionsprozess validiert bzw. bewertet werden.

Die Eintritts- und Austrittsgrößen sowie die evaluierten Werte der Wasserdampfmassenströme und Bilanzkoeffizienten zweier Messungen sind in Tab. 7 und in Tab. 8 dargestellt. Beim zweiten Versuch ist die Eintrittstemperatur der Luft sowie des Sorbens ca. 10 K höher und die Wasserbeladung der Luft ca. doppelt so hoch wie beim ersten Versuch.

**Tab. 7: Adiabate Absorptionsmessungen, AILR-Anlage: Eintrittsgrößen für die Simulation**

Versuch	$\dot{m}_{L,\text{ein}}$	$T_{L,\text{ein}}$	$x_{L,\text{ein}}$	$\dot{m}_{S,\text{ein}}$	$T_{S,\text{ein}}$	$\xi_{\text{ein}}$
-	kg/h	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub>	kg/h	°C	kg <sub>salz</sub> /kg <sub>s</sub>
1	1187	20,6	11,9	313	33,9	0,353
2	1160	30,2	21,3	319	42,1	0,354

**Tab. 8: Messdaten am Austritt des adiabaten Absorptionsprozesses mit dem ermittelten Wasserdampfmassenstrom sowie den Massen- und Energiebilanzkoeffizienten, AILR-Anlage**

Versuch	$T_{L,\text{aus}}$	$x_{L,\text{aus}}$	$T_{S,\text{aus}}$	$\xi_{\text{aus}}$	$\dot{m}_{v,AS}$	$\kappa_m$	$\kappa_{e,AS}$
-	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub>	°C	kg <sub>salz</sub> /kg <sub>s</sub>	kg <sub>w</sub> /h	-	-
1	32,2	8,3	31,1	0,348	4,4	0,9	1,0
2	41,3	15,5	42,7	0,347	6,6	1,2	1,3

Abb. 14 stellt den gemessenen und den mit dem EFFM- sowie FDM-berechneten absorbierten Wasserdampfmassenstrom dar. Die Temperaturdifferenz zwischen Luft und Sorbens am Eintritt des Absorbers ist in beiden Messungen ungefähr gleich. Die konvektive Wärmeübertragung ist in beiden Versuchen am Eintritt des Absorbers daher ungefähr gleich. Der absorbierte Dampfmassenstrom ist beim zweiten Versuch höher aufgrund der höheren Wasserbeladung der Luft am Eintritt.

Der luftseitig ermittelte Wasserdampfmassenstrom (gelbe Säule) ist beim ersten Versuch niedriger als der sorbensseitige (orangene Säule) und beim Versuch 2 höher (siehe  $\kappa_m$  in Tab. 8). Die Ursache hierfür sind hohe Messunsicherheiten auf der Sorbensseite. Die sind darauf zurückzuführen, dass Temperatur- und Dichtemessungen nicht direkt hinter den Komponenten erfolgen, sondern die Eintrittswerte der jeweils anderen Komponente (nach Durchmischung im Speicher) verwendet werden. Daher werden die Messunsicherheiten auf der Sorbensseite nicht

näher evaluiert und für die folgenden Untersuchungen der Simulationsergebnisse die luftseitigen Messergebnisse betrachtet.

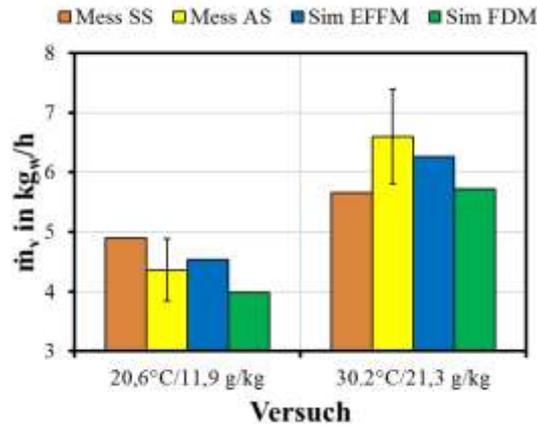


Abb. 14: Gemessener luft- (AS) und sorbenseitig (SS) und von EFFM sowie FDM berechneter absorbiertes Dampfmassenstrom für adiabaten Absorptionsprozess

Für Versuch 1 ist der Energiebilanzfaktor  $\kappa_e = 1,0$  und für Versuch 2 ist  $\kappa_e = 1,3$ . Das kann auf den Fehler bei der Messung von Sorbendichte und -temperatur sowie Lufttemperatur am Austritt zurückgeführt werden. Die Messung der Lufttemperatur hinter dem Absorber erfolgt hinter dem Luftventilator für den Versuch 2, weswegen die gemessene Temperatur um die Temperaturerhöhung durch den Ventilator anhand der gemessenen Ventilatorleistung korrigiert wird. Beim Versuch 1 wurde der Sensor vor dem Ventilator installiert.

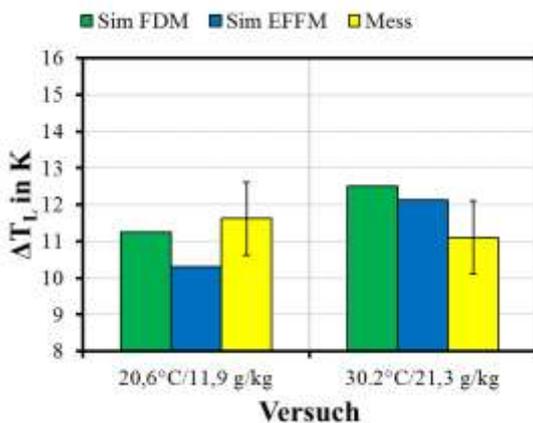


Abb. 15: Gemessener und von EFFM sowie FDM berechneter Temperaturerhöhung der Luft für adiabaten Absorptionsprozess, AILR-Anlage

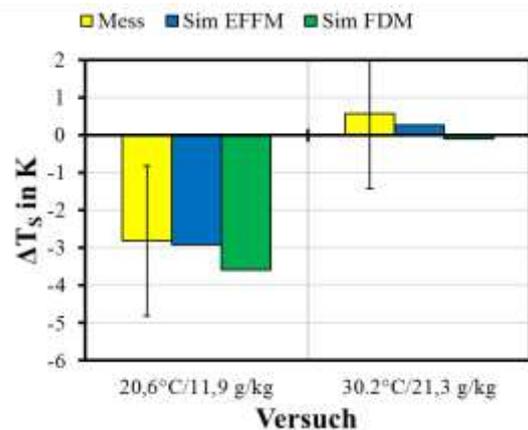


Abb. 16: Gemessener und von EFFM sowie FDM berechneter Temperaturabsenkung des Sorbens für adiabaten Absorptionsprozess, AILR-Anlage

Die gemessene und berechneten Temperaturänderungen der Luft und des Sorbens sind in der Abb. 15 und Abb. 16 dargestellt. Beim Versuch 2 wird aufgrund des höheren absorbierten Dampfmassenstroms mehr Energie freigesetzt als beim Versuch 1. Trotzdem ist die gemessene Temperaturerhöhung der Luft für beide Versuche ungefähr gleich und beträgt ca. 11 K. Dies ist zum Teil auf Messunsicherheiten zurückzuführen. Da die treibende Temperaturdifferenz zwischen Luft und Sorbens am Eintritt in beiden Versuchen ungefähr gleich hoch ist, ist der konvektive Wärmetransport ungefähr gleich und die Wärme wird durch das Sorbens abtransportiert. Die Simulationsergebnisse von sowohl EFFM als auch FDM zeigen im Vergleich zu den Messergebnissen der Lufttemperaturerhöhung eine Erhöhung von ca. 1,5 K bei dem Versuch 2 Vergleich zum Versuch 1. Dies kann in den Messfehler bei der Austrittstemperatur der Luft im Versuch 2 zurückgeführt werden.

Die Temperatur des Sorbens am Eintritt ist bei Versuch 1 ca. 12 K und bei Versuch 2 ca. 13,5 K höher als die Lufttemperatur. Allerdings wird das Sorbens bei Versuch 1 abgekühlt, aber bei Versuch 2 aufgrund der höheren freiwerdenden Absorptionswärme kaum erwärmt. Das EFFM berechnet den absorbierten Wasserdampfmassenstrom ( $\dot{m}_v$ ) mit einer maximalen Abweichung von 5 % (Referenz sind die luftseitigen Messergebnisse). Die berechnete Temperaturänderung der Luft und des Sorbens weicht von den gemessenen Werten um maximal 1,3 K für die Luft und 0,3 K für das Sorbens ab. Das FDM berechnet  $\dot{m}_v$  mit einer maximalen Abweichung von 13 %. Die berechnete Temperaturänderung der Luft und des Sorbens weicht von den gemessenen Werten 1,4 K und 0,8 K ab. Die berechneten Ergebnisse (Dampfmassenstrom und Temperaturänderung des Sorbens) liegen im Bereich der Messunsicherheiten, außer bei der Temperaturänderung der Luft. Beide Modelle, sowohl das EFFM als auch das FDM, bilden die Messwerte gut nach. Bei dem FDM wird tendenziell weniger Wärme an das Sorbens und mehr an die Luft übertragen im Vergleich zum EFFM. Die maximale Abweichung zwischen den beiden Modellen hinsichtlich  $\dot{m}_v$  beträgt 14 % (FDM dient als Referenz). Für  $\Delta T_L$  und  $\Delta T_S$  beträgt die maximale Abweichung 0,9 K und 0,7 K.

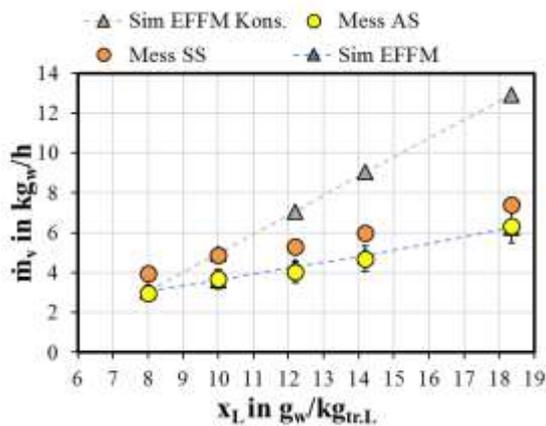
### 5.1.2 Intern gekühlter Absorptionsprozess

#### Variation der Wasserbeladung der Luft

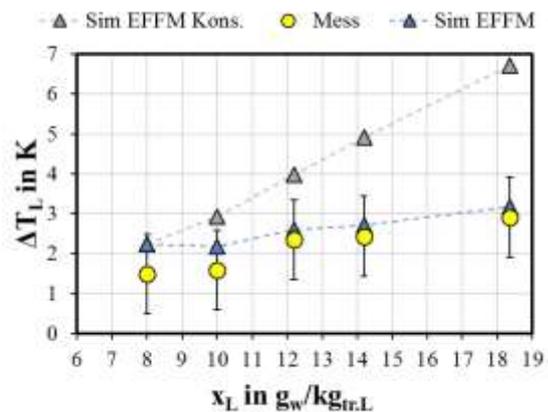
Die Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers wurde von 8 bis 18 g<sub>w</sub>/kg<sub>tr.L</sub> variiert. Der Absorptionsprozess wird mit interner Kühlung betrieben. Die hier verwendeten Messwerte für den Absorber stammen von Systemmessungen. Der Massenanteil und die Temperatur sowie der Massenstrom des Sorbens werden nicht vorgegeben. Der Massenstrom sowie die Temperatur der Luft und des Kühlwassers sind für alle Messungen nahezu gleich. Die Randbedingungen und die Austrittsgrößen der Messungen VII.1-VII.5 sind in Tab. 23 und Tab. 24 im Anhang dargestellt.

In Abb. 17 ist der Wasserdampfmassenstrom in Abhängigkeit von der Wasserbeladung dargestellt. Je höher die Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers ist, desto mehr Dampf wird absorbiert und folglich desto mehr Energie wird frei. Je höher die Wasserbeladung der Luft ist, desto höher ist deren Wasserdampfpartialdruck, was den Absorptionsprozess begünstigt.

Der Massenbilanzkoeffizient ( $\kappa_m$ ) liegt für die Messungen zwischen 0,7 und 0,9 (siehe Tab. 24 im Anhang). Der sorbensseitig ermittelte Dampfmassenstrom ist höher als der luftseitig ermittelte Dampfmassenstrom. Der luftseitig ermittelte Energiebilanzfaktor  $\kappa_{e,AS}$  liegt für die Messungen zwischen 0,9 und 1. Das kann auf die Messfehler für  $\dot{m}_v$  und die Sorbensdichte sowie -temperatur und Lufttemperatur am Austritt des Absorbers zurückgeführt werden.



**Abb. 17: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des ALLR-Absorbers**



**Abb. 18: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des ALLR-Absorbers**

Abb. 17 zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen dem luftseitig gemessenen ( $\dot{m}_{v,AS}$ ) und dem mit dem EFF-Modell berechneten Dampfmassenstrom mit einer maximalen Abweichung von 6,5 %. Bei den Systemuntersuchungen stellen sich Gleichgewichtszustände des Sorbens am Eintritt der Komponenten in Abhängigkeit von den Luft- sowie Kühl-/Heizwasserzuständen ein. Bei steigender Wasserbeladung der Eintrittsluft sinkt der Salzmassenanteil im Sorbens.

Die grauen Dreiecke in Abb. 17 stellen im Unterschied dazu Simulationsergebnisse dar, bei denen der Eintrittszustand des Sorbens dem aus Messung VII.1 entspricht. Zu erkennen ist ein deutlich stärkerer Anstieg des absorbierten Dampfmassenstroms bei steigender Wasserbeladung der Luft am Eintritt, da der Dampfdruck an der Oberfläche des Sorbens bei höherem Sorbensmassenanteil abnimmt.

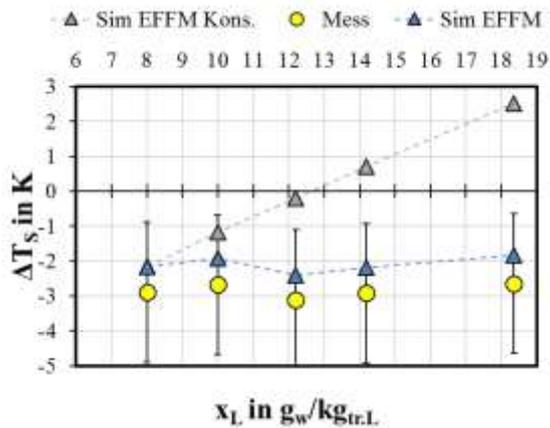


Abb. 19: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Sorbens für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers

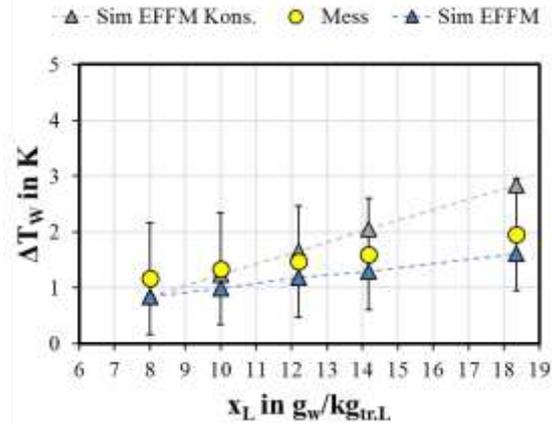


Abb. 20: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers

Aufgrund der freiwerdende Absorptionswärme erwärmen sich die Luft und das Kühlwasser (siehe Abb. 18 und Abb. 20). Die gemessene Temperaturerhöhung liegt für die Luft zwischen 1,5 K und 3 K und für das Kühlwasser zwischen 1 K und 2 K. Bei konstanten Eintrittszuständen des Sorbens (wie in Messung VII.1, graue Dreiecke) ist die Temperaturerhöhung der Luft sowie des Kühlwassers höher aufgrund des höheren Dampfmassenstroms und des höheren freiwerdenden Wärmestroms.

Das Sorbens ist ca. 5 K wärmer als die Luft und das Kühlwasser am Eintritt, weswegen es während des Absorptionsprozesses abgekühlt wird (siehe Abb. 19). Die maximale Abweichung der Temperaturänderung der Fluide ist 0,7 K für die Luft, 0,8 K für das Sorbens und 0,4 K für das Kühlwasser.

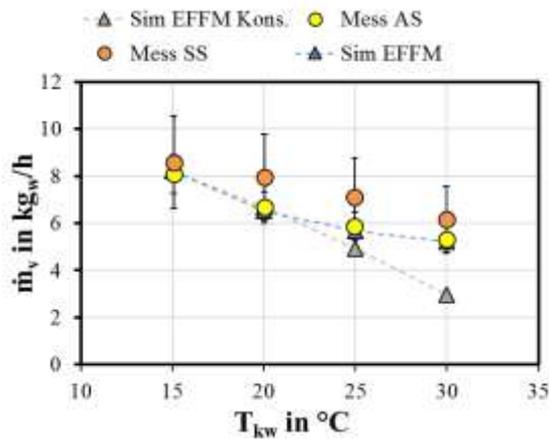
Die berechneten Werte liegen im Bereich der Messunsicherheiten. Der im Modell berechnete UA-Wert zwischen Phasengrenze und Kühlwasser liegt zwischen 1225 und 1655 W/K. Der Wärmeübergangskoeffizient des Kühlwassers ist ca. 3915 W/(m<sup>2</sup>·K) und der des Sorbens liegt im Bereich von 780 und 1140 W/(m<sup>2</sup>·K). Eine weitere Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers für eine Kühlwassertemperatur von 20 °C wurde ebenfalls durchgeführt. Die maximale Abweichung des Dampfmassenstroms liegt bei 8 %. Die maximale Abweichung der Temperaturänderung der Luft und des Kühlwassers ist kleiner als 0,3 K. Für das Sorbens liegt die maximale Abweichung bei 1,3 K. Der Vergleich der Messergebnisse mit den Simulationsergebnissen sind im Anhang unter 8.10 zu finden.

### Variation der Kühlwassertemperatur

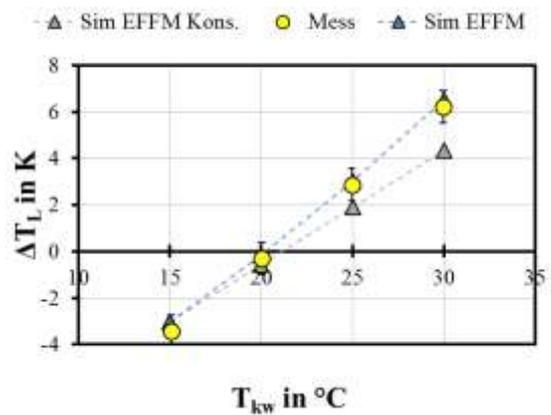
Durch eine interne Kühlung des Absorbers, beispielsweise mit Wasser, wird der Absorptionsprozess begünstigt. Die Kühlwassertemperatur wurde von 15 bis 30 °C variiert, Die Randbedingungen und die Austrittsgrößen der Messungen II.1 bis II.4 sind in Tab. 23 und Tab. 24 im Anhang dargestellt.

Für die Messungen liegt  $\kappa_m$  zwischen 0,82 und 0,94 (siehe Tab. 24 im Anhang). Die Ursache der Abweichung liegt bei der Messung der Temperatur und Dichte des Sorbens am Austritt des Absorbers. Des weiteren liegt  $\kappa_{e,AS}$  für die Messungen zwischen 0,99 und 1.

In Abb. 21 ist der gemessene sowie simulierte Dampfmassenstrom in Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur dargestellt. In Abb. 21 ist erkennbar, dass der Absorptionsprozess begünstigt wird, je niedriger die Kühlwassertemperatur ist. Dadurch wird der Dampfdruck an der Oberfläche des Sorbens niedriger und somit die Dampfdruckdifferenz höher. Aus diesem Grund steigt der absorbierte Dampfmassenstrom mit sinkender Kühlwassertemperatur an. Die erbrachte Kühlleistung ändert sich von 2,5 kW bei  $T_{Kw}$  von 30 °C bis 8,5 kW bei  $T_{Kw}$  von 15 °C.



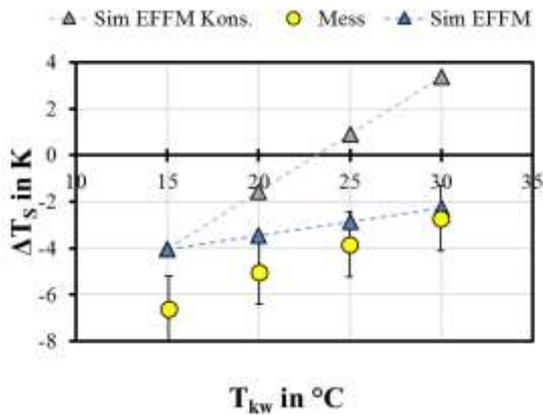
**Abb. 21: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom in Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur am Eintritt des AILR-Absorbers**



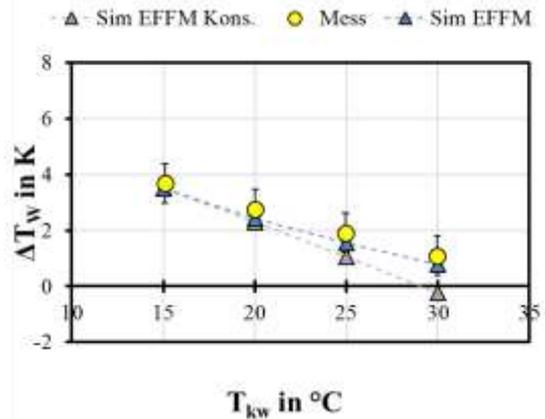
**Abb. 22: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft in Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur am Eintritt des AILR-Absorbers**

Der berechnete Dampfmassenstrom weicht von dem luftseitig gemessenen maximal um 3,4 % ab. Bei konstanten Sorbens-Eintrittszuständen (wie in Messung VII.1, graue Dreiecke) sinkt der Dampfmassenstrom mit steigender Kühlwassertemperatur deutlich stärker (EFFM vs. EFFM Kons.). Die Abweichung der Dampfmassenströme liegt bei  $T_{Kw} = 30$  °C bei ca. 43 %.

Abb. 22, Abb. 23 und Abb. 24 zeigen die gemessene sowie simulierte Temperaturänderung der Luft, des Sorbens und des Kühlwassers für variierte Kühlwassertemperatur. Bis zu einer Kühlwassertemperatur von ca. 20 °C wird die Absorptionswärme und die Wärme des Sorbens sowie der Luft vollständig von dem Kühlwasser abgeführt. Ab einer Kühlwassertemperatur von ca. 20 °C wird ein Teil der Absorptionswärme von der Luft abgeführt. Deswegen erhöht sich die Temperatur der Luft.



**Abb. 23: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Sorbens für die Variation der Kühlwassertemperatur am Eintritt des AILR-Absorbers**



**Abb. 24: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation der Kühlwassertemperatur am Eintritt des AILR-Absorbers**

Die simulierte Temperaturänderung der Luft sowie des Kühlwassers weicht von den gemessenen Werten um maximal 0,4 K ab. Bei der Temperaturabsenkung des Sorbens (Abb. 23) steigt die Abweichung zwischen den Simulations- und Messergebnissen von 0,5 K bis 2,6 K je niedriger die Kühlwassertemperatur am Eintritt des Absorbers ist. Diese Abweichung ist auf einen Messfehler zurückzuführen. Da die Energiebilanz ungefähr stimmt ( $\kappa_{e,AS} = 0,96 \dots 1,0$ ) und die Abweichung des simulierten Dampfmassenstroms sowie der simulierten Temperaturänderung der Luft sowie des Kühlwassers zu klein ist. Die berechneten Werte, bis auf die Temperaturabsenkung des Sorbens (Messung II.1), liegen im Messunsicherheitsbereich der gemessenen Werte.

## Variation des Luftmassenstroms

Mit Erhöhung des Luftmassenstroms erhöht sich der in den Absorber einströmende Dampfmassenstrom sowie die Luftgeschwindigkeit und damit der Wärmeübergangskoeffizient und der Stoffübergangskoeffizient zwischen der Luft und der Phasengrenze. Die Kontaktzeit der Luft mit dem Sorbens wird wiederum aufgrund höherer Geschwindigkeit kürzer.

Die Randbedingungen und die Austrittsgrößen der Messungen VI.1 bis VI.3 sind in Tab. 23 und Tab. 24 im Anhang dargestellt. Der Luftmassenstrom wurde von 1466 bis 2356 kg/h variiert. Der Massenbilanzkoeffizient der Messungen liegt zwischen 0,8 und 0,9 und der luftseitig ermittelte Energiebilanzfaktor zwischen 0,9 und 1,0.

Abb. 25 zeigt den gemessenen sowie berechneten Dampfmassenstrom für die Variation des Luftmassenstroms. Bei Erhöhung des Luftmassenstroms am Eintritt steigt erwartungsgemäß der absorbierte Dampfmassenstrom. Bei einer Erhöhung des Luftmassenstroms um 60 % (von 1466 auf 2356 kg/h) erhöht sich der Dampfmassenstrom (luftseitig gemessen) um ca. 30 %. Bei gleichbleibenden Sorbens-Eintrittsbedingungen steigt der berechnete Wert aufgrund des niedrigeren Sorbensmassenanteils dagegen um 43 % (graues Dreieck). Das EFFM bildet die Messungen mit sehr guter Übereinstimmung ab. Die Abweichung des simulierten Dampfmassenstroms von dem gemessenen beträgt maximal 3,3 %.

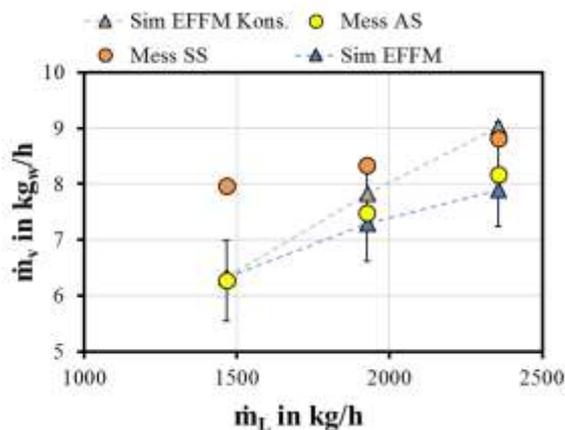


Abb. 25: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom für die Variation des Luftmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers

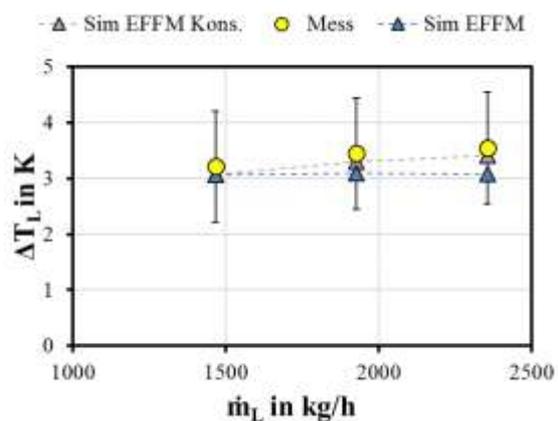
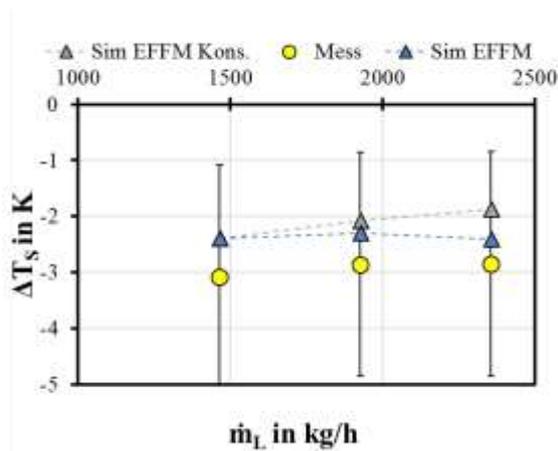


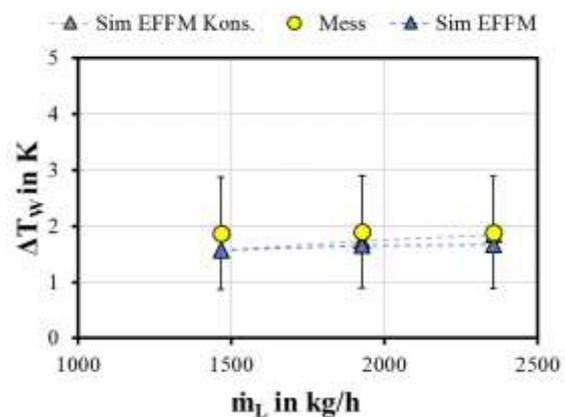
Abb. 26: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation des Luftmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers

In der Abb. 26, Abb. 27 und Abb. 28 sind die gemessene sowie simulierte Temperaturänderung der Luft, des Sorbens und des Kühlwassers dargestellt. Die Temperaturerhöhung der Luft und des Kühlwassers sowie die Temperaturabsenkung des Sorbens ändern sich trotz der höheren Werte für die freiwerdende Wärme kaum,

da der Wärmestrom, der von der Luft abgeführt wird, annähernd proportional zum steigenden Luftmassenstrom steigt. Weiterhin bleibt die berechnete Phasengrenztemperatur für alle drei Messungen fast gleich. Aufgrund der konstanten Eintrittstemperaturen, der konstanten Temperatur an der Phasengrenze, der konstanten Effektivität der Wärmeübertragung zwischen Phasengrenze und Kühlwasser ( $\epsilon_{wü,w}$ ) sowie zwischen Phasengrenze und der Luft ( $\epsilon_{wü,L}$ ) sind die Austrittstemperaturen der Fluide für die unterschiedlichen Luftmassenströme fast gleich. Das Sorbens wird aufgrund seiner Eintrittstemperatur abgekühlt, die 5 K höher als die Luft- sowie die Kühlwassertemperatur liegt.



**Abb. 27: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Sorbens für die Variation des Luftmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers**



**Abb. 28: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation des Luftmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers**

Die Abb. 26, Abb. 27 und Abb. 28 zeigen, dass die berechneten Temperaturänderungen der Fluide von den gemessenen Werten maximal 0,5 K für die Luft, 0,7 K für das Sorbens und 0,3 K für das Kühlwasser abweichen. Die berechneten Werte liegen im Bereich der Messunsicherheit der Messergebnisse.

## Variation des Kühlwassermassenstroms

Das Kühlwasser führt die Sorptionswärme ab, wodurch die Phasengrenztemperatur niedriger wird, sodass der Absorptionsprozess begünstigt wird. Je nach Temperaturen und Wärmekapazitätsströmen der drei Fluide am Eintritt, kann das Kühlwasser auch die Luft und das Sorbens gegenüber dem Eintritt abkühlen. Im Modell wird der Wärmeübergangskoeffizient des Kühlwassers und somit die  $NTU_w$  abgebildet. Beide sind vom Kühlwassermassenstrom stark abhängig. Bei diesen drei Messungen wurde der Kühlwassermassenstrom von 501 bis 1998 kg/h variiert. Die Luftzustände am Eintritt sowie die Kühlwassertemperatur sind nahezu identisch für alle drei Messungen. Die Randbedingungen und die Austrittsgrößen der Messungen V.1 bis V.3 sind in Tab. 23 und Tab. 24 im Anhang dargestellt.

In der Abb. 29 sind der gemessene sowie simulierte Dampfmassestrom für eine Variation des Kühlwassermassenstroms dargestellt. Der sorbensseitig ermittelte Dampfmassestrom ist 20-30 % höher als der luftseitig ermittelte. Die Begründung für diese Abweichung sind die Messfehler bei der Messung von Sorbenstemperatur und -dichte und somit Massenanteil des Sorbens am Austritt. Der luftseitig berechnete Energiebilanzfaktor liegt zwischen 0,93 und 1,00.

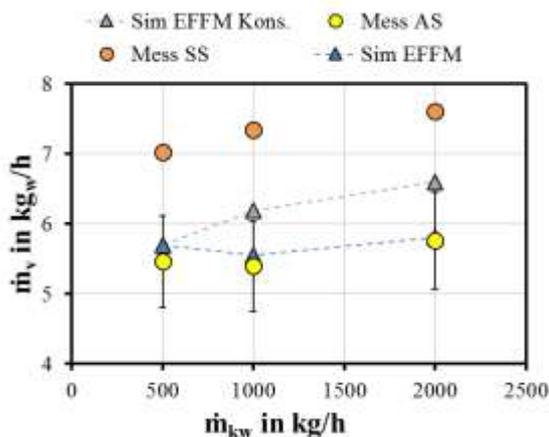


Abb. 29: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassestrom für die Variation des Kühlwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers

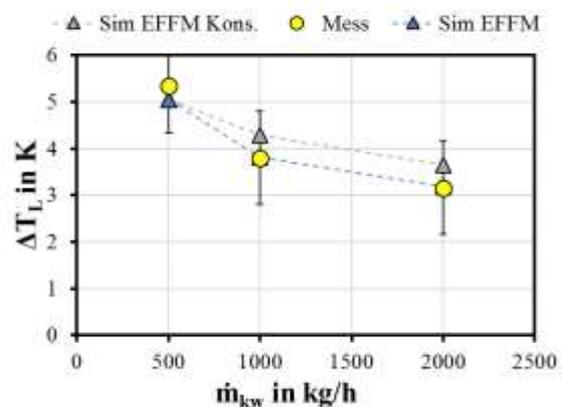
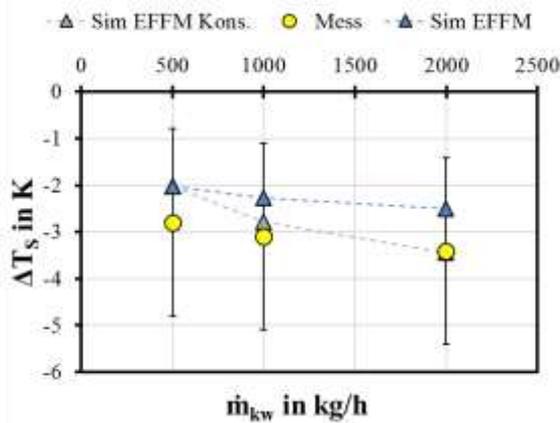


Abb. 30: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation des Kühlwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers

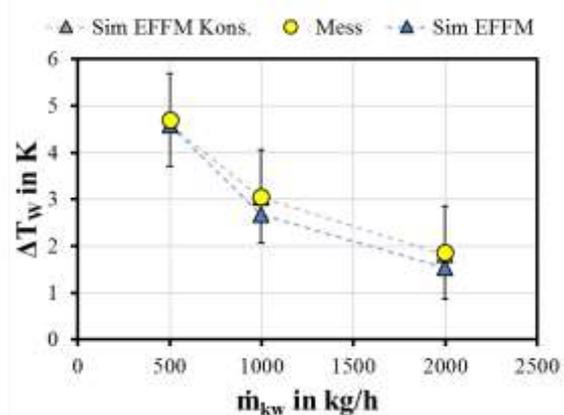
Mit einem vierfach höheren Kühlwassermassenstrom (Messung V.1 im Vergleich zu V.3) am Eintritt steigt der Dampfmassestrom nur um 5 %. Die Begründung dafür ist, dass zwar der steigende Kühlwassermassenstrom die Phasengrenztemperatur absinken lässt (erkennbar an den Austrittstemperaturen der Fluide), aber die maximale Dampfdruckdifferenz zwischen der Luft und dem Sorbens sich variiert. Diese beträgt für Messung V.1 1136 Pa, für Messung V.2 1050 Pa und für Messung V.3 1021 Pa. Die Gründe für die Unterschiede bei der maximalen Dampfdruckdifferenz ist der

absinkende Sorbensmassenanteil am Eintritt. Die ideale Variation des Kühlwassermassenstroms (graues Dreieck) zeigt, dass der Kühlwassermassenstrom nur geringfügigen Einfluss auf der Stoffübertragung hat. Der simulierte Dampfmassestrom weicht von dem luftseitig gemessenen maximal um 4,2 % ab.

Bei der Messung V.1 und V.2 führt das Kühlwasser 58 % (Kühlleistung von 2,7 kW) bzw. 76 % (Kühlleistung von 3,5 kW) der eingetragenen Wärmeströme und bei Messung V.3 86 % (Kühlleistung von 4,3 kW) ab. Die eingetragenen Wärmeströme setzen sich aus der freiwerdenden Sorptionsenthalpie (Verdampfungs- und Bindungsenthalpie) sowie der durch den Sorbensmassenstrom eingetragene Sorbensenthalpie zusammen. Deswegen sinkt die Temperaturerhöhung der Luft mit steigendem Kühlwassermassenstrom. Die Abb. 30 zeigt die sehr gute Übereinstimmung zwischen simulierter und gemessener Temperaturerhöhung der Luft. Die maximale Abweichung liegt bei 0,3 K.



**Abb. 31: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Sorbens für die Variation des Kühlwassermassenstroms am Eintritt des AIRL-Absorbers**



**Abb. 32: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation des Kühlwassermassenstroms am Eintritt des AIRL-Absorbers**

Abb. 31 und Abb. 32 zeigen die gemessene sowie simulierte Temperaturänderung des Sorbens und des Kühlwassers. Die Temperatur des Sorbens am Absorbereintritt ist 5,7 bis 7,3 K höher als die der Luft und des Kühlwassers am Eintritt. Aus diesem Grund wird das Sorbens abgekühlt. Die Temperaturabsenkung des Sorbens ist für die drei Messungen fast gleich. Die Temperaturerhöhung des Kühlwassers sinkt mit steigendem Kühlwassermassenstrom bzw. steigendem Wärmekapazitätsstrom des Kühlwassers ab. Die simulierte Temperaturänderung des Sorbens und des Kühlwassers weicht von den gemessenen maximal 0,9 K und 0,3 K ab. Die berechneten Werte liegen im Bereich der Mesunsicherheit der Messergebnisse.

## Variation des Sorbensmassenstroms

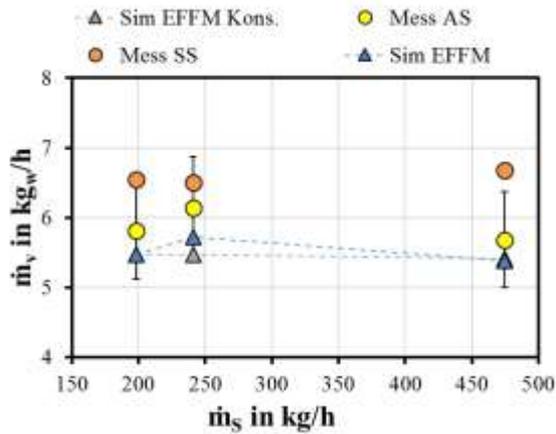
Mit steigendem Sorbensmassenstrom steigt der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Sorbens und Rohrbündel, damit wird die Wärmeübertragung zwischen Sorbens und Phasengrenze sowie zwischen Sorbens und Kühlwasser höher.

In bestimmten Fällen sinkt der absorbierte Dampfmassenstrom mit steigendem Sorbensmassenstrom am Eintritt des Absorbers. Das kann zum einen auf die niedrige Dampfdruckdifferenz zwischen der Luft und dem Sorbens und zum anderen auf die Sorbenstemperatur, die höher als die Kühlwassertemperatur ist, zurückgeführt werden. Die niedrige Dampfdruckdifferenz ist aufgrund der höheren Temperatur und des niedrigeren Massenanteils des Sorbens oder der trockenen heißen Luft. In diesem Fall wird die Phasengrenztemperatur aufgrund des höheren Sorbenskapazitätsstroms erhöht und damit der Absorptionsprozess geschwächt. Um solche Fälle zu untersuchen, wurde durch Simulationen eine Variation des Sorbensmassenstroms von 10 bis 600 kg/h für unterschiedliche Sorbenstemperaturen (20, 25, 30 und 35 °C) und Salzmassenanteile (0,30, 0,35, 0,40 und 0,44) bei gleichen Luft- und Kühlwasserzustände (Zustände der Messung VIII.1) am Eintritt des AILR-Absorbers durchgeführt (siehe Anhang 8.13).

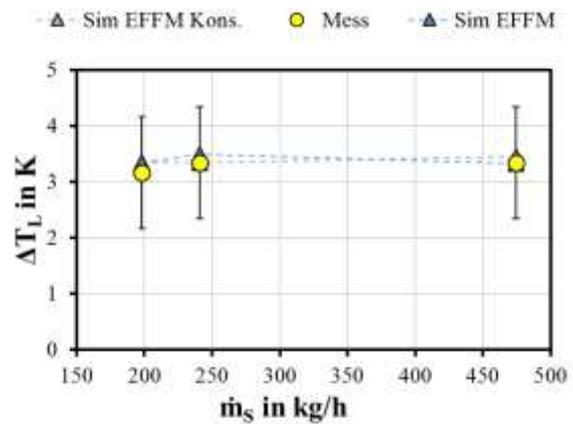
Wie der Abbildung im Anhang entnommen werden kann, steigt der Wasserdampfmassenstrom mit steigendem Sorbensmassenstrom. Bis zu einem Sorbensmassenstrom von 50 kg/h, ist die Abhängigkeit des Dampfmassenstroms vom Sorbensmassenstrom stark zu erkennen, dann wird die Kurve flacher und geht in die Sättigung. Je höher der Massenanteil und je niedriger die Sorbenstemperatur sind, desto höher ist der absorbierte Dampfmassenstrom. Bis 50 kg/h Sorbensmassenstrom hat die Sorbenstemperatur unter gleichem Massenanteil und gleichem Massenstrom kaum einen Einfluss auf die Stoffübertragung, danach aber schon. Je höher die Sorbenstemperatur ist, desto schneller wird das Sorbens gesättigt. Bei  $T_s=35$  °C und  $\xi=0,30$  sinkt der Dampfmassenstrom mit steigendem Sorbensmassenstrom ab 200 kg/h. Gleiche Fälle werden bei  $T_s=35$  °C und  $\xi=0,35$  ab  $\dot{m}_s=300$  kg/h,  $T_s=30$  °C und  $\xi=0,30$  ab  $\dot{m}_s=350$  kg/h und  $T_s=35$  °C und  $\xi=0,40$  ab  $\dot{m}_s=500$  kg/h auftreten (siehe Anhang). Dies ist auf die niedrige Dampfdruckdifferenz bzw. niedriges Massenanteils und höhere Temperatur des Sorbens (höher als Kühlwassertemperatur) zurückzuführen.

Der Sorbensmassenstrom wurde in dieser Messreihe von 198 bis 474 kg/h variiert. Die anderen Randbedingungen sind nahezu identisch für die drei Messungen. Die Randbedingungen und die Austrittsgrößen der Messungen VIII.1 bis VIII.3 sind in Tab. 23 und Tab. 24 im Anhang dargestellt.

Bezüglich der Messungen liegt der Massenbilanzfaktor zwischen 0,85 und 0,94 und für den Energiebilanzfaktor zwischen 0,91 und 0,92. Der Fehler bei der Massen- und Energiebilanz tritt maßgeblich aufgrund der Messunsicherheit bei dem Massenanteil und der Temperatur des Sorbens am Austritt auf.



**Abb. 33: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom für die Variation des Sorbensmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers**

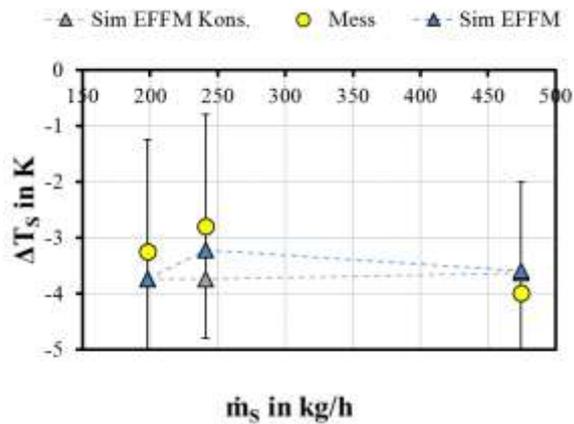


**Abb. 34: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation des Sorbensmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers**

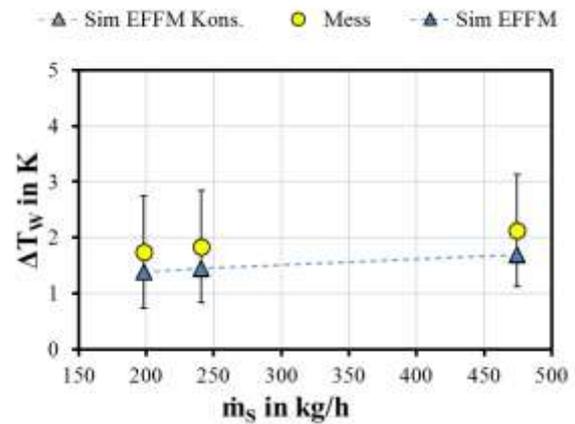
Abb. 33 zeigt den gemessenen sowie simulierten Dampfmassenstrom für eine Variation des Sorbensmassenstroms. In der Abb. 33 wird ersichtlich, dass der absorbierte Dampfmassenstrom sich mit steigendem Sorbensmassenstrom kaum ändert. Außerdem ist bei einem Sorbensmassenstrom von 474 kg/h der Dampfmassenstrom kleiner als bei einem Sorbensmassenstrom von 198 kg/h und 240 kg/h. Bei der Messung VIII.2 ist die Sorbenstemperatur niedriger und der Massenanteil höher als bei der Messung VIII.1 und VIII.3, weswegen der Dampfmassenstrom minimal höher liegt. Die Simulationsergebnisse, auch die mit konstanten Randbedingungen (Graues Dreieck), bestätigen die Begründung. Die maximale Abweichung zwischen dem simulierten und gemessenen Dampfmassenstrom (luftseitig) liegt bei 7 %.

Abb. 34, Abb. 35, und Abb. 36 stellen die gemessene sowie simulierte Temperaturänderung der Luft, des Sorbens und des Kühlwassers dar. Die Temperaturänderung der Fluide ändert sich kaum mit dem steigenden Sorbensmassenstrom aufgrund des kaum veränderten Dampfmassenstroms bzw. freiwerdender Sorptionswärme.

Bei der Messung VIII.3 ist die simulierte Temperaturabsenkung des Sorbens höher als die gemessene, aber bei den Messungen VIII.1 und VIII.2 ist es umgekehrt. Der Grund dafür ist ein vermutlicher Messfehler (Überflutung des Sorbenssammlers unter dem Absorber), da sich die Simulationsergebnisse des absorbierten Dampfmassenstroms und der Temperaturänderung der Luft und des Kühlwassers mit steigendem Sorbensmassenstrom die Messergebnisse übertrifft.



**Abb. 35: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für die Variation des Sorbensmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers**



**Abb. 36: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation des Sorbensmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers**

Die maximale Abweichung zwischen der simulierten und berechneten Temperaturänderungen der Fluide ist 0,2 K für die Luft, 0,5 K für das Sorbens und 0,4 K für das Kühlwasser. Die berechneten Werte liegen im Bereich der Messunsicherheit der Messergebnisse. Es ist zu erwähnen, dass bei den Messungen mit der Variation des Sorbensmassenstroms die Messung der Lufttemperatur am Austritt des Absorbers im Vergleich zu anderen Messungen nach dem Luftventilator erfolgt. D. h. die gemessene Lufttemperatur am Austritt wurde hier im Vergleich zu anderen Messungen nicht korrigiert. Die Übereinstimmung zwischen der gemessenen und simulierten Temperaturerhöhung der Luft ist sehr gut.

## Zusammenfassung der Evaluation von Mess- und Simulationsergebnissen

Insgesamt werden die Ergebnisse von den 33 durchgeführten AILR-Absorptionsmessungen mit den EFM-Ergebnissen verglichen. In diesen 33 Messungen wurden die Wasserbeladung unter zwei unterschiedliche Kühlwassertemperatur sowie der Massenstrom der Luft, der Massenstrom sowie die Temperatur des Kühlwassers und der Massenstrom des Sorbens am Eintritt des Absorbers variiert.

AAD ist die durchschnittliche absolute Abweichung und AAD% die relative Abweichung. Sie werden nach folgenden Gleichungen berechnet:

$$AAD = \frac{1}{n} \sum_{1}^n |\text{Wert}_{\text{Sim}} - \text{Wert}_{\text{Mess}}| \quad 5-3$$

$$AAD\% = \frac{1}{n} \sum_{1}^n \frac{|\text{Wert}_{\text{Sim}} - \text{Wert}_{\text{Mess}}|}{\text{Wert}_{\text{Mess}}} \cdot 100 \quad 5-4$$

Wobei n die Versuchszahl ist.

Abb. 37 zeigt, dass der simulierte Dampfmassenstrom von dem gemessenen maximal 11 % und durchschnittlich 4 % abweicht. Die Messunsicherheit des luftseitig gemessenen Dampfmassenstrom beträgt maximal 17 % und durchschnittlich 12 %.

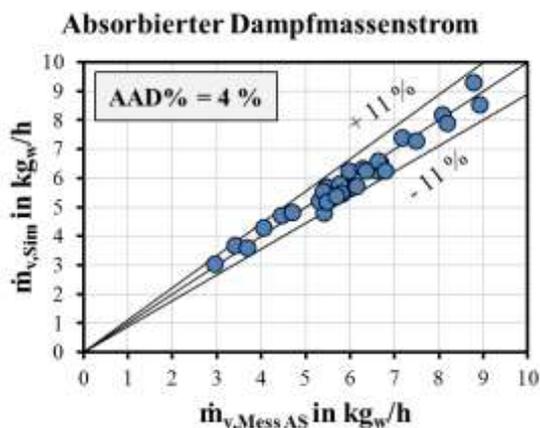


Abb. 37: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom für 33 Absorptionsmessungen an dem AILR-Absorber

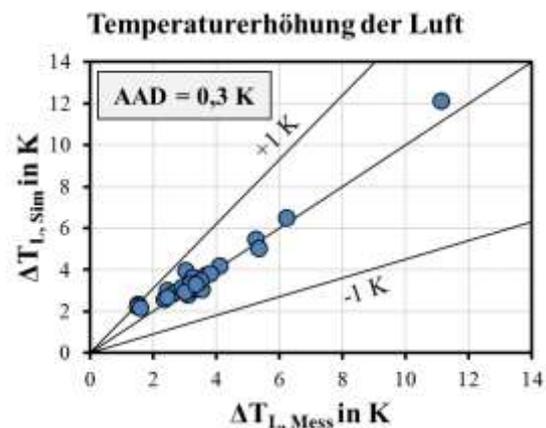
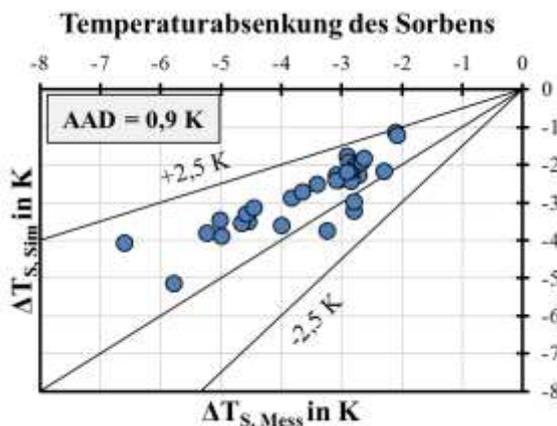


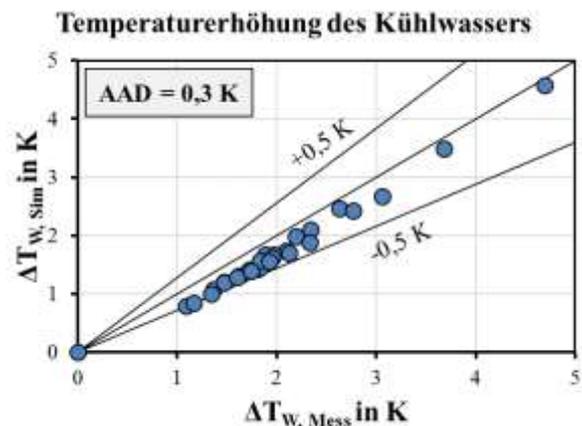
Abb. 38: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für 33 Absorptionsmessungen an dem AILR-Absorber

Die maximale Abweichung der Temperaturerhöhung der Luft liegt bei 1 K (Abb. 38) und die durchschnittliche bei 0,3 K.

Für das Kühlwasser liegt die maximale Abweichung bei 0,5 K und die durchschnittliche bei 0,3 K (Abb. 40).



**Abb. 39:** Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Sorbens für 33 Absorptionsmessungen an dem AILR-Absorber



**Abb. 40:** Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für 33 Absorptionsmessungen an dem AILR-Absorber

Bei der Temperaturabsenkung des Sorbens liegt die Messunsicherheit bei 2 K. Hinzu kommt, dass sich das Sorbens am Absorberaustritt zuerst in einer Wanne sammelt bevor es in Speicher strömt und die Sorbenstemperatur am Austritt in dieser Wanne gemessen wird. Die maximale absolute Abweichung zwischen der gemessenen und simulierten Temperaturabsenkung des Sorbens liegt bei 2,5 K und die durchschnittliche Abweichung bei 0,9 K (Abb. 39).

Die durchschnittliche relative Abweichung der simulierten von der gemessenen Temperatur am Austritt ist 1,0 % für die Luft, 3,3 % für das Sorbens und 1,0 % für das Kühlwasser. Die durchschnittliche relative Abweichung der Wasserbeladung der Luft beträgt 2,6 % und des Massenanteils des Sorbens 0,3 % am Austritt des Absorbers.

Im Vergleich zu den in der Literatur zu findenden Modellen von (Zhang et al. 2013), (Qi et al. 2013), (Yang 2015) und (Pahlavanzadeh und Nooriasl 2012) sind die Simulationsergebnisse des in dieser Arbeit entwickelten EFFM-Modells im Vergleich zu den Messergebnissen für die Variation der entscheidenden Eintrittsgrößen viel genauer (Siehe Tab. 5).

Im Vergleich zu dem Modell von (Kozubal et al. 2014) ist die maximale Abweichung des simulierten Dampfmassenstrom von dem gemessenen 1 %-Punkt höher, aber die Abweichung der Austrittstemperatur ist gleich für Sorbens, aber 0,6 K niedriger für Luft und Kühlwasser. Vergleich zu den Modellen von (Stevens et al. 1989) und (Mohaisen

und Ma 2015) simuliert das in dieser Arbeit entwickelte EFFM die Austrittswasserbeladung und -temperatur der Luft genauer. Im Vergleich zu dem  $\varepsilon$ -NTU-Modell von (Yang 2015) und dem Modell von (Naik et al. 2016) simuliert das EFFM den Dampfmassenstrom und die Sorbenstemperatur am Austritt des Absorbers mit einer höheren Abweichung, aber genauer für die Austrittstemperatur der Luft, obwohl beide Modelle nur für einen adiabaten Betrieb geeignet sind und obwohl die  $NTU_{SÜ}$  für beide Modelle und  $NTU_{WÜ}$  für (Naik et al. 2016) von den Messdaten ermittelt sind.

Somit kann das EFFM den adiabaten und intern gekühlten AILR-Absorptionsprozess mit einer in dem Bereich der Messunsicherheit der Messergebnisse liegenden und im Vergleich zu den Literaturangaben akzeptierten Abweichung abbilden.

### 5.1.3 Wellplatten-Regenerator

#### Variation der Heizwassertemperatur

Je höher die Temperatur des Sorbens ist, desto höher ist dessen Dampfdruck, womit der Regenerationsprozess begünstigt wird. Der Einfluss auf den Wärme- und Stoffübertragungsprozess in Abhängigkeit der Heizwassertemperatur wird untersucht. Die Heizwassertemperatur wurde bei den Messungen von 50 °C bis 80 °C variiert. Die Temperatur und der Massenanteil des Sorbens am Eintritt steigen mit steigender Heizwassertemperatur aufgrund der Systemmessung an. Die Randbedingungen und die Austrittsgrößen der Messungen I.1 bis I.4 sind in Tab. 25 und Tab. 26 im Anhang dargestellt.

Aus der Tab. 26 kann entnommen werden, dass der Massenbilanzfaktor im Bereich von 0,9 bis 0,92 und der Energiebilanzfaktor im Bereich von 0,94 bis 0,98 liegen. Aus Abb. 41 kann entnommen werden, dass der desorbierte Dampfmassenstrom erwartungsgemäß mit steigender Heizwassertemperatur ansteigt. Dieser Anstieg wird mit steigender Sorbenstemperatur verstärkt, aber mit steigendem Massenanteil des Sorbens geschwächt. Eine Variation der Heizwassertemperatur bei konstanten Randbedingungen (die denen von Messung I.1 entsprechen), wurde mit dem EFFM durchgeführt (Graues Dreieck). Der sorbensseitig gemessene Dampfmassenstrom übersteigt den von der Luftseite um maximal 10 %. Der maximale Dampfmassenstrom (Luftseite) beträgt 7,8 kg/h bei einer Heiztemperatur von 80° C.

Der simulierte Dampfmassenstrom stimmt mit dem luftseitig gemessenen mit einer maximalen Abweichung von 6 % überein. Wenn die Temperatur und der Massenanteil des Sorbens am Regeneratoreintritt konstant wären, wäre der maximale erreichte Dampfmassenstrom 12,8 kg/h (siehe graues Dreieck) bei 80 °C Heizwassertemperatur.

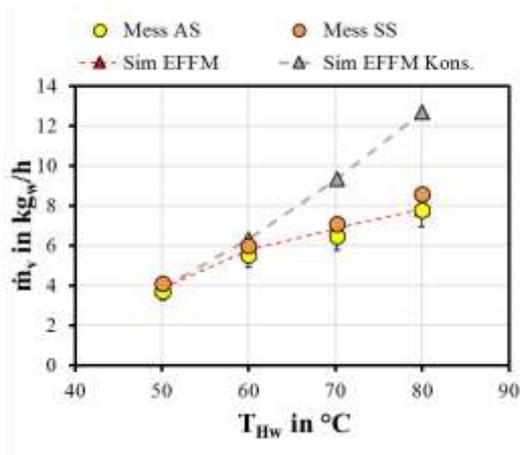


Abb. 41: Der gemessene und simulierte desorbierte Dampfmassenstrom für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators

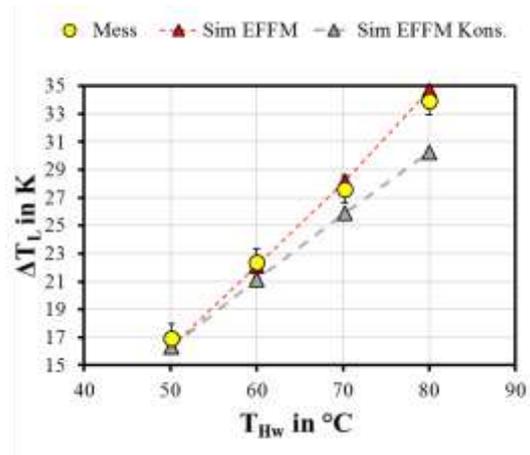


Abb. 42: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators

Je höher die Heizwassertemperatur am Eintritt ist desto höher ist die Temperaturänderung der Luft und des Sorbens (siehe Abb. 42 und Abb. 43). Die simulierte Temperaturerhöhung der Luft weicht von der gemessenen maximal um 0,8 K ab.

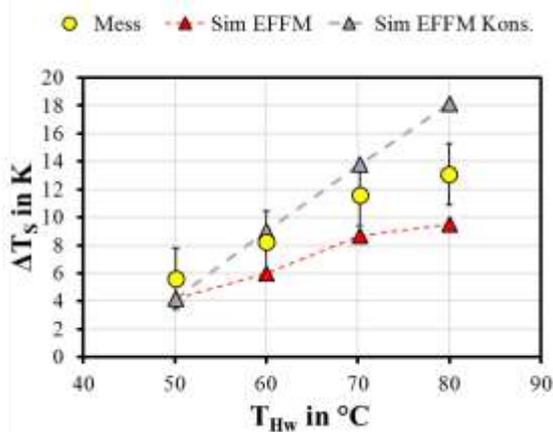


Abb. 43: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators

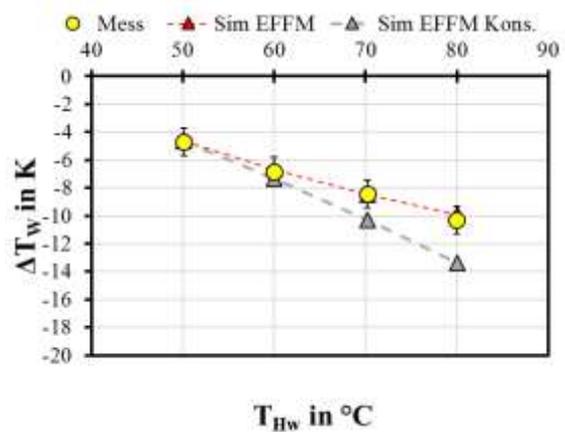


Abb. 44: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators

Bei der Temperaturänderung des Sorbens ist die Abweichung zwischen der Simulation und der Messung höher als bei der Luft. Die Austrittstemperatur des Sorbens wurde aufgrund eines systematischen Messfehlers als Mittelwert der Austrittstemperaturen der Luft und des Heizwassers ermittelt und in Abb. 43 als Messwert dargestellt. Diese Annahme ist fehlerhaft, insbesondere wenn die Eintrittstemperaturen der Fluide sich

deutlich voneinander unterscheiden, wie z.B. bei einer Heizwassertemperatur  $> 70\text{ °C}$ . Nach der Behebung dieses systematischen Fehlers wurde festgestellt, dass die Ermittlung der Sorbenstemperatur als Mittelwert der Luft- sowie Heizwassertemperatur am Austritt des Regenerators 2 bis 3 K höher als die gemessene Temperatur ist.

Durch das Heizwasser wird die Sorptionswärme bereitgestellt und auch die Luft und das Sorbens sensibel erwärmt. Die erbrachte Heizleistung beträgt 5,3 kW bei  $T_{\text{HW}}$  von  $50\text{ °C}$ , 7,7 kW bei  $T_{\text{HW}}$  von  $60\text{ °C}$ , 9,5 kW bei  $T_{\text{HW}}$  von  $70\text{ °C}$  und 11,5 kW bei  $T_{\text{HW}}$  von  $80\text{ °C}$ . Die maximale absolute Abweichung zwischen der berechneten und gemessenen Temperaturabsenkung des Heizwassers beträgt 0,5 K (Abb. 44). Die berechneten Werte liegen bis auf Temperaturerhöhung des Sorbens im Bereich der Messunsicherheit der Messergebnisse.

Der im Modell berechnete UA-Wert zwischen der Phasengrenze bzw. dem Sorbens und dem Heizwasser liegt bei 748 bis 793 W/K. Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Heizwasser und der Rohrwand ist zwischen 2650 und 2680  $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ . Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Sorbens und der Rohrwand liegt zwischen 1037 und 1124  $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ . Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen der Luft und der Phasengrenze liegt zwischen 35 und 37  $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ . Der Stoffübergangskoeffizient zwischen der Luft und der Phasengrenze liegt zwischen 0,0345 und 0,0376 m/s.

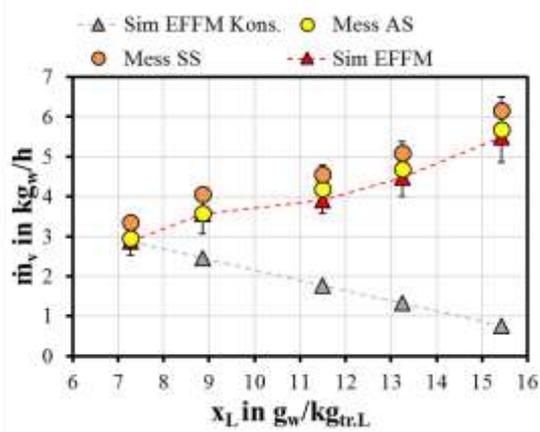
### **Variation der Wasserbeladung der Luft**

Untersucht wird der Einfluss der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Regenerators auf die Wärme- und Stoffübertragung in einem Regenerationsprozess. Die Wasserbeladung wird von 7,3 bis 15,4  $\text{g}_\text{w}/\text{kg}_{\text{tr.L}}$  für einen konstanten Luft- und Heizwassermassenstrom sowie Luft- und Heizwassertemperatur am Eintritt variiert. Die Randbedingungen und die Austrittsgrößen der Messungen VII.1 bis VII.5 sind in Tab. 25 und Tab. 26 und im Anhang dargestellt.

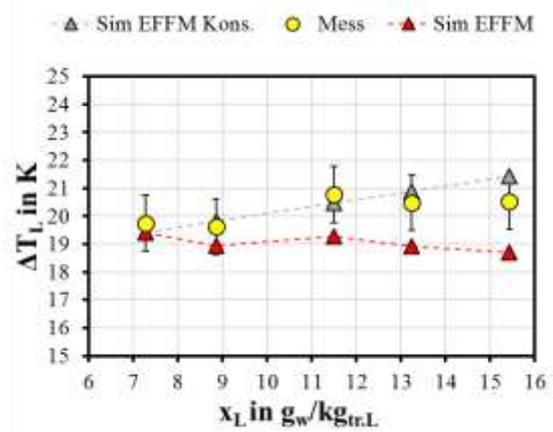
Je höher der Wassergehalt der Luft am Eintritt ist, umso höher ist deren Dampfdruck. Aus diesem Grund wird die Dampfdruckdifferenz zwischen Luft und Oberfläche des Sorbens kleiner, sodass der Regenerationsprozess geschwächt wird. Je niedriger der Massenanteil des Sorbens am Eintritt ist, desto höher ist dessen Dampfdruck und somit wird der Regenerationsprozess begünstigt. Damit gibt es hier zwei Einflüsse, die gegeneinander auf den Stoff- und Wärmeübertragungsprozess wirken. Der Massenbilanzfaktor liegt zwischen 0,89 und 0,92. Der Energiebilanzfaktor liegt luftseitig zwischen 0,89 und 1,04.

Wie Abb. 45 entnommen werden kann, steigt der Dampfmassenstrom mit steigender Wasserbeladung der Luft, aufgrund des sinkenden Massenanteils des Sorbens am Eintritt. Wäre der Massenanteil des Sorbens am Eintritt für alle Messungen konstant gehalten worden, dann würde der Dampfmassenstrom mit steigendem Wasserbeladung linear absinken (siehe Graues Dreieck). Der maximale erreichte

Dampfmassenstrom beträgt luftseitig 5,7 kg/h. Der sorbensseitig gemessene Dampfmassenstrom ist höher als der luftseitig ermittelten Dampfmassenstrom und übersteigt diesen maximal um 13 %. Der simulierte Dampfmassenstrom weicht von dem luftseitig gemessenen maximal um 6,6 % ab.



**Abb. 45: Der gemessene und simulierte desorbierte Dampfmassenstrom für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators**

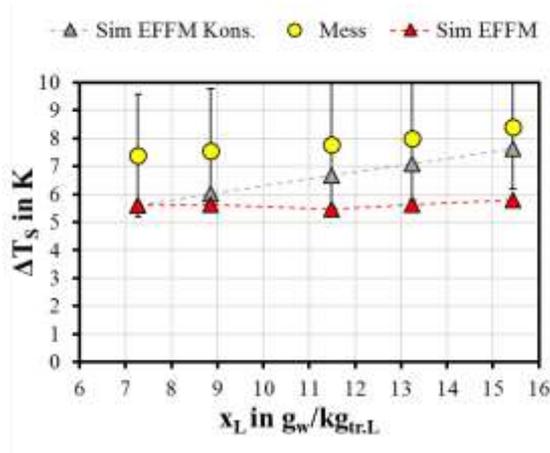


**Abb. 46: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators**

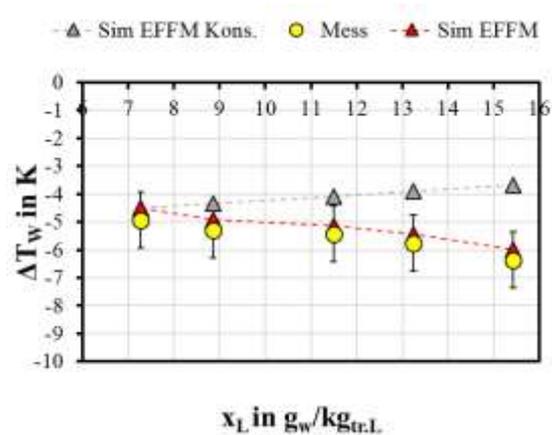
Abb. 46 zeigt die gemessene sowie simulierte Temperaturerhöhung der Luft für eine Variation der Wasserbeladung der Luft. Die Lufttemperatur erhöht sich um ca. 20 K und die Temperaturerhöhung der Luft ändert sich kaum mit steigender Wasserbeladung am Eintritt. Die maximale Abweichung zwischen der simulierten und gemessenen Temperaturerhöhung der Luft liegt bei 1,8 K. Die Abweichung für die Messung VII.3, VII.4 und VII.5 kann auf den Fehler in der Energiebilanz zurückgeführt werden (für die Messung VII.1 und VII.2 war  $\kappa_e < 1$  und für die andere Messung, in welcher die Abweichung auftritt, war  $\kappa_e > 1$ ).

Die Temperaturänderung des Sorbens ändert sich kaum mit steigendem Wasserbeladung am Eintritt (siehe Abb. 47). Die Sorbenstemperatur erhöht sich maximal um 8,5 K. Die maximale Abweichung zwischen der simulierten und der gemessenen Temperaturerhöhung liegt bei 2,6 K. Die Abweichung ist auf einen systematischen Messfehler zurückzuführen.

Aufgrund der Wärmeübertragung zwischen dem Heizwasser und der Luft sowie dem Sorbens wird das Heizwasser abgekühlt. Außerdem wird über das Heizwasser die benötigte Wärme für die Regeneration bereitgestellt. Je mehr Dampfmassenstrom desorbiert wird, desto mehr Wärme wird aufgenommen und damit kühlt sich das Heizwasser erwartungsgemäß weiter ab (Abb. 48). Die simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers weicht von der gemessenen um maximal 0,4 K ab.



**Abb. 47: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators**



**Abb. 48: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators**

Die vom Heizwasser zugeführte Wärme teilt sich beispielsweise bei der Messung VII.3 zu folgenden Anteilen auf: 48,5 % Sorptionswärme für die Regeneration, 32,2 % sensible Erwärmung der Luft und 23,1 % sensible Erwärmung des Sorbens.

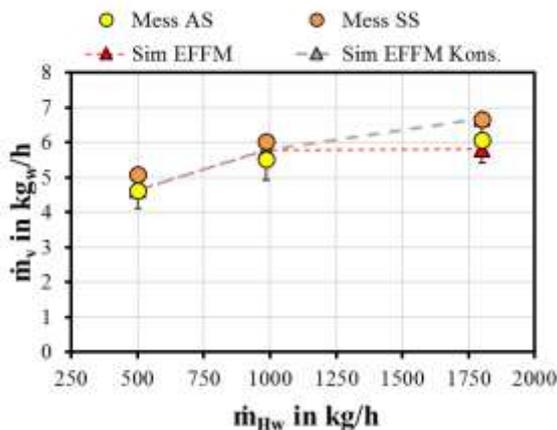
Im Anhang (siehe 8.14) ist noch ein Vergleich von EFFM-Simulationsergebnissen mit der AILR-Messung für einen Regenerationsprozess und Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt dargestellt. Der Energiebilanz bei den Messergebnissen ist nahezu 1, deswegen ist die maximale Abweichung zwischen gemessenen und simulierten Dampfmassenstrom, Temperaturänderung der Luft und des Wassers kleiner als bei den Messungen VII.1- VII.5.

## Variation des Heizwassermassenstroms

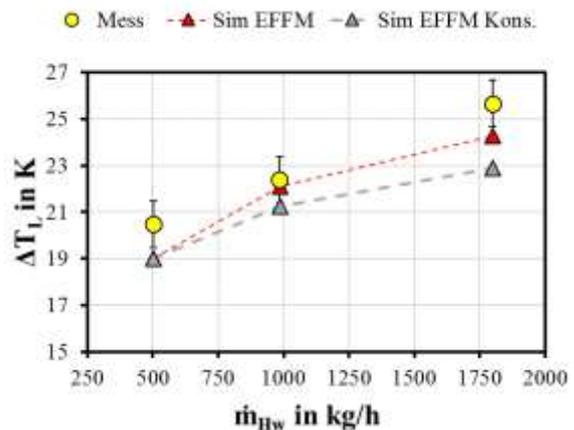
Bei den folgenden Versuchen wurde der Heizwassermassenstrom von 501 bis 1800 kg/h variiert. Der Luftmassenstrom und dessen Temperatur, der Sorbensmassenstrom und die Heizwassertemperatur sind fast gleich für alle Messungen. Der Sorbensmassenanteil und die Temperatur am Eintritt konnten aufgrund der Systemmessung nicht für alle Messungen gleich gehalten werden. Auch die Wasserbeladung der Luft am Eintritt ist nicht konstant eingehalten. Die Randbedingungen und die Austrittsgrößen der Messungen IV.1, I.2 und IV.2 sind in Tab. 25 und Tab. 26 und im Anhang dargestellt.

Mit den gleichen Luftzuständen (Temperatur und Wasserbeladung) sowie Sorbensmassenanteil und Heizwassertemperatur am Eintritt würde die maximale Dampfdruckdifferenz zwischen Luft und Sorbens gleichbleiben. Die maximal erreichbare Phasengrenztemperatur entspricht der Heizwassertemperatur am Eintritt (60 °C). Aufgrund der Regeneration und der Wärmeübertragung an die Luft und das Sorbens sinkt die Phasengrenztemperatur ab, wodurch der Regenerationsprozess

geschwächt wird. Mit steigendem Heizwassermassenstrom (bei konstanter Eintrittstemperatur) steigt die Phasengrenztemperatur. Bei einem hohen Heizwassermassenstrom nähert die Phasengrenztemperatur der Eintrittstemperatur des Heizwassers an und somit steigt der desorbierte Dampfmassenstrom. Die Erhöhung der Phasengrenztemperatur im Regenerator mit steigendem Heizwassermassenstrom ist auch an der erhöhten Austrittstemperatur aller drei Fluide erkennbar. Aus der Abb. 49 wird ersichtlich, dass der desorbierte Dampfmassenstrom mit steigendem Heizwassermassenstrom ansteigt. Der maximale luftseitig ermittelte desorbierte Dampfmassenstrom beträgt 6,1 kg/h bei einem Heizwassermassenstrom von  $\dot{m}_{HW}=1800$  kg/h. Bei der Messung IV.2 ist die Wasserbeladung der Luft sowie der Massenanteil des Sorbens am Eintritt höher als bei Messung IV.1, weswegen die Dampfdruckdifferenz sinkt und somit die Kurve des Dampfmassenstroms flacher wird. Bei der idealen Variation des Heizwassermassenstroms (Graues Dreieck) beträgt der maximal desorbierte Dampfmassenstrom 6,7 kg/h. Das EFFM bildet den luftseitig gemessenen Dampfmassenstrom mit einer maximalen relativen Abweichung von 4,6 % ab.

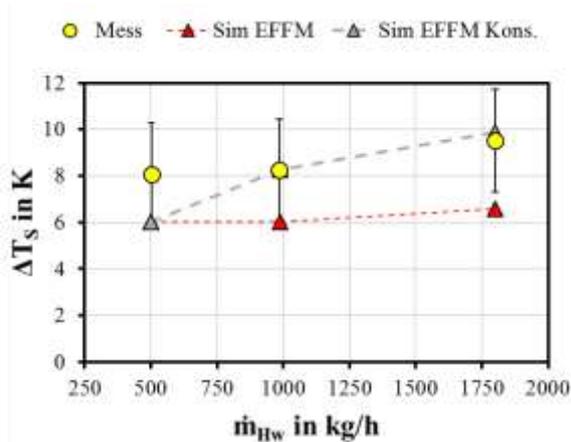


**Abb. 49: Der gemessene und simulierte desorbierte Dampfmassenstrom für die Variation des Heizwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Regenerators**

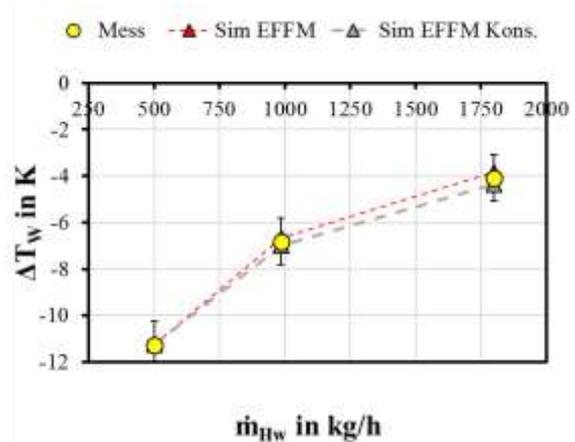


**Abb. 50: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation des Heizwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Regenerators**

Die Temperatur der Luft sowie des Sorbens am Eintritt ist für alle drei Messungen niedriger als die Heizwassertemperatur. Aus diesem Grund wird die Temperatur der Luft und des Sorbens bei den hier verwendeten Massenstromverhältnissen während des Regenerationsprozesses erhöht (Abb. 50 und Abb. 51). Die Temperaturerhöhung der Luft (Abb. 50) steigt mit steigendem Heizwassermassenstrom. Die maximale Abweichung zwischen simulierter und gemessener Temperaturerhöhung der Luft beträgt 1,5 K (7 %).



**Abb. 51: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für die Variation des Heizwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Regenerators**



**Abb. 52: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers für die Variation des Heizwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Regenerators**

Die Sorbenstemperatur am Eintritt steigt aufgrund des Wärmeübertragers im Sorbenskreislauf mit steigendem Heizwassermassenstrom. Deswegen erhöht sich die Sorbenstemperatur kaum. Die Sorbenstemperatur am Austritt wird aufgrund eines systematischen Messfehlers als Mittelwert der Luft- und Heizwassertemperatur am Austritt ermittelt. deswegen ist sie 2 bis 3 K (höher) fehlerhaft. Die maximale absolute Abweichung der Temperaturänderung des Sorbens zwischen Messung und Simulation beträgt 2,9 K (Abb. 51). Je höher der Heizwassermassenstrom ist, desto kleiner ist deren Temperaturabsenkung (Abb. 52). Die maximale Abweichung zwischen gemessener und simulierter Temperaturabsenkung des Heizwassers beträgt 0,3 K.

Die Heizleistung (6,5 kW) teilt sich für die Messung IV.1 wie folgt auf: 50 % Sorptionswärme, 31 % sensible Wärme für die Luft und 23 % als sensible Wärme für das Sorbens. Während für die Messung IV.2 die Wärmeaufteilung (8,5 kW) folgende ist: 51 % Sorptionswärme, 29 % sensible Erwärmung der Luft und 21 % sensible Erwärmung des Sorbens.

Mit Erhöhung des Heizwassermassenstroms am Eintritt des Regenerators um 260 % von 501 auf 1800 kg/h erhöht sich der desorbierte Dampfmassestrom nur um 43 % von 4,6 auf 6,7 kg/h (Simulation, graues Dreieck). Daher ist es für die Nutzung der thermischen Solarenergie oder Abwärme zur sorptiven Luftentfeuchtung wirtschaftlich vorteilhaft, den Heizwassermassenstrom anhand der Randbedingungen und gegebener Zielfeuchte zu optimieren.

### Zusammenfassung Mess- und Simulationsdaten:

Insgesamt werden die Ergebnisse von den 33 AILR-Regenerationsmessungen mit den EFFM-Ergebnissen verglichen. In diesen Messungen wurden die Wasserbeladung der

Luft, der Massenstrom und die Temperatur des Heizwassers und des Sorbensmassenstroms am Eintritt variiert.

Die Abb. 53 zeigt, dass der simulierte desorbierte Dampfmassenstrom von dem gemessenen maximal um 11 % und durchschnittlich um 6 % abweicht. Die Messunsicherheit des gemessenen Dampfmassenstroms beträgt maximal 14,5 % und durchschnittlich 11,4 %. Bei der Temperaturerhöhung der Luft lag die maximale absolute Abweichung bei 2 K und die mittlere bei 1,3 K (siehe Abb. 54).

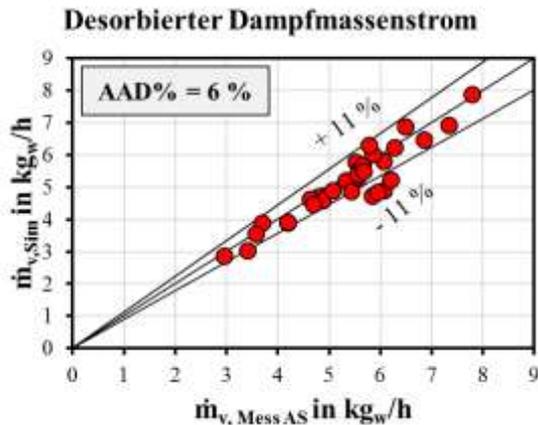


Abb. 53: Der gemessene und simulierte desorbierte Dampfmassenstrom für 33 Regenerationsmessungen an dem AILR-Regenerator

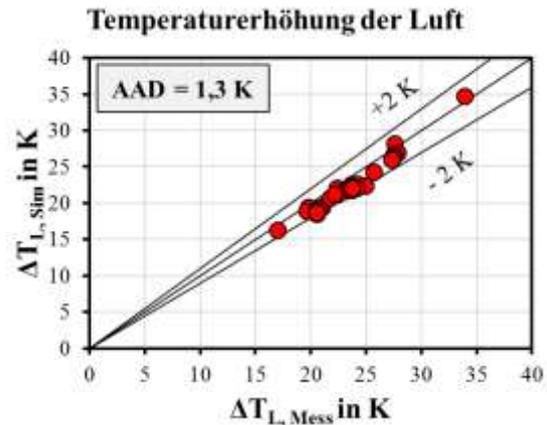


Abb. 54: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für 33 Regenerationsmessungen an dem AILR-Regenerator

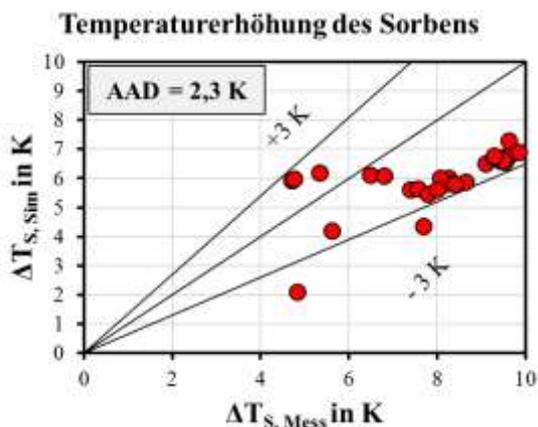


Abb. 55: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für 33 Regenerationsmessungen an dem AILR-Regenerator

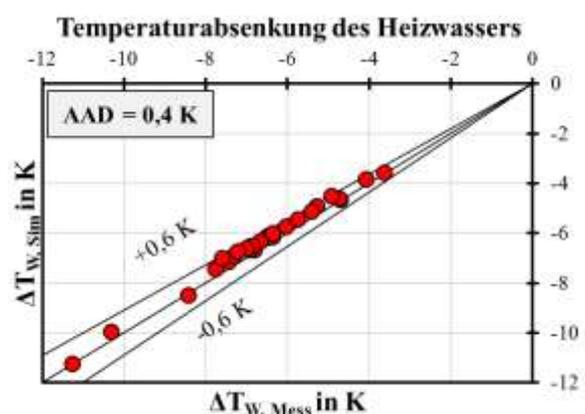


Abb. 56: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers für 33 Regenerationsmessungen an dem AILR-Regenerator

Die Temperatur des Sorbens am Austritt wurde aufgrund eines systematischen Messfehlers als Mittelwert der Luft- und Heizwassertemperatur am Austritt ermittelt. Diese Annahme führt zu 2-3 K Überschätzung des gemessenen Wertes.

Die maximale absolute Abweichung zwischen gemessener und simulierter Temperaturerhöhung des Sorbens beträgt 3 K und die mittlere 2,3 K. Die maximale Abweichung der gemessenen Temperaturabsenkung des Heizwassers von der simulierten beträgt 0,6 K und die durchschnittliche Abweichung beträgt 0,4 K (Abb. 56). Die durchschnittliche Abweichung der simulierten Temperatur am Austritt von der gemessenen ist 2,7 % für die Luft, 4,6 % für das Sorbens und 0,7 % für das Heizwasser. Die durchschnittliche Abweichung bei der Wasserbeladung der Luft ist 3,8 % und bei dem Massenanteil des Sorbens 0,3 % am Austritt des Regenerators.

Beim Vergleich der Abweichungen der EFFM-Ergebnisse von den Messergebnissen zu (Qi et al. 2013), (Mohaisen und Ma 2015) und (Li et al. 2017) bildet das EFFM-Modell den Regenerationsprozess mit deutlich niedrigeren Abweichung ab (siehe Tab. 5). Bezüglich der Sorbenstemperatur am Austritt des Regenerators war die Abweichung zwischen Messung und Simulation nach der Behebung des systematischen Fehlers maximal 1,2 K (Messung VIII1-5).

Schlussfolgernd kann das EFFM den AILR-Regenerationsprozess mit einer im Vergleich zur Messungenauigkeit und zu Literaturangaben akzeptierten Abweichung abbilden. Die  $NTU_{sü}$ ,  $Le$  und/oder die Effektivitäten für die Wärme- und Stoffübertragung sind im Vergleich zu den oben genannten drei Modellen keine vorgegebenen Parameter, sondern werden modelliert.

## 5.2 Vergleich mit anderen Modellen

### 5.2.1 Vergleich mit physikalischem Modell (Wellplatten und ebene Platten)

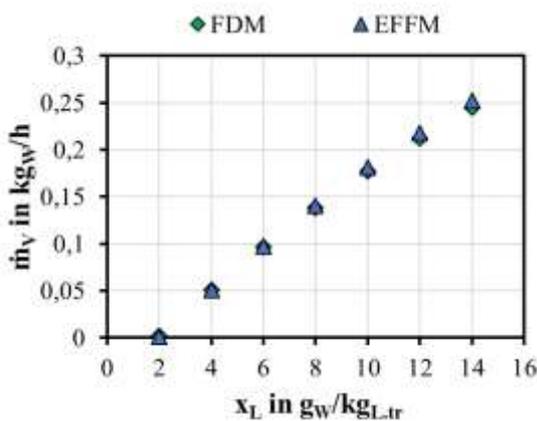
#### 5.2.1.1 Ebene Platte

Im Folgenden werden die Simulationsergebnisse des EFFM und FDM eines Plattenabsorbers ohne interne Kühlung verglichen. Der Plattenabsorber besteht aus einer Platte, die beidseitig mit Sorbens gleichmäßig benetzt ist und eine Übertragungsfläche von 1 m<sup>2</sup> besitzt. Die Spaltbreite beträgt 5 mm. Folgende Tabelle zeigt die Referenzrandbedingungen und in welchem Bereich die Eintrittsgrößen variiert werden. Es wird immer nur eine Größe variiert, während die restlichen den Referenzbedingungen entsprechen.

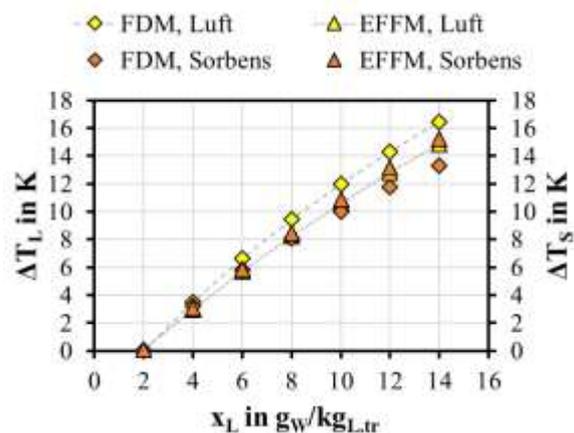
**Tab. 9: Referenz-Randbedingungen der Luft und des Sorbens und die Parametervariation für 1 m<sup>2</sup> Übertragungsfläche und 5 mm Spaltbreite, Plattenabsorber**

Versuch	$\dot{m}_{L,ein}$	$T_{L,ein}$	$x_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$T_{S,ein}$	$\xi_{ein}$
-	kg/m <sup>2</sup> ·h	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub>	kg/m <sup>2</sup> ·h	°C	kg <sub>salz</sub> /kg <sub>s</sub>
Referenz	36	20	12	1,4	20	0,43
Variation	3,6-72	16-60	2-16	0,36-3,6	16-60	

Abb. 57 zeigt den von EFFM und FDM simulierten Dampfmassenstrom in Abhängigkeit der Wasserbeladung der Luft am Eintritt. Mit steigender Wasserbeladung der Luft steigt erwartungsgemäß der Dampfmassenstrom linear. Die damit freiwerdende Energie wird größer, sodass die Temperaturerhöhung der Luft sowie des Sorbens ebenso linear ansteigt (Abb. 58). Aus der Abb. 57 ist zu entnehmen, dass der vom EFFM berechnete Dampfmassenstrom von dem von FDM berechneten Dampfmassenstrom maximal um 16 % bei  $x_L=2$  g<sub>w</sub>/kg<sub>tr.L</sub> abweicht, während er sonst nur maximal 3 % abweicht. Bei der Temperaturerhöhung der Luft und des Sorbens erhöht sich die Abweichung zwischen EFFM und FDM mit steigender Wasserbeladung am Eintritt und erreicht maximal 1,6 K für die Temperaturerhöhung der Luft und 1,9 K für das Sorbens. Bei EFFM sind die Temperaturerhöhung der Luft und des Sorbens fast gleich, aufgrund der identischen Eintrittstemperatur beider Fluide und da die Effektivität der Wärmeübertragung zwischen der Luft und Phasengrenze bzw. Sorbens ca. 97 % beträgt. Beim FDM hingegen ist die Temperaturerhöhung der Luft 2 bis 3 K höher als die Temperaturerhöhung des Sorbens.



**Abb. 57: EFFM- und FDM-simulierter absorbiertes Dampfmassenstrom in Abhängigkeit von der Wasserbeladung der Luft am Eintritt**



**Abb. 58: EFFM- und FDM-simulierte Temperaturerhöhung der Luft und des Sorbens in Abhängigkeit von der Wasserbeladung der Luft am Eintritt**

Je höher die Lufttemperatur am Eintritt ist, desto höher ist die Temperatur der Phasengrenze zwischen der Luft und dem Sorbens und desto niedriger wird die Dampfdruckdifferenz zwischen Luft und Sorbens, sodass der Absorptionsprozess geschwächt wird. Abb. 59 und Abb. 60 zeigen den Dampfmassenstrom und die Temperaturerhöhung bzw. -absenkung der Luft und des Sorbens, die mit FDM und EFFM berechnet wurden, für verschiedene Lufttemperaturen am Eintritt des Absorbers.

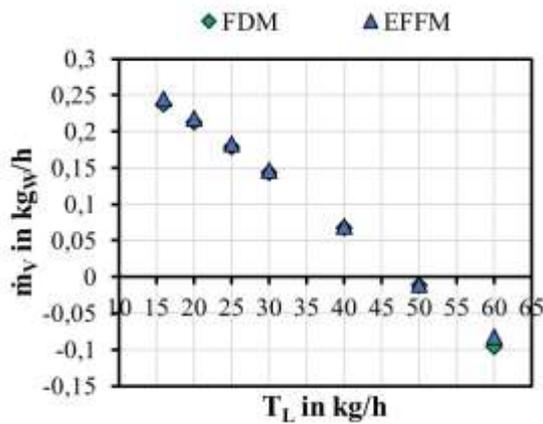


Abb. 59: EFFM- und FDM-simulierter absorbiertes Dampfmassenstrom in Abhängigkeit von der Temperatur der Luft am Eintritt

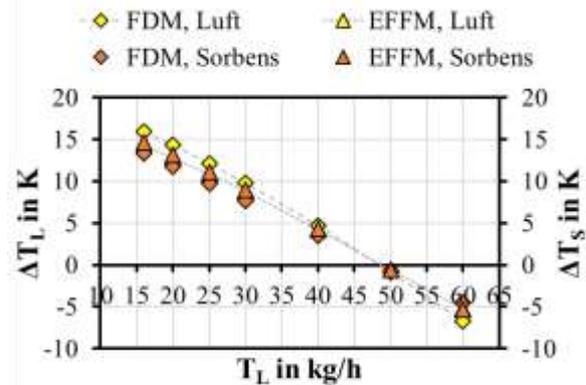


Abb. 60: EFFM- und FDM-simulierte Temperaturerhöhung der Luft und des Sorbens in Abhängigkeit von der Temperatur der Luft am Eintritt

In Abb. 59 kann erwartungsgemäß erkannt werden, dass der Absorptionsprozess schwächer wird, je höher die Lufttemperatur am Eintritt ist. Bei einer Eintrittslufttemperatur von  $T_L=50$  °C ist der Dampfdruck der Luft (1978 Pa) kleiner als der Dampfdruck des Sorbens (1992 Pa), deswegen findet statt eines Absorptionsprozesses ein Regenerationsprozess statt. Beim Absorptionsprozess erhöht sich die Luft- sowie Sorbenstemperatur, während sie bei der Regeneration sinken (Abb. 60). Bei dem Dampfmassenstrom weichen die vom EFFM berechneten Ergebnisse von denen vom FDM berechneten maximal um 3 % bei der Absorption und 14 % bei der Regeneration ab. Bezüglich der Austrittstemperatur der Luft übertrifft das FDM das EFFM bei der Absorption, aber unterschätzt das EFFM bei der Regeneration. Beim FDM wird während der Absorption mehr sensible Wärme der Luft zugeführt und bei der Regeneration mehr sensible Wärme von der Luft abgeführt im Vergleich zu den EFFM-Ergebnissen. Die maximalen Abweichungen zwischen FDM und EFFM bezüglich der Fluidtemperaturänderungen liegen bei 1,7 K (10,6 %) für die Luft und 1,4 K (14 %) für das Sorbens. Hier werden die FDM-Ergebnisse als Referenz betrachtet.

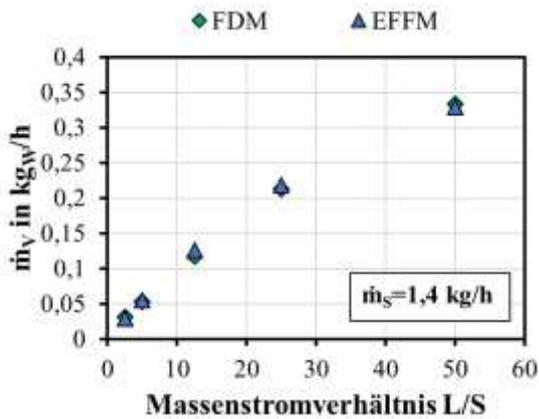


Abb. 61: EFFM- und FDM-simulierter absorbiertes Dampfmassenstrom in Abhängigkeit vom Massenstrom der Luft am Eintritt

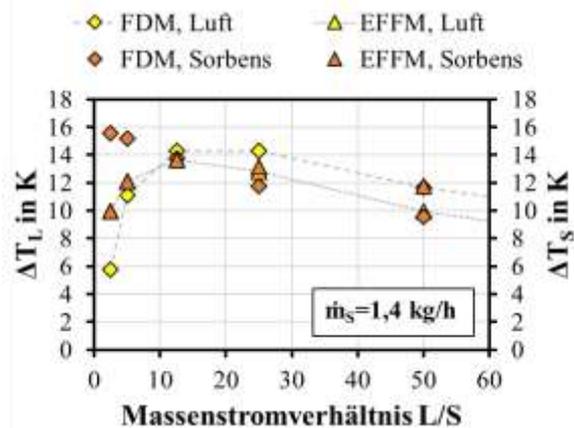


Abb. 62: EFFM- und FDM-simulierte Temperaturerhöhung der Luft und des Sorbens in Abhängigkeit vom Massenstrom der Luft am Eintritt

In der Abb. 61 ist der Dampfmassenstrom in Abhängigkeit der Variation des Luftmassenstroms dargestellt. Je höher der Luftmassenstrom ist, desto höher ist der absorbierte Dampfmassenstrom bis zur Sättigung des Sorbens. Die maximale relative Abweichung zwischen EFFM und FDM bezüglich des Dampfmassenstroms beträgt 6 %. Die Abweichung der Temperaturänderungen der Fluide beträgt für ein Massenstromverhältnis (Luft/Sorbens) von 10:1 bis 50:1 1,7 K (14 %) für die Luft und 2,2 K (22,5 %) für das Sorbens (siehe Abb. 62). Sowohl bei dem EFFM als auch bei dem FDM erhöht sich die Temperaturerhöhung der Luft mit steigendem Luftmassenstrom bis 18 kg/h aufgrund der steigenden freiwerdenden Sorptionswärme und sinkt dann aufgrund des steigenden Wärmekapazitätsstroms der Luft ab.

Auffällig ist, dass beim FDM die Temperaturerhöhung des Sorbens annähernd linear mit steigendem Luftmassenstrom sinkt. Bei EFFM hingegen steigt die Temperaturerhöhung des Sorbens mit steigendem Luftmassenstrom bis zum maximalen Wert des Luftmassenstroms von 18 kg/h und sinkt dann ab (wie bei Temperaturänderung der Luft). Bei sehr geringen Luftmassenströmen mit einem Massenstromverhältnis  $L/S < 10$  wird im FDM im Vergleich zum EFFM somit ein größerer Anteil der freiwerdenden Wärme an das Sorbens übertragen.

Mit steigendem Sorbensmassenstrom am Eintritt steigt der Dampfmassenstrom (siehe Abb. 63), wobei sich die Luft asymptotisch der Gleichgewichtsfeuchte zum eintretenden Sorbens annähert. Die maximale relative Abweichung des vom EFFM berechneten Dampfmassenstroms zu dem vom FDM berechneten Dampfmassenstrom beträgt maximal 4 % für die untersuchten Massenstromverhältnisse. Beim EFFM steigt die Temperaturerhöhung der Luft sowie des Sorbens mit steigendem Sorbensmassenstrom aufgrund der steigenden freiwerdenden Sorptionswärme bis zum Sorbensmassenstrom von 2,52 kg/h, dann sinken die beiden aufgrund des steigenden Wärmekapazitätsstroms des Sorbens ab.

Die Temperaturerhöhung der Luft ist fast gleich der Temperaturerhöhung des Sorbens für alle Sorbensmassenströme. Beim FDM steigt die Temperaturerhöhung der Luft mit steigendem Sorbensmassenstrom bis 1,44 kg/h Sorbensmassenstrom, dann sinkt sie ab. Die Temperaturerhöhung der Luft liegt höher als die Temperaturerhöhung des Sorbens bis 2,52 kg/h (Massenstromverhältnis 1:14) Sorbensmassenstrom, dann liegt sie unterhalb der Temperaturerhöhung des Sorbens (siehe Abb. 64).

Für den oben angegebenen Massenstromverhältnisbereich beträgt die maximale Abweichung der Temperaturerhöhung der Fluide zwischen EFFM und FDM 2 K (15 %) für die Luft und 2,9 K (32 %) für das Sorbens (bei einem Massenstromverhältnis von 50:1).

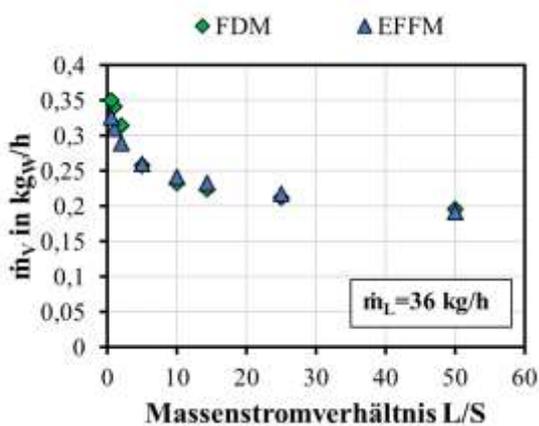


Abb. 63: EFFM- und FDM-simulierter absorbiertes Dampfmassestrom in Abhängigkeit vom Massenstrom des Sorbens am Eintritt

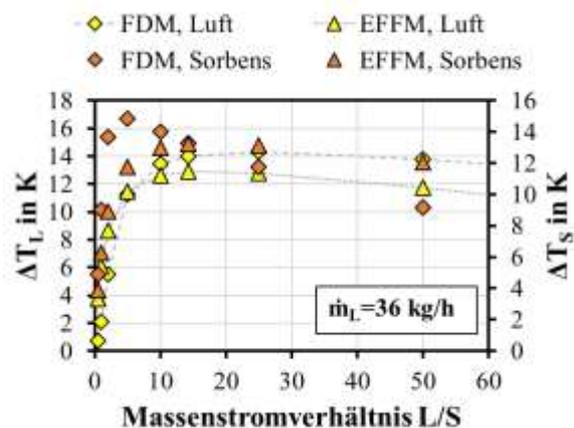


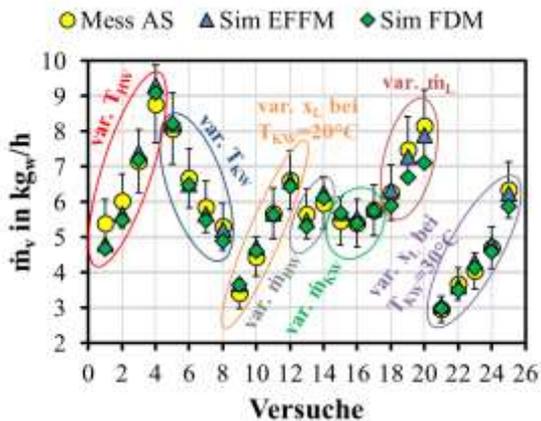
Abb. 64: EFFM- und FDM-simulierte Temperaturerhöhung der Luft und des Sorbens in Abhängigkeit vom Massenstrom des Sorbens am Eintritt

Zusammenfassend bildet das EFFM die Stoffübertragung mit guter Übereinstimmung mit FDM mit maximaler Abweichung von 14 % (durchschnittlich 5 %) ab. Beim FDM wird im Vergleich zum EFFM im Absorptionsprozess mehr Wärme an die Luft zugeführt als an das Sorbens und beim Regenerationsprozess wird mehr Wärme von der Luft abgeführt als vom Sorbens. Beim EFFM ist die Temperaturerhöhung der Luft und des Sorbens fast gleich. Beim EFFM liegt die Wärmeübertragungseffektivität zwischen der Luft und der Phasengrenze bzw. dem Sorbens zwischen 0,97 und 1,00, deswegen sind die Austrittstemperaturen der Luft und des Sorbens fast gleich. Die durchschnittliche Abweichung der Temperaturerhöhung der Luft beträgt 1,5 K und für das Sorbens 1,6 K.

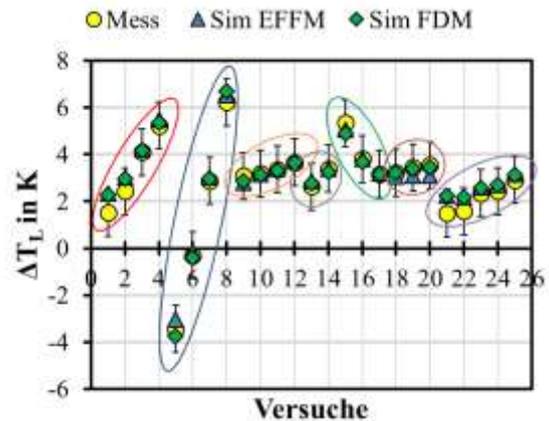
### 5.2.1.2 Wellplatten mit interner Kühlung

Verglichen werden der aus den Messdaten berechnete und der simulierte Dampfmassestrom und die Temperaturänderungen der drei Fluide. Die Messdaten

stammen von Systemmessungen mit der AILR-Anlage und die Simulationsergebnisse werden mit dem EFFM und dem FDM berechnet. Abb. 65 zeigt den gemessenen und EFFM- sowie FDM-simulierten Dampfmassenstrom. Bezüglich der Messung wurde die Heizwassertemperatur von 1-4 (var.  $T_{HW}$ ) im Regenerator variiert (Messung I.1-I.4), von 5-8 wurde die Kühlwassertemperatur (var.  $T_{KW}$ ) im Absorber variiert (Messung II.1-II.4), von 9-12 wurde die Wasserbeladung der Luft bei einer Kühlwassertemperatur von  $T_{KW}=20\text{ °C}$  variiert (var.  $x_L$  bei  $T_{KW}=20\text{ °C}$ , Messung III.1-III.4), Messung 13 und 14 wurde der Heizwassermassenstrom im Regenerator variiert (var.  $\dot{m}_{HW}$  Messung IV.1 und IV.2), von 15-17 wurde der Kühlwassermassenstrom im Absorber variiert (var.  $\dot{m}_{KW}$ , Messung V.1-V.3), von 18-20 wurde der Luftmassenstrom im Absorber variiert (var.  $\dot{m}_L$  Messung VI.1-VI.3) und schließlich von 21-25 wurde die Wasserbeladung der Luft bei Kühlwassertemperatur von  $T_{KW}=30\text{ °C}$  variiert (var.  $x_L$  bei  $T_{KW}=30\text{ °C}$ , Messung VII.1-VII.5). Die einzelnen Messreihen und deren Vergleich mit dem EFFM werden diskutiert. Um den AILR-Absorber mit interner Kühlung im FDM zu simulieren, werden die Rohrschlangen als Kühlstreifen im FDM abgebildet. Hierbei strömen die Luft und das Kühlwasser im Gegenstrom zueinander sowie das Sorbens und das Kühlwasser im Kreuzstrom zueinander. In der Realität ist die Strömungskonfiguration von Luft und Kühlwasser jedoch im Kreuzstrom. Eine Gegenstromkonfiguration ist generell effektiver als eine Kreuzstromkonfiguration, aber für diesen Absorber wird angenommen, dass die Rohrbündeloberfläche vollständig mit Sorbens benetzt ist und somit keine direkte Wärmeübertragung zwischen der Luft und dem Kühlwasser stattfindet. Außerdem ist die Temperaturänderung des Kühlwassers während des Absorptionsprozesses aufgrund des relativ hohen Kühlwassermassenstroms klein (maximal 5 K bei 500 kg/h Kühlwassermassenstrom). Deswegen sollte der Einfluss der Strömungskonfiguration von Luft und Kühlwasser auf Wärme- und Stoffübertragungsprozess gering sein. Der Wärmedurchgangskoeffizient zwischen Kühlwasser und Phasengrenze wurde im EFFM aus den kombinierten Wärmeübergangskoeffizienten zwischen den Medien und den Wärmedurchgängen durch Wand und Kühlwasser ermittelt. Dieser Wert wurde im FDM verwendet, da der im FDM allein aus der Wärmeleitfähigkeit der Wand und der Wandstärke ermittelte Wärmeübergangskoeffizient zu zu hohen Wärmedurchgängen führt.



**Abb. 65: Der Dampfmassenstrom ermittelt von AILR-Absorbermessung und von EFFM- sowie FDM-Simulation**



**Abb. 66: Temperaturänderung der Luft gemessen und von EFFM- sowie FDM-simuliert für Absorptionsprozess**

Anhand von Abb. 65 wird die sehr gute Übereinstimmung zwischen beiden Modellen und den Messungen für die Variation der Wasserbeladung (Versuch 9-12 und 21-25), des Luftmassenstroms (Versuch 18-20) sowie der Temperatur (Versuch 5-8) und des Massenstroms (Versuch 15-17) des Kühlwassers deutlich. Die maximale Abweichung zwischen dem gemessenen und dem FDM-simuliertem Dampfmassenstrom beträgt 14 % bei dem Versuch 1(I.1). Die maximale Abweichung zwischen EFFM und FDM beim Dampfmassenstrom beträgt 11 % (Versuch 20). Auffällig ist, dass der vom FDM berechnete Dampfmassenstrom von dem gemessenen sowie von dem vom EFFM berechneten bei dem Versuch 19 und 20 deutlich abweicht. Bei diesen zwei Messungen wurde der Luftmassenstrom erhöht. Das FDM nimmt eine laminare Luftströmung an. Deswegen kommt es bei diesen turbulenten Luftströmungen zu höherer Abweichung. Bei der Temperaturänderung der Luft, weicht die vom FDM berechnete Temperaturänderung von der gemessenen maximal um 0,8 K und von der von EFFM berechneten um 0,7 K ab (siehe Abb. 66).

Bei der Temperaturänderung des Sorbens unterschätzt die von dem FDM berechnete Temperaturänderung die gemessene sowie die vom EFFM berechnete mit einer maximalen absoluten Abweichung von 4,2 K für die gemessene und 1,7 K für die EFFM-simulierte (siehe Abb. 67). Auffällig bei der vom FDM berechneten Temperaturänderung des Sorbens ist, dass bei einem großen Temperaturunterschied (ab 6 K) zwischen Sorbens und Kühlwasser am Eintritt die berechnete Austrittstemperatur des Sorbens von der gemessenen sowie der vom EFFM berechneten stark abweicht (Versuch 3-7 und 9-12). In diesem Fall bildet das FDM die Temperaturänderung mit einer maximalen Abweichung von 4,2 K ab (siehe Messung 4, 5, 6 und 7 bei der Abb. 63), während sie für die restlichen Messungen maximal 1,8 K beträgt.

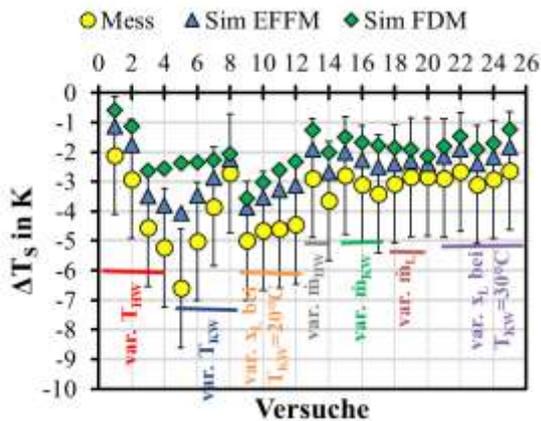


Abb. 67: Temperaturänderung des Sorbens gemessen und von EFFM- sowie FDM-simuliert für Absorptionsprozess

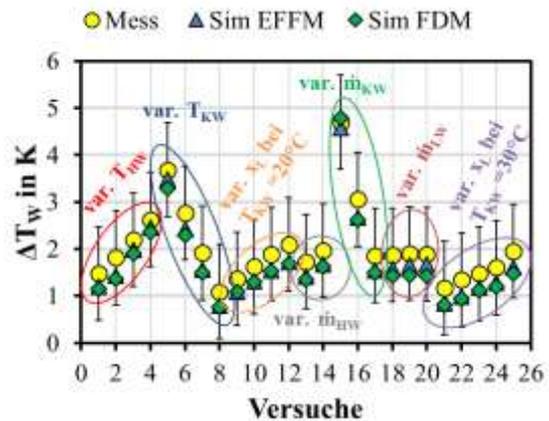


Abb. 68: Temperaturänderung des Kühlwassers gemessen und von EFFM- sowie FDM-simuliert für Absorptionsprozess

Beide Modelle berechnen die Temperaturänderung des Kühlwassers (siehe Abb. 68) mit sehr guter Übereinstimmung im Vergleich zueinander und zu den Messergebnissen. Die maximale Abweichung der vom FDM berechneten Temperaturänderung des Kühlwassers von der gemessenen beträgt 0,5 K und von der EFFM berechneten 0,2 K.

Zusammenfassend simulieren beide Modelle den Dampfmassenstrom mit einer maximalen Abweichung von dem gemessenen Dampfmassenstrom von 13,5 % (AAD%=5 %) für das FDM und 11 % (AAD%=4 %) für das EFFM. Der vom FDM berechnete Dampfmassenstrom weicht von dem vom EFFM berechneten maximal um 11 % (AAD%=3 %) ab. Bei dem EFFM wird meistens mehr sensible Wärme der Luft und dem Kühlwasser zugeführt im Vergleich zum FDM. Demzufolge wird weniger sensible Wärme dem Sorbens abgeführt.

Beide Modelle bilden die Temperaturänderung der Luft sowie des Kühlwassers mit einer maximalen Abweichung von 1 K (AAD=0,4 K) von den Messergebnissen ab.

### 5.2.1.3 Wellplatten mit interner Heizung

Verglichen werden der berechnete und simulierte Dampfmassenstrom und die Temperaturänderung der drei Fluide. In der Abb. 69 sind der gemessene sowie EFFM- und FDM-simulierte desorbierte Dampfmassenstrom dargestellt. Die Messergebnisse stammen aus der Systemmessung der AILR-Anlage und die simulierten werden mit EFFM und FDM berechnet. Bei den Versuchen 1 bis 4 wurde die Heizwassertemperatur im Regenerator variiert (Messung I.1 bis I.4) und bei den Versuchen 5 und 6 wurde der Heizwassermassenstrom variiert (Messung IV.1 und IV.2). Die Abbildung des Rohrbündels des AILR-Regenerators wurde genau wie beim Absorber durchgeführt. Der U-Wert wurde in FDM anhand UA-Wert in EFFM korrigiert. Der vom FDM simulierte Dampfmassenstrom ist maximal um 22 % (AAD=16,7 %)

höher als der vom EFFM simulierte und maximal um 28% (AAD=19 %) höher als der luftseitig gemessene. Das FDM überschätzt ebenfalls die Temperaturänderung der Luft im Vergleich zu den Messdaten (siehe Abb. 70). Die maximale absolute Abweichung beträgt 3,8 K (AAD=1,8 K). Im Vergleich zum EFFM liegt die maximale Abweichung der Lufttemperaturänderung bei 3 K (AAD=2,2 K) (siehe Abb. 70).

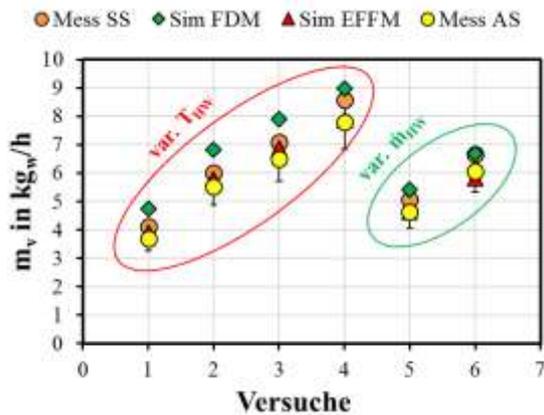


Abb. 69: Dampfmassenstrom ermittelt von AILR-Regeneratormessung und von EFFM- sowie FDM-Simulation

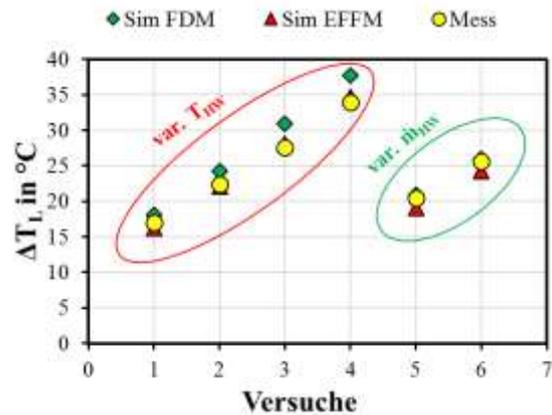


Abb. 70: Temperaturänderung der Luft gemessen und von EFFM- sowie FDM-simuliert für Regenerationsprozess

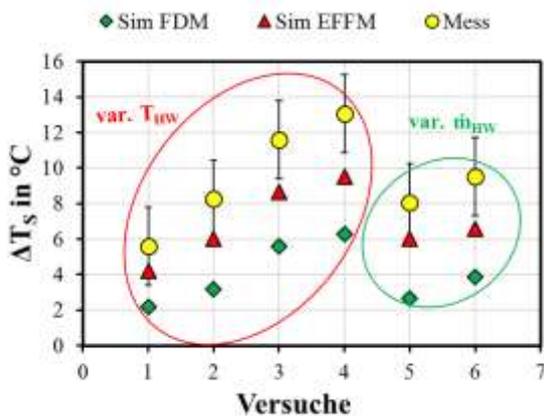


Abb. 71: Temperaturänderung des Sorbens gemessen und von EFFM sowie FDM simuliert für Regenerationsprozess

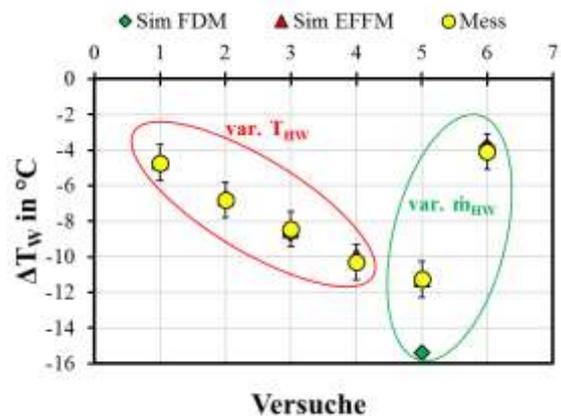


Abb. 72: Temperaturänderung des Heizwassers gemessen und von EFFM sowie FDM simuliert für Regenerationsprozess

Bei der Temperaturänderung des Sorbens (Abb. 71) ist die Abweichung der vom FDM simulierten von dem von EFFM simulierten maximal 3,3 K (AAD=2,8 K) und von der gemessenen maximal 7 K (AAD=5,4 K).

Bezüglich der Temperaturabsenkung des Heizwassers (Abb. 72) weicht die vom FDM berechnete Temperaturabsenkung von der von EFFM berechneten sowie von der

gemessenen maximal 0,3 K ab. Eine Ausnahme bildet Messung 5 mit einem Heizwassermassenstrom von  $\dot{m}_{HW}=500$  kg/h. Bei dieser Messung entsteht eine große Abweichung, diese liegt bei 4 K.

Die Abweichung kann auf den höheren UA-Wert zwischen Heizwasser und Sorbens zurückgeführt werden, da die Abweichungen vom FDM und EFFM hinsichtlich des Dampfmassenstroms und der Temperaturänderung der Luft sowie des Sorbens keine großen Differenzen zeigen. Beim FDM wird mehr sensible Wärme der Luft und weniger dem Sorbens im Vergleich zum EFFM zugeführt. Die Wärmeübertragung zwischen der Phasengrenze und der Luft ist effektiver beim FDM als beim EFFM, dies gilt aber nicht zwischen Phasengrenze und Sorbens. Da in der Realität eine Kreuzstromkonfiguration in Gegenstromkonfiguration bei dem FDM abgebildet ist, kommt es bei niedrigem Heizwassermassenstrom zu höheren Temperaturänderung des Heizwassers (Versuch 5) beim FDM als bei dem EFFM und bei der Messung.

### 5.2.2 Vergleich mit einem NTU-LE-Modell (SorpSim)

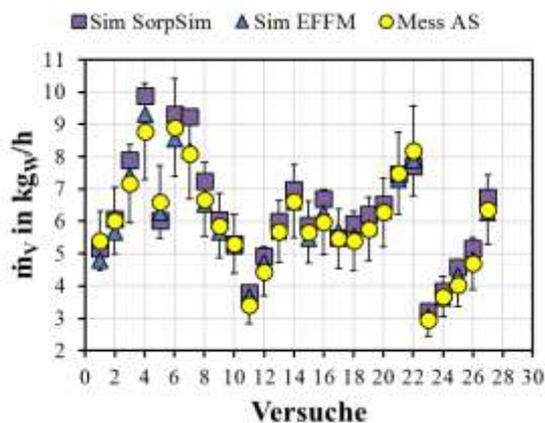
In diesem Kapitel werden die EFFM-Ergebnisse hinsichtlich der Temperaturänderung der Fluide und des Dampfmassenstroms mit den Ergebnissen vom SorpSim-Modell (NTU-Le-Modell) sowohl für den Absorptions- als auch den Regenerationsprozess verglichen. Das SorpSim-Modell ist ausführlich unter 3.3.2 beschrieben. Für die Simulation bei dem SorpSim-Modell sind, neben den Temperaturen und Massenströmen der Fluide, der Wasserbeladung der Luft und dem Massenanteil des Sorbens, unbedingt  $NTU_W$ ,  $NTU_{SÜ}$  und  $Le$  als bekannt vorausgesetzt. Das bedeutet, dass die Kennzahlen für jedes Sorptionssystem zunächst empirisch ermittelt werden müssen. Daher sind im Vergleich zu numerischen Modellen, die nicht auf Messwerten beruhen, genauere Simulationsergebnisse zu erwarten.

#### 5.2.2.1 Wellplatten mit interner Kühlung

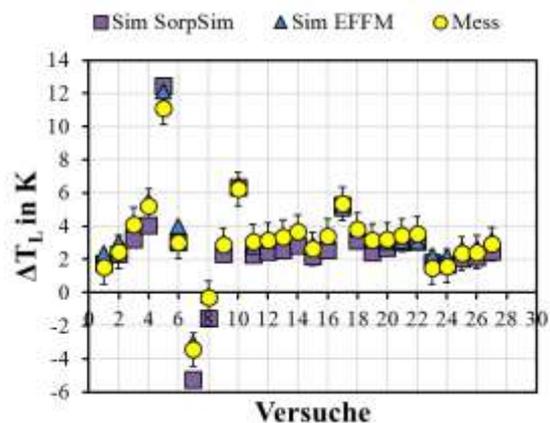
Abb. 73 zeigt den luftseitig ermittelten Dampfmassenstrom und vom EFFM sowie SorpSim-Modell berechneten. Die ausgewählten Messungen sind: 1-4 wird die Heizwassertemperatur (var.  $T_{HW}$ ) im Regenerator variiert (Messung I.1-I.4), Messung 5 wird adiabat durchgeführt (Mälzerei) und Messung 6 mit interner Kühlung (Mälzerei II). Von 7-10 wird Kühlwassertemperatur (var.  $T_{KW}$ ) im Absorber variiert (Messung II.1-II.4), von 11-14 wird die Wasserbeladung der Luft bei Kühlwassertemperatur von  $T_{KW}=20$  °C variiert (var.  $x_L$  bei  $T_{KW}=20$  °C, Messung III.1-III.4), Messung 15 und 16 wird der Heizwassermassenstrom im Regenerator variiert (var.  $\dot{m}_{HW}$  Messung IV.1 und IV.2), von 17-19 wird der Kühlwassermassenstrom im Absorber variiert (var.  $\dot{m}_{KW}$ , Messung V.1-V.3), von 20-22 wird der Luftmassenstrom im Absorber variiert (var.  $\dot{m}_L$  Messung VI.1-VI.3) und schließlich von 23-27 wird die Wasserbeladung der Luft bei Kühlwassertemperatur von  $T_{KW}=30$  °C variiert (var.  $x_L$  bei  $T_{KW}=30$  °C, Messung VII.1-VII.5). Die einzelnen Messreihen und deren Vergleich mit EFFM werden unter 5 diskutiert. Für den Vergleich des SorpSim-Modells mit dem EFFM, werden  $NTU_{SÜ}$ ,

NTUw und Le-Zahl für SorpSim-Simulationen für die untersuchten Messreihen von EFFM ermittelt.

Abb. 73, Abb. 74, Abb. 75 und Abb. 76 zeigen, dass das SorpSim-Modell die Messergebnisse mit den Angaben von EFFM mit sehr guter Übereinstimmung abbilden, wenn die dimensionslosen Kennzahlen mit dem Modell EFFM berechnet werden. Die maximale Abweichung zwischen dem von SorpSim ermittelten Dampfmassenstrom und von der Messung ermittelten beträgt 14,4 % (AAD%=7 %). Die maximale Abweichung des Dampfmassenstroms vom EFFM und SorpSim ist 12,6 % (AAD%=6 %). Der von SorpSim berechnete Dampfmassenstrom übertrifft generell den gemessenen sowie EFFM-Simulierten bis auf Messung 5 (adiabater Absorptionsprozess).



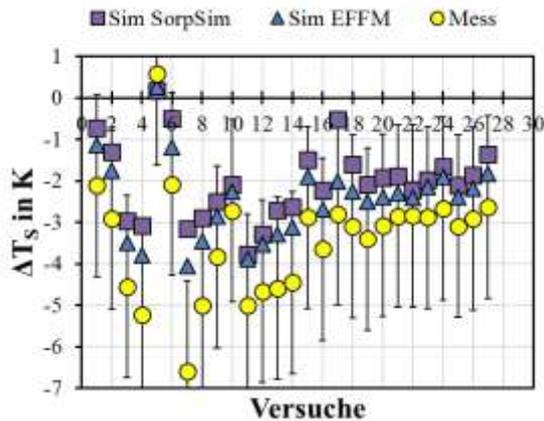
**Abb. 73: Vergleich des ermittelten Dampfmassenstroms von Messung, EFFM-Simulation und SorpSim-Simulation**



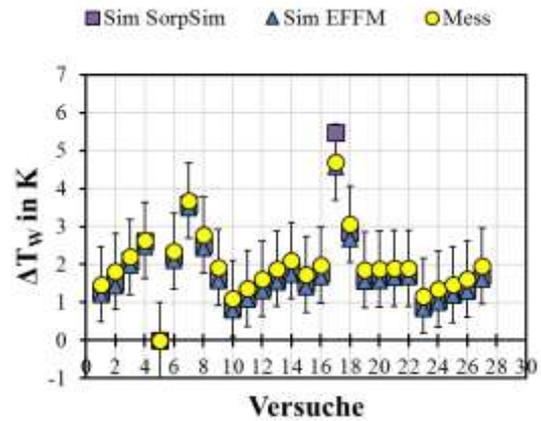
**Abb. 74: Vergleich der ermittelten Temperaturänderung der Luft von Messung, EFFM-Simulation und SorpSim-Simulation**

Die Temperaturänderung der Luft (siehe Abb. 74) berechnet von SorpSim unterschätzt die gemessene sowie die von EFFM simulierte Temperaturänderung (bis auf Messung 5) um maximal 1,8 K (AAD= 0,6 K) und 2,2 K (AAD= 0,7 K).

Aus der Abb. 75 ist ersichtlich, dass die Temperaturänderung des Sorbens in der SorpSim -Simulation die gemessene sowie die mit EFFM simulierte maximal um 3,4 K (AAD= 1,4 K) und 1,5 K (AAD= 0,45 K) unterschätzt. Beide Modelle berechnen die Temperaturänderung des Kühlwassers (Abb. 76) im Vergleich zu den Messungen mit einer kleinen Abweichung von maximal 0,8 K für SorpSim (AAD= 0,2 K) und 0,5 K für EFFM (AAD=0,3 K).



**Abb. 75: Vergleich der ermittelten Temperaturänderung des Sorbens von Messung, EFFM-Simulation und SorpSim-Simulation**



**Abb. 76: Vergleich der ermittelten Temperaturänderung des Kühlwassers von Messung, EFFM-Simulation und SorpSim-Simulation**

Auffällig ist, dass die Abweichung der SorpSim-Ergebnisse (Dampfmassenstrom sowie Temperaturänderung der Luft und des Sorbens) von den Mess- sowie EFFM-Ergebnissen größer wird, je niedriger die Kühlwassertemperatur (Messung 7 und 8) ist. Bei niedrigem Kühlwassermassenstrom und somit hoher  $NTU_w$  (Messung 17) weicht die SorpSim-Temperaturänderung des Kühlwassers sowie Sorbens von der Messung sowie vom EFFM-Ergebnis stark ab.

### 5.2.2.2 Regenerationsprozess

In der Abb. 77 sind der gemessene sowie vom EFFM und SorpSim-Modell simulierte Dampfmassenstrom dargestellt. Die Messergebnisse stammen aus Systemmessung mit der AILR-Anlage und die simulierten Werte werden mit dem EFFM und SorpSim-Modell berechnet. Bezüglich der Messung 1 bis 4 wird die Heizwassertemperatur im Regenerator variiert (Messung I.1 bis I.4), bei der Messung 5 und 6 wird die Regenerationsmessungen von Mälzerei und Mälzerei II durchgeführt, bei der Messung 7 und 8 wird der Heizwassermassenstrom variiert (Messung IV.1 und IV.2) und Messung 9 bis 13 gehören zu der Variation von der Wasserbeladung der Luft am Eintritt (Messung VII.1-VII.5). Die  $NTU_w$  und  $Le$  für die SorpSim-Simulation werden, wie beim Absorptionsprozess, von dem EFFM ermittelt. Die  $NTU_{sü}$  wird für jede einzelne Messung proportional zur logarithmischen Änderung der Wasserbeladung berechnet, die analog zur Berechnung der logarithmischen Temperaturdifferenz (Yang und Qu 2015) erfolgt, weil die SorpSim-Simulation mit EFFM- $NTU_{sü}$  stark von den Messergebnissen abweicht.

Das SorpSim-Modell berechnet den Dampfmassenstrom mit sehr guter Übereinstimmung im Vergleich zur Messung und EFFM-Simulation. Bei den Messungen 5 und 6 überschätzt SorpSim den Dampfmassenstrom des gemessenen sowie des EFFM-simulierten, aufgrund der aus dem Messergebnis bis dreifach

höherer  $NTU_{S\ddot{U}}$  im Vergleich zu  $NTU_{S\ddot{U}}$  für die anderen Messungen. Die maximale relative Abweichung des mit SorpSim simulierten Dampfmassenstroms von dem gemessenen sowie mit EFFM berechneten beträgt 16,4 % (AAD% 7,5 %) und 13 % (AAD% 7,2 %).

Die Temperaturänderung der Luft (Abb. 78), berechnet vom SorpSim, liegt unterhalb der gemessenen sowie der mit EFFM berechneten (bis auf Messung 5 und 6 aufgrund des höheren Dampfmassenstroms) mit einer maximalen Abweichung von 5 K (AAD 3,4 K) von der Messung und 4 K (AAD 2,8 K) von dem EFFM.

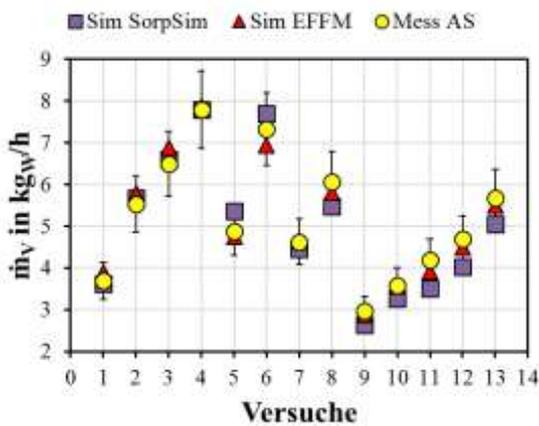


Abb. 77: Der Dampfmassenstrom ermittelt von ALLR-Regeneratormessung und von EFFM- sowie SorpSim-Simulation

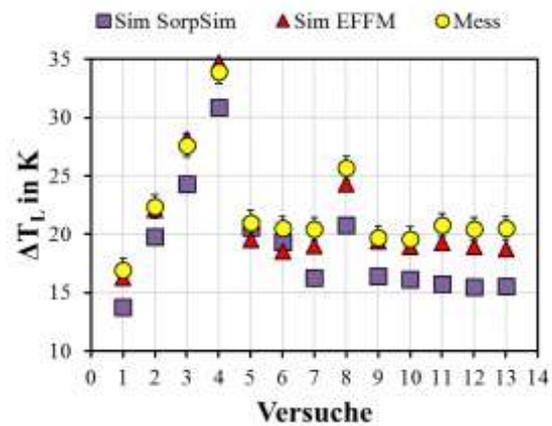
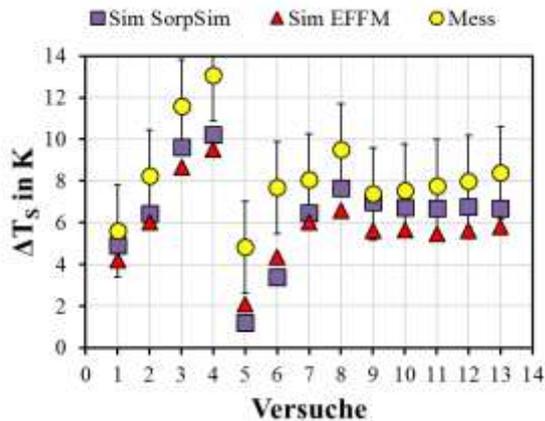


Abb. 78: Temperaturänderung der Luft gemessen und von EFFM- sowie SorpSim-simuliert für Regenerationsprozess

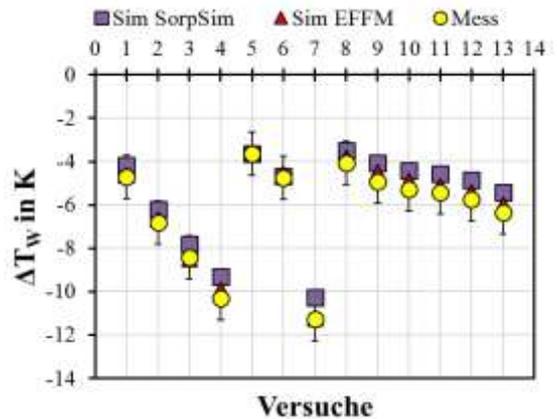
Abb. 79 zeigt die gemessene sowie simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens. Beim SorpSim-Modell wird im Vergleich zum EFFM mehr sensible Wärme an das Sorbens abgegeben und weniger an die Luft. Die maximale Abweichung der berechneten Temperaturänderung des Sorbens vom SorpSim-Modell und der Messung beträgt 4,3 K (AAD= 1,85 K) und von dem EFFM 1,4 K (AAD= 0,9 K).

Beide Modelle berechnen die Temperaturänderung des Heizwassers (Abb. 80) mit einer maximalen Abweichung von 1,0 K (AAD= 0,7 K) für SorpSim und 0,6 K (AAD= 0,4 K) für EFFM von der Messung.

Im Gegensatz zum hier entwickelten EFFM benötigt das SorpSim-Modell neben den Randbedingungen (Massenströme und Temperaturen der Fluide sowie Wasserbeladung der Luft und Massenanteil des Sorbens) die  $NTU_w$ ,  $NTU_{S\ddot{U}}$  und  $Le$  als Eintrittsgrößen, was aufwändig für die Simulation ist und hohe Komplexität für den Einsatz in Systemsimulation bedeutet.



**Abb. 79: Temperaturänderung des Sorbens gemessen und von EFFM- sowie SorpSim-simuliert für Regenerationsprozess**



**Abb. 80: Temperaturänderung des Heizwassers gemessen und von EFFM- sowie SorpSim-simuliert für Regenerationsprozess**

Für die gleiche Menge der Wärme, die vom Kühlwasser abgeführt wird bzw. vom Heizwasser zugeführt wird, ist die Stoffübertragung beim SorpSim-Modell höher als beim EFFM. Für den gleichen Dampfmassenstrom beim Absorptions- und Regenerationsprozess ist die Temperaturänderung der Luft sowie des Wassers beim SorpSim-Modell höher als beim EFFM. Die Temperaturänderung des Sorbens ist jedoch bei SorpSim kleiner als bei EFFM für den Regenerationsprozess.

Obwohl bei SorpSim die wichtigen Größen für die Berechnung vom EFFM und von der Messung ermittelt und für Simulation als Eintrittsgrößen eingesetzt werden, berechnet das EFFM die Wärme- und Stoffübertragung für den Absorptions- sowie Regenerationsprozess deutlich genauer als das SorpSim-Modell, insbesondere für den Regenerationsprozess.

### 5.2.3 Vergleich mit einem NTU-LE-Modell (AILR-Modell)

In diesem Unterkapitel werden die Simulationsergebnisse des EFFM und des AILR-Modells (Kozubal et al. 2014) sowohl miteinander als auch mit den Messergebnissen verglichen. Der Vergleich umfasst den Dampfmassenstrom und Temperaturänderung der Fluide für den Absorptions- und Regenerationsprozess. Die Ergebnisse des AILR-Modells, welches bei AILR entwickelt wurde, wurden von den Autoren (Lowenstein et al.) zur Verfügung gestellt.

#### 5.2.3.1 Wellplatten mit interner Kühlung

Im Folgenden wird die Messreihe der Systemmessung, in der die Heizwassertemperatur am Eintritt des Regenerators variiert wurde (Messung I.1-I.4), betrachtet. Bei dem AILR-Modell wird für die Lewis Zahl für alle Simulationen mit  $Le=0,88$  angesetzt. Beim EFFM liegt die berechnete Lewiszahl zwischen 0,765 und 0,779. Weiterhin wird der Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Sorbens und der

Rohrwand im AILR-Modell anhand der Messergebnisse angepasst und als bekannt vorausgesetzt. Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen der Luft und der Phasengrenze wird anhand eines für die Verdunstungskühlung ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten für das vom Wellplattenhersteller angegebene Luftgeschwindigkeitsprofil (Re-Zahl) in Abhängigkeit von Materialien und deren Abmessung ermittelt. Anhand des Wärmeübergangskoeffizienten, der angepassten Le-Zahl von 0,88 und einem empirischen Korrekturfaktor, der für jede Messung einzeln ermittelt werden muss, wird der Stoffübergangskoeffizient zwischen der Luft und dem Sorbens bestimmt.

Abb. 81 stellt den anhand von Messdaten ermittelten Dampfmassenstrom sowie den simulierten Dampfmassenstrom vom AILR-Modell und dem EFFM im Absorber dar. Für Heizwassertemperaturen im Regenerator von 50 und 60 °C stimmen den Dampfmassenstrom sowie Temperaturänderung der Fluide zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen (AILR-Modell und EFFM) sehr gut überein.

Für höhere Heizwassertemperaturen im Bereich von 70 und 80 °C, d. h. höhere Temperatur und höherer Massenanteil des Sorbens am Eintritt des Absorbers, ist der vom AILR-Modell berechnete Dampfmassenstrom deutlich höher als der gemessenen sowie vom EFFM berechnete aufgrund der höheren Wärmeübertragung zwischen Kühlwasser und Sorbens. Die Abweichung zur Messung beträgt 13 % (AAD%=7,5 %) und zum EFFM 8 % (AAD%=7,5 %). Deswegen wird beim AILR-Modell mehr Wärme durch das Kühlwasser abgeführt als bei EFFM und bei der Messung (siehe Abb. 84).

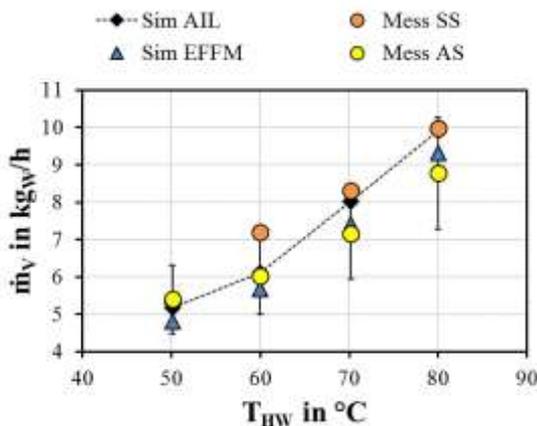


Abb. 81: Dampfmassenstrom ermittelt von AILR-Absorbermessung und von EFFM- sowie AILR-Simulation

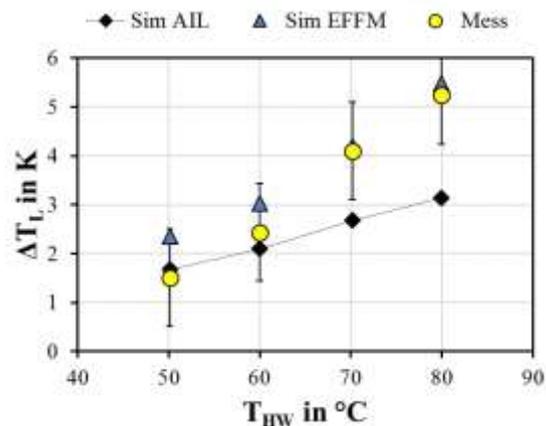
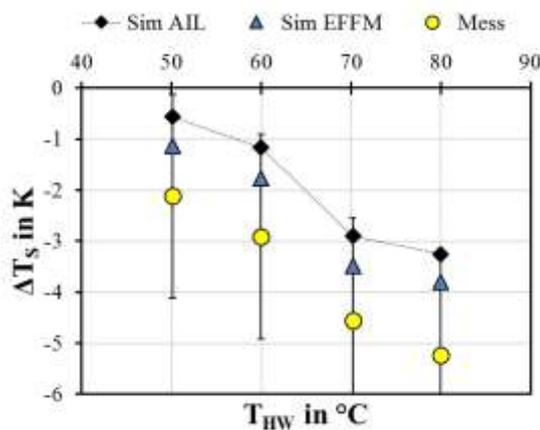


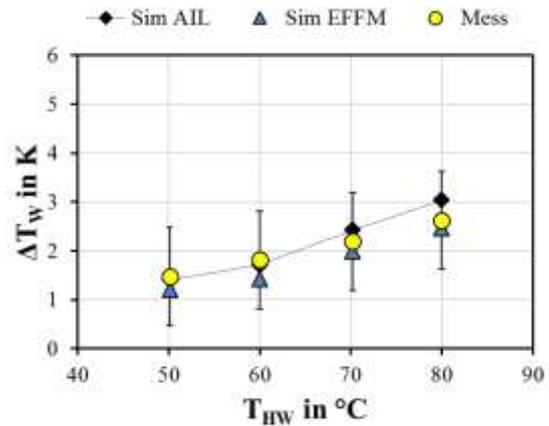
Abb. 82: Temperaturänderung der Luft ermittelt von AILR-Absorbermessung und von EFFM- sowie AILR-Simulation

Liegt  $T_{HW}$  bei 60 bis 80 °C am Eintritt des Regenerators, ist die Stoffübertragung nach dem AILR-Modell höher als bei der Messung (Luftseite) und dem EFFM, aber die größere Menge an freiwerdender Sorptionswärme wird vom Kühlwasser und Sorbens abgeführt. Aus diesem Grund liegt die vom AILR-Modell berechnete

Temperaturerhöhung der Luft (Abb. 82) gegenüber der gemessenen um 2 K (AAD=1 K) und gegenüber der vom EFFM berechneten Temperaturerhöhung um 2,3 K (AAD=1,4 K) höher.



**Abb. 83: Temperaturänderung des Sorbens gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Absorptionsprozess**



**Abb. 84: Temperaturänderung des Kühlwassers gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Absorptionsprozess**

Die Abweichung der Temperaturänderung des Sorbens berechnet vom AILR-Modell und vom EFFM ist fast konstant für alle vier Messungen und beträgt ca. 0,6 K (siehe Abb. 83). Die maximale Abweichung der vom AILR-Modell berechneten Temperaturerhöhung des Kühlwassers von der gemessenen und von dem EFFM berechneten beträgt 0,4 K (AAD=0,2 K) und 0,6 K (AAD=0,4 K) (siehe Abb. 84).

Zusammenfassend werden die Wärme- und Stoffübertragungskoeffizienten sowie Le-Zahl beim AILR-Modell anhand von Messdaten angepasst. Trotzdem überschätzt das AILR-Modell im Vergleich zur EFFM und Messung die Stoffübertragung (Dampfmassenstrom) sowie Temperaturänderung des Kühlwassers aufgrund der höheren Wärmeübertragung zwischen Kühlwasser und Sorbens. Jedoch unterschätzt das AILR-Modell die Temperaturänderung der Luft sowie des Sorbens.

Im Anhang unter 8.15 wird ein weiterer Vergleich zwischen EFFM, AILR-Modell und Messung für einen Absorptionsprozess durchgeführt, indem die Wasserbeladung der Luft am Eintritt von 9 bis 18 g<sub>w</sub>/kg<sub>tr,L</sub> variiert wurde. Der vom AILR-Modell berechnete Dampfmassenstrom weicht maximal von dem gemessenen um 18 % (AAD%=8 %) ab. Das AILR-Modell bildet die Temperaturänderung der Luft sowie des Kühlwassers mit maximaler Abweichung von 0,8 K gut ab. Die Randbedingungen sowie die Ergebnisse sind im Anhang unter 8.15 zu entnehmen.

### 5.2.3.2 Wellplatten mit interner Heizung

Abb. 85, Abb. 86, Abb. 87 und Abb. 88 zeigen den Vergleich zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen (AILR-Modell und EFFM) für die Variation der Heizwassertemperatur für den Regenerator. Die Simulationsergebnisse werden von AILR-Modell und EFFM erzeugt. Wie bei der Absorptionsmessung werden im Modell von AILR der Wärme- und Stoffübertragungskoeffizient der Luft sowie die Le-Zahl und der Wärmeübergangskoeffizient des Sorbens empirisch angepasst.

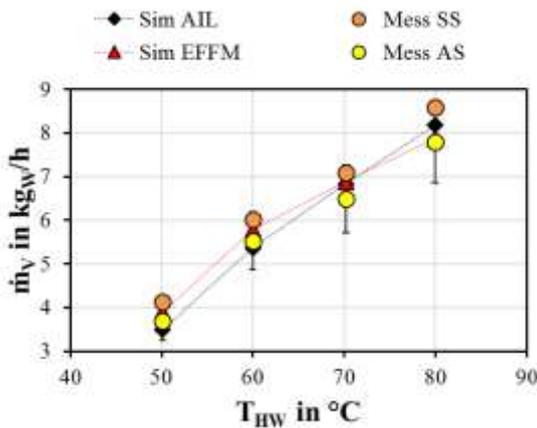


Abb. 85: Der Dampfmassenstrom ermittelt von AILR-Regeneratormessung und von EFFM- sowie AILR-Simulation

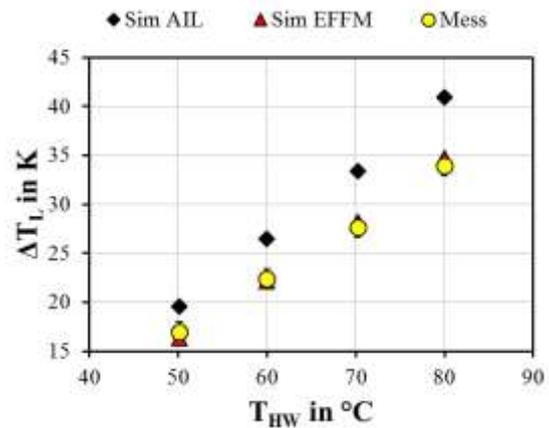


Abb. 86: Temperaturänderung der Luft ermittelt von AILR-Regeneratormessung und von EFFM- sowie AILR-Simulation

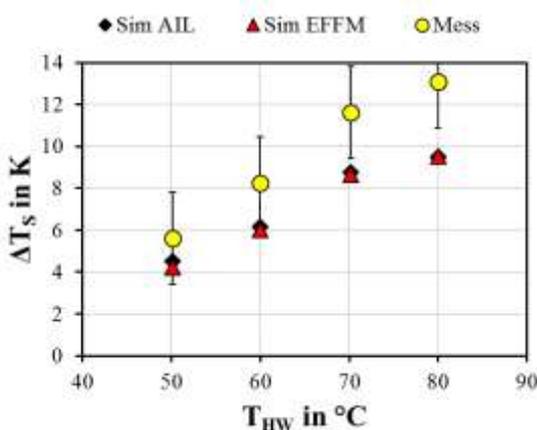


Abb. 87: Temperaturänderung des Sorbens gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Regenerationsprozess

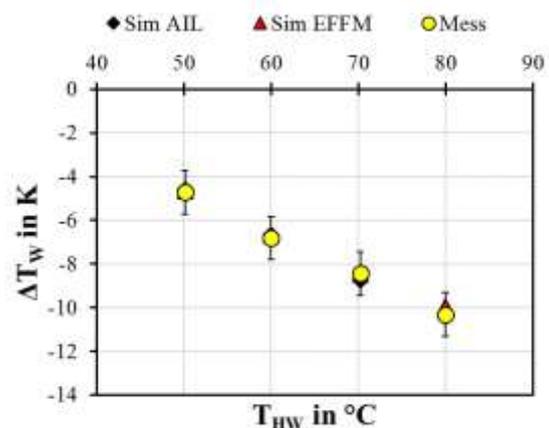


Abb. 88: Temperaturänderung des Heizwassers gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Regenerationsprozess

Der mit dem AILR-Modell ermittelte Dampfmassenstrom (Abb. 85) hat im Vergleich zu aus den Messdaten ermittelten Dampfmassenstrom eine maximale Abweichung von 6 % (AAD%= 4,6 %) und im Vergleich zum EFFM eine maximale Abweichung von 10,4 % (AAD%=5,6 %).

Die mit dem AILR simulierte Temperaturänderung des Heizwassers (Abb. 88) weicht maximal um 0,5 K (AAD=0,2 K) von der gemessenen und der mit dem EFFM simulierten ab.

Beide Modelle bilden die Temperaturänderung des Sorbens (Abb. 87) mit maximaler Abweichung im Vergleich zur Messung von 0,3 K (AAD=0,1 K) ab.

Auffällig ist jedoch die Abweichung des AILR- Modells für die Temperaturerhöhung der Luft. Diese beträgt bei dem AILR-Modell im Vergleich zur Messung maximal 7 K (AAD=5 K) und im Vergleich zur EFFM-Simulation 6,2 K (AAD=5 K) (siehe Abb. 86).

Bei  $T_{HW}=70\text{ °C}$  sind der Dampfmassenstrom sowie die Temperaturänderung des Heizwassers und Sorbens berechnet nach AILR-Modell und EFFM fast gleich (Abweichung 0,8 %, 0,3 K und 0,1 K). Trotzdem übertrifft die vom AILR-Modell berechnete Temperaturänderung der Luft die EFFM-berechnete mit 5,2 K.

Zusammenfassend berechnet das AILR-Modell im Vergleich zur Messung und den Simulationsergebnissen des EFFM die Stoffübertragung (d.h. den Dampfmassenstrom) für den Regenerations- und Absorptionsprozess mit einer Abweichung bis 13 % (AAD%=6 %) für die Messung und 10 % (AAD%=6,5 %) für das EFFM. Das AILR-Modell bildet die Temperaturänderung des Heiz-/Kühlwassers und des Sorbens mit einer maximalen Abweichung von 0,6 K (AAD=0,4 K) im Vergleich zu EFFM ab. Die Temperaturänderung der Luft berechnet vom AILR-Modell zeigt eine höhere Abweichung (max. 2 K für Absorption und 7 K für Regeneration) verglichen mit den Mess- und EFFM-Ergebnissen. Bei der Modellierung des Regenerationsprozesses (AILR-Modell) liegt vermutlich ein Modellfehler bezüglich der Berechnung der Lufttemperatur am Austritt vor.

## 5.3 Vergleich mit Messdaten anderer Geometrien

### 5.3.1 Absorption an ebenen Platten (Messung und FDM-Simulation)

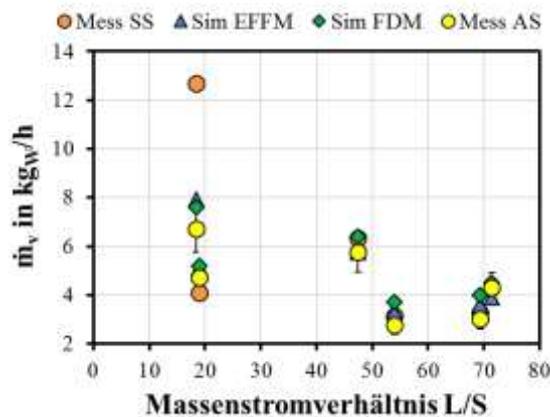
In diesem Abschnitt werden die Messergebnisse eines adiabaten Plattenabsorbers mit den EFFM sowie mit FDM verglichen. Der Plattenabsorber ist unter 2.4.2 beschrieben. Insgesamt wurden 6 Messungen ausgewertet und mit EFFM sowie FDM simuliert.

Die Randbedingungen und die Austrittsgrößen der Messungen 1 bis 5 sind in Tab. 27 und Tab. 28 im Anhang dargestellt. Der Massenbilanzkoeffizient liegt für die Messungen zwischen 0,53 und 1,15. Die Abweichung des Massenbilanzfaktors von 1 ist aufgrund der Messfehler, insbesondere bei der Messung des Massenanteils des Sorbens am Austritt des Absorbers.

Der Energiebilanzfaktor luftseitig liegt zwischen 1,25 und 1,54. Die freiwerdende Energie (Sorptionswärme) ist größer als die Summe der sensiblen Erwärmung der Luft und des Sorbens. Das kann auf den Fehler der Dichtemessung sowie Messfehler bei

der Luft- und Sorbenstemperatur am Austritt zurückgeführt werden. Bei höherer Temperatur der Luft bzw. des Sorbens spielen die Wärmeverluste an die Umgebung auch eine Rolle bei abweichender Energiebilanz.

In Abb. 89 sind der aus den Messdaten ermittelte Dampfmassenstrom sowie der vom EFFM und FDM simulierte dargestellt. Beide Modelle berechnen den Dampfmassenstrom mit einer maximalen Abweichung von der Messung von 33 % für das FDM (AAD%=17 %) und von 18 % für das EFFM (AAD%=12 %). Die Ergebnisse des EFFM hinsichtlich des Dampfmassenstroms weichen von den Ergebnissen des FDM maximal um 14 % ab (Messung 3), wo das Massenstromverhältnis der Luft zum Sorbens MR= 71 beträgt (siehe auch 5.2.1.1).

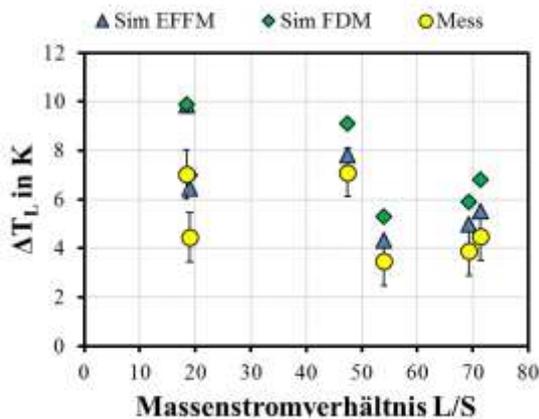


**Abb. 89: Der gemessene und von EFFM sowie FDM berechnete absorbierte Wasserdampfmassenstrom für den adiabaten Absorptionsprozess, Plattenabsorber**

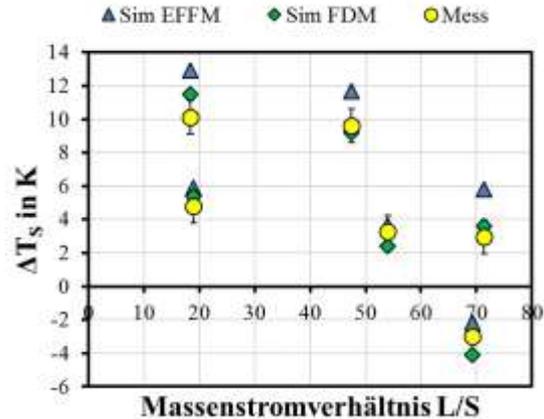
Die Abb. 90 und Abb. 91 stellen die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft und des Sorbens dar. Bei der Temperaturänderung der Fluide berechnet das EFFM die Temperaturänderung der Luft mit einer maximalen Abweichung von 1,3 K (AAD=0,8 K) zum FDM. Für die Temperaturänderung des Sorbens beträgt die maximale Abweichung 2,5 K (AAD=1,6 K) zum FDM. Es fällt auf, dass bei der Temperaturänderung der Luft und des Sorbens die Abweichung vom EFFM und FDM bei den Messungen 2,3,5 und 6 deutlich größer sind als bei den übrigen Messungen. Die Abweichung zwischen EFFM und FDM bei diesen Messungen (2, 3, 5 und 6) hinsichtlich der Temperaturänderung der Luft sowie des Sorbens liegt in dem höheren Massenstromverhältnis (MR=>50) zwischen der Luft und dem Sorbens begründet. Bei kleinen Massenstromverhältnis von ca. 20 wie bei Messung 1 und 4 ist die Abweichung zwischen FDM und EFFM deutlich geringer.

Bei der Messung (von 1 bis 6) ist der Energiebilanzfaktor im Bereich von 1,20 und 1,54. Das heißt, dass der sensible Teil der Wärme (sensible Luft- und Sorbenswärme) geringer ist als der latente Teil (freiwerdende Sorptionswärme). Das liegt an

Messfehler bei der Messung von der Austrittstemperatur der Luft und des Sorbens. Somit sollte die gemessene Temperaturänderung der Luft und des Sorbens höher als die aktuelle sein. Deswegen liegen die gemessene Temperaturänderung der Luft und des Sorbens (bis auf beim Versuch 5) unter den vom EFFM sowie FDM simulierten. Die mit dem EFFM berechnete Temperaturänderung weicht von der gemessenen für die Luft um maximal 2,8 K (AAD=1,4 K) und für das Sorbens um max 2,8 K (AAD=1,7 K) ab.



**Abb. 90: Die gemessene und von EFFM sowie FDM berechnete Temperaturerhöhung der Luft für den adiabaten Absorptionsprozess, Plattenabsorber**



**Abb. 91: Die gemessene und von EFFM sowie FDM berechnete Temperaturänderung des Sorbens für den adiabaten Absorptionsprozess, Plattenabsorber**

### 5.3.2 Rohrbündelregenerator

In diesem Abschnitt werden die Messergebnisse eines Rohrbündelregenerators mit den Simulationsergebnissen des EFFM verglichen. Der Rohrbündelregenerator ist unter 2.4.1 beschrieben. Insgesamt werden 13 Messungen ausgewertet und mit dem EFFM simuliert. Die Eintrittsbedingungen der Messungen, die Austrittsgrößen, die berechneten Bilanzfaktoren und der ermittelte Dampfmassenstrom sind in der Tab. 29 und Tab. 30 im Anhang aufgelistet. Der Massenbilanzkoeffizient für die Messungen liegt zwischen 1,2 und 2. Die Abweichung von 1 lässt sich durch Messfehler insbesondere auf der Luftseite begründen. Diese Schlussfolgerung ergibt sich daraus, dass der luftseitig ermittelte Energiebilanzfaktor zwischen 1,4 und 1,8 liegt, aber der sorbensseitige Wert zwischen 0,8 und 1,3. Deswegen wird für den Vergleich Messung und EFFM-Simulation der sorbensseitig gemessene Dampfmassenstrom benutzt.

Die Benetzung wird visuell eingeschätzt und beträgt nach (Jaradat 2016) ca. 68 % (siehe 8.10.4 im Anhang).

Wie in der der Abb. 92 erkennbar ist, bildet das EFFM den gemessenen Dampfmassenstrom mit einer maximalen Abweichung von 27 % (Messung 1) und einer durchschnittlichen Abweichung (AAD%) von 13 % ab. Das EFFM berechnet die

Temperaturerhöhung der Luft (Abb. 93) mit einer maximalen Abweichung zur gemessenen von 1,5 K (AAD=0,6 K) bei der Messung 7.

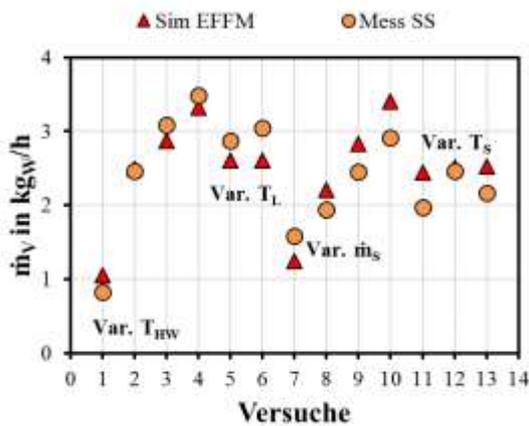


Abb. 92: Der Dampfmassenstrom ermittelt von Rohrbündel-Regeneratormessung und von EFFM-Simulation

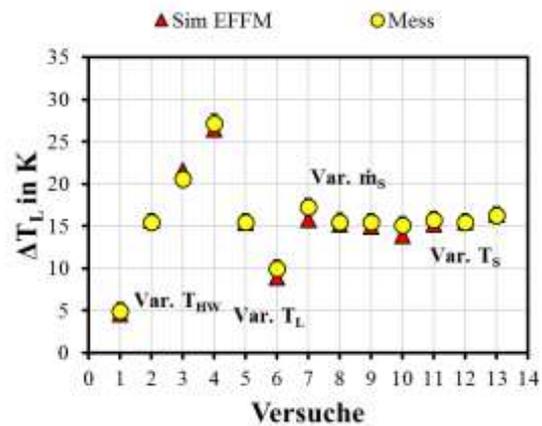


Abb. 93: Temperaturänderung der Luft von Rohrbündel-Regeneratormessung und von EFFM-Simulation

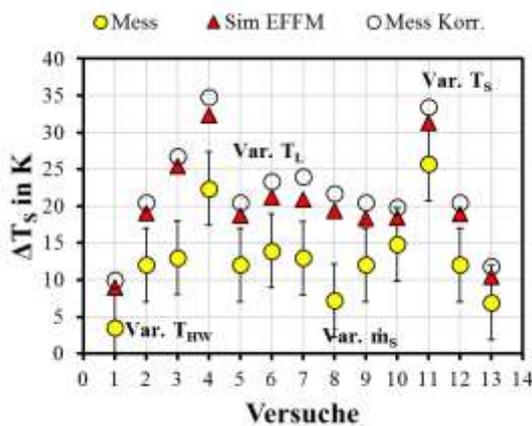


Abb. 94: Temperaturänderung des Sorbens von Rohrbündel-Regeneratormessung und von EFFM-Simulation

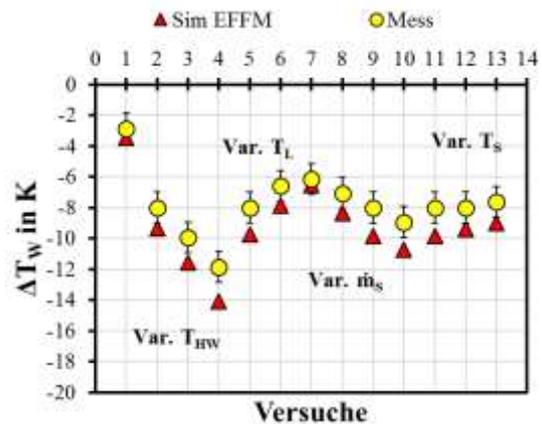


Abb. 95: Temperaturänderung des Heizwassers von Rohrbündel-Regeneratormessung und von EFFM-Simulation

Die Abweichung der simulierten Temperaturänderung des Heizwassers von der gemessenen beträgt maximal 2,2 K (AAD=1,5 K) bei der Messung 4 (bei der höchsten Heizwassertemperatur am Eintritt  $T_{HW}=89,2$  °C).

Für die Temperaturänderung des Sorbens ist die gemessene Temperaturänderung aufgrund der Wärmeverluste (Messung 2,3 und 4 mit höherem Heizwassertemperatur am Eintritt) sowie des Messverfahrens fehlerbehaftet, Das Sorbens strömt sehr langsam an den Platten herunter und wird in einer Wanne gesammelt. In dieser Wanne befindet sich der Temperatursensor. Aus diesem Grund wird wie bei den Regenerationsmessung mit dem Wellplattenregenerator (AILR-Anlage) zusätzlich

eine korrigierte Austrittstemperatur des Sorbens berechnet. Diese wird aus dem Mittelwert der Austrittstemperatur der Luft sowie des Heizwassers gebildet und ist in der Abb. 94 als Mess Korr. bezeichnet. Die Ergebnisse des EFFM stimmen auch in Hinsicht der Tendenz mit den korrigierten Messwerten der Austrittstemperatur des Sorbens im Vergleich zu den Messergebnissen besser überein.

Zusammenfassend werden die Messungen an zwei unterschiedlichen Anlagen mit EFFM simuliert. Die erste Anlage ist ein adiabater Plattenabsorber und die zweite ein Rohrbündelregenerator. Für den adiabaten Absorptionsprozess berechnet der EFFM den Dampfmassenstrom mit einer mittleren Abweichung von 12 % von dem gemessenen Dampfmassenstrom. Für die Temperaturerhöhung der Luft und des Sorbens beträgt die mittlere Abweichung 1,4 K für die Luft und 1,7 K für Sorbens (AAD%=4 % für Austrittstemperatur der Luft und des Sorbens). Die Abweichungen können zum Teil mit Messunsicherheiten erklärt werden.

Bei dem Vergleich der EFFM-Ergebnisse mit den Messergebnissen des Rohrbündelregenerators beträgt die mittlere Abweichung des simulierten Dampfmassenstroms von dem gemessenen 13 %. Für die Temperaturänderung ist die mittlere Abweichung 0,6 K für die Luft und 1,45 K für das Heizwasser (1 % und 2 % für die Austrittstemperaturen der Luft und des Heizwassers). Die Abweichung können zum Teil auf Messunsicherheiten, insbesondere der Massenanteil und die Temperatur des Sorbens sowie die Wasserbeladung der Luft am Austritt und die Benetzung zurückgeführt werden. Des Weiteren liegen allen Modellen unterschiedliche stark vereinfachende Annahmen zur Beschreibung des Wärme- und Stoffübergangs zugrunde.

Das EFFM lässt sich gut auf andere Geometrien übertragen. Dazu müssen die Berechnungsansätze der Wärmeübergangskoeffizienten (Luft/Phasengrenze und Sorbens/Wasser) nach VDI-Wärmeatlas geändert werden. Die Abweichung bezüglich der gemessenen und simulierten Wärme- und Stoffübertragung ist deutlich kleiner bei den Wellplatten- und Plattenwärme- und -stoffübertragern im Vergleich zu dem Rohrbündelregenerator, allerdings ist die Messunsicherheiten bei dem Rohrbündelregenerator deutlich höher.

## 6 Systemmodell einer offenen Absorptionsanlage

In diesem Kapitel wird das Systemmodell einer offenen Absorptionsanlage, welches in der Simulationsumgebung TRNSYS abgebildet wurde, zunächst beschrieben und anschließend mit Messdaten validiert. Das Systemmodell bildet die reale Versuchsanlage ab, welche in Kapitel 2.5 beschrieben wird. Für die Validierung werden dynamische und stationäre Messergebnisse mit den Modellergebnissen verglichen. Anschließend wird die Verschaltung des Systemmodells der Flüssigsorptionsanlage mit einer Solarthermieanlage zur Bereitstellung der Regenerationswärme dargestellt. Für die Anwendung des Kondensationsschutzes in einem Industriegebäude werden die Ergebnisse einer Jahressimulation vorgestellt und diskutiert.

### 6.1 Systemmodell in TRNSYS

Die AILR-Anlage wurde als Systemmodell in TRNSYS abgebildet. Das Modell wurde anhand von Labormessungen validiert. Es dient zur Simulation von Jahresverläufen.

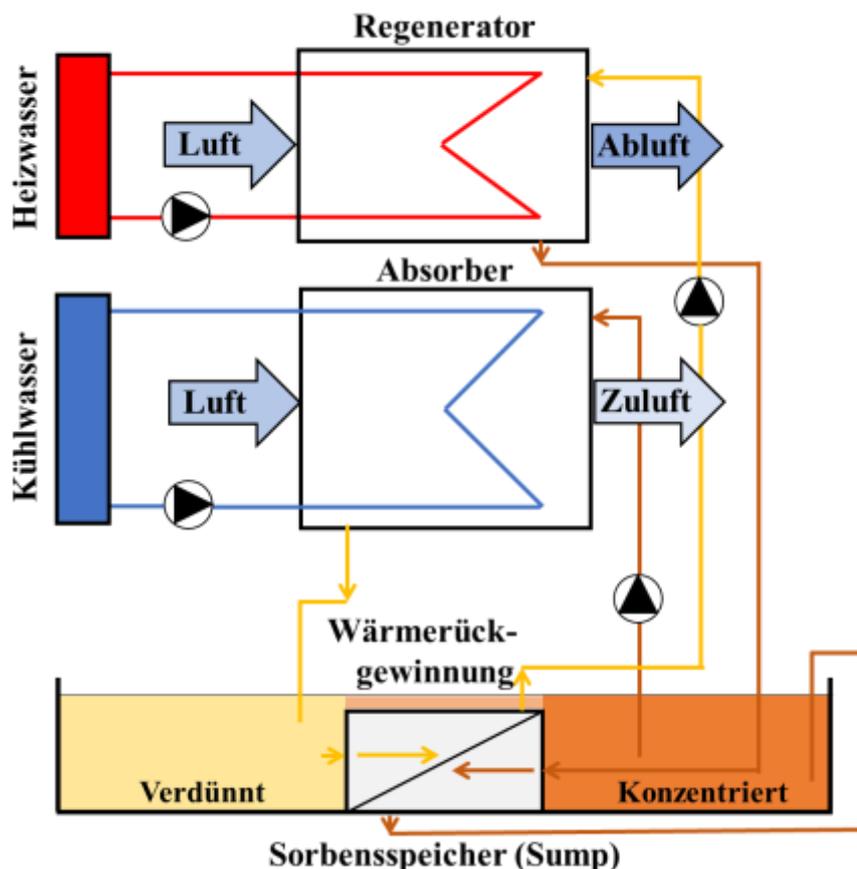


Abb. 96: Systemskizze der AILR-Anlage (Absorber, Regenerator, Sorbensspeicher, Kühl- sowie Heizwasserkreis und Wärmerückgewinnung).

Die Flüssigsorptionsanlage (AILR-Anlage) besteht aus zwei Wärme- und Stoffübertragern, dem Absorber und dem Regenerator, einem Gegenstromwärmeübertrager und einem geteilten Sorbensspeicher (Sump) (siehe Abb. 96).

Der Sorbensspeicher ist durch einen Wärmeübertrager für das Sorbens zur Wärmerückgewinnung in zwei Bereiche aufgeteilt. Dies führt dazu, dass sich in dem einen Bereich das konzentrierte Sorbens sammelt und in dem anderen das verdünnte. Oberhalb des Wärmeübertragers kann das Sorbens jedoch von einem Bereich in den andern strömen. In welche Richtung der Austausch stattfindet, hängt von dem Verhältnis des Sorbensmassenstroms zwischen Absorbereintritt und Regeneratöraustritt ab. Ist zum Beispiel der Sorbensmassenstrom am Absorbereintritt größer als am Regeneratöraustritt, strömt verdünntes Sorbens in den Bereich des konzentrierten Sorbens und somit findet dort eine Durchmischung statt. Der Überflutungsmassenstrom entspricht dem Unterschied zwischen dem Sorbensmassenstrom am Eintritt des Absorbers und am Austritt des Regenerators. Bei Systembetrachtungen können Temperaturen und Massenanteile des Sorbens am Absorber- und Regeneratoreintritt nicht unabhängig voneinander eingestellt werden, sondern ergeben sich aus den sonstigen Randbedingungen. Die Komponenten des Systemmodells werden in den folgenden Abschnitten beschrieben.

### 6.1.1 Absorber- und Regeneratormodell

Das unter 4.2 beschriebene EFFM wurde in Fortran 90 entwickelt. Um das Absorber- und Regeneratormodell in einem Systemmodell eines Flüssigsorptionssystems einsetzen zu können, wurde das EFFM in TRNSYS als TYPE implementiert.

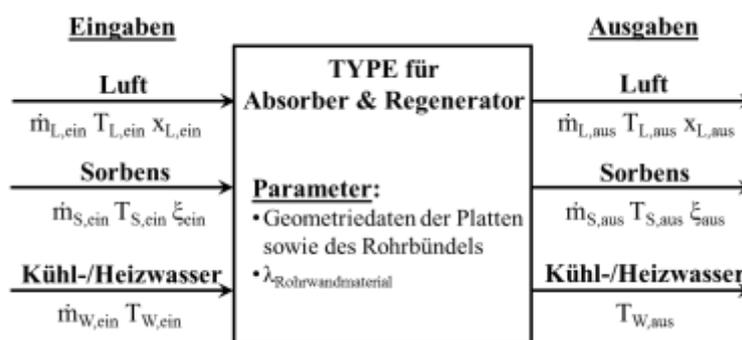


Abb. 97 :TRNSYS-Type für Absorber sowie Regenerator, die Eintritts- und die Austrittsgrößen mit den Parametern

Abb. 97 zeigt Eintritts- und Austrittsgrößen sowie die Parameter des TRNSYS-Types. Modelleintritts- und Austrittsgrößen sind die Temperaturen und Massenströme der Fluide sowie die Wasserbeladung der Luft und der Massenanteil des Sorbens. Der

Heiz- und Kühlwassermassenstrom bleibt unverändert und ist in Abb. 97 daher nicht als Austrittsgröße aufgeführt. Die Geometriedaten der Platten und des Rohrbündels sowie die Wärmeleitfähigkeit des Rohrwandmaterials sind Modellparameter, d.h. die Werte sind Eingangsgrößen, bleiben aber während der Simulation konstant. Der TRNSYS-Type beschreibt die Wärme- und Stoffübertragung für den Absorptions- und den Regenerationsprozess mit ein und demselben Modell.

### 6.1.2 Sorbensspeicher

Das Gesamt-Sorbensspeichervolumen wird als zwei voneinander getrennte Speicher abgebildet. Unterscheiden sich die Massenströme im Absorber und Regenerator, so wird in der Simulation ein Teil des höheren Massenstroms in den jeweils anderen Speicher geleitet, so dass eine Durchmischung abgebildet wird. Die beiden Speicher (für das verdünnte Sorbens und das konzentrierte Sorbens) werden mit demselben zugrundeliegenden Modell abgebildet. Das Modell ist im Rahmen einer Masterarbeit entstanden (Nerger 2013). Die Durchmischung des Sorbens in Abhängigkeit des Massenstromanteils im Absorber und Regenerator wurde im Rahmen dieser Arbeit weiterentwickelt. Es ist ein Ein-Knoten-Modell mit einer homogenen Temperatur und einem homogenen Massenanteil des Sorbens.

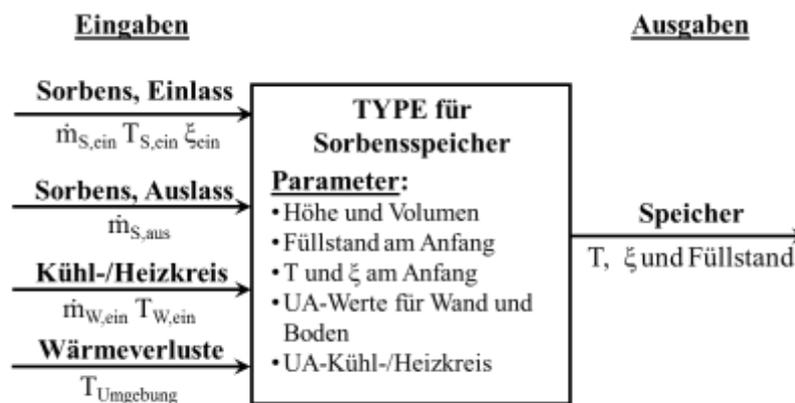


Abb. 98: TRNSYS-Type für Sorbensspeicher, die Eintritts- und die Austrittsgrößen mit den Parametern

Die Modelleintritts- sowie Austrittsgrößen und Parameter sind in Abb. 98 zu sehen. Eine Schichtung im Speicher wird nicht abgebildet. Die Wärmeverluste bzw. Wärmeübertragung an bzw. von der Umgebung können durch den UA-Wert für die Speicherwand und die Temperaturdifferenz von Umgebungstemperatur und Sorbenstemperatur im Speicher vom Modell berechnet werden. Die Verluste können bei der Energiebilanz im Speicher berücksichtigt werden.

In den im Folgenden dargestellten Simulationsrechnungen wird zudem die Wärmeübertragung an bzw. von der Umgebung vernachlässigt ( $UA_{Wand} = UA_{Boden} = 0$ ). Die Massenbilanz des Salzes und des Wassers im Speicher wird mit folgenden Gleichungen ermittelt werden:

$$\frac{dm_{\text{Salz}}}{dt} = \frac{d(m_{\text{S,ein}} \cdot \xi_{\text{ein}} - m_{\text{S,aus}} \cdot \xi_{\text{Speicher}})}{dt} \quad \text{6-1}$$

$$\frac{dm_{\text{W}}}{dt} = \frac{d(m_{\text{S,ein}} \cdot (1 - \xi_{\text{ein}}) - m_{\text{S,aus}} \cdot (1 - \xi_{\text{Speicher}}))}{dt} \quad \text{6-2}$$

Aus den Gleichungen 6-1 und 6-2 wird die Masse sowie der Massenanteil des Sorbens im Speicher berechnet. Die Energiebilanz wird mit folgender Gleichung berechnet:

$$\begin{aligned} \frac{d(m_{\text{S,Speicher}} \cdot c_{\text{P,Speicher}} \cdot T_{\text{Speicher}})}{dt} \\ = \frac{d(m_{\text{S,ein}} \cdot T_{\text{S,ein}} \cdot c_{\text{P,ein}})}{dt} - UA \cdot \frac{d(T_{\text{Speicher}} - T_{\text{Umgebung}})}{dt} \end{aligned} \quad \text{6-3}$$

Die Enthalpie des Speichers wird folgendermaßen berechnet:

$$H_{\text{Speicher},t} = H_{\text{Speicher},t-1} + m_{\text{S,ein}} \cdot T_{\text{S,ein}} \cdot c_{\text{P,ein}} \quad \text{6-4}$$

Aus Gleichung 6-5 erfolgt der Berechnung der Speichertemperatur:

$$T_{\text{Speicher},t} = T_{\text{Speicher},t-1} + \frac{\Delta H_{\text{Speicher}}}{m_{\text{S,Speicher}} \cdot c_{\text{P,Speicher}}} \quad \text{6-5}$$

Bei der Berechnung der spezifischen Wärmekapazität des Speichers  $c_{\text{P,Speicher}}$  (Gleichung 6-5) wurde der Massenanteil des Sorbens im Speicher für den Zeitschritt  $t$  und die Temperatur des Sorbens im Speicher für den Zeitschritt  $t-1$  eingesetzt.

Das Speichermodell bildet keine Schichtung ab, aber aufgrund der geringen Füllmengen (30-40 l) im Vergleich zum Sorbensvolumenstrom (200-300 l/h) lässt sich der Fehler vernachlässigen.

Für die AILR-Anlage ist der Sorbensmassenstrom am Eintritt des Absorbers in der Regel größer als der Massenstrom, der sich am Austritt des Regenerators einstellt. Die Durchmischung findet somit in dem Bereich des konzentrierten Sorbens des

Speichers (Sump) statt. Diese Durchmischung wird modelliert, indem das Sorbens am Austritt des Regenerators nach der Wärmerückgewinnung mit einem Teil des aus dem Absorber ausströmenden Sorbens gemischt wird in dem Speichertank mit konzentriertem Sorbens. Dieser Massenstrom ( $\dot{m}_{S,misch}$ ) entspricht der Differenz zwischen dem in den Absorber einströmenden Sorbensmassenstrom und dem aus dem Regenerator ausströmenden Sorbens. Der in den Speicher des konzentrierten Sorbens einströmende Massenstrom wird nach Gleichung 6-6 berechnet:

$$\dot{m}_S = \dot{m}_{S,Reg,aus} + \dot{m}_{S,misch} \quad 6-6$$

Mit  $\dot{m}_{S,misch}$ :

$$\dot{m}_{S,misch} = \dot{m}_{S,Abs,ein} - \dot{m}_{S,Reg,aus} \quad 6-7$$

Der Massenanteil des Sorbens nach der Durchmischung wird nach folgender Gleichung (Massenbilanz) ermittelt:

$$\xi = \frac{m_{Salz,misch} + m_{Salz,Reg,aus}}{m_{Salz,misch} + m_{W,misch} + m_{Salz,Reg,aus} + m_{W,Reg,aus}} \quad 6-8$$

Die Temperatur des Sorbens nach der Mischung wird anhand der Energiebilanz nach folgender Gleichung berechnet:

$$T = \frac{\dot{m}_{S,Reg,aus} \cdot c_{P,S,Reg,aus} \cdot T_{S,Reg,aus} + \dot{m}_{S,misch} \cdot c_{P,S,Abs,aus} \cdot T_{S,Abs,aus}}{\dot{m}_S \cdot c_{P,S}} \quad 6-9$$

### 6.1.3 Wärmeübertrager für die Wärmerückgewinnung

Das verwendete Modell für den Wärmeübertrager der Wärmerückgewinnung für das Sorbens vor und nach dem Regenerator ist aus der TRNSYS-Standardbibliothek (Type 5b) entnommen. Der Wärmeübertrager ist ein Gegenstromwärmeübertrager. Das Modell berechnet die Austrittstemperatur der jeweiligen Fluide mit der Eingabe des UA-Werts als Parameter und den Eintrittstemperaturen und Wärmekapazitätsströme der jeweiligen Fluide als Eintrittsgrößen. Der verwendete UA-Wert wurde anhand von Messergebnissen von den Systemmessungen ermittelt. Von den gegebenen Temperaturen (siehe Abb. 169 im Anhang), entspricht  $T_{HS,ein}$  der Sorbenstemperatur am Regeneratöraustritt  $T_{S,Reg,aus}$ ; und  $T_{KS,aus}$  der

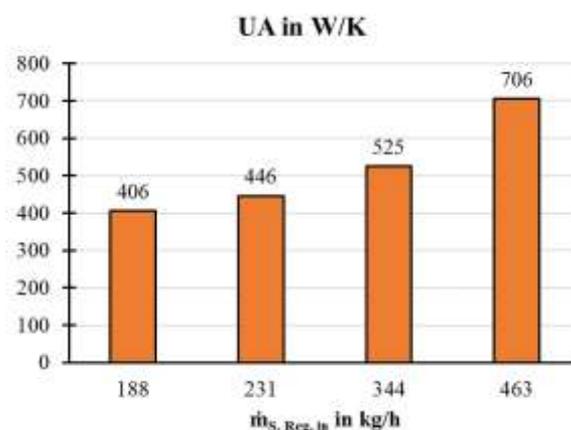
Sorbenstemperatur am Regeneratoreintritt  $T_{S,Reg,ein}$ . Bis auf  $T_{HS,aus}$  werden alle Temperaturen gemessen. Der Sorbensmassenstrom am Eintritt in den Regenerator  $\dot{m}_{S,Reg,ein}$  wird gemessen und der Sorbensmassenstrom am Austritt des Regenerators  $\dot{m}_{S,Reg,aus}$  wird anhand vom gemessenen  $\dot{m}_{S,Reg,ein}$  und berechneten Dampfmassenstrom  $\dot{m}_{V,AS}$  ermittelt.  $T_{HS,aus}$  wird anhand der Energiebilanz im Wärmeübertrager ermittelt. Anschließend wird der UA-Wert nach folgender Gleichung berechnet:

$$UA = \frac{\dot{m}_{S,Reg,ein} \cdot c_{pm} \cdot (T_{KS,aus} - T_{KS,ein})}{LMTD} \quad \mathbf{6-10}$$

Hierbei wird die logarithmische mittlere Temperaturdifferenz (LMTD) wie folgt berechnet:

$$LMTD = \frac{(T_{HS,ein} - T_{KS,aus}) - (T_{HS,aus} - T_{KS,ein})}{\ln \frac{(T_{HS,ein} - T_{KS,aus})}{(T_{HS,aus} - T_{KS,ein})}} \quad \mathbf{6-11}$$

Die spezifische Wärmekapazität des Sorbens  $c_{pm}$  in Gleichung 6-10 wird mit der mittleren Temperatur der kalten Seite und dem Massenanteil des verdünnten Sorbens berechnet. Für einen Sorbensmassenstrom am Eintritt des Regenerators von 230 kg/h, einer Heizwassertemperatur von 60 °C und einer Sorbenstemperatur am Eintritt des Regenerators von 41 °C beträgt der UA-Wert beispielsweise 450 W/K.



**Abb. 99: UA-Wert für die Wärmerückgewinnung im Sorbenskreis vor und nach dem Regenerator für unterschiedlichen Sorbensmassenstrom am Regeneratoreintritt**

Es wurde eine Messreihe mit vier unterschiedlichen Sorbensmassenströmen am Eintritt des Regenerators zwischen 188 kg/h und 463 kg/h durchgeführt. Die resultierenden UA-Werte sind in Abb. 99 dargestellt. Sie hängen maßgeblich vom Sorbensmassenstrom ab.

Da im überwiegenden Teil der betrachteten Messungen ein nahezu gleicher Sorbensmassenstrom vorliegt, wird der UA-Wert des internen Wärmeübertragers konstant gesetzt. Auch für die übrigen Simulationsstudien wurde dieser konstante Wert zugrunde gelegt.

## 6.2 Modellvalidierung

Das Systemmodell wurde anhand von Messdaten mit der AILR-Anlage validiert. Die Validierung erfolgte sowohl mit dynamischen als auch konstanten (stationären) Randbedingungen (siehe Abb. 100). Zur dynamischen Validierung werden die Messdaten der Messreihe verwendet, bei der die Heizwassertemperatur variiert wurde (I.1-I.4). Hierbei wird der dynamische Verlauf bis Erreichen des quasi-stationären Zustands betrachtet. Eine Messung dauerte ca. 6 Stunden bis ein stationärer Zustand erreicht wurde, d. h. bis der Dampfmassenstrom im Absorber und Regenerator fast identisch sind. Darüber hinaus werden die Messergebnisse einer sechstägigen Messung im Labor verwendet, bei der ein Temperatur- und Feuchteprofil der Eintrittsluft in die AILR-Anlage aufgeprägt wurde.

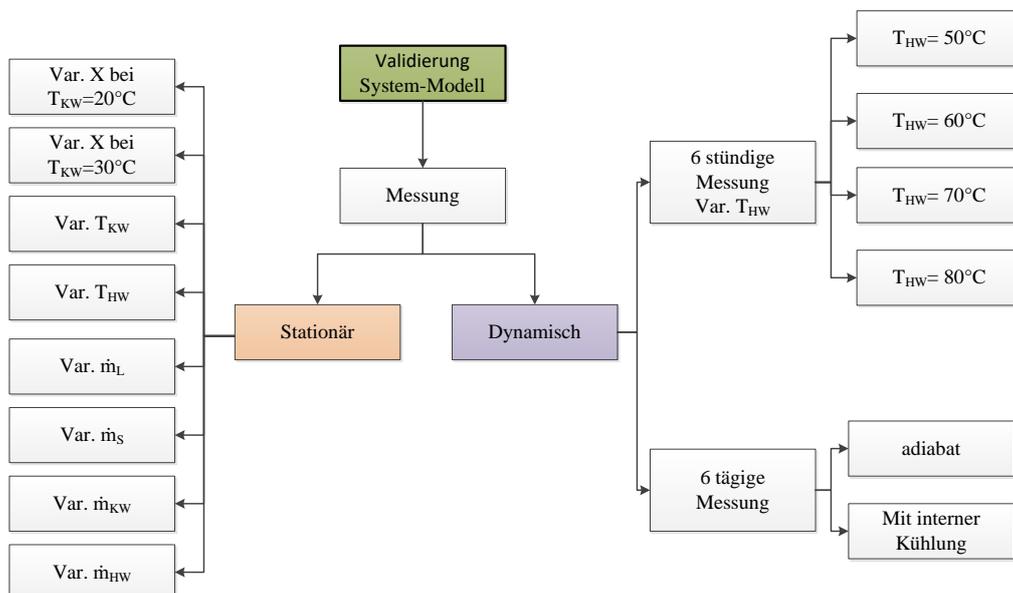


Abb. 100: Stationäre und dynamische Validierung des Systemmodells anhand von Messdaten

### 6.2.1 Vergleich der dynamischen Mess- und Simulationsergebnisse

Zunächst wurde das Systemmodell mit den Randbedingungen der Messung I.2 simuliert. Die Randbedingungen für die Simulation (Mittelwert der Eintrittsgrößen der Messung für die letzten 30 Minuten) sind in Tab. 10 dargestellt.

Tab. 10: Randbedingungen für die Messung I.2, AILR-Anlage

	$\dot{m}_{L,\text{ein}}$	$T_{L,\text{ein}}$	$X_{L,\text{ein}}$	$\dot{m}_{S,\text{ein}}$	$\dot{m}_{W,\text{ein}}$	$T_{W,\text{ein}}$
	kg/h	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>tr,L</sub>	kg/h	kg/h	°C
Absorber	1188	24,9	14,1	323	1998	25,0
Regenerator	355	24,5	12,0	228	985	60,0

Der Sorbensmassenstrom schwankt um ca. 50 kg/h am Eintritt des Absorbers und um 15 kg/h am Eintritt des Regenerators. Die Werte des Luft-, Kühl- und Heizwassermassenstroms sind fast konstant. Auch die Kühl- und Heizwassertemperaturen sind ab der ersten halben Stunde nahezu konstant.

Abb. 101 zeigt den zeitlichen Verlauf des gemessenen sowie simulierten Dampfmassenstroms für den Absorber sowie für den Regenerator. Im Diagramm sind 5-Minuten-Mittelwerte der Mess- und Simulationsergebnisse dargestellt (Messintervall und Simulationsschritt von 10 s). Die Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers ist aufgrund der vermuteten Schichtung im Luftkanal der Luftkonditionierungsanlage um ca. 2 g<sub>w</sub>/kg<sub>tr,L</sub> höher als am Eintritt des Regenerators, aber die Lufttemperatur ist annähernd gleich für beide Komponenten (siehe Abb. 102). Zu Beginn ist die Wasserbeladung der Luft am Eintritt hoch (18 g<sub>w</sub>/kg<sub>tr,L</sub> am Absorbereintritt und 14,6 g<sub>w</sub>/kg<sub>tr,L</sub> am Regeneratoreintritt) und nimmt dann stark ab. Die Werte für den Dampfmassenstrom im Absorber sind in der ersten halben Stunde relativ hoch. Die sehr hohen Messwerte zu Beginn der Messung könnten durch Messfehler verursacht sein. Die entsprechenden Simulationsergebnisse weisen ein deutlich kleineres Maximum zu Beginn der Untersuchung auf. Nach einer Stunde ist die Wasserbeladung der Luft fast stabil und schwankt um ca. 1 g<sub>w</sub>/kg<sub>tr,L</sub>. Aus diesem Grund schwankt ab dann ebenfalls der Dampfmassenstrom um einen konstanten Wert.

Trotz der Abweichungen stimmt der dynamische Verlauf der gemessenen und berechneten Werte gut überein. Die Abweichung sinkt im betrachteten Zeitintervall. Die mittlere Abweichung (AAD%) des Dampfmassenstroms im Gesamtzeitraum 1 h < t < 6 h beträgt 5 % für den Absorptions- und 12 % für den Regenerationsprozess. In der letzten halben Stunde, in der das System den stationären Zustand fast erreicht hat, beträgt die Abweichung 4 % für den Absorptions- und 11 % für den Regenerationsprozess. Die Messunsicherheit des gemessenen Dampfmassenstroms beträgt ca. 12 % für den Absorptions- sowie 11% für den Regenerationsprozess.

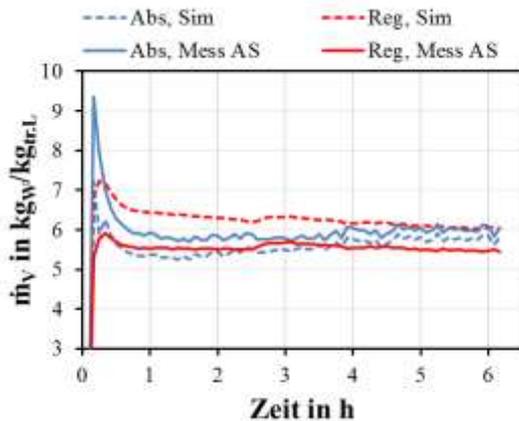


Abb. 101: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom der AILR-Anlage für Absorber sowie Regenerator

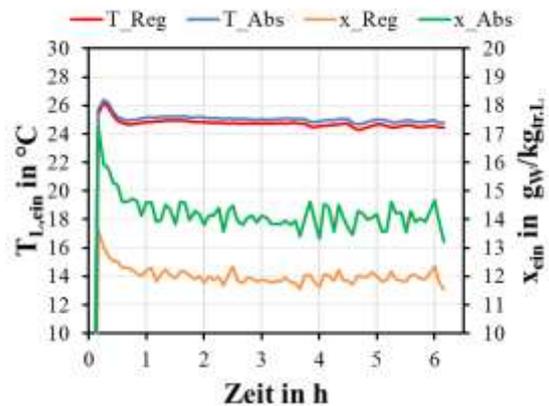


Abb. 102: Die Temperatur sowie die Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators

Abb. 103 zeigt die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft im Absorber und Regenerator. Der zeitliche Verlauf der Temperaturerhöhung der Luft weist kaum Schwankungen aufgrund des gering schwankenden Dampfmassenstroms sowie der annähernd gleichbleibenden Temperatur der Fluide am Eintritt des Absorbers und Regenerators auf.

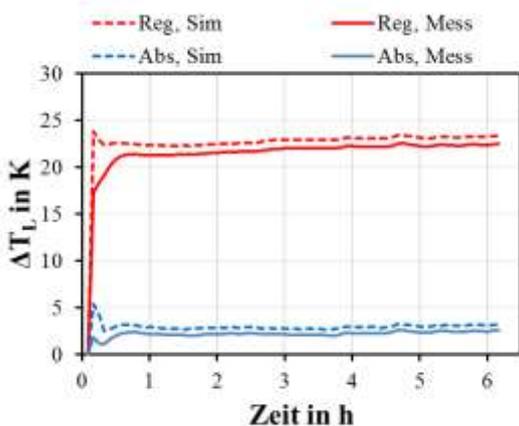


Abb. 103: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für AILR-System für Absorber sowie Regenerator

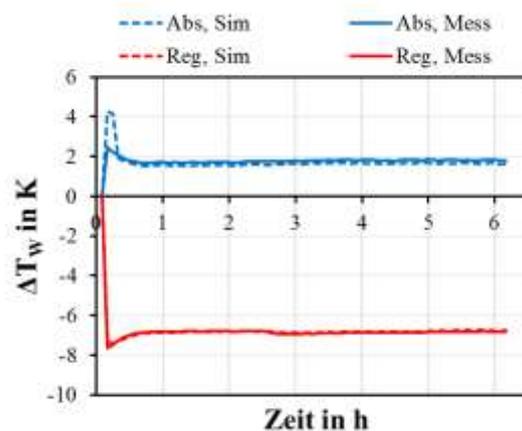
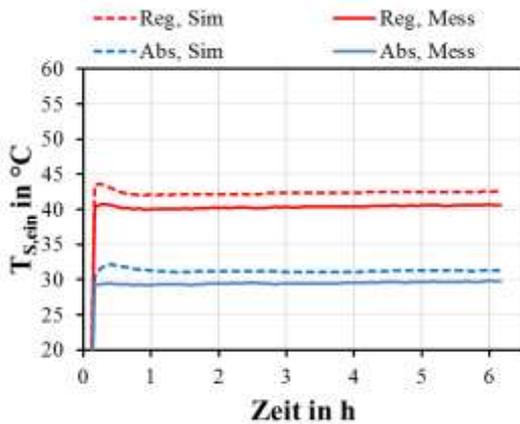


Abb. 104: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Wassers für AILR-System für Absorber sowie Regenerator

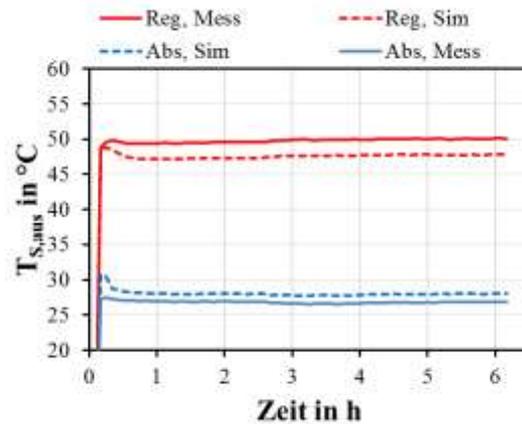
Das Modell bildet die gemessene Temperaturerhöhung der Luft im Absorber bzw. Regenerator mit einer durchschnittlichen Abweichung von 0,7 K im Absorber und 0,9 K im Regenerator (siehe Abb. 103) ab.

In Abb. 104 ist die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung bzw. Temperaturabsenkung des Kühl-/Heizwassers dargestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass das Systemmodell die Temperaturänderung des Kühl-/Heizwassers mit sehr

guter Übereinstimmung abbilden kann. Die mittlere Abweichung (AAD) ist kleiner als 0,2 K sowohl für den Absorber als auch den Regenerator.



**Abb. 105:** Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators



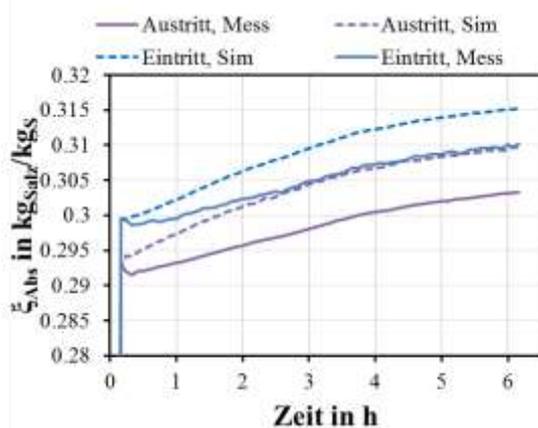
**Abb. 106:** Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators

Die Temperaturen und Massenanteile des Sorbens am Eintritt des Absorbers und Regenerators werden vom Systemmodell intern berechnet. Abb. 105 und Abb. 106 zeigen die gemessenen sowie die berechneten Sorbenstemperaturen am Eintritt sowie Austritt des Absorbers und des Regenerators. Die berechneten Eintrittstemperaturen sind um ca. 2 K höher als die entsprechenden Messwerte im Zeitraum  $1 \text{ h} < t < 6 \text{ h}$  sowohl für den Absorber als auch den Regenerator.

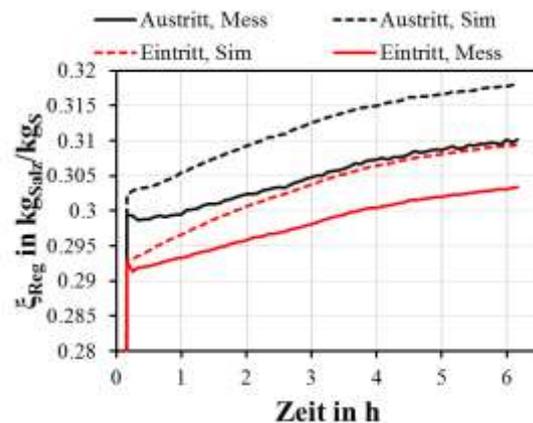
Die berechneten Austrittstemperaturen des Sorbens sind im Absorber durchschnittlich ca. 1,2 K höher und im Regenerator um ca. 2 K niedriger als die gemessenen Werte. Die Austrittstemperatur des Sorbens im Regenerator wurde aufgrund eines systematischen Messfehlers als Mittelwert der Austrittstemperatur der Luft und des Heizwassers ermittelt. Diese Annahme führt zu einem Fehler von bis zu +2 K. Die modellierten Werte des Dampfmassenstroms, der Temperaturerhöhung der Luft und der Temperatur des Sorbens am Eintritt des Regenerators liegen somit höher, die der Sorbenstemperatur am Austritt des Regenerators jedoch unter den entsprechenden Messwerten. Daraus lässt sich schließen, dass die Abweichungen im Regenerator zumindest zum Teil mit hoher Wahrscheinlichkeit auf den systematischen Fehler der gemessenen Austrittstemperatur des Sorbens zurückzuführen sind.

Abb. 107 und Abb. 108 zeigen den zeitlichen Verlauf des gemessenen und simulierten LiCl-Massenanteils des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers und Regenerators. Das Modell übertrifft den gemessenen Massenanteil am Eintritt und Austritt des Absorbers sowie des Regenerators. Wie bei der Messfehlerbetrachtung erwähnt (siehe 8.5), wurde der LiCl-Massenanteil des Sorbens am Austritt des Regenerators nicht gemessen, sondern es wird angenommen, dass der Massenanteil

am Eintritt des Absorbers (gemessen) gleich dem Massenanteil am Austritt des Regenerators ist. Diese Annahme ist jedoch fehlerbehaftet, wenn wie bei dieser Anlage eine Durchmischung im Speicher stattfindet. Es wurde abgeschätzt, dass der Massenanteil am Austritt des Regenerators somit in diesen Messungen in der letzten halben Stunde ca. 1 %-Punkt über dem dargestellten Wert (Massenanteil am Absorbereintritt) liegt.



**Abb. 107: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers**



**Abb. 108: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Regenerators**

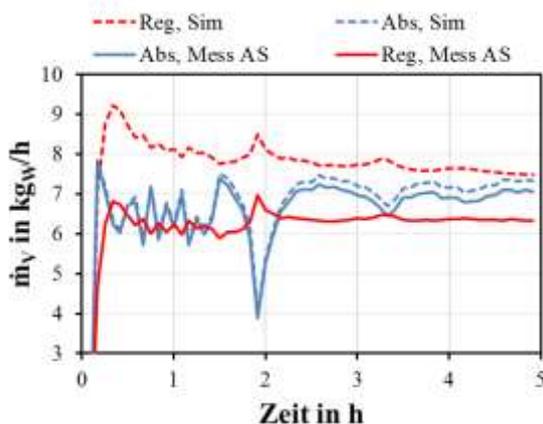
Wie die Abb. 107 und Abb. 108 zeigen, ist die Abweichung der Simulationsergebnisse von den Messergebnissen ab der dritten Stunde fast konstant. Die durchschnittliche Abweichung (AAD%) beträgt 2 % für den Massenanteil am Ein- und Austritt des Absorbers sowie des Regenerators.

Für die drei Messungen I.1, I.3 und I.4 wurden ebenfalls die Messdaten mit den Simulationsergebnissen verglichen. Beispielhaft werden im Folgenden die Ergebnisse der Messung I.3 vorgestellt. Die Auswertung von Messung I.1 und I.4 sind im Anhang dargestellt. Bei der Messung I.3 ist die Heizwassertemperatur am Eintritt des Regenerators mit 70 °C um ca. 10 K höher als bei I.2. Die Randbedingungen für die Messung I.3 sind in der Tab. 11 dargestellt.

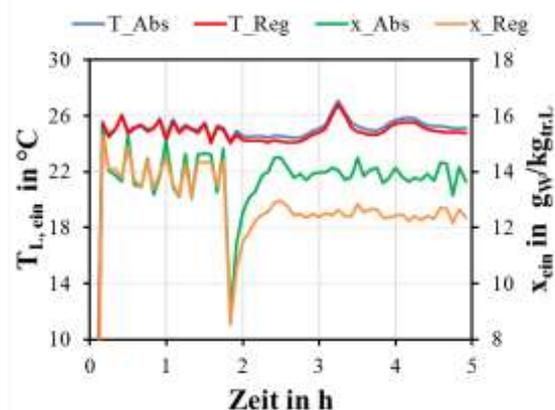
**Tab. 11: Randbedingungen für die Messung I.3, AILR-Anlage**

	$\dot{m}_{L,ein}$	$T_{L,ein}$	$x_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$\dot{m}_{W,ein}$	$T_{W,ein}$
	kg/h	°C	gw/kg <sub>tr,L</sub>	kg/h	kg/h	°C
Absorber	1184	25,2	14,2	308	1992	25,1
Regenerator	356	24,9	12,8	232	976	70,2

Abb. 110 zeigt den zeitlichen Verlauf der Temperatur und Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators. Aus der Abb. 109 ist erkennbar, dass das Modell den zeitlichen Verlauf des Dampfmassenstroms mit sehr guter bzw. guter Übereinstimmung im Verlauf für Absorption sowie Regeneration abbildet. Kurz vor Stunde 2 sinkt die Wasserbeladung am Eintritt des Absorbers sowie Regenerators plötzlich ab. Deswegen sinkt der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom, aber es steigt der gemessene und simulierte desorbierte Dampfmassenstrom im Regenerator an. Kurz nach der Stunde 3 erhöht sich die Lufttemperatur am Absorber-, sowie Regeneratoreintritt um ca. 2 K. Folglich sinkt der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom ab und es erhöht sich der gemessene sowie simulierte desorbierte Dampfmassenstrom. Die mittlere Abweichung (AAD%) des berechneten Dampfmassenstroms beträgt für den Zeitraum  $1 \text{ h} < t < 5 \text{ h}$  3,2 % für den Absorber und 23 % für den Regenerator. In der letzten halben Stunde (stationärer Zustand) nimmt die mittlere Abweichung für den Regenerationsprozess ab und beträgt 19 %. Die Abweichung nimmt in Laufe der Zeit ab. Das Modell bildet das dynamische Verhalten sehr gut ab.



**Abb. 109: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für Absorber sowie Regenerator**



**Abb. 110: Die Temperatur sowie Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators**

Der berechnete und simulierte zeitliche Verlauf der Temperaturerhöhung der Luft und der Temperaturerhöhung bzw. -absenkung des Kühl-/Heizwassers sind in den Abb. 111 und Abb. 112 dargestellt. Abb. 113 und Abb. 114 zeigen die gemessene und simulierte Ein- und Austrittstemperatur des Sorbens im Absorber und Regenerator. Der berechnete zeitliche Verlauf der Temperaturerhöhung der Luft, des Kühlwassers im Absorber und der Temperatur des Sorbens am Ein- sowie Austritt des Absorbers weicht von dem gemessenen Verlauf um maximal 0,7 K ab. Die maximale Abweichung für die Temperaturänderung des Heizwassers ist für den Regenerator 0,5 K und für die Luft 2 K. Die maximale Abweichung der Sorbenstemperatur am Ein- und Austritt des Regenerators beträgt 3 K.

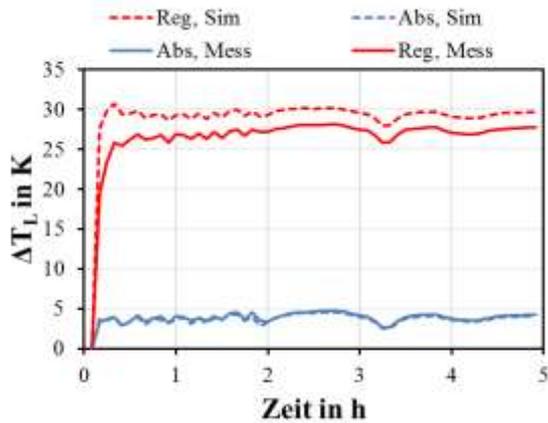


Abb. 111: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für Absorber sowie Regenerator

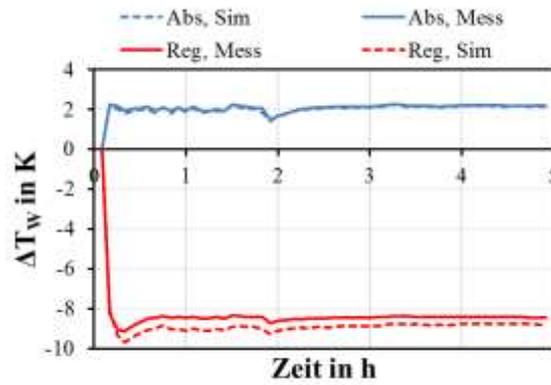


Abb. 112: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Wassers für Absorber sowie Regenerator

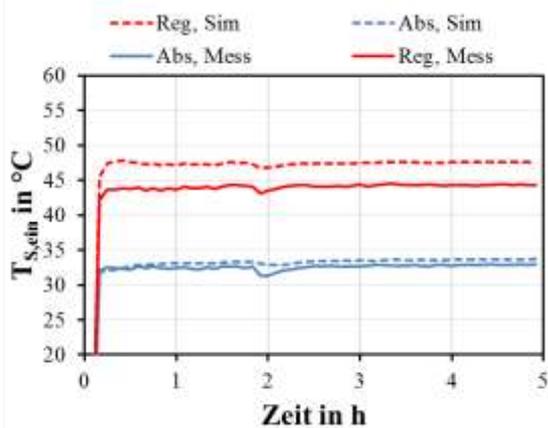


Abb. 113: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators

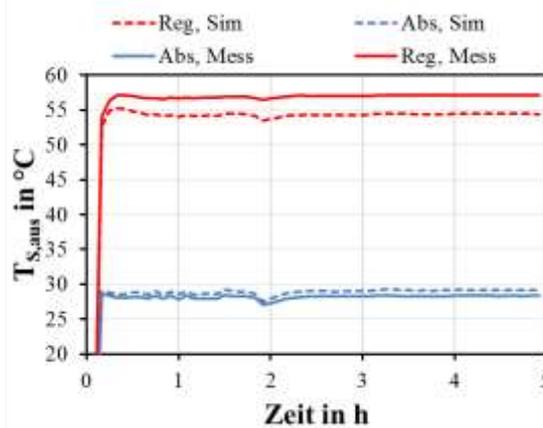


Abb. 114: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators

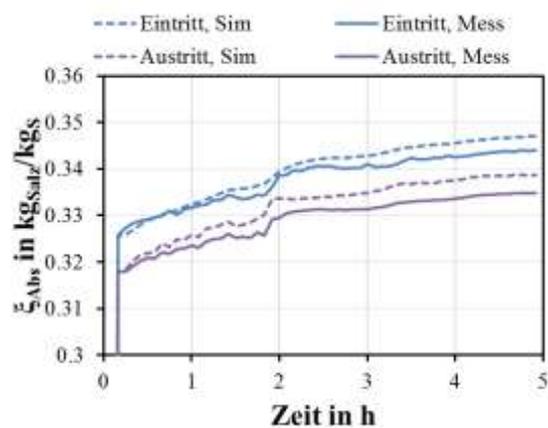


Abb. 115: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers

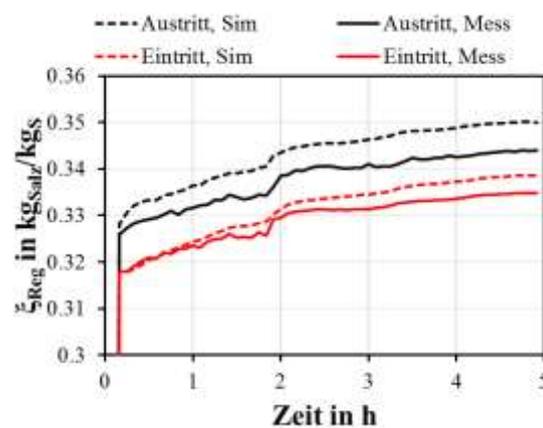


Abb. 116: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Regenerators

Die Abweichung des gemessenen und simulierten Massenanteils des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers sowie des Regenerators ist kleiner als 1,6 % (siehe Abb. 115 und Abb. 116).

Das Modell bildet den Verlauf der vier Messungen sehr gut ab. Zu Anfang sind die Abweichungen groß, dann ab der ersten Stunde sinken die Abweichungen ab. In der letzten halben Stunde, in der die Messungen sich dem stationären Zustand nähern, werden die Abweichungen zwischen Messung und Rechnung insbesondere beim Regenerationsprozess deutlich kleiner. Allerdings sind die Abweichungen der berechneten und gemessenen Sorbenstemperaturen schon am Eintritt des Regenerators relativ hoch. Dadurch ergeben sich insgesamt höhere Abweichungen auch der übrigen Werte im Regenerator als im Absorber (siehe Messungen I.1 und I.4).

## 6.2.2 Vergleich der sechstägigen dynamischen Mess- und Simulationsergebnisse

Als weitere Untersuchungen wurden zwei sechstägige Messungen im Labor des Fachgebiets durchgeführt. Für die Untersuchung wurden mittels der Luftkonditionierungsanlage ein Temperatur- und Wasserbeladungsprofil der Luft aufgeprägt. Die AILR-Anlage wurde hierbei einmal mit interner Kühlung und einmal adiabatisch betrieben. Die Randbedingungen der Messungen wurden mit dem Modell simuliert. Die Ergebnisse werden im Folgenden miteinander verglichen.

### 6.2.2.1 Mit interner Kühlung

Die erste Messung wurde mit interner Kühlung mit einem Kühlwassermassenstrom von 2000 kg/h und einer Kühlwassertemperatur von 25 °C am Eintritt des Absorbers durchgeführt. Tab. 12 zeigt die Mittelwerte der Randbedingungen für diese Messung.

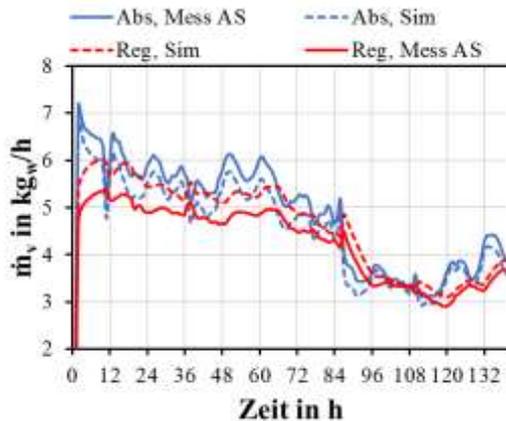
Tab. 12: Randbedingungen für die sechstägige Messung mit Internkühlung, AILR-Anlage

	$\dot{m}_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$\dot{m}_{W,ein}$	$T_{W,ein}$
	kg/h	kg/h	kg/h	°C
Absorber	1180	304	2000	25
Regenerator	360	237	1002	60

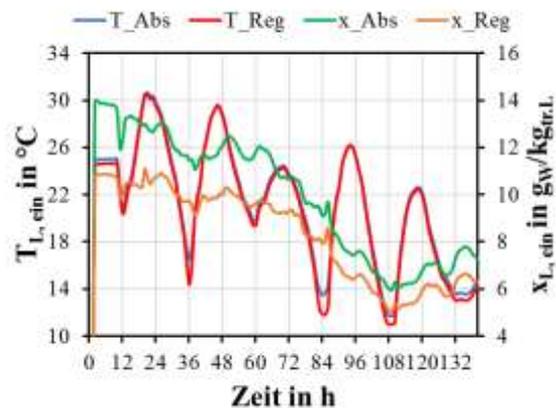
Der Luftmassenstrom schwankt um ca. 60 kg/h am Absorbereintritt und um ca. 20 kg/h am Regeneratoreintritt. Der Sorbensmassenstrom am Eintritt des Absorbers schwankt um ca. 20 kg/h und der am Eintritt des Regenerators um ca. 10 kg/h. Der Massenstrom sowie die Temperatur des Kühl- und Heizwassers weisen kaum Schwankungen auf.

Abb. 118 zeigt den zeitlichen Verlauf der Temperatur sowie der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators. Die maximale

Eintrittstemperatur der Luft liegt bei ca. 30 °C und die niedrigsten bei ca. 11 °C. Die Wasserbeladung am Eintritt des Absorbers war aufgrund der Schichtung im Luftkanal 1 bis 2  $\text{g}_\text{w}/\text{kg}_{\text{tr.L}}$  höher als am Eintritt des Regenerators.



**Abb. 117: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator**



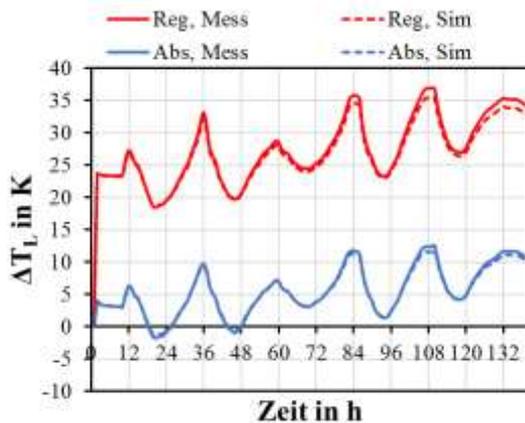
**Abb. 118: Die Temperatur sowie Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators**

Die Wasserbeladung am Eintritt des Absorbers liegt am Anfang bei ca. 14  $\text{g}_\text{w}/\text{kg}_{\text{tr.L}}$  und sinkt mit dem zeitlichen Verlauf bis auf ca. 6  $\text{g}_\text{w}/\text{kg}_{\text{tr.L}}$ . Beim Regenerator beträgt die Wasserbeladung 11  $\text{g}_\text{w}/\text{kg}_{\text{tr.L}}$  am Anfang und sinkt bis auf ca. 5  $\text{g}_\text{w}/\text{kg}_{\text{tr.L}}$ . Die Temperatur und der Massenanteil des Sorbens am Eintritt des Absorbers und des Regenerators ergeben sich aufgrund der Randbedingungen sowohl beim realen System als auch bei dem Modell. Die Messdaten wurden alle 10 s aufgenommen. Der Simulationszeitschritt ist ebenfalls 10 s. Es wurde der Stunden-Mittelwerte evaluiert.

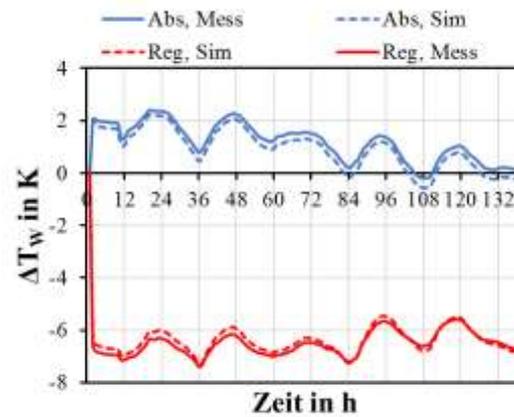
Aus Abb. 117 kann entnommen werden, dass der simulierte Verlauf des Dampfmassenstroms mit dem gemessenen für den Absorptions- sowie den Regenerationsprozess gut übereinstimmt. Die maximale Abweichung des simulierten Dampfmassenstroms von dem gemessenen beträgt 11,6 % (AAD%=6 %) für den Absorptionsprozess und 14 % (AAD%=8 %) für den Regenerationsprozess. Die Wasserbeladung der Luft am Eintritt hat größeren Einfluss auf den Dampfmassenstrom als die Lufttemperatur am Eintritt. Der minimale Dampfmassenstrom im Absorber (3,3-3,7  $\text{kg}_\text{w}/\text{h}$ ) und Regenerator (2,9-3,3  $\text{kg}_\text{w}/\text{h}$ ) tritt zwischen Stunde 108 und 120 auf, in denen die Wasserbeladung am Eintritt des Absorbers (6-7  $\text{g}_\text{w}/\text{kg}_{\text{tr.L}}$ ) und Regenerators (5-6  $\text{g}_\text{w}/\text{kg}_{\text{tr.L}}$ ) am niedrigsten ist.

Abb. 119 zeigt die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft im Absorber und Regenerator. Die Temperaturänderung der Luft im Absorber sowie im Regenerator hängt stark von der Eintrittstemperatur der Luft ab. Je höher die Eintrittstemperatur ist, desto kleiner ist die Temperaturänderung der Luft im Absorber und Regenerator. Die höchste Temperaturänderung der Luft tritt in den Stunden 84

und 108 auf. Hier ist die Eintrittstemperatur am niedrigsten, Hingegen kann aus Abbildung 119 entnommen werden, dass die Temperaturänderung der Luft am niedrigsten ist, wenn die Eintrittstemperatur der Luft am höchsten ist (Stunden 24 und 48).



**Abb. 119:** Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für Absorber sowie Regenerator



**Abb. 120:** Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Wassers für Absorber sowie Regenerator

Je höher die Lufttemperatur am Eintritt des Absorbers und Regenerators ist, desto höher ist die Temperaturänderung des Kühlwassers im Absorber und desto kleiner ist die Temperaturänderung des Heizwassers im Regenerator aufgrund der Wärmeübertragung zwischen der Luft und dem Kühl-/Heizwasser (siehe Abb. 120).

Das Modell bildet den Verlauf der Temperaturänderung der Luft und des Kühl-/Heizwassers im Absorber sowie im Regenerator mit einer mittleren Abweichung (AAD) von 0,7 K von dem gemessenen Verlauf ab.

Abb. 121 und Abb. 122 stellen den gemessenen und simulierten Temperaturverlauf des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers sowie Regenerators dar. Der simulierte Verlauf der Sorbenstemperatur am Ein- und Austritt des Absorbers weicht durchschnittlich 0,8 K von dem gemessenen Verlauf der Sorbenstemperatur ab. Die mittlere Abweichung der simulierten Sorbenstemperatur von der gemessenen Temperatur am Ein- und Austritt des Regenerators beträgt 1,9 K.

Die simulierte Eintrittstemperatur des Sorbens im Regenerator übertrifft die gemessene. Aus diesem Grund wird der simulierte Dampfmassenstrom im Regenerator vom Modell übertroffen. Aus Abb. 123 und Abb. 124 kann entnommen werden, dass der zeitliche Verlauf des Massenanteils des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers und Regenerators erwartungsgemäß gleiche Tendenzen zeigen.

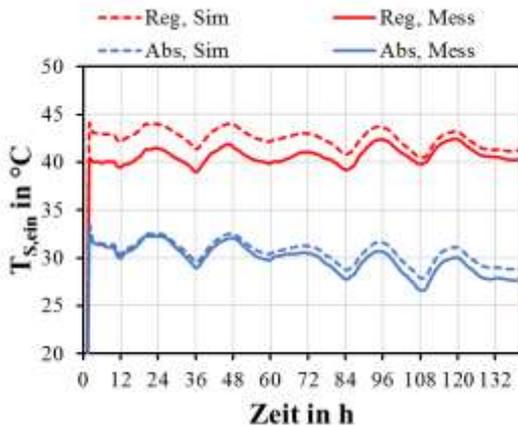


Abb. 121: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators

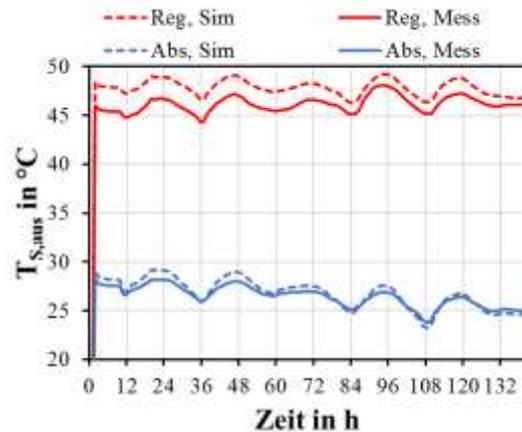


Abb. 122: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators

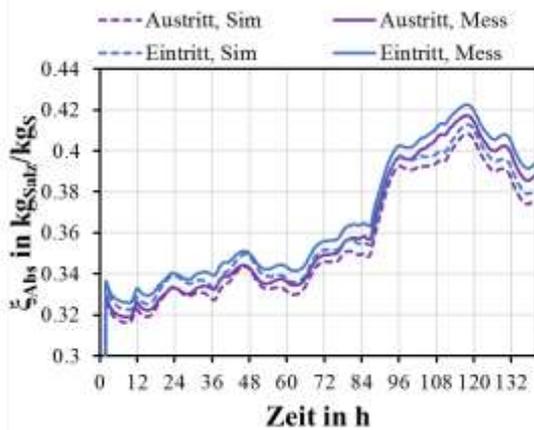


Abb. 123: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers

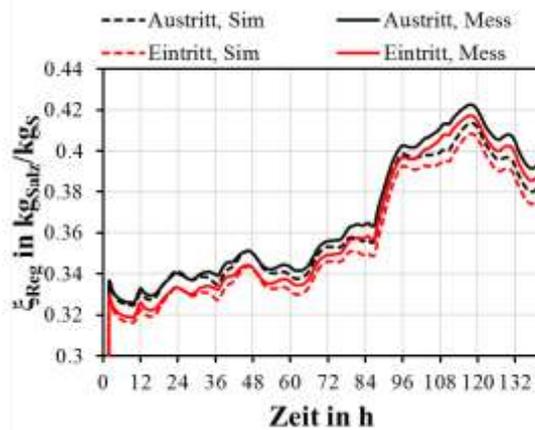


Abb. 124: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Regenerators

Der berechnete Verlauf des Massenanteil des Sorbens stimmt mit dem Verlauf des gemessenen überein. Die mittlere Abweichung (AAD%) des simulierten Massenanteils des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers sowie Regenerators von dem gemessenen ist kleiner als 1,7 %.

### 6.2.2.2 Ohne interne Kühlung (adiabat)

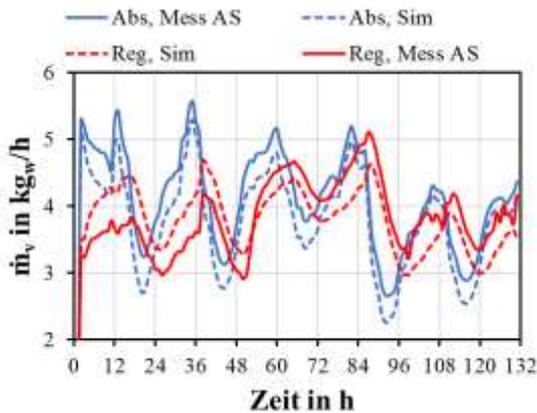
Eine Systemmessung wurde für sechs Tage adiabat (ohne interne Kühlung im Absorber) durchgeführt. Die Randbedingungen der Messung sind in Tab. 13 aufgestellt.

Die Temperatur und der Massenstrom des Heizwassers, der Sorbensmassenstrom im Absorber sowie Regenerator und der Luftmassenstrom im Regenerator schwanken kaum. Der Luftmassenstrom im Absorber schwankt um ca. 70 kg/h.

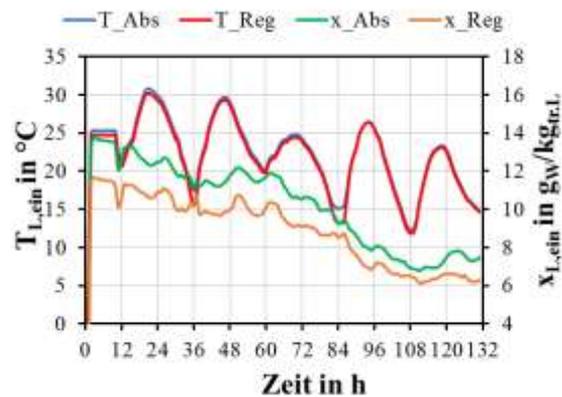
**Tab. 13: Randbedingungen für die sechstägige Messung ohne interne Kühlung, AILR-Anlage**

	$\dot{m}_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$\dot{m}_{W,ein}$	$T_{W,ein}$
	kg/h	kg/h	kg/h	°C
Absorber	1190	329	-	-
Regenerator	356	214	1003	60,1

Wie bei der Messung mit interner Kühlung wurden die Messgrößen je 10 s aufgenommen und dann für die grafische Auswertung die stündlichen Mittelwerte gebildet. Das gilt auch für die Simulation. Die Abb. 126 zeigt das Wasserbeladungs- und Temperaturprofil der Luft am Eintritt des Absorbers und Regenerators. Das Temperatur- und Wasserbeladungsprofil sind nahezu identisch wie in der Messung mit interner Kühlung.



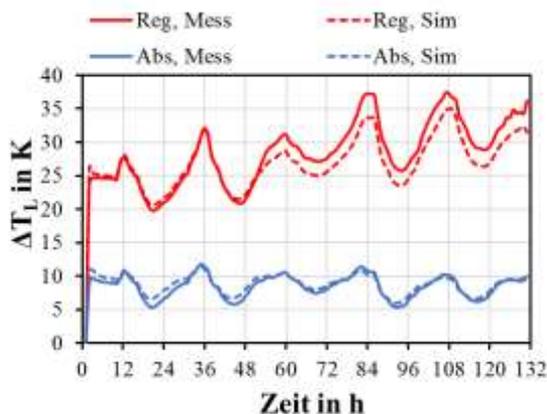
**Abb. 125: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator**



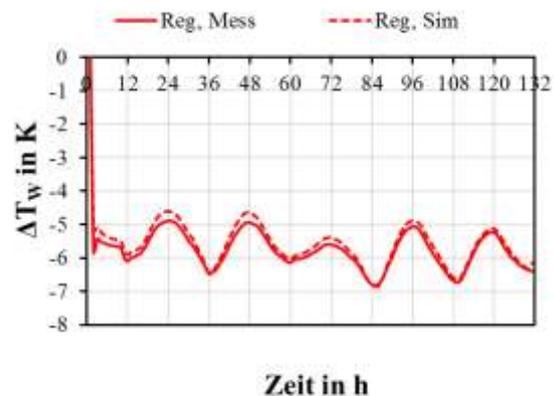
**Abb. 126: Die Temperatur sowie Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators**

In der Abb. 125 ist der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom im Absorber und Regenerator dargestellt. Der absorbierte Dampfmassenstrom im Absorber steigt mit steigender Wasserbeladung und mit sinkender Temperatur der Luft am Eintritt des Absorbers. Da der Absorptionsprozess adiabatisch ist, spielt die Eintrittstemperatur der Luft eine größere Rolle bei der Stoffübertragung im Vergleich zur Messung mit Kühlung. Dies lässt sich in Abb. 125 deutlich erkennen. Wenn die Lufttemperatur am Eintritt in den Absorber bzw. Regenerator gering ist, ist der Dampfmassenstrom hoch und umgekehrt. Der simulierte Dampfmassenstrom im Absorber ist generell geringer als der aus den Messdaten berechnete. Im betrachteten Zeitraum berechnet das Modell den gemessenen Dampfmassenstrom mit maximaler Abweichung von 17 % (AAD%=8 %). Aus Abb. 125 kann entnommen werden, dass das Modell den Dampfmassenstrom für den Regenerationsprozess bis Stunde 53 übertrifft. und

danach liegt der simulierte unter den gemessenen Dampfmassenstrom. Ab der Stunde 53 unterschätzt die berechnete Temperaturänderung der Luft die gemessene (siehe Abb. 127). Außerdem treten ab der Stunde 96 bei dem Dampfmassenstrom sowie Temperaturerhöhung der Luft im Regenerator Verlaufsunterschied zwischen Messung und Simulation auf. Dies könne in einen systematischen Messfehler von +3 K bei der Lufttemperatur am Regeneratöraustritt zurückgeführt werden. Die maximale Abweichung des simulierten Dampfmassenstroms von dem gemessenen im Regenerator beträgt 19 % (AAD%=10 %).



**Abb. 127: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für Absorber sowie Regenerator**



**Abb. 128: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Wassers für Regenerator**

Die simulierte sowie gemessene Temperaturänderung der Luft und des Kühl-/Heizwassers im Absorber sowie im Regenerator sind in Abb. 127 Abb. 128 dargestellt. Die Abweichung der simulierten Temperaturänderung der Luft im Regenerator von der gemessenen ist maximal 3,6 K (AAD=1,7 K). Das Modell berechnet die Temperaturänderung der Luft im Absorber mit einer maximalen Abweichung von der gemessenen von 1,3 K (AAD=0,6 K). Die simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers weicht von der gemessenen maximal 0,3 K (AAD=0,2 K).

Abb. 129 und Abb. 130 zeigen die sehr gute Übereinstimmung zwischen simulierter und gemessener Sorbenstemperatur am Ein- sowie am Austritt des Absorbers mit einer maximalen Abweichung von 1 K (AAD=0,4 K). Das Modell übertrifft jedoch die Sorbenstemperatur am Ein- und Austritt des Regenerators. Die maximale Abweichung der simulierten Sorbenstemperatur am Ein- und Austritt des Regenerators von der gemessenen beträgt 2,5 K (AAD=1,5 K). Die simulierte Ein- und Austrittstemperatur des Sorbens im Regenerator übertrifft die gemessene aber die Abweichung der Temperaturänderung des Sorbens im Regenerator beträgt maximal 1 K (AAD= 0,4 K). Die simulierten Eintrittstemperatur des Sorbens im Regenerator übertrifft die

gemessene, weswegen übertrifft der simulierte Dampfmassenstrom im Regenerator den gemessenen allerdings bis Stunde 53.

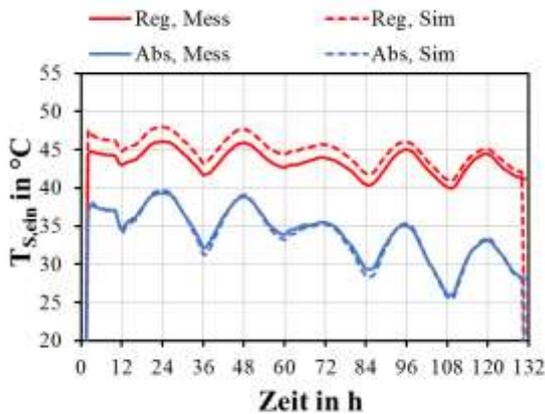


Abb. 129: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators

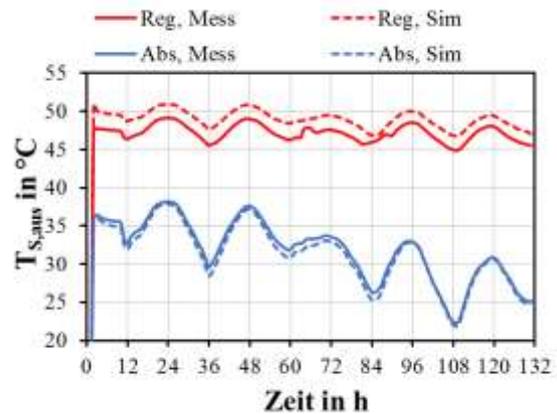


Abb. 130: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators

Abb. 131 und Abb. 132 zeigen den simulierte sowie gemessenen Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers sowie Regenerators. Die maximale Abweichung des simulierte Massenanteils des Sorbens von dem gemessenen am Ein- und Austritt des Absorbers sowie des Regenerators beträgt 4 % (AAD%=2,8 %).

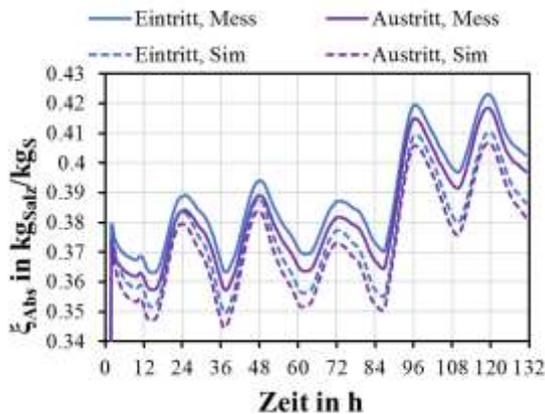


Abb. 131: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers

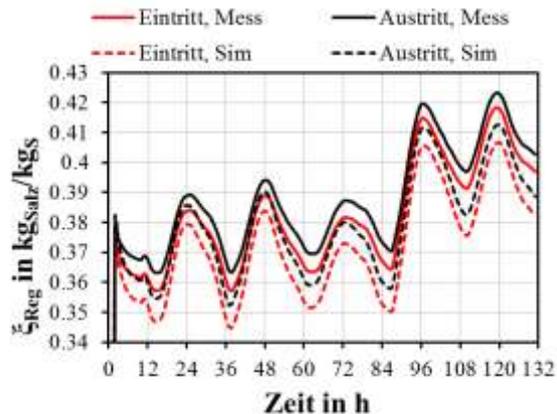


Abb. 132: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Regenerators

Bei dem Vergleich der Ergebnisse der dynamischen Systemmessungen mit den Simulationsergebnissen bildet das Systemmodell das dynamische Verhalten sehr gut ab. Die Abweichung nimmt im Laufe der Zeit ab. Die simulierte Sorbenstemperaturen

am Eintritt des Absorbers und des Regenerators liegen höher als die entsprechenden Messwerte. Daher ist der berechnete Dampfmassenstrom im Absorber geringer und der im Regenerator höher als die entsprechenden Messwerte. Bei den sechstägigen Messungen mit und ohne interne Kühlung ist die mittlere Abweichung des Dampfmassenstroms im Absorber sowie im Regenerator kleiner als 10 %. Die abgeschätzte Messunsicherheit liegt bei 12 %. Das Systemmodell bildet die Temperaturänderung der Luft, des Kühl-/Heizwassers und des Sorbens im Absorber und Regenerator mit einer mittleren Abweichung von kleiner als 0,7 K ab. Die Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationsergebnissen für die sechstägige Messung mit und ohne interne Kühlung ist somit sehr gut.

Das Modell bildet den Verlauf der adiabaten Messung ähnlich wie bei der Messung mit interner Kühlung sehr gut ab. Zu Anfang ist die Abweichung groß, sie nimmt aber mit der Zeit deutlich ab. Die Abweichung ist beim Regenerationsprozess höher als beim Absorptionsprozess. Die Abweichung bei dem Absorptions- und Regenerationsprozess bei der adiabaten Messung ist höher als bei der Messung mit interner Kühlung, womit die Abweichung der Sorbenstemperatur am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators höher ist. Der Vergleich der sechstägigen mit den sechsstündigen Messungen zeigt, dass bei Langzeitmessungen die Abweichungen insbesondere des Dampfmassenstroms im Regenerator deutlich sinkt.

### **6.2.3 Vergleich der stationären Mess- und Simulationsergebnisse**

Für die Validierung anhand stationärer Randbedingungen wurde der Mittelwert der Ein- sowie Austrittsgrößen für die letzten 30 Minuten des Messverlaufs verwendet. Die ermittelten Eintrittsgrößen der Zuluft-Zustände und Heiz- und Kühlwassereintrittszustände der Systemmessungen wurden dann für die Systemsimulation verwendet. Es wurde so lange simuliert, bis ein Abbruchkriterium (der Unterschied zwischen dem Dampfmassenstrom im Absorber und dem im Regenerator ist kleiner als 1 %) für den stationären Zustand erreicht ist.

Insgesamt wurden 33 Systemsimulationen durchgeführt und die Ergebnisse der Simulation und der Messung miteinander verglichen. In diesem Kapitel werden die Simulations- und Messergebnisse der Variation der Heizwassertemperatur, Kühlwassertemperatur und der Wasserbeladung der Luft gezeigt und diskutiert.

#### **6.2.3.1 Variation der Heizwassertemperatur $T_{HW}$**

Die Messreihen, bei denen die Heizwassertemperatur variiert wurde (Messung I.1, I.2, I.3 und I.4), wurden in Kapitel 5 bereits für den Vergleich von Simulationsergebnissen des Komponentenmodells dargestellt. Hier werden die Ergebnisse der Systemmessung mit den Ergebnissen der Systemsimulation verglichen. Der Unterschied zu den Komponentensimulationen liegt insbesondere darin, dass die Sorbens-Eintrittsgrößen in die Komponenten nicht als Messwerte in die Simulation

eingehen, sondern modelliert werden. Das Modell simuliert unter den gegebenen Eintrittsgrößen ca. 10 bis 20 Stunden, bis ein stationärer Zustand erreicht ist. Der Dampfmassenstrom im Absorber entspricht dann dem im Regenerator.

Abb. 133 zeigt den gemessenen und den simulierten Dampfmassenstrom im Absorber und im Regenerator. Da der simulierte Dampfmassenstrom im Absorber und Regenerator im stationären Zustand gleich ist, liegen die Symbole (Dreiecke) aufeinander. Es lässt sich erkennen, dass insbesondere bei einer Heizwassertemperatur von 50 °C, 70 °C und 80 °C der aus den Messdaten ermittelte Dampfmassenstrom im Absorber von dem im Regenerator abweicht. Der wesentliche Grund dafür ist, dass in der Messung der stationäre Zustand noch nicht erreicht wurde.

Abb. 134 zeigt sowohl den zeitlichen Verlauf des simulierten Dampfmassenstroms im Absorber und Regenerator, bis ein stationärer Zustand erreicht ist, als auch den aus den Messdaten ermittelten mittleren Dampfmassenstrom der letzten halben Stunde der Messung (Datenpunkt) für eine Heizwassereintrittstemperatur von 50 °C. Bei der Simulation dauert es ca. 16 Stunden, bis einen stationären Zustand erreicht wird. Die Dauer der Messung betrug ca. 5 Stunden. Im entsprechenden Messzeitraum (als Mittelwert über die letzten 30 min der 5-stündigen Messperiode) liegt der gemessene Dampfmassenstrom im Absorber und Regenerator nahezu auf der Kurve des simulierten Dampfmassenstroms mit einer Abweichung von 5 % für die Absorption und 0,4 % für die Regeneration. Dagegen beträgt die Abweichung zwischen den Messwerten nach ca. 5 Stunden und dem modellierten Gleichgewichtszustand, der nach ca. 16 Stunden erreicht wird, ca. 19 % sowohl für die Absorption als auch die Regeneration.

Die maximale Abweichung des simulierten Dampfmassenstroms von dem gemessenen beträgt 5 % für den Absorptionsprozess und 15 % für den Regenerationsprozess für die betrachteten Heizwassertemperaturen von 60 °C, 70 °C und 80 °C. Für  $T_{HW}$  von 50 °C war die Abweichung aufgrund des noch nicht erreichten stationären Zustands 19 %.

Abb. 135 zeigt die gemessene sowie simulierte Temperaturänderung der Luft im Absorber und Regenerator für die Variation der Heizwassertemperatur am Regeneratoreintritt. Die simulierte Temperaturänderung der Luft im Absorber und des Kühl- und Heizwassers stimmen sehr gut mit der gemessenen Temperaturänderung überein. Die maximale Abweichung beträgt für die Temperaturänderung der Luft 0,7 K und für die Temperaturänderung des Kühl- und Heizwassers 0,3 K (siehe Abb. 136). Die simulierte Temperaturänderung der Luft im Regenerator übersteigt die gemessene Temperaturänderung um maximal 2 K. Die simulierte Sorbenstemperatur am Eintritt des Regenerators ist maximal 3,3 K (7 %) höher als die gemessene (siehe Abb. 137). Dies ist neben den Messunsicherheiten ein Grund für die Abweichung des simulierten Dampfmassenstrom von dem gemessenen Dampfmassenstrom im Regenerator.

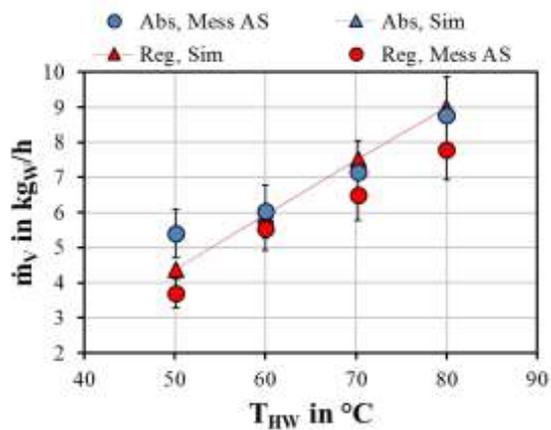


Abb. 133: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator

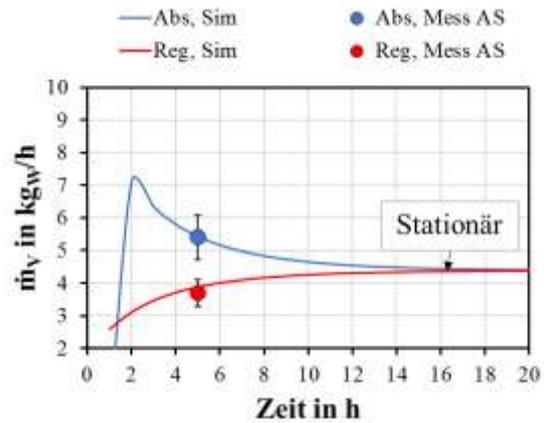


Abb. 134: Die gemessene und simulierte Dampfmassenstrom der Luft für Absorber sowie Regenerator für Messung I.1,  $T_{HW} = 50$  °C

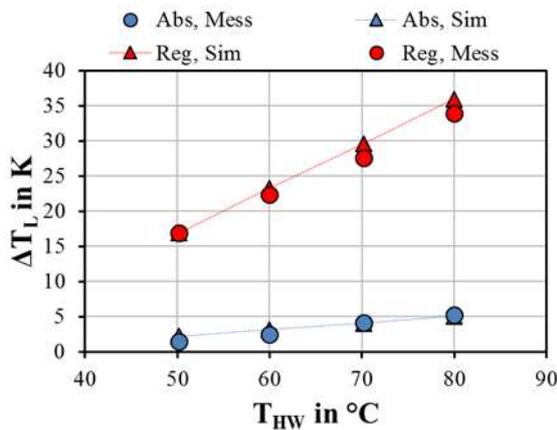


Abb. 135: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für Absorber sowie Regenerator

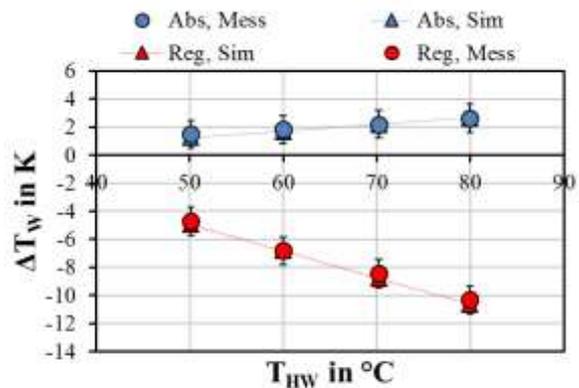


Abb. 136: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Kühl-/Heizwassers für Absorber sowie Regenerator

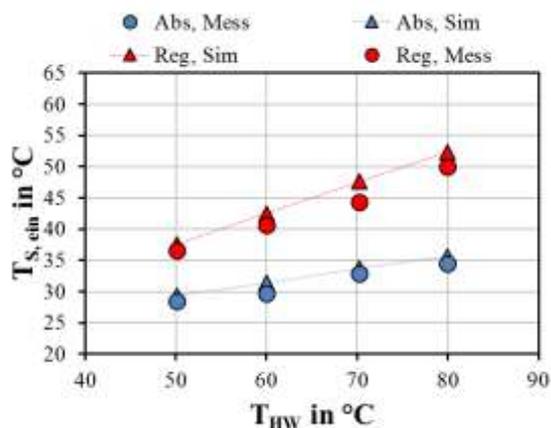


Abb. 137: Die gemessene und simulierte Sorbenstemperatur am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators

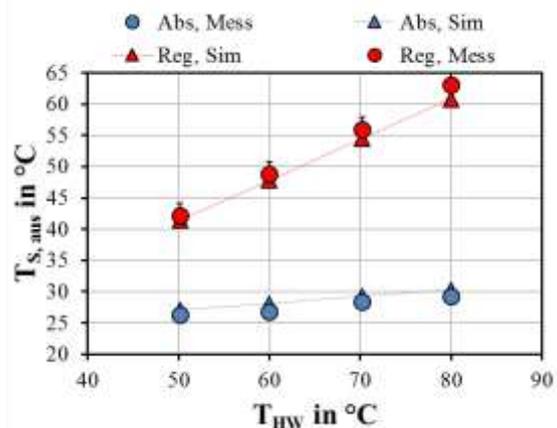


Abb. 138: Die gemessene und simulierte Sorbenstemperatur am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators

Das Modell ermittelt die Sorbenstemperatur am Ein- und Austritt des Absorbers mit einer maximalen Abweichung von der gemessenen Temperatur von 1,2 K (dies entspricht einer Abweichung von 5 % in der Celsius-Skala). Die Abweichung der Temperaturänderung des Sorbens im Absorber ist kleiner als 0,4 K. Bei der Sorbenstemperatur am Regeneratöraustritt ist die maximale Abweichung aufgrund eines systematischen Messfehlers 2 K.

Zusammenfassend tritt die Abweichung des simulierten Dampfmassenstroms von dem gemessenen im Absorber und Regenerator vorwiegend aufgrund von Messunsicherheiten und aufgrund des nicht erreichten stationären Zustands (siehe Abb. 134) auf. Die Simulationsergebnisse des Komponentenmodells (EFFM) sind genauer im Vergleich zu denen des Systemmodells, da für die Berechnung von Einzelkomponenten die Sorbenstemperaturen und Massenanteile am Eintritt vorgegeben sind, während sie im Systemmodell intern berechnet werden.

### **6.2.3.2 Variation der Wasserbeladung der Luft bei $T_{KW}$ von 30 °C**

Wie bei der Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des Regenerators wird hier die Variation der Wasserbeladung (Messung VII.1, VII.2, VII.3 und VII.4) der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators betrachtet. Der Sollwert der Kühlwassertemperatur am Eintritt des Absorbers beträgt 30 °C und der Sollwert der Heizwassertemperatur am Eintritt des Regenerators 60°C. Jede Simulation dauert an, bis ein stationärer Zustand erreicht wird.

In Abb. 139 sind der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom im Absorber und Regenerator in Abhängigkeit von der Wasserbeladung der Luft am Eintritt dargestellt. Mit steigender Wasserbeladung am Eintritt des Absorbers steigt der Dampfdruck der Luft und somit die Dampfdruckdifferenz bei sonst gleichen Randbedingungen. Dadurch steigt der übertragene Dampfmassenstrom im Absorber an. Dies führt wiederum dazu, dass der Massenanteil des Sorbens am Eintritt des Regenerators sinkt, wodurch sich am Regenerator die Dampfdruckdifferenz ebenfalls erhöht und somit auch der Dampfmassenstrom im Regenerator mit steigender Wasserbeladung steigt.

Aus der Abb. 139 ist zu erkennen, dass die Messwerte der Dampfmassenströme von Absorber und Regenerator nah beieinander liegen. Der stationäre Zustand wurde also bei den Messungen nahezu erreicht. Der simulierte Dampfmassenstrom im Absorber und Regenerator hat eine maximale Abweichung vom gemessenen Dampfmassenstrom von 4 % für den Absorptionsprozess und 5 % für Regenerationsprozess. Das Modell simuliert die Temperaturänderung der Luft mit einer maximaler Abweichung von der gemessenen Temperaturänderung von 0,8 K (2 % Abweichung der  $T_{L,aus}$ ) im Absorber und Regenerator (siehe Abb. 140). Die berechnete Temperaturänderung des Kühl- und Heizwassers stimmt mit einer maximalen Abweichung von 0,3 K sehr gut mit der gemessenen überein (siehe Abb. 141).

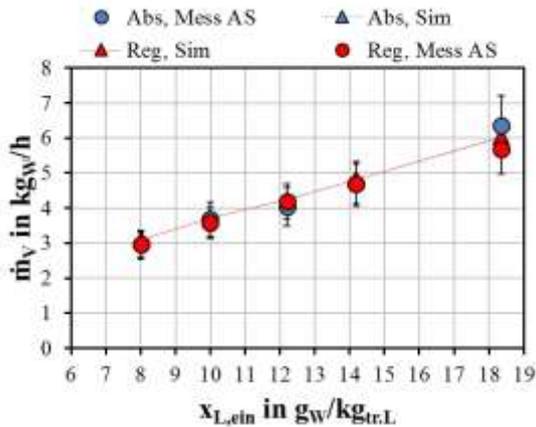


Abb. 139: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator

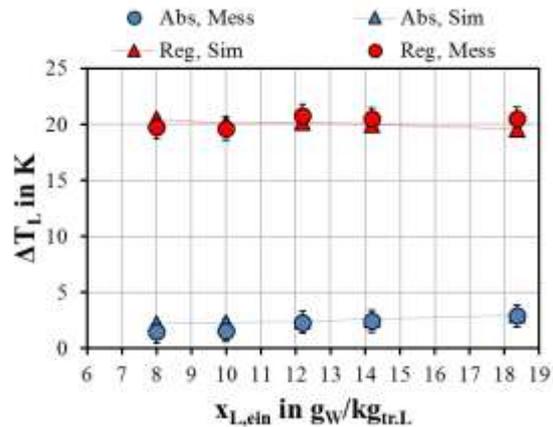


Abb. 140: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für AILR-System für Absorber sowie Regenerator

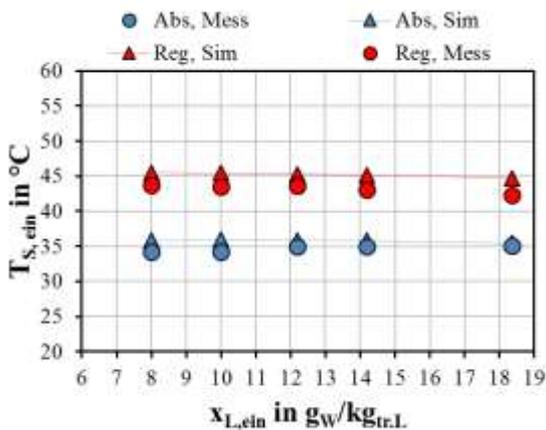


Abb. 141: Die gemessene und simulierte Sorbenstemperatur am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators

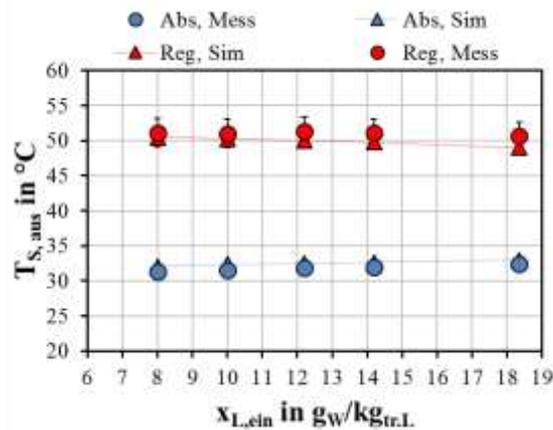


Abb. 142: Die gemessene und simulierte Sorbenstemperatur am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators

Abb. 141 und Abb. 142 zeigen die gemessenen und simulierten Ein- und Austrittstemperaturen des Sorbens im Absorber und Regenerator. Bei einer Wasserbeladung am Eintritt von 8 und 10  $g_w/kg_{tr.L}$  ist die berechnete Sorbenstemperatur am Eintritt des Absorbers 1,6 und 1,7 K höher als die gemessene. Dadurch ist auch die simulierte Temperaturänderung der Luft im Absorber zu hoch. Die maximale Abweichung der berechneten von der gemessenen Sorbenstemperatur am Eintritt des Regenerators beträgt 2,5 K (6 %). Für die Sorbenstemperatur am Austritt des Regenerators liegt die maximale Abweichung zwischen Mess- und Simulationsergebnissen aufgrund eines systematischen Messfehlers bei ca. 1,6 K (3 %). Die Abweichung der Temperaturänderung des Sorbens im Absorber ist kleiner als 0,8 K.

### 6.2.3.3 Variation der Kühlwassertemperatur $T_{KW}$

Im Folgenden werden die Messdaten und Simulationsergebnisse für die Variation der Kühlwassertemperatur am Eintritt des Absorbers (Messung II.1, II.2, II.3 und II.4) dargestellt. Die Kühlwassertemperatur wird von 15 bis 30 °C am Absorbereintritt variiert. Die Heizwassertemperatur am Eintritt des Regenerators beträgt konstant 60 °C für alle vier Messungen.

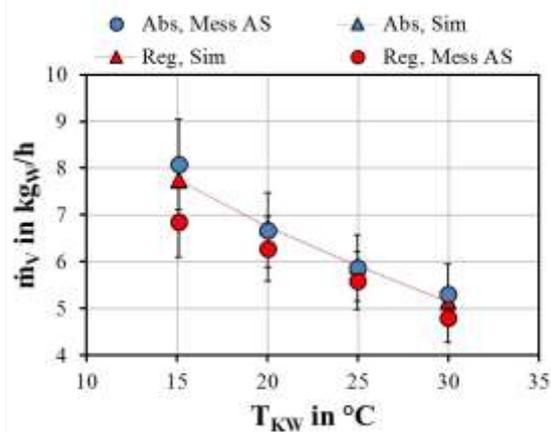


Abb. 143: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator

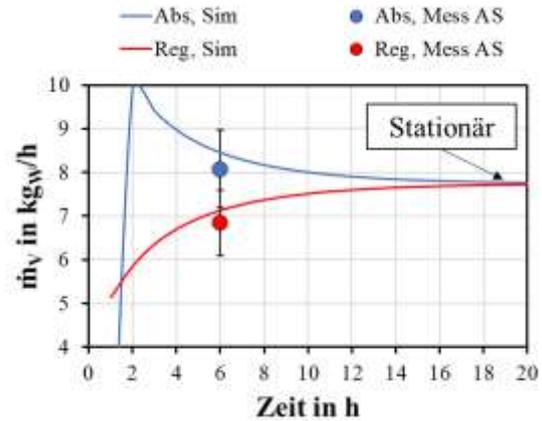


Abb. 144: Die gemessene und simulierte Dampfmassenstrom der Luft für AILR-System für Absorber sowie Regenerator für Messung II.1,  $T_{KW} = 15$  °C

Mit niedriger Kühlwassertemperatur am Eintritt des Absorbers wird die Phasengrenztemperatur niedriger, was wiederum den Absorptionsprozess begünstigt, da die Dampfdruckdifferenz höher wird. Je mehr Wasser vom Sorbens aus der Luft aufgenommen wird desto niedriger wird der LiCl-Massenanteil des Sorbens. Dies führt zu einem steigenden Dampfmassenstrom im Regenerator (siehe Abb. 143). Aus der Abb. 143 ist ersichtlich, dass bei einer Kühlwassertemperatur von  $T_{KW} = 15$  °C die Abweichung vom Dampfmassenstrom im Absorber und Regenerator sehr hoch ist. Dies lässt auch bei dieser Messung darauf schließen, dass der stationäre Zustand im Vergleich zu den drei anderen Messungen noch nicht erreicht ist. In Abb. 144 lässt sich erkennen, dass erst nach 19 Stunden der stationäre Zustand erreicht wird. Im Vergleich dazu ist der aus den Messdaten berechnete Dampfmassenstrom aufgetragen. Es wird deutlich, dass nach 6 Stunden der stationäre Zustand noch nicht annähernd erreicht wurde. Die Abweichung Messdaten vom Simulationsergebnis im Gleichgewichtszustand (bei Stunde 19) beträgt 4 % für den Absorptionsprozess und 13 % für den Regenerationsprozess. Im Gegensatz zu Stunde 19 liegt die Abweichung des Simulationsergebnisses bei Stunde 6 bei 7 % für die Absorption und 4 % für die Regeneration.

Die maximale Abweichung des simulierten Dampfmassenstroms von dem gemessenen Wert beträgt für die Messungen II.2, II.3 und II.4 3 % für den Absorptionsprozess und 7,5 % für den Regenerationsprozess.

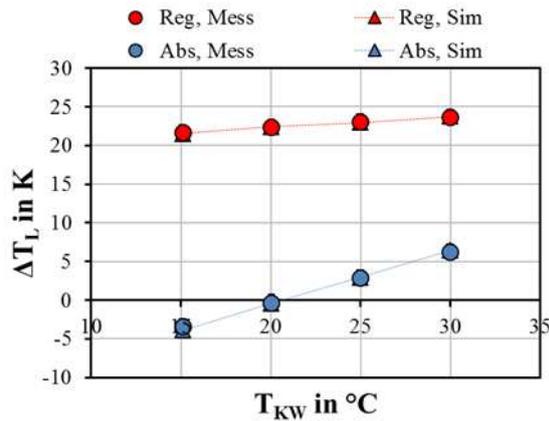


Abb. 145: Die gemessene und TRNSYS-simulierte Temperaturänderung der Luft für AILR-System für Absorber sowie Regenerator

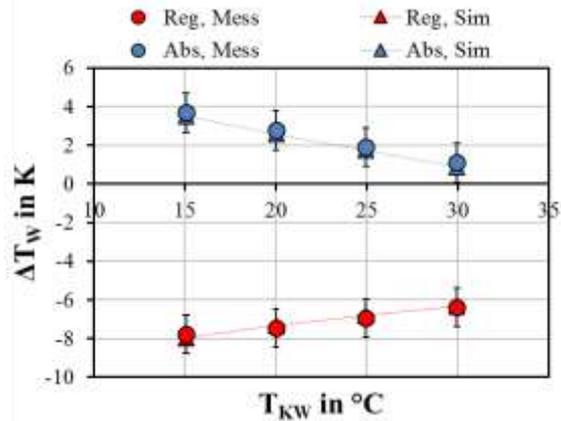


Abb. 146: Die gemessene und TRNSYS-simulierte Temperaturänderung des Kühl-/Heizwassers für AILR-System für Absorber sowie Regenerator

Das Modell berechnet die Temperaturänderung der Luft und des Kühl- sowie Heizwassers im Absorber sowie im Regenerator mit einer maximalen Abweichung von 0,5 K (siehe Abb. 145 und Abb. 146).

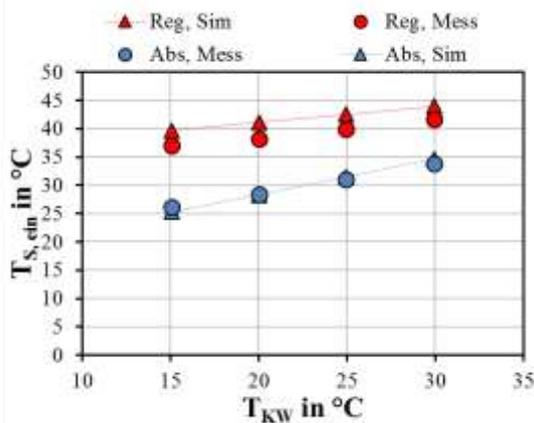


Abb. 147: Die gemessene und TRNSYS-simulierte Sorbenstemperatur am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators für AILR-System

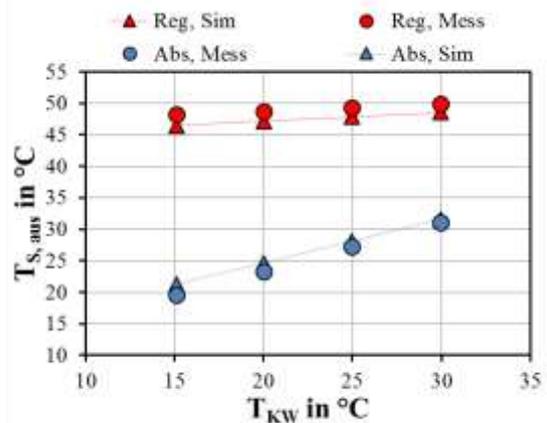


Abb. 148: Die gemessene und TRNSYS-simulierte Sorbenstemperatur am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators für AILR-System

Die gemessenen und simulierten Sorbenstemperaturen am Ein- sowie Austritt des Absorbers und Regenerators für die Variation der Kühlwassertemperatur sind in den Abb. 147 und Abb. 148 dargestellt. Die simulierte Sorbenstemperatur am Eintritt des Regenerators ist für alle betrachteten Punkte höher als die gemessene. Die maximale Abweichung liegt bei 3 K (7,8 %). Die Abweichung der Sorbenstemperatur ist auch ein Grund für die Abweichungen beim Dampfmassenstrom von Mess- und

Simulationsdaten. Die Abweichung der Sorbenstemperatur am Absorbereintritt ist kleiner als 0,9 K. Am Absorberaustritt liegt die Abweichung bei  $T_{KW}$  15 und 20 °C bei 1,7 und 1,3 K. Bei den anderen ist kleiner als 0,9 K. Dies könnte auf einen Messfehler zurückgeführt werden.

### 6.2.4 Zusammenfassung

Insgesamt wurden sechs Simulationen mit dynamischen Eingangsdaten aus Messungen mit einem Systemmodell durchgeführt und die Mess- und Simulationsergebnisse miteinander verglichen. Die Dauer von vier Messungen betrug sieben Stunden und die der beiden übrigen Messungen sechs Tage. Eine der Langzeitmessungen wurde mit und die andere ohne interne Kühlung durchgeführt.

Das Modell bildet den zeitlichen Verlauf des Dampfmassenstroms, der Temperaturänderung der Luft, der Temperaturänderung des Kühl- und Heizwassers, der Sorbenstemperatur am Ein- und Austritt und des Sorbensmassenanteils am Ein- und Austritt für den Absorptions- sowie Regenerationsprozess in guter Übereinstimmung mit den gemessenen zeitlichen Verläufen ab. Zu Beginn der Messungen ist die Abweichung sehr hoch, sie sinkt aber im zeitlichen Verlauf ab. Die simulierte Sorbenstemperatur am Eintritt des Regenerators ist höher als die gemessene Temperatur, deswegen übertrifft der simulierte Dampfmassenstrom im Regenerator den gemessenen Dampfmassenstrom. Der simulierte Dampfmassenstrom weicht von dem gemessenen Dampfmassenstrom maximal um 17 % (AAD%= 8 %) im Absorber und 19 % (AAD%=10 %) im Regenerator ab. Die maximale Abweichung der berechneten Temperaturänderung der Luft von der gemessenen beträgt 1,3 K (AAD=0,6 K) für den Absorptionsprozess und 3,6 K (AAD=1,7 K) für den Regenerationsprozess. Die Abweichung der Austrittstemperatur der Luft von der gemessenen beträgt maximal 3 % für den Absorber und 7 % für den Regenerator. Bei den Austrittstemperaturen des Kühl- sowie Heizwassers ist die Abweichung kleiner als 1 %. Die berechnete Sorbenstemperatur und der berechnete Sorbensmassenanteil am Ein- und Austritt des Absorbers sowie des Regenerators weicht von der gemessenen maximal 5 % für die Temperatur und 3 % für den Massenanteil.

Das Systemmodell wurde auch mit stationären Randbedingungen validiert. Wie vorher erwähnt wurde, betrug die Messdauer der Systemmessungen ca. 6 Stunden, bis sich die Dampfmassenströme im Absorber und Regenerator einander angeglichen haben. In diesem Zustand wurde der Mittelwert der Messgrößen am Ein- und Austritt der Komponenten für die letzten 30 Minuten gebildet. Nun wurden diese Randbedingungen mit Systemmodell simuliert, bis ein stationärer Zustand herrscht. Die Simulations- und die Messergebnisse sind in folgenden Diagrammen mit der maximalen sowie der mittleren Abweichung (AAD% und AAD) aufgestellt.

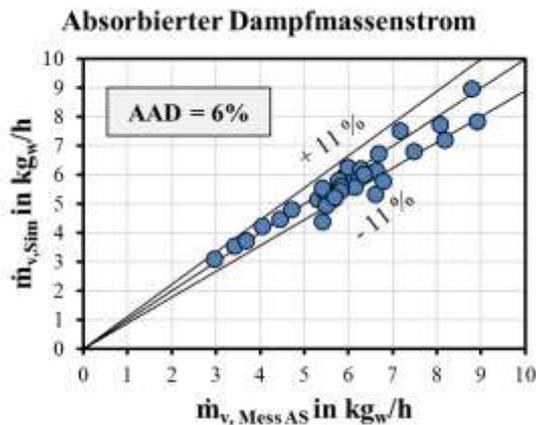


Abb. 149: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom am Absorber für 33 Systemmessungen

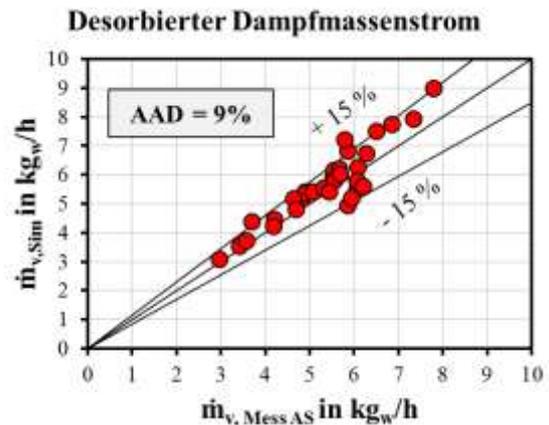


Abb. 150: Der gemessene und simulierte desorbierte Dampfmassenstrom für 33 Systemmessungen

Die mittlere Abweichung des simulierten Dampfmassenstroms von dem gemessenen beträgt 6 % für den Absorptions- (Abb. 149) und 9 % für den Regenerationsprozess (Abb. 150). Die Abweichung lässt sich zum größten Teil aufgrund der noch nicht erreichten stationären Zustand und Messunsicherheiten klären.

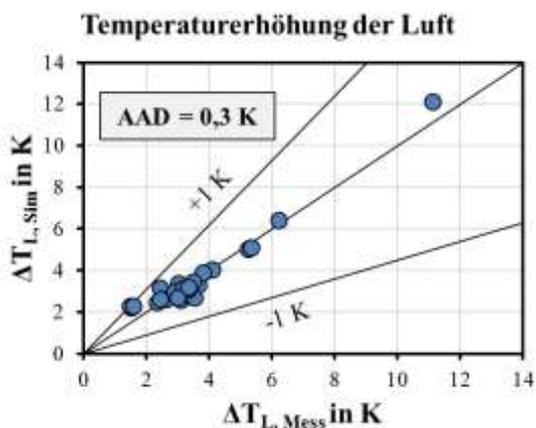


Abb. 151: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für 33 Absorptionsmessungen

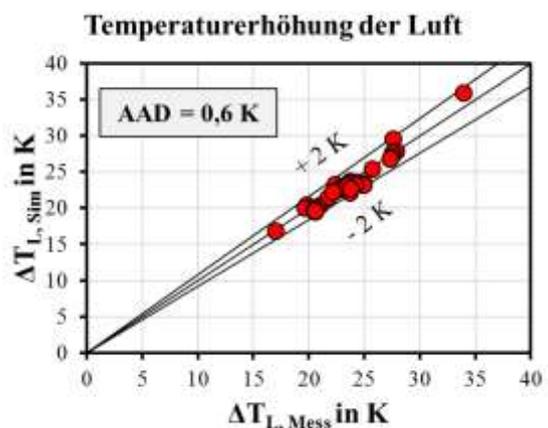


Abb. 152: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für 33 Regenerationsmessungen

Für die Temperaturerhöhung der Luft beträgt die mittlere Abweichung 0,3 K für den Absorptionsprozess (Abb. 151) und 0,6 K für den Regenerationsprozess (Abb. 152). Die mittlere Abweichung der Austrittstemperatur der Luft beträgt 1 % für den Absorptions- sowie Regenerationsprozess. Die mittlere Abweichung der Temperaturerhöhung des Kühl- und Heizwassers beträgt 0,2 K (Abb. 153 und Abb. 154). Für die Austrittstemperatur des Kühl-/Heizwassers ist die mittlere Abweichung kleiner als 0,7 %. Das Systemmodell berechnet die Temperatur sowie den

Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers mit einer mittleren Abweichung von 3 % für die Temperatur und 1,4 % für den Massenanteil (Abb. 155, Abb. 156, Abb. 159 und Abb. 160).

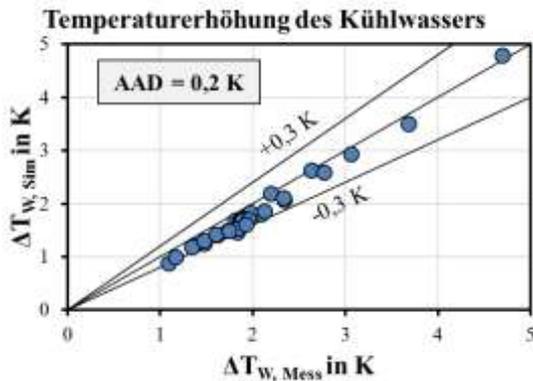


Abb. 153: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für 33 Systemmessungen

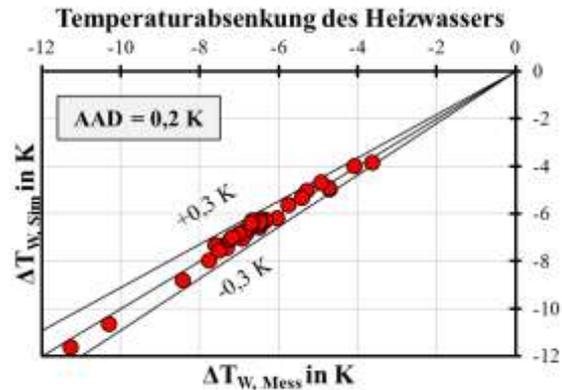


Abb. 154: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers für 33 Systemmessungen

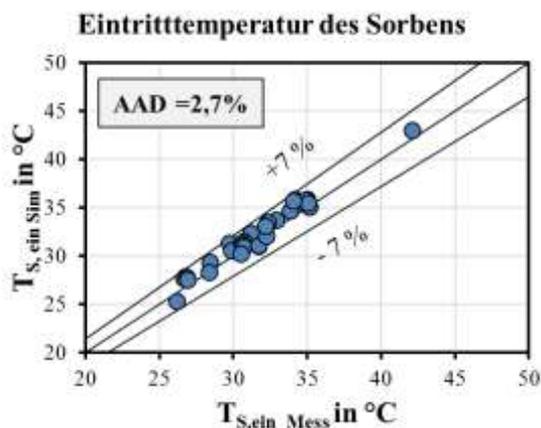


Abb. 155: Die gemessene und simulierte Eintrittstemperatur des Sorbens für 33 Systemmessungen

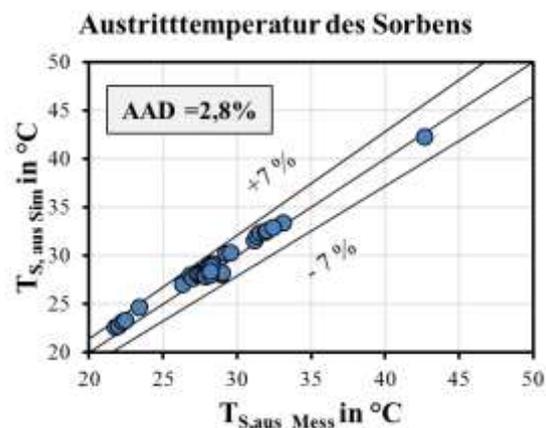


Abb. 156: Die gemessene und simulierte Austrittstemperatur des Sorbens für 33 Systemmessungen

Für Sorbenstemperaturen am Ein- und Austritt des Regenerators ist die Abweichung 5 % und 3 % (Abb. 157 und Abb. 158). Wie bei dem Absorptionsprozess ist die mittlere Abweichung des berechneten Sorbensmassenanteils beim Regenerationsprozess von dem gemessenen 1,3 % (Abb. 161 und Abb. 162).

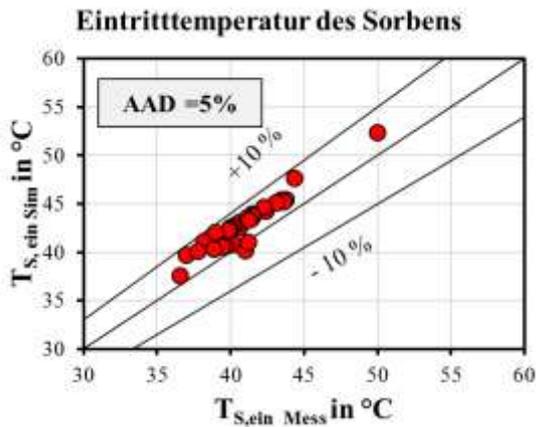


Abb. 157: Die gemessene und simulierte Eintrittstemperatur des Sorbens für 33 Systemmessungen

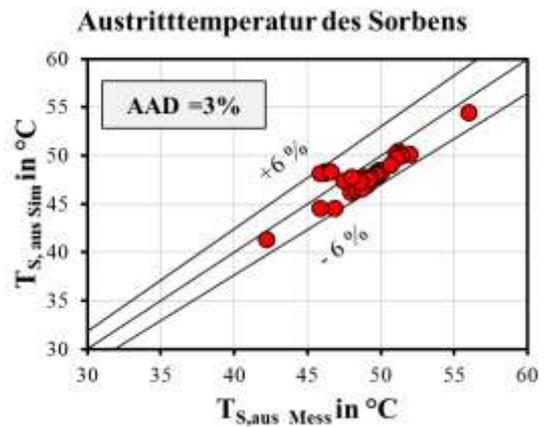


Abb. 158: Die gemessene und simulierte Austrittstemperatur des Sorbens für 33 Systemmessungen

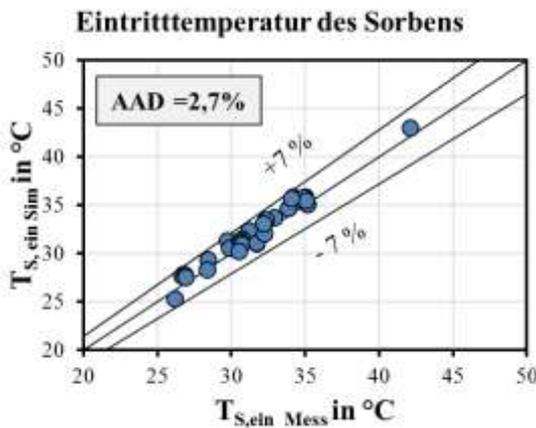


Abb. 159: Der gemessene und simulierte Eintrittsmassenanteil des Sorbens für 33 Systemmessungen

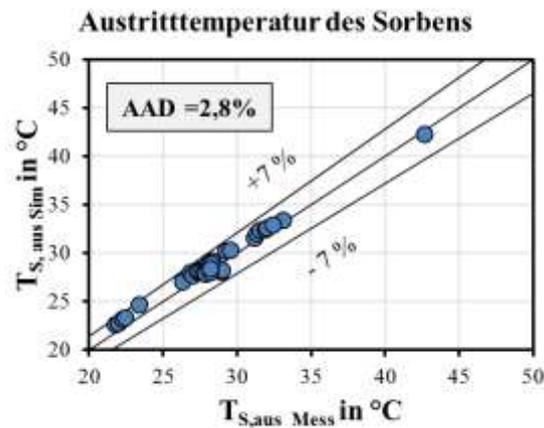


Abb. 160: Der gemessene und simulierte Austrittsmassenanteil des Sorbens für 33 Systemmessungen

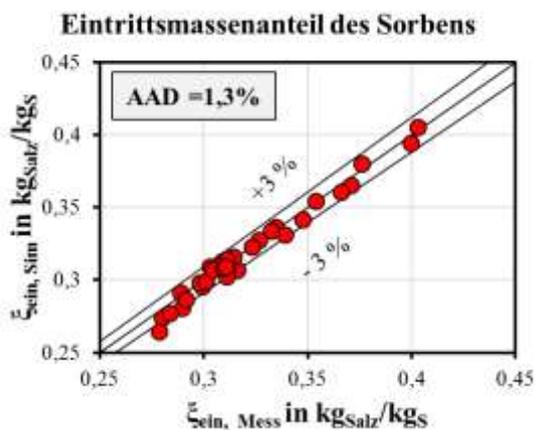


Abb. 161: Der gemessene und simulierte Eintrittsmassenanteil des Sorbens für 33 Systemmessungen

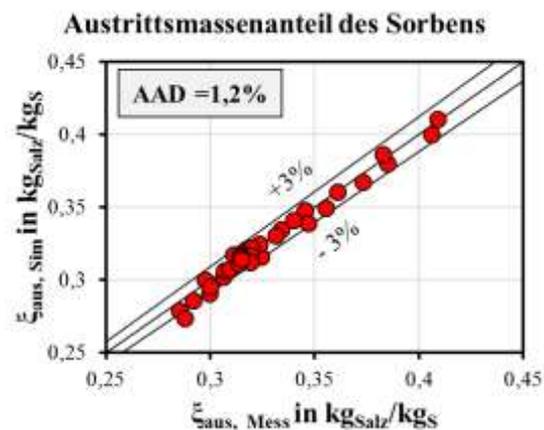


Abb. 162: Der gemessene und simulierte Austrittsmassenanteil des Sorbens für 33 Systemmessungen

Über vergleichbare Validierung in der Literatur gibt es leider nur grobe Angaben von (Bouzenada et al. 2016) und (Crofoot 2012). Bei der dynamische Validierung des Systemmodells von (Crofoot 2012) und (Bouzenada et al. 2016) beträgt die mittlere Abweichung der Austrittstemperatur und -wasserbeladung der Luft für den Absorber für ein sechs stündige Messung ca. 2 %. Weiterhin beträgt die mittlere Abweichung des Dampfmassenstroms im Absorber für 3 Messungen im Bereich von 6-10 % und für den Massenanteil am Eintritt des Absorbers und des Regenerators im Bereich von 1-4 %. Eine Messung dauert einen Tag. Bei dem in Rahmen dieser Arbeit entwickelten Systemmodell beträgt die mittlere Abweichung des Dampfmassenstroms im Absorber für zwei Messungen 6 und 8 % und für den Massenanteil des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie Regenerators 2 und 2,8%. Jede Messung dauert 6 Tage. Die Mittlere Abweichung der Austrittstemperatur und -wasserbeladung der Luft im Absorber beträgt 1,5 % und 4,5 %. Im Vergleich zu (Bouzenada et al. 2016) und (Crofoot 2012) bildet das Systemmodell die dynamische Messung mit gleichen auch kleiner mittleren Abweichung ab, obwohl bei (Crofoot 2012) sowie (Bouzenada et al. 2016) die Effektivität der Feuchteänderung und Effektivität der Enthalpieänderung der Luft sowie die Effektivität der Temperaturänderung des Sorbens im Absorber und Regenerator werden anhand experimentell gefitteten Korrelationen berechnet wurden.

### 6.3 Parametervariation des Systemmodells

Eine Sensitivitätsanalyse wurde für das Systemmodell durchgeführt, indem jeweils eine Eintrittsgröße variiert wurde. Anhand der Parametervariation sollen die Parameter ermittelt werden, die einen großen Einfluss auf den Dampfmassenstrom und die Entfeuchtungsbreite im Absorber haben. Die Randbedingungen des Referenzfalls sowie der Parametervariationen sind in folgender Tabelle (Tab. 14) zusammengestellt. Die Bereiche der Eintrittsgrößen, in denen die in Kapitel 6 beschriebenen Modellvalidierungen erfolgt sind, sind in Spalte 5 Tab. 14 (Validierungsbereich) aufgeführt.

Tab. 14: Randbedingungen der Parametervariation

		Referenz	Bereich der Variation	Validierungsbereich
Absorber	$\dot{m}_{L,ein}$ [kg/h]	1200	240-2880	1100-2350
	$T_{L,ein}$ [°C]	25	5-40	20-30
	$X_{L,ein}$ [g <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub> ]	12	2,4-24	5-22
	$\dot{m}_{S,ein}$ [kg/h]	330	115-600	188-480
	$\dot{m}_{W,ein}$ [kg/h]	2000	0-4000	0-2000
	$T_{KW,ein}$ [°C]	25	10-60	15-30
Regenerator	$\dot{m}_{L,ein}$ [kg/h]	350	700	350
	$T_{L,ein}$ [°C]	25	5-40	20-30
	$X_{L,ein}$ [g <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub> ]	12	2,4-24	5-22

	$\dot{m}_{S,\text{ein}}$ [kg/h]	230	115-330	188-480
	$\dot{m}_{W,\text{ein}}$ [kg/h]	1000	200-3000	500-2000
	$T_{\text{HW},\text{ein}}$ [°C]	60	25-90	50-80

Drei Gruppen von Parametern wurden variiert: Temperaturen der Fluide, die Wasserbeladung der Luft und die Massenströme der Fluide am Eintritt des Absorbers und Regenerators.

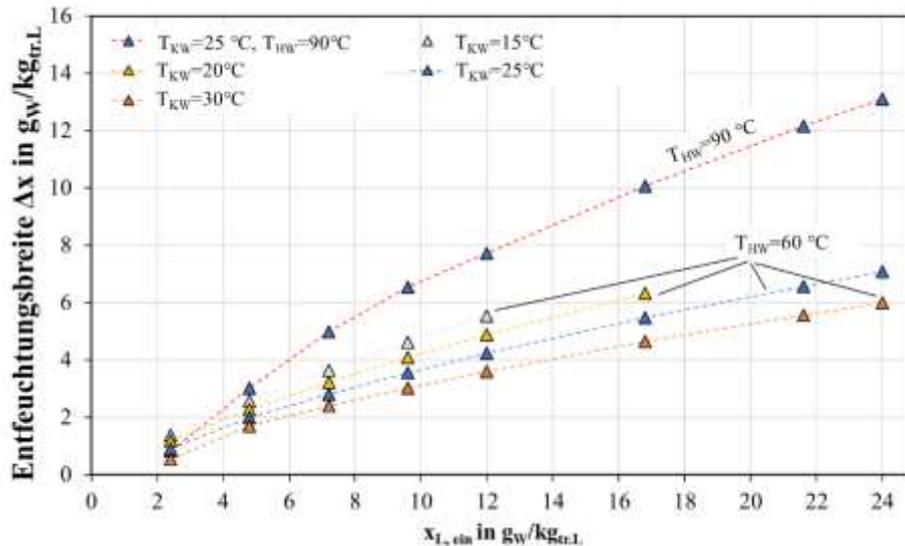
Bei der Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers und Regenerators wurde die Wasserbeladung von 2,4 bis 24 g<sub>W</sub>/kg<sub>tr.L</sub> für unterschiedliche Kühl- (15, 20, 25 und 30 °C) sowie Heizwassertemperaturen (60 und 90 °C) variiert. Aus Abb. 163 kann entnommen werden, dass bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von 25 °C und einer Heizwassereintrittstemperatur von 60 °C die Entfeuchtungsbreite von 0,91 bis 7,1 g<sub>W</sub>/kg<sub>tr.L</sub> (Dampfmassenstrom von 1,1 bis 8,3 kg<sub>W</sub>/h) mit steigender Wasserbeladung am Eintritt des Absorbers und Regenerators von 2,4 bis 24 g<sub>W</sub>/kg<sub>tr.L</sub> steigt.

Wenn die Kühlwassertemperatur von 30 auf 15 °C sinkt, erhöht sich bei einer Wasserbeladung der Eintrittsluft von  $x=12$  g<sub>W</sub>/kg<sub>tr.L</sub> und einer Heizwassereintrittstemperatur von 60 °C die Entfeuchtungsbreite um 43 % von 3,6 auf 5,5 g<sub>W</sub>/kg<sub>tr.L</sub> (Dampfmassenstrom von 4,3 auf 6,6 kg<sub>W</sub>/h). Durch eine Erhöhung der Heizwassertemperatur von 60 auf 90 °C erhöht sich bei einer konstanten Kühlwassertemperatur von 25 °C und einer konstanten Wasserbeladung von 12 g<sub>W</sub>/kg<sub>tr.L</sub> die Entfeuchtungsbreite um 82 % . Die Erhöhung beträgt bei einer Wasserbeladung von 24 g<sub>W</sub>/kg<sub>tr.L</sub> ca. 85 %. Daraus lässt sich schließen, dass die Heizwasser- und Kühlwassertemperatur einen erheblichen Einfluss auf die Entfeuchtungsbreite haben. Somit eignen sich diese beiden Größen beispielsweise zur Regelung des Systems auf einen vorgegebenen Wassergehalt der Luft am Absorberaustritt.

Abb. 164 zeigt die Entfeuchtungsbreite für die Variation der Temperaturen der Fluide am Eintritt des Absorbers und Regenerators. Es gelten die in Tab. 14 angegebenen Referenzbedingungen mit Ausnahme der unten angegebenen Parameter.

Die Lufttemperatur am Eintritt des Absorbers und Regenerators wurde unter folgenden Randbedingungen variiert:

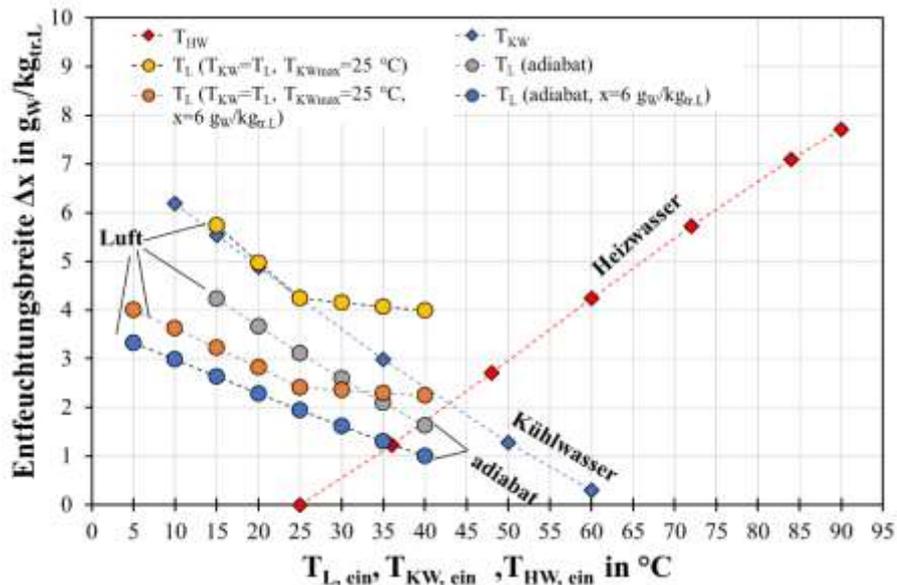
- Mit interner Kühlung im Absorber und  $T_{\text{KW},\text{ein}}=T_{\text{L},\text{ein}}$  für  $T_{\text{L},\text{ein}}\leq 25^\circ\text{C}$  und  $T_{\text{KW},\text{ein}}=25^\circ\text{C}$  für  $T_{\text{L},\text{ein}}>25^\circ\text{C}$
- Ohne Kühlung im Absorber (adiabat)
- $x=6$  g<sub>W</sub>/kg<sub>tr.L</sub> mit interner Kühlung im Absorber und  $T_{\text{KW},\text{ein}}=T_{\text{L},\text{ein}}$  für  $T_{\text{L},\text{ein}}\leq 25^\circ\text{C}$  und  $T_{\text{KW},\text{ein}}=25^\circ\text{C}$  für  $T_{\text{L},\text{ein}}>25^\circ\text{C}$
- $x=6$  g<sub>W</sub>/kg<sub>tr.L</sub> ohne Kühlung im Absorber (adiabat)



**Abb. 163: Die simulierte Entfeuchtungsbreite für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers und Regenerators für unterschiedliche Kühl-/Heizwassertemperaturen; Referenzbedingungen:  $x_{\text{ein}}=12 \text{ gW/kg}_{\text{tr.L}}$ ,  $T_{\text{L,ein}}=25^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{KW}}=25^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{HW}}=60^\circ\text{C}$**

Aus Abb. 164 ist erkennbar, dass je niedriger die Kühlwassertemperatur ist, desto höher ist die Entfeuchtungsbreite im Absorber. Es ist auffällig, dass bei einer identischen Kühlwasser- und Heizwassereintrittstemperatur von  $60^\circ\text{C}$  trotzdem eine Entfeuchtungsbreite von  $0,3 \text{ gW/kg}_{\text{tr.L}}$  (Dampfmassenstrom von  $0,4 \text{ kg/h}$ ) im Absorber auftritt. Die Ursache dafür ist, dass im Absorber unter anderem wegen des höheren Luftmassenstroms als im Regenerator, ein höherer Wärmestrom abtransportiert wird und sich dadurch ein höherer LiCl-Massenanteil von  $45\%$  am Absorbereintritt als am Regeneratoreintritt einstellt. Ist hingegen sowohl die Heizwasser- als auch Kühlwassertemperatur  $25^\circ\text{C}$ , findet keine deutlich stärkere Kühlung durch den hohen Luftmassenstrom im Absorber im Vergleich zum Regenerator statt und die Dampfdruckdifferenz sinkt auf null.

Bei einer Kühlwassertemperatur von  $10^\circ\text{C}$  ( $15 \text{ K}$  niedriger als Referenz) und Heizwassertemperatur von  $60^\circ\text{C}$  erreicht das System einen Dampfmassenstrom von  $7,3 \text{ kgW/h}$  und eine Entfeuchtungsbreite von  $6,2 \text{ gW/kg}_{\text{tr.L}}$ . Fast der gleiche Dampfmassenstrom und somit fast die gleiche Entfeuchtungsbreite ergibt sich bei einer Kühlwassertemperatur von  $25^\circ\text{C}$  und einer Heizwassertemperatur von  $75^\circ\text{C}$  ( $15 \text{ K}$  höher als Referenz). In beiden Fällen liegt somit die Differenz von Heiz- und Kühlwassereintrittstemperatur bei ca.  $50 \text{ K}$ .



**Abb. 164: Die simulierte Entfeuchtungsbreite in Abhängigkeit von den Temperaturen des Kühlwassers, des Heizwassers und der Luft am Eintritt des Absorbers und Regenerators für adiabaten und nicht adiabaten Betrieb; Referenzbedingungen:  $x_{\text{ein}}=12 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr},L}$ ,  $T_{L,\text{ein}}=25 \text{ °C}$ ,  $T_{KW}=25 \text{ °C}$ ,  $T_{HW}=60 \text{ °C}$**

Mit steigender Heizwassertemperatur im Regenerator bei sonst gleichbleibenden Randbedingungen steigt die Entfeuchtungsbreite und somit der Dampfmassenstrom nahezu linear an. Bei einer Heizwassertemperatur von 90 °C erreicht das System einen Dampfmassenstrom von 9,2 kg<sub>w</sub>/h und eine maximale Entfeuchtungsbreite von 7,7 g<sub>w</sub>/kg<sub>tr,L</sub>.

Auch im adiabaten Betrieb sinkt die Entfeuchtungsbreite und somit der Dampfmassenstrom im Absorber und Regenerator mit steigender Lufttemperatur. Beispielhaft sind in Abb. 164 Kurven mit einer Wasserbeladung von 6 als auch 12 g<sub>w</sub>/kg<sub>tr,L</sub> dargestellt. Eine steigende Lufttemperatur führt zu einer steigenden Phasengrenztemperatur, weswegen der Absorptionsprozess und somit Regenerationsprozess gehemmt wird.

### **Vergleich von $\Delta x$ bei unterschiedlichen Wasserbeladungen der Außenluft ( $x_{\text{ein}} = 6$ bzw. $12 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr},L}$ )**

Bei einer Wasserbeladung der Außenluft von 12 g<sub>w</sub>/kg<sub>tr,L</sub> (graue Kreissymbole) ist die Entfeuchtungsbreite um ca. 62 % höher als bei 6 g<sub>w</sub>/kg<sub>tr,L</sub> (blaue Kreissymbole) für adiabaten Betrieb bei Lufttemperatur zwischen 15 und 40 °C.

Für den Betrieb mit interner Kühlung wird bei einer Wasserbeladung von 12 g<sub>w</sub>/kg<sub>tr,L</sub> (gelbe Kreissymbole) ca. 75 % mehr Dampfmassenstrom vom Sorbens absorbiert im Vergleich zu dem Fall mit einer Wasserbeladung von 6 g<sub>w</sub>/kg<sub>tr,L</sub> (orangene Kreissymbole) für eine Lufttemperatur von 15-40 °C.

Bei Betrieb mit interner Kühlung zeigt sich, dass die Lufttemperatur ohne gleichzeitige Änderung der Kühlwassertemperatur nur einen sehr geringen Einfluss auf die Entfeuchtungsbreite und somit auf den Dampfmassenstrom hat, da die Wärme überwiegend durch das Kühlwasser abgeführt wird. Daher ist für  $25\text{ °C} \leq T_{L,\text{ein}} \leq 40\text{ °C}$  und  $T_{KW,\text{ein}} = 25\text{ °C}$  die Steigung der Kurven vergleichsweise sehr gering.

### Vergleich von $\Delta x$ adiabat und mit interner Kühlung

Die interne Kühlung begünstigt den Absorptionsprozess im Vergleich zum adiabaten Betrieb. Bei einer Wasserbeladung von  $x=6\text{ g}_W/\text{kg}_{\text{tr.L}}$  und mit interner Kühlung (orangene Kreissymbole) bei den gegebenen Annahmen steigt die Entfeuchtungsbreite und somit der Dampfmassenstrom um 23 % bei  $T_{L,\text{ein}}=15\text{ °C}$  bis 125 % bei  $T_{L,\text{ein}}=40\text{ °C}$  im Vergleich zu dem adiabaten Betrieb (blaue Kreissymbole). Ist die Wasserbeladung  $12\text{ g}_W/\text{kg}_{\text{tr.L}}$ , steigt die Entfeuchtungsbreite und somit der Dampfmassenstrom um 36 % bei  $T_{L,\text{ein}}=15\text{ °C}$  bis 146 % bei  $T_{L,\text{ein}}=40\text{ °C}$ . Die hohen Zunahmen bei hohen Außentemperaturen sind auf die hohen Kühlleistungen bei  $T_{KW,\text{ein}}=25\text{ °C}$  zurückzuführen.

### Vergleich von $\Delta x$ in Abhängigkeit von den Massenströmen

Abb. 165 zeigt die Entfeuchtungsbreite in Abhängigkeit von den Massenströmen der Fluide am Eintritt des Absorbers und Regenerators. Mit steigendem Kühlwassermassenstrom (blaue Dreiecke) steigt die Entfeuchtungsbreite und somit der Dampfmassenstrom an, weil die Kühlleistung steigt und die Phasengrenztemperatur niedriger wird. Wenn der Kühlwassermassenstrom von 0 auf  $800\text{ kg/h}$  steigt, sinkt die Phasengrenztemperatur von  $34$  bis  $29\text{ °C}$  und somit steigt die Entfeuchtungsbreite von  $3,12$  auf  $4,03\text{ g}_W/\text{kg}_{\text{tr.L}}$  um ca. 29 % (Dampfmassenstrom von  $3,7$  auf  $4,8\text{ kg}_W/\text{h}$ ). Ab einem Kühlwassermassenstrom von ca.  $800\text{ kg/h}$  ändert sich die Phasengrenztemperatur nur geringfügig, weswegen die Kurve der Entfeuchtungsbreite flacher wird und eine Erhöhung des Kühlwassermassenstroms kaum noch Einfluss auf die Entfeuchtungsbreite hat.

Ein ähnlicher Verlauf lässt sich bei der Variation des Heizwassermassenstroms beobachten. Eine Erhöhung des Heizwassermassenstroms von  $200$  auf  $1000\text{ kg/h}$  führt dazu, dass sich die Phasengrenztemperatur sich von  $40$  auf  $49\text{ °C}$  erhöht, weswegen die Entfeuchtungsbreite von  $2,55$  auf  $4,24\text{ g}_W/\text{kg}_{\text{tr.L}}$  um ca. 66 % (Dampfmassenstrom von  $3$  auf  $5\text{ kg}_W/\text{h}$ ) steigt. Ab einem Heizwassermassenstrom von ca.  $1000\text{ kg/h}$  ändert sich die Phasengrenztemperatur kaum mit steigendem Heizwassermassenstrom. Deswegen ändert sich die Entfeuchtungsbreite kaum.

Der Wasserdampfmassenstrom hängt stärker vom Luftmassenstrom ab. Auch diese Kurven gehen in eine Sättigung, weil das Sorbens bei steigendem Luftmassenstrom zunehmend gesättigt wird und nicht mehr Wasser aufnehmen kann. Bei doppeltem Luftmassenstrom ( $\dot{m}_{L,\text{reg}}=700\text{ kg/h}$ ) im Regenerator (grüne Quadrate) im Vergleich

zum Referenzfall ( $\dot{m}_{L,reg}=350$  kg/h, gelbe Quadrate) steigt der Dampfmassenstrom aufgrund des höheren Massenanteils des Sorbens am Austritt des Regenerators und somit am Eintritt des Absorbers ab einem Luftmassenstrom am Eintritt des Absorbers von 500 kg/h an (die Entfeuchtungsbreite sinkt). Bei dem Luftmassenstrom von 250 kg/h am Eintritt des Absorbers macht es keinen Unterschied, ob der Luftmassenstrom am Eintritt des Regenerators 350 kg/h oder 700 kg/h ist. Weil das Sorbens am Regenerator nicht mehr aufkonzentriert werden kann. Bei einem Luftmassenstrom von 1200 kg/h am Absorbereintritt erhöht sich zum Beispiel der Dampfmassenstrom um 12 % aufgrund des verdoppelten Luftmassenstroms im Regenerator. Es ist allerdings zu beachten, dass erhöhte Luftmassenströme ggf. mit einem erheblich höheren Ventilatorstromverbrauch verbunden sind.

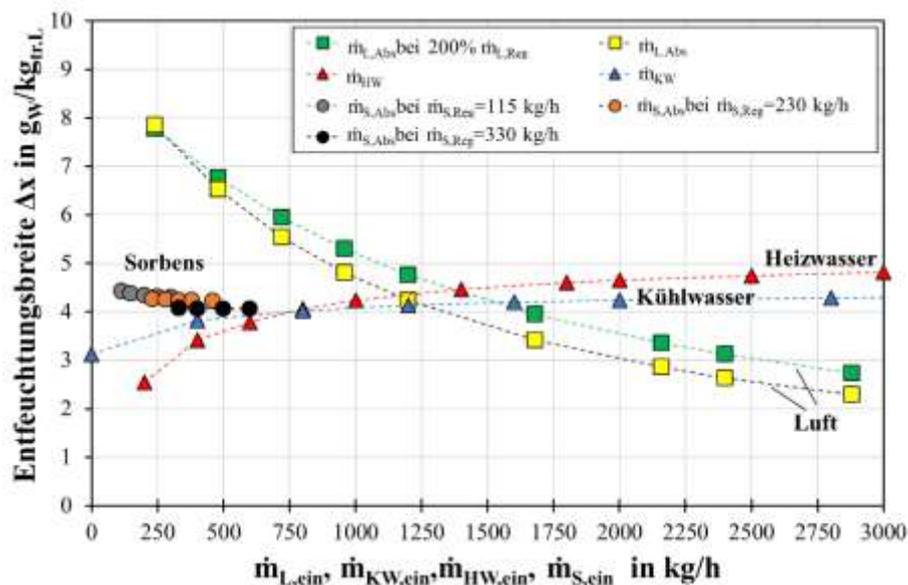


Abb. 165: Die simulierte Entfeuchtungsbreite für die Variation des Massenstroms der Luft, des Sorbens und des Kühl-/Heizwassers am Eintritt des Absorbers und Regenerators

Der Sorbensmassenstrom im System wurde wie folgt variiert:

- $115 \text{ kg/h} < \dot{m}_{S,Abs,ein} < 300 \text{ kg/h}$  für  $\dot{m}_{S,Reg,ein}=115 \text{ kg/h}$
- $330 \text{ kg/h} < \dot{m}_{S,Abs,ein} < 600 \text{ kg/h}$  für  $\dot{m}_{S,Reg,ein}=230 \text{ kg/h}$
- $330 \text{ kg/h} < \dot{m}_{S,Abs,ein} < 600 \text{ kg/h}$  für  $\dot{m}_{S,Reg,ein}=330 \text{ kg/h}$

Der Sorbensmassenstrom am Eintritt des Absorbers variiert für drei verschiedene Sorbensmassenströme am Eintritt des Regenerators. Bei gleichem Sorbensmassenstrom am Absorber- und Regeneratoreintritt findet keine Durchmischung im Sorbensspeicher statt. Deswegen ist der Massenanteil am Absorbereintritt höher und somit ist die Entfeuchtungsbreite (auch der Dampfmassenstrom) höher als wenn der Sorbensmassenstrom am Absorbereintritt

höher als der am Regeneratoreintritt ist. Je niedriger der Sorbensmassenstrom am Regeneratoreintritt ist, desto höher ist der Massenanteil des Sorbens am Regeneratöraustritt und desto weniger ist die Wärmeverschleppung vom Regenerator in den Absorber. Deswegen ist die erzielte Entfeuchtungsbreite höher.

Die Entfeuchtungsbreite für einen Sorbensmassenstrom von 115 kg/h am Eintritt des Absorbers und des Regenerators ist 5 % höher als bei einem Sorbensmassenstrom am Absorbereintritt von 330 kg/h und am Regeneratoreintritt von 230 kg/h.

Zusammenfassend wird bei einem Betrieb mit interner Kühlung der Dampfmassenstrom von der Temperatur des Kühl- und Heizwassers und der Wasserbeladung der Luft am Eintritt stark beeinflusst. Die interne Kühlung begünstigt den Absorptionsprozess deutlich bei einer hohen Temperatur (>30 °C) der Luft am Eintritt des Absorbers. Je höher die Wasserbeladung am Absorbereintritt ist, desto höher ist der Einfluss der internen Kühlung auf die Entfeuchtungsbreite und somit auf den Dampfmassenstrom. Für die Systemregelung mit der Zielfeuchte als Zielgröße wird aus diesem Grund entweder die Kühl- oder Heiztemperatur oder gar beide Temperaturen als Stellgröße zur Regelung vorgeschlagen.

Die Ergebnisse der Parametervariation zeigen, dass der Sorbensmassenstrom fast keinen Einfluss auf die Ergebnisse hat. Der Massenstrom des Kühl- und des Heizwassers im Absorber sowie im Regenerator sind optimierungsbedürftig. Bei konstanten Eintrittstemperaturen für Kühl- und Heizwasser steigen die Kühl- und Heizleistungen bei steigendem Massenstrom erheblich. Bei Erhöhung der Luftmassenströme muss beachtet werden, dass sich der Energieaufwand für die Ventilatoren erheblich erhöht. Um bewerten zu können, welcher Massenstrom am günstigsten ist, muss also z.B. der Stromverbrauch für die Ventilatoren ausgewertet werden.

Einige Ergebnisse der Parametervariation sind in folgender Tabelle zusammengefasst.

**Tab. 15: Erhöhung des Wasserdampfmassenstroms für veränderte Randbedingungen im Vergleich zum Referenzzustand ( $x_{\text{ein}}=12 \text{ gW/kg}_{\text{fr.L}}$ ,  $T_{\text{L,ein}}=25 \text{ °C}$ ,  $T_{\text{KW,ein}} = 25 \text{ °C}$ ,  $T_{\text{HW,ein}} = 60 \text{ °C}$ )**

Eintrittsgrößen	x	$T_{\text{HW}}$	$T_{\text{KW}}$	$T_{\text{L,ein}}$	$\dot{m}_s$ (abs)	$\dot{m}_{\text{KW}}$	$\dot{m}_{\text{HW}}$	$\dot{m}_L$
Min/max	24 g/kg	90°C	10°C	5°C	460 kg/h	4000 Kg/h	3000 Kg/h	2900 Kg/h
Erhöhung $\dot{m}_v$	67 %	82 %	46 %	35 %	- 0,2 %	2 %	14 %	29 %

## 6.4 Auslegung von solarthermisch unterstützten offenen Absorptionsanlagen zur Kondensatvermeidung

Im Folgenden wird mit dem zuvor beschriebenen Flüssigsorptionsystem eine Jahressimulation zur Raumluftentfeuchtung mit dem Ziel der Kondensatvermeidung an kalten Oberflächen bei industriellen Anwendungen durchgeführt. Der erforderliche Wärmebedarf soll solarthermisch abgedeckt werden. Das Systemmodell einer Flüssigsorptionsanlage wird mit einer thermischen Solaranlage gekoppelt. Anhand von TRNSYS-Simulationen wird die solare Deckungsrate zum Erreichen einer vorgegebenen Taupunkttemperatur für eine Variation der Infiltrationsvolumenströmen (100 m<sup>3</sup>/h bis 1000 m<sup>3</sup>/h) in das Gebäude ermittelt. Es werden sowohl adiabate als auch intern gekühlte Absorptionsprozesse betrachtet. Die Kühlwassertemperatur wird vereinfacht als Funktion der Umgebungslufttemperatur abgebildet.

### Gesamtsystemsimulation: Gebäude mit Sorptions- und Solaranlage

Das Systemmodell für die Flüssigsorptionsanlage wurde in das TRNSYS IEA-SHC Task 32-Modell (Heimrath und Haller) einer Solaranlage implementiert. Das betrachtete Gebäude wurde vereinfacht als Ein-Zonen-Modell ( $V = 1000 \text{ m}^3$ , Standort: Stuttgart) abgebildet.

Die Sorptionsanlage entfeuchtet die Raumluft im Umluftbetrieb mit einem Luftvolumenstrom im Absorber von 1000 m<sup>3</sup>/h bei einer konstanten Infiltrationsrate in das Gebäude. Die Infiltrationsrate wurde zwischen 0,1 h<sup>-1</sup> und 1 h<sup>-1</sup> (100 und 1000 m<sup>3</sup>/h Infiltrationsvolumenstrom) variiert. Die Wasserbeladung der Raumluft soll  $x = 6 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L}}$  (Taupunkttemperatur:  $T_{\text{tau}}$  ca. 6,6 °C) nicht überschreiten. Diese Taupunkttemperatur wird ohne Luftkonditionierung am Standort Stuttgart an ca. einem Drittel der Stunden im Jahr überschritten. Der Luftvolumenstrom im Regenerator beträgt 300 m<sup>3</sup>/h Der Sorbensmassenstrom beträgt 340 kg/h im Absorber und 230 kg/h im Regenerator.

In Abb. 166 sind die Monatssummen der Einstrahlung auf die geneigte Fläche (Südausrichtung,  $\beta=30^\circ$ ) und des Regenerationswärmebedarfs im Jahresverlauf dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Regenerationswärmebedarf ganz überwiegend im Sommerhalbjahr auftritt. Der maximale monatliche Regenerationswärmebedarf der untersuchten Anlage bei einem Infiltrationsvolumenstrom von 500 m<sup>3</sup>/h liegt bei 1750 kWh/Monat. Der gesamte jährliche Regenerationswärmebedarf liegt bei ca. 6,6 MWh/a.

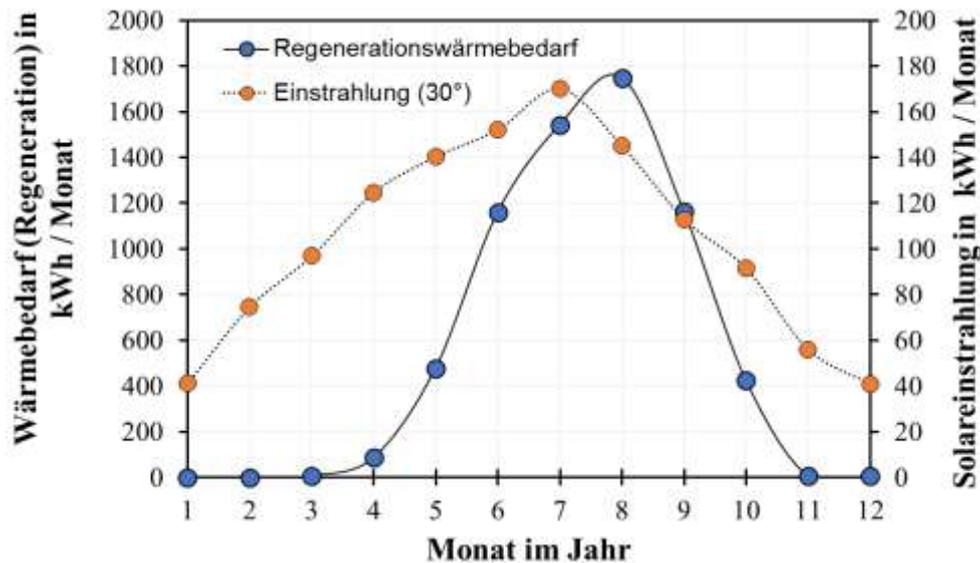


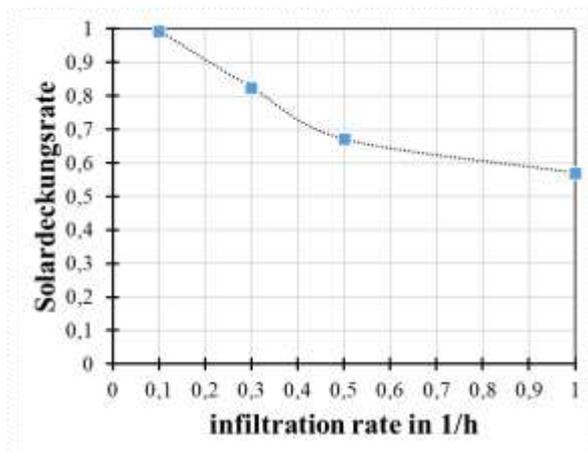
Abb. 166: Einstrahlung auf die geneigte Fläche ( $\beta=30^\circ$ , Stuttgart) und Regenerationswärme für einen Infiltrationsvolumenstrom von  $500 \text{ m}^3/\text{h}$ ;  $x_{\text{soll}} = 6 \text{ gw/kg}_{\text{tr.L}}$

Die Regenerationswärme soll ausschließlich solarthermisch bereitgestellt werden. Eine Nachheizung des Heizwassers ist nicht in TRNSYS modelliert. Zur Berechnung der solaren Deckungsrate wird jedoch der Wärmebedarf, der zum Nachheizen des Heizwassers für den Regenerationsprozess notwendig ist, um die Soll-Taupunkttemperatur der Raumluft zu erreichen, bilanziert. Die Solare Deckungsrate ist definiert als das Verhältnis der vom Solarspeicher bereitgestellte Wärme zu der Summe aus solarthermisch bereit gestellter Wärme und Nachheizwärmebedarf. Der Einsatz von Solarwärme wurde in der Modellierung jedoch nur dann berücksichtigt, wenn der Solarertrag ausreicht, um die nötige Regenerationstemperatur zu erreichen. Somit wurde keine Vorerwärmung des Heizwassers (Teillastbetrieb) durch Solarwärme berücksichtigt. Bei Berücksichtigung der solaren Vorerwärmung sind deutlich höhere solare Deckungsraten zu erwarten.

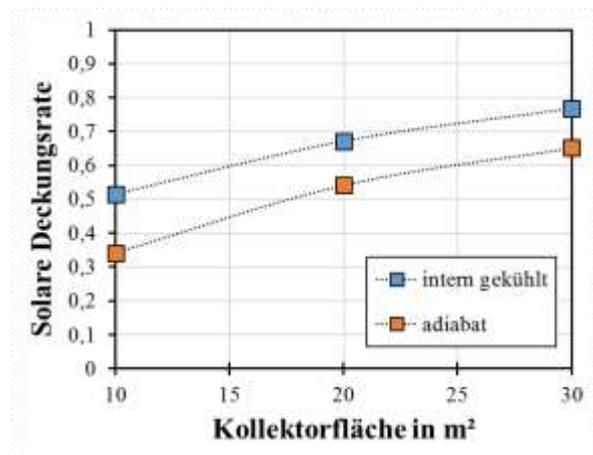
$$f_{\text{sol}} = \frac{Q_{\text{Speicher,aus}}}{Q_{\text{Speicher,aus}} + Q_{\text{Nachheizung}}} \quad \mathbf{6-12}$$

Zur vereinfachten Modellierung der internen Kühlung des Sorptionsprozesses wurde angenommen, dass die Eintrittstemperatur des Kühlwassers 3 K unterhalb der Umgebungslufttemperatur liegt. Abb. 167 zeigt die Ergebnisse von der Simulationsrechnungen mit einer Kollektorfläche von  $20 \text{ m}^2$  und einem Speichervolumen von  $1,2 \text{ m}^3$ . Die solare Deckungsrate ist in Abhängigkeit von der Infiltrationsrate dargestellt. Bei einer sehr geringen Infiltrationsraten von  $n_{\text{inf}} = 0,1 \text{ h}^{-1}$  (Infiltrationsluftvolumenstrom:  $100 \text{ m}^3/\text{h}$ ) wird nahezu eine vollständige solare Deckung

erreicht ( $f_{\text{sol}} > 99\%$ ). Bei einer Infiltrationsrate von  $n_{\text{inf}} = 1 \text{ h}^{-1}$  sinkt die solare Deckungsrate auf  $f_{\text{sol}} = 57\%$ . Ohne Sorptionsanlage wird der geforderte Taupunkt der Raumluft von  $T_{\text{tau}} = 6,6 \text{ °C}$  an 2775 Stunden im Jahr überschritten. Diese Anzahl der Stunden wird bei den in Abb. 167 dargestellten Infiltrationsraten ohne Nachheizung um 33% ( $n_{\text{inf}} = 1 \text{ h}^{-1}$ ) bis 99% ( $n_{\text{inf}} = 0,1 \text{ h}^{-1}$ ) durch die Flüssigsorptionsanlage reduziert. Mit Nachheizung wird die Taupunktüberschreitung vollständig unterbunden.



**Abb. 167: Solare Deckungsrate in Abhängigkeit von der Infiltrationsrate,  $A_{\text{Kol}} = 20 \text{ m}^2$ ,  $V_{\text{Sp}} = 1,2 \text{ m}^3$**



**Abb. 168: Solare Deckungsrate in Abhängigkeit von der Kollektorfläche mit und ohne interne Kühlung, Kühlwasserleistung:  $Q_{\text{max}} = 20 \text{ kW}$ , mit  $T_{\text{KW}} = T_{\text{amb}} - 3 \text{ K}$ ,  $V_{\text{Sp}} = 1,2 \text{ m}^3$ , Infiltrationsvolumenstrom:  $500 \text{ m}^3/\text{h}$**

Darüber hinaus wurde die Kollektorfläche für einen Infiltrationsvolumenstrom von  $500 \text{ m}^3/\text{h}$  zwischen  $10$  und  $30 \text{ m}^2$  variiert und der Einfluss der internen Kühlung untersucht (siehe Abb. 168). Die solare Deckungsrate steigt von ca. 50% auf 78% für den intern gekühlten und von ca. 32% auf 65% für einen adiabaten Absorptionsprozess. Die spezifischen Kollektorerträge liegen im Bereich von 244 bis 423  $\text{kWh}/\text{m}^2\text{a}$ .

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde ein Modell zur Beschreibung der Wärme- und Stoffübertragungsprozesse in einem offenen Flüssigsorptionsprozess entwickelt. Die Modellierung der Wärme- und Stoffübertragung im Absorber und Regenerator erfolgt durch einen  $\epsilon$ -NTU-Ansatz. Sämtliche dimensionslose Kennzahlen der Wärme- und Stoffübertragung werden mit gängigen semi-empirischen Korrelationen aus der Literatur berechnet. Für den Stoffübergang geht die Effektivität für eine Kreuzstromkonfiguration von Luft und Sorbens ein.

Das Modell wurde mit verfügbaren Messungen nicht nur für den Absorptions- sondern auch für den Regenerationsprozess validiert. Die Validierung für den Absorptionsprozess erfolgte sowohl mit als auch ohne interne Kühlung. Bei den verwendeten Messungen wurden folgende Eingangsgrößen variiert: Temperatur, Wasserbeladung und Massenstrom der Luft, Temperatur und Massenstrom des Kühl- und Heizwassers und der Massenstrom des Sorbens.

Glasfaser-Wellplatten, die als Wärme- und Stoffübertragungsfläche zwischen Luft und Sorbens dienen, werden als ebene Platten modelliert. Als Wärmeübertragungsfläche zwischen der Phasengrenze und dem Kühl-/Heizwasser wird die Rohrbündel-Oberfläche angesetzt. Der Stoffübergang wird ausschließlich mithilfe der Zustandsgrößen der Fluide modelliert. Obwohl nur ein Zustandsknoten an der Phasengrenze berücksichtigt wird, bildet das Modell die Wärmeübertragung zwischen Sorbens und Rohrwand sowie die Stoffübertragung an der Phasengrenze detailliert ab.

Das Modell wurde auch mit Messdaten anderen Geometrien, einem Plattenabsorber und einem Rohrbündelregenerator, sowohl für den Absorptions- als auch für den Regenerationsprozess validiert. Zur Berechnung von Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Luft- und Phasengrenze sowie zwischen Sorbens und Kühl-/Heizwasser wurden auch für die neuen Geometrien gängige Beziehungen nach der Literatur (VDI Wärmeatlas) gewählt.

Für den Wellplattenwärme- und Stoffübertrager liegt die mittlere Abweichung zwischen dem gemessenen und simulierten Dampfmassenstrom bei 4 % für den Absorptions- und bei 6 % für den Regenerationsprozess. Hinsichtlich der Temperaturänderung der Luft und des Kühlwassers bei dem Absorptionsprozess liegt die mittlere Abweichung bei 0,3 K. Bei dem Regenerationsprozess liegt die mittlere Abweichung der Temperaturänderung des Heizwassers bei auch 0,3 K aber für Luft bei 1,3 K. Die mittlere Abweichung des Dampfmassenstrom liegt bei 12 % für den Plattenabsorber und bei 13 % für den Rohrbündelregenerator. Die Abweichungen lassen sich zum großen Teil durch Messunsicherheiten erklären.

Das Modell wurde auch mit Simulationsergebnissen von drei Modellen aus der Literatur, zwei vergleichsweise detaillierten Finite-Differenzen-Modellen (ein

Physikalisches und ein NTU-Le) und einem vereinfachten Modell, sowohl für den Absorptions- als auch den Regenerationsprozess validiert. Das in dieser Arbeit entwickelte Modell zeigt im Vergleich zu den Finite-Differenzen-Modellen neben der deutlich kürzeren Rechenzeit eine höhere Genauigkeit auf. Dies ist der Fall, obwohl in allen verglichenen Modellen die Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten empirisch ermittelt werden müssen. Das entwickelte Modell ist für den adiabaten und nicht adiabaten Absorptions- sowie den Regenerationsprozess für unterschiedlichen Geometrien ohne Anpassungen oder Korrekturen verwendbar.

Das entwickelte Komponentenmodell wurde in TRNSYS implementiert. Der Sorptionsspeicher wird in TRNSYS durch zwei getrennte Behälter abgebildet, in denen jeweils eine homogene Temperatur sowie ein homogener Massenanteil des Sorbens herrscht. Die Behälter sind geeignet verschaltet, um Mischvorgänge zu berücksichtigen. Die Komponentenmodelle, Absorber-, Regenerator-, Sorbensspeicher- und ein Standard-Wärmeübertragermodell sind miteinander zu einem Flüssigsorptionssystem verschaltet, das dem Versuchsaufbau der vorliegenden Messergebnisse entspricht.

Das Gesamtsystemmodell zeichnet sich insbesondere dadurch aus, dass der Sorptionsspeicher und die Durchmischung von konzentriertem und verdünntem Sorbens und somit instationäre Zustände des Systems abgebildet werden können. Die Zustände des Sorbens (Temperatur und Salzmassenanteil) im Absorber und Regenerator werden intern berechnet und, nicht als bekannt vorausgesetzt. Das Systemmodell wurde ebenfalls anhand von Messdaten mit sowohl stationären als auch instationären Randbedingungen validiert. Dabei zeigt sich insbesondere, dass das System sehr träge reagiert.

Für die Validierung des Systemmodells mit instationären Randbedingungen wurden sechs Messungen herangezogen, vier Messungen über einen Zeitraum von sechs Stunden und zwei sechs-Tage-Messungen. Das Modell bildet die Messdaten gut ab. Die Abweichungen zwischen gemessenen und berechneten Daten nehmen in Laufe der Zeit ab. Bei den sechs-tägigen Messungen ist die Abweichung zwischen Mess- und Simulationsergebnissen deutlich geringer. Die mittlere Abweichung des simulierten von dem gemessenen Dampfmassenstrom beträgt 8 % bei dem adiabaten sowie 6 % bei dem nicht adiabaten Absorptionsprozess und 10 % bei dem Regenerationsprozess. Das Modell berechnet die Temperaturänderung der Luft und des Kühlwassers im Absorber sowie des Heizwassers im Regenerator mit einer mittleren Abweichung kleiner als 0,5 K.

Bei der Validierung mit stationären Randbedingungen zeigt das Modell bei Variationen von Luft-, Kühl- und Heizwasserzuständen sowie dem Sorbensmassenstrom am Absorber- sowie Regeneratoreintritt im Vergleich zu den Messergebnissen eine sehr hohe Genauigkeit. Die mittlere Abweichung des simulierten von dem gemessenen Dampfmassenstroms beträgt 6 % für den Absorptions- und 9 % für den

Regenerationsprozess. Das Modell berechnet die Temperaturänderung der Luft und des Kühl- sowie Heizwassers im Absorber und Regenerator mit einer mittleren Abweichung von 0,8 K. Der teils noch nicht erreichte Gleichgewichtszustand und Messunsicherheiten erklärt den größten Teil der Abweichung.

Durch das präsentierte numerische Modell, das sämtliche Wärme- und Stoffübergänge auf Grundlage von gängigen semi-empirischen Korrelationen und unter Berücksichtigung unterschiedlicher Wärme- und Stoffübertragungsflächen beschreibt, wird die untersuchte Flüssigsorptionsanlage somit mit vergleichsweise sehr hoher Genauigkeit abgebildet. Dies zeichnet das Modell im Vergleich zu einer Vielzahl von Literaturmodellen aus, in denen die entsprechenden Kennzahlen als bekannt vorausgesetzt werden.

Auf Grundlage einer Sensitivitätsanalyse konnte gezeigt werden, dass die Kühl- und Heizwassertemperaturen einen vergleichsweise starken Einfluss auf den Dampfmassenstrom haben und sich somit als Regelgröße für die Flüssigsorptionsanlage eignen.

Als Anwendungsbeispiel wurde zudem die Kondensatvermeidung in einem 1000 m<sup>3</sup>großen Industriegebäude mit einem Flüssigsorptionssystem untersucht, bei dem die Regenerationswärme mit einer thermischen Solaranlage bereitgestellt wird. Mithilfe von TRNSYS-Simulationen wurde die solare Deckungsrate zum Erreichen einer vorgegebenen Taupunkttemperatur von 6,6 °C bei Infiltrationsraten in das Gebäude von 0,1 bis 1 h<sup>-1</sup> ermittelt. Es werden sowohl adiabate als auch intern gekühlte Absorptionsprozesse betrachtet. Die Kühlwassertemperatur wird vereinfacht als Funktion der Umgebungslufttemperatur abgebildet. Bei dem betrachteten System und einer Infiltrationsrate von 0,1 h<sup>-1</sup> (Infiltrationsluftvolumenstrom: 100 m<sup>3</sup>/h) wird bei einem intern gekühlten Absorptionsprozess eine nahezu vollständige solare Deckung erreicht.

### **Ausblick**

Für die Validierung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Sorbens und dem Kühl- bzw. Heizwasser im Absorber und Regenerator sollte der Wärmeübergang zwischen dem Sorbens und dem Kühl- bzw. Heizwasser ohne Luftdurchströmung (Luftvolumenstrom = 0) vermessen werden.

Bislang sind bei der Messung die Temperatur sowie die Wasserbeladung der Luft am Absorbereintritt gleich den Werten am Regeneratoreintritt. Es wäre interessant, mit unterschiedlichen Luftzuständen am Absorber und Regeneratoreintritt zu messen. Als Beispiel wird mit der Abluft regeneriert oder wird eine Wärmerückgewinnung vor dem Regenerator installiert.

Falls die Benetzung der Stoffübertragungsfläche mit dem Sorbens nicht vollständig ist, findet keine Wärme- und Stoffübertragung statt. In einer Weiterentwicklung des

Modells sollte die unbenetzte Fläche getrennt abgebildet werden können und allein die Wärmeübertragung zwischen Luft und Kühl- bzw. Heizwasser modelliert wird.

Basierend auf Parametervariationen könnte eine Regelungsstrategie für die Flüssigsorptionsanlage und analog für das Systemmodell entwickelt werden. Hier könnte die Temperatur des Heizwassers als Regelgröße dienen. Bei der Systemmodellvalidierung ist es interessant, Betriebszustände mit einer Kühlwassertemperatur tiefer als die Taupunkttemperatur der Luft am Eintritt zu untersuchen.

## 8 Anhang

### 8.1 Literaturverzeichnis

Baehr, Hans Dieter; Stephan, Karl (2013): Wärme- und Stoffübertragung. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.

Bouzenada, S.; McNevin, C.; Harrison, S.; Kaabi, A. (2016): Performance of a liquid desiccant air-conditioner driven by evacuated-tube, flat-plate, or hybrid solar thermal arrays. In: Energy and Buildings 117, S. 53–62. DOI: 10.1016/j.enbuild.2016.02.002.

Chung, T.; Ghosh, T.; Hines, A. (1996): Comparison between Random and Structured Packings for Dehumidification of Air by Lithium Chloride Solutions in a Packed Column and Their Heat and Mass Transfer Correlations. In: Ind. ENG. Chem. Res 1996 (Vol. 35, No. 1).

Crofoot, L. (2012): Experimental Evaluation and Modeling of a Solar Liquid Desiccant Air Conditioner.

Crofoot, Lisa; Harrison, Stephen (2012): Performance Evaluation of a Liquid Desiccant Solar Air Conditioning System. In: Energy Procedia 30, S. 542–550. DOI: 10.1016/j.egypro.2012.11.064.

Fumo, Nelson; Goswami, D. Y. (2002): Study of an Aqueous Lithium Chloride Desiccant System: Air Dehumidification and Desiccant Regeneration. In: Solar Energy 2002, S. 351–361.

Heimrath, R.; Haller, M.: The Reference Heating System, the Template Solar System of Task 32.

Jain, S.; Dhar, P. L.; Kaushik, S.C (2000): Experimental studies on the dehumidifier and regenerator of a liquid desiccant cooling system 2000.

Jaradat, M.; Addy, J.; Fleig, D.; Vajen, K.; Jordan, U. (2014): EXPERIMENTAL EVALUATION OF A NOVEL TUBE BUNDLE SOLAR DRIVEN LIQUID DESICCANT REGENERATOR.

Jaradat, Mustafa (2016): Construction and Analysis of Heat-and Mass Exchangers for Liquid Desiccant Systems.

Jordan, U.; Fleig, D.; Jaradat, M.; Mandow, W.; Völker, L.; Matthes, J. et al. (2018): Offene Absorptions-Speichersysteme zur Beheizung von Wohngebäuden und für Lufttrocknungsanwendungen.

Kessling, W.; Laevemann, E.; Kapfhammer, C. (1998): ENERGY STORAGE FOR DESICCANT COOLING SYSTEMS COMPONENT DEVELOPMENT. In: Solar Energy 1998 (Vol. 64, Nos 4–6), S. 209–221.

Khan, Arshad Y. (1998): COOLING AND DEHUMIDIFICATION PERFORMANCE ANALYSIS OF INTERNALLY-COOLED LIQUID DESICCANT ABSORBERS. In: Applied Thermal Engineering 1998 (Vol. 18, No. 5), 265-281.

Khouzam, Kame (2009): Developing a Solar Drying Machine for Agricultural Products.

Kozubal, E.; Herrmann, L.; Deru, M.; Clark, J.; Lowenstein, A. (2014): Low-Flow Liquid Desiccant Air-Conditioning: Demonstrated Performance and Cost Implications.

Li, Yang; Fu, Zhibo; Yang, Xiaohu; Zhang, Lianying; Zhang, Qunli; Hu, Wenju (2017): Numerical Study on Heat and Mass Transfer of the Cross-flow Liquid Desiccant Regenerator. In: Procedia Engineering 205, S. 2647–2654. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.212.

Liu, Xiaochen; Guan, Bowen; Liu, Xiaohua (2015): Experimental Study on the Filtration Efficiency of Structured Packing Air Handling Processors. In: Procedia Engineering 121, S. 2037–2043. DOI: 10.1016/j.proeng.2015.09.204.

Lowenstein, A.; Slayzak, S.; Kozubal, E. (2006): Zero Carryover Liquid-Desiccant Air Conditioner for Solar Applications 2006.

Luo, Yimo; Yang, Hongxing; Lu, Lin; Qi, Ronghui (2014): A review of the mathematical models for predicting the heat and mass transfer process in the liquid desiccant dehumidifier. In: Renewable and Sustainable Energy Reviews 31, S. 587–599. DOI: 10.1016/j.rser.2013.12.009.

M. Conde (2009): Aqueous solutions of Lithium and Calcium Chlorides. Property formulations for use in air conditioning equipment design 2009, S. 1–27.

Mandow, W. (2014): Konstruktion und experimentelle Untersuchung eines offenen Rohrbündelabsorbers mit interner Kühlung zur Luftklimatisierung  
Konstruktion und experimentelle Untersuchung eines offenen Rohrbündelabsorbers mit interner Kühlung zur Luftklimatisierung.

Mandow, Wael; Fleig, Daniel; Jordan, Ulrike (2019): Auslegung von solarthermisch unterstützten offenen Absorptionsanlagen zur Kondensatvermeidung 2019.

Meckler, G. (1984): Data Collection and Model Development of Liquid-Desiccant Integrated HVAC System, 1984.

Mesquita, L.C.S.; Harrison, S. J.; Thomey, D. (2006): Modeling of heat and mass transfer in parallel plate liquid-desiccant dehumidifiers. In: Solar Energy 80 (11), S. 1475–1482. DOI: 10.1016/j.solener.2006.03.003.

Mohaisen, Aqeel Kareem; Ma, Zhenjun (2015): Development and modelling of a solar assisted liquid desiccant dehumidification air-conditioning system. In: Build. Simul. 8 (2), S. 123–135. DOI: 10.1007/s12273-014-0196-1.

Mützel, M. (2010): Entwicklung eines Finite-Differenzen-Modells für einen Stoff- und Wärmeübertrager auf Basis flüssiger Sorbentien im Kreuzstrombetrieb.

- Naik, B. Kiran; Soni, Ankit; kumar, Amit; Muthukumar, P.; Somayaji, C. (2016): Coupled Heat and Mass Transfer Analysis of an Adiabatic Dehumidifier – Unique Approach. In: Energy Procedia 90, S. 305–315. DOI: 10.1016/j.egypro.2016.11.198.
- Nerger, Mario (2013): Konzeptstudie für den Einsatz eines offenen Sorptionssystems in Niedrigenergie-Wohngebäuden 2013.
- Paeßler, Tina (2006): Entwicklung einer Konvektionstrocknungsanlage mit Lufttrocknung durch solarthermisch regenerierte Flüssigmittel 2006.
- Pahlavanzadeh, Hassan; Nooriasl, Parisa (2012): Experimental and Theoretical Study of Liquid Desiccant Dehumidification System by Using the Effectiveness Model. In: Journal of Thermal Science and Engineering Applications. DOI: 10.1115/1.4005210.
- Park, Joon-Young; Yoon, Dong-Seob; Li, Shiyong; Park, Junseok; Bang, Jong-Il; Sung, Minki; Jeong, Jae-Weon (2017): Empirical analysis of indoor air quality enhancement potential in a liquid-desiccant assisted air conditioning system. In: Building and Environment 121, S. 11–25. DOI: 10.1016/j.buildenv.2017.05.011.
- Qi, Ronghui; Lu, Lin; Yang, Hongxing (2013): Development of simplified prediction model for internally cooled/heated liquid desiccant dehumidification system. In: Energy and Buildings 59, S. 133–142. DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.12.028.
- Ronghui, Qi; Lin, Lu; Yu, Huang (2014): Energy performance of solar-assisted liquid desiccant air-conditioning system for commercial building in main climate zones. In: Energy Conversion and Management 88, S. 749–757. DOI: 10.1016/j.enconman.2014.09.006.
- Sadasivam, M.; Balakrishnan, AR. (1992): Effectiveness-NTU method for design of packed bed liquid desiccant dehumidifiers. In: Chem Eng Res Des (70:572–7).
- Saman, W. Y.; Alizadeh, S. (2000): MODELLING AND PERFORMANCE ANALYSIS OF A CROSS-FLOW TYPE PLATE HEAT EXCHANGER FOR DEHUMIDIFICATION/COOLING. In: Solar Energy (PI I : S0038 – 092X(00)00148 – 1).
- Smogor, J. (2012): Konstruktion und Vermessung eines Plattenabsorbers für offene Sorptionstrocknungsanlage.
- Stevens, D. I.; Braun, J. E.; Klein, S. A. (1989): AN EFFECTIVENESS MODEL OF LIQUID-DESICCANT SYSTEM HEAT/MASS EXCHANGERS.
- VDI-Wärmeatlas (2013). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Yang, Z. (2015): Development of simulation modules for liquid desiccant systems in SorpSim.
- Yang, Z.; Qu, M. (2015): Sorption Simulation Software User's Guide and Reference 2015.

Yang, Z.; Qu, M.; Gluesenkamp, K. R.; Abdelaziz, O. (2017): Liquid Desiccant System Component Models in the Sorption System Simulation Program (SorpSim) 2017.

Yin, Yonggao; Zhang, Xiaosong (2008): A new method for determining coupled heat and mass transfer coefficients between air and liquid desiccant. In: International Journal of Heat and Mass Transfer 51 (13-14), S. 3287–3297. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.11.040.

Yin, Yonggao; Zhang, Xiaosong (2010): Comparative study on internally heated and adiabatic regenerators in liquid desiccant air conditioning system. In: Building and Environment 45 (8), S. 1799–1807. DOI: 10.1016/j.buildenv.2010.02.008.

Yohana, Eflita; Endy Yulianto, Mohammad; Bahar, Shofwan; Alifa Muhammad, Azza; Laura Indrayani, Novi (2018): A study of tea leaves drying using dehumidification process and regeneration of liquid desiccant in a closed-cycle dehumidification-humidification. In: MATEC Web of Conferences 159 (1), S. 2025. DOI: 10.1051/mateconf/201815902025.

Zhang, Tao; Liu, Xiaohua; Jiang, Jingjing; Chang, Xiaoming; Jiang, Yi (2013): Experimental analysis of an internally-cooled liquid desiccant dehumidifier. In: Building and Environment 63, S. 1–10. DOI: 10.1016/j.buildenv.2013.01.007.

## 8.2 Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Schema eines offenen Flüssigsorptionssystems	3
Abb. 2: Schematische Darstellung der Arbeit	5
Abb. 3 : Funktionsweise eines offenen Absorptions- (links) und Regenerationsprozesses (rechts)	7
Abb. 4: Dampfdruck des Wassers im Sorbens in Abhängigkeit von der Temperatur und vom LiCl-Massenanteil (grüne Linien) und CaCl <sub>2</sub> -Massenanteil (rote Linien). Wasserdampfpartialdruck der Luft für konstante relative Feuchte ( $\phi$ ) (graue Linien). Die violette Linie stellt beispielhaft den Wasserdampfpartialdruck der Luft (1918 Pa) bei einer Wasserbeladung von $x=12 \text{ g}_w/\text{kg}_{\text{tr.L}}$	8
Abb. 5: Rohrbündelwärme- und Stoffübertrager, Kupferrohre sind beschichtet und zweimal versetzt (Mandow 2014)	11
Abb. 6: Plattenwärme- und Stoffübertrager als adiabater Absorber (Smogor 2012)	12
Abb. 7: AILR-System, Absorber, Regenerator und Sorbensspeicher (Sump) (AIL Research)	12
Abb. 8: Wellplatten (Wabenstruktur) und die Strömenden Fluiden	12
Abb. 9: Wärme- und Stoffübertragung in dem Absorptionsprozess	14
Abb. 10: Wärme- und Stoffübertragung in dem Regenerationsprozess	14
Abb. 11: Schematische Darstellung des Modellablaufs	41
Abb. 12: EFFM: Eingaben und Ausgaben	43
Abb. 13:Übersicht über validierte Komponenten (Konstruktionen), numerische Modelle und Prozesse (Absorption / Regeneration).	44
Abb. 14: Gemessener luft- (AS) und sorbensseitig (SS) und von EFFM sowie FDM berechneter absorbiertes Dampfmassestrom für adiabaten Absorptionsprozess	47
Abb. 15: Gemessener und von EFFM sowie FDM berechneter Temperaturerhöhung der Luft für adiabaten Absorptionsprozess, AILR-Anlage	47
Abb. 16: Gemessener und von EFFM sowie FDM berechneter Temperaturabsenkung des Sorbens für adiabaten Absorptions-prozess, AILR-Anlage	47
Abb. 17: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassestrom für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers	49
Abb. 18:Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers	49
Abb. 19: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Sorbens für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers	50
Abb. 20: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers	50
Abb. 21: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassestrom in Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur am Eintritt des AILR-Absorbers	51
Abb. 22: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft in Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur am Eintritt des AILR-Absorbers	51
Abb. 23: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Sorbens für die Variation der Kühlwassertemperatur am Eintritt des AILR-Absorbers	52
Abb. 24: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation der Kühlwassertemperatur am Eintritt des AILR-Absorbers	52
Abb. 25: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassestrom für die Variation des Luftmassestroms am Eintritt des AILR-Absorbers	53
Abb. 26: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation des Luftmassestroms am Eintritt des AILR-Absorbers	53

<b>Abb. 27: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Sorbens für die Variation des Luftmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>54</b>
<b>Abb. 28: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation des Luftmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>54</b>
<b>Abb. 29: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom für die Variation des Kühlwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>55</b>
<b>Abb. 30: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation des Kühlwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>55</b>
<b>Abb. 31: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Sorbens für die Variation des Kühlwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>56</b>
<b>Abb. 32: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation des Kühlwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>56</b>
<b>Abb. 33: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom für die Variation des Sorbensmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>58</b>
<b>Abb. 34: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation des Sorbensmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>58</b>
<b>Abb. 35: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für die Variation des Sorbensmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>59</b>
<b>Abb. 36: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation des Sorbensmassenstroms am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>59</b>
<b>Abb. 37: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom für 33 Absorptionsmessungen an dem AILR-Absorber</b>	<b>60</b>
<b>Abb. 38: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für 33 Absorptionsmessungen an dem AILR-Absorber</b>	<b>60</b>
<b>Abb. 39: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Sorbens für 33 Absorptionsmessungen an dem AILR-Absorber</b>	<b>61</b>
<b>Abb. 40: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für 33 Absorptionsmessungen an dem AILR-Absorber</b>	<b>61</b>
<b>Abb. 41: Der gemessene und simulierte desorbierte Dampfmassenstrom für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>63</b>
<b>Abb. 42: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>63</b>
<b>Abb. 43: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>63</b>
<b>Abb. 44: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>63</b>
<b>Abb. 45: Der gemessene und simulierte desorbierte Dampfmassenstrom für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>65</b>
<b>Abb. 46: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>65</b>
<b>Abb. 47: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>66</b>
<b>Abb. 48: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>66</b>
<b>Abb. 49: Der gemessene und simulierte desorbierte Dampfmassenstrom für die Variation des Heizwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>67</b>

<b>Abb. 50: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation des Heizwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>67</b>
<b>Abb. 51: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für die Variation des Heizwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>68</b>
<b>Abb. 52: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers für die Variation des Heizwassermassenstroms am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>68</b>
<b>Abb. 53: Der gemessene und simulierte desorbierte Dampfmassenstrom für 33 Regenerationsmessungen an dem AILR-Regenerator</b>	<b>69</b>
<b>Abb. 54: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für 33 Regenerationsmessungen an dem AILR-Regenerator</b>	<b>69</b>
<b>Abb. 55: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für 33 Regenerationsmessungen an dem AILR-Regenerator</b>	<b>69</b>
<b>Abb. 56: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers für 33 Regenerationsmessungen an dem AILR-Regenerator</b>	<b>69</b>
<b>Abb. 57: EFFM- und FDM-simulierter absorbiertes Dampfmassenstrom in Abhängigkeit von der Wasserbeladung der Luft am Eintritt</b>	<b>71</b>
<b>Abb. 58: EFFM- und FDM-simulierte Temperaturerhöhung der Luft und des Sorbens in Abhängigkeit von der Wasserbeladung der Luft am Eintritt</b>	<b>71</b>
<b>Abb. 59: EFFM- und FDM-simulierter absorbiertes Dampfmassenstrom in Abhängigkeit von der Temperatur der Luft am Eintritt</b>	<b>72</b>
<b>Abb. 60: EFFM- und FDM-simulierte Temperaturerhöhung der Luft und des Sorbens in Abhängigkeit von der Temperatur der Luft am Eintritt</b>	<b>72</b>
<b>Abb. 61: EFFM- und FDM-simulierter absorbiertes Dampfmassenstrom in Abhängigkeit vom Massenstrom der Luft am Eintritt</b>	<b>73</b>
<b>Abb. 62: EFFM- und FDM-simulierte Temperaturerhöhung der Luft und des Sorbens in Abhängigkeit vom Massenstrom der Luft am Eintritt</b>	<b>73</b>
<b>Abb. 63: EFFM- und FDM-simulierter absorbiertes Dampfmassenstrom in Abhängigkeit vom Massenstrom des Sorbens am Eintritt</b>	<b>74</b>
<b>Abb. 64: EFFM- und FDM-simulierte Temperaturerhöhung der Luft und des Sorbens in Abhängigkeit vom Massenstrom des Sorbens am Eintritt</b>	<b>74</b>
<b>Abb. 65: Der Dampfmassenstrom ermittelt von AILR-Absorbermessung und von EFFM- sowie FDM-Simulation</b>	<b>76</b>
<b>Abb. 66: Temperaturänderung der Luft gemessen und von EFFM- sowie FDM-simuliert für Absorptionsprozess</b>	<b>76</b>
<b>Abb. 67: Temperaturänderung des Sorbens gemessen und von EFFM- sowie FDM-simuliert für Absorptionsprozess</b>	<b>77</b>
<b>Abb. 68: Temperaturänderung des Kühlwassers gemessen und von EFFM- sowie FDM-simuliert für Absorptionsprozess</b>	<b>77</b>
<b>Abb. 69: Dampfmassenstrom ermittelt von AILR-Regeneratormessung und von EFFM- sowie FDM-Simulation</b>	<b>78</b>
<b>Abb. 70: Temperaturänderung der Luft gemessen und von EFFM- sowie FDM-simuliert für Regenerationsprozess</b>	<b>78</b>
<b>Abb. 71: Temperaturänderung des Sorbens gemessen und von EFFM sowie FDM simuliert für Regenerationsprozess</b>	<b>78</b>
<b>Abb. 72: Temperaturänderung des Heizwassers gemessen und von EFFM sowie FDM simuliert für Regenerationsprozess</b>	<b>78</b>

<b>Abb. 73: Vergleich des ermittelten Dampfmassenstroms von Messung, EFFM-Simulation und SorpSim-Simulation</b>	<b>80</b>
<b>Abb. 74: Vergleich der ermittelten Temperaturänderung der Luft von Messung, EFFM-Simulation und SorpSim-Simulation</b>	<b>80</b>
<b>Abb. 75: Vergleich der ermittelten Temperaturänderung des Sorbens von Messung, EFFM-Simulation und SorpSim-Simulation</b>	<b>81</b>
<b>Abb. 76: Vergleich der ermittelten Temperaturänderung des Kühlwassers von Messung, EFFM-Simulation und SorpSim-Simulation</b>	<b>81</b>
<b>Abb. 77: Der Dampfmassenstrom ermittelt von AILR-Regeneratormessung und von EFFM- sowie SorpSim-Simulation</b>	<b>82</b>
<b>Abb. 78: Temperaturänderung der Luft gemessen und von EFFM- sowie SorpSim-simuliert für Regenerationsprozess</b>	<b>82</b>
<b>Abb. 79: Temperaturänderung des Sorbens gemessen und von EFFM- sowie SorpSim-simuliert für Regenerationsprozess</b>	<b>83</b>
<b>Abb. 80: Temperaturänderung des Heizwassers gemessen und von EFFM- sowie SorpSim-simuliert für Regenerationsprozess</b>	<b>83</b>
<b>Abb. 81: Dampfmassenstrom ermittelt von AILR-Absorbermessung und von EFFM- sowie AILR-Simulation</b>	<b>84</b>
<b>Abb. 82: Temperaturänderung der Luft ermittelt von AILR-Absorbermessung und von EFFM- sowie AILR-Simulation</b>	<b>84</b>
<b>Abb. 83: Temperaturänderung des Sorbens gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Absorptionsprozess</b>	<b>85</b>
<b>Abb. 84: Temperaturänderung des Kühlwassers gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Absorptionsprozess</b>	<b>85</b>
<b>Abb. 85: Der Dampfmassenstrom ermittelt von AILR-Regeneratormessung und von EFFM- sowie AILR-Simulation</b>	<b>86</b>
<b>Abb. 86: Temperaturänderung der Luft ermittelt von AILR-Regeneratormessung und von EFFM- sowie AILR-Simulation</b>	<b>86</b>
<b>Abb. 87: Temperaturänderung des Sorbens gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Regenerationsprozess</b>	<b>86</b>
<b>Abb. 88: Temperaturänderung des Heizwassers gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Regenerationsprozess</b>	<b>86</b>
<b>Abb. 89: Der gemessene und von EFFM sowie FDM berechnete absorbierte Wasserdampfmassenstrom für den adiabaten Absorptionsprozess, Plattenabsorber</b>	<b>88</b>
<b>Abb. 90: Die gemessene und von EFFM sowie FDM berechnete Temperaturerhöhung der Luft für den adiabaten Absorptionsprozess, Plattenabsorber</b>	<b>89</b>
<b>Abb. 91: Die gemessene und von EFFM sowie FDM berechnete Temperaturänderung des Sorbens für den adiabaten Absorptionsprozess, Plattenabsorber</b>	<b>89</b>
<b>Abb. 92: Der Dampfmassenstrom ermittelt von Rohrbündel-Regeneratormessung und von EFFM-Simulation</b>	<b>90</b>
<b>Abb. 93: Temperaturänderung der Luft von Rohrbündel-Regeneratormessung und von EFFM-Simulation</b>	<b>90</b>
<b>Abb. 94: Temperaturänderung des Sorbens von Rohrbündel-Regeneratormessung und von EFFM-Simulation</b>	<b>90</b>
<b>Abb. 95: Temperaturänderung des Heizwassers von Rohrbündel-Regeneratormessung und von EFFM-Simulation</b>	<b>90</b>
<b>Abb. 96: Systemskizze der AILR-Anlage (Absorber, Regenerator, Sorbensspeicher, Kühl- sowie Heizwasserkreis und Wärmerückgewinnung).</b>	<b>92</b>

Abb. 97 :TRNSYS-Type für Absorber sowie Regenerator, die Eintritts- und die Austrittsgrößen mit den Parametern	93
Abb. 98: TRNSYS-Type für Sorbensspeicher, die Eintritts- und die Austrittsgrößen mit den Parametern	94
Abb. 99: UA-Wert für die Wärmerückgewinnung im Sorbenskreis vor und nach dem Regenerator für unterschiedlichen Sorbensmassenstrom am Regeneratoreintritt	97
Abb. 100: Stationäre und dynamische Validierung des Systemmodells anhand von Messdaten	98
Abb. 101: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom der AILR-Anlage für Absorber sowie Regenerator	100
Abb. 102: Die Temperatur sowie die Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators	100
Abb. 103: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für AILR-System für Absorber sowie Regenerator	100
Abb. 104: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Wassers für AILR-System für Absorber sowie Regenerator	100
Abb. 105: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators	101
Abb. 106: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators	101
Abb. 107: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers	102
Abb. 108: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Regenerators	102
Abb. 109: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für Absorber sowie Regenerator	103
Abb. 110: Die Temperatur sowie Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators	103
Abb. 111: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für Absorber sowie Regenerator	104
Abb. 112: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Wassers für Absorber sowie Regenerator	104
Abb. 113: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators	104
Abb. 114: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators	104
Abb. 115: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers	104
Abb. 116: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Regenerators	104
Abb. 117: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator	106
Abb. 118: Die Temperatur sowie Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators	106
Abb. 119: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für Absorber sowie Regenerator	107
Abb. 120: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Wassers für Absorber sowie Regenerator	107
Abb. 121: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators	108
Abb. 122: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators	108
Abb. 123: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers	108

Abb. 124: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Regenerators	108
Abb. 125: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator	109
Abb. 126: Die Temperatur sowie Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators	109
Abb. 127: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für Absorber sowie Regenerator	110
Abb. 128: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Wassers für Regenerator	110
Abb. 129: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators	111
Abb. 130: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators	111
Abb. 131: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers	111
Abb. 132: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Regenerators	111
Abb. 133: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator	114
Abb. 134: Die gemessene und simulierte Dampfmassenstrom der Luft für Absorber sowie Regenerator für Messung I.1, $T_{HW}=50\text{ °C}$	114
Abb. 135: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für Absorber sowie Regenerator	114
Abb. 136: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Kühl-/Heizwassers für Absorber sowie Regenerator	114
Abb. 137: Die gemessene und simulierte Sorbenstemperatur am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators	114
Abb. 138: Die gemessene und simulierte Sorbenstemperatur am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators	114
Abb. 139: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator	116
Abb. 140: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für AILR-System für Absorber sowie Regenerator	116
Abb. 141: Die gemessene und simulierte Sorbenstemperatur am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators	116
Abb. 142: Die gemessene und simulierte Sorbenstemperatur am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators	116
Abb. 143: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator	117
Abb. 144: Die gemessene und simulierte Dampfmassenstrom der Luft für AILR-System für Absorber sowie Regenerator für Messung II.1, $TKW=15\text{ °C}$	117
Abb. 145: Die gemessene und TRNSYS-simulierte Temperaturänderung der Luft für AILR-System für Absorber sowie Regenerator	118
Abb. 146: Die gemessene und TRNSYS-simulierte Temperaturänderung des Kühl-/Heizwassers für AILR-System für Absorber sowie Regenerator	118
Abb. 147: Die gemessene und TRNSYS-simulierte Sorbenstemperatur am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators für AILR-System	118
Abb. 148: Die gemessene und TRNSYS-simulierte Sorbenstemperatur am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators für AILR-System	118

Abb. 149: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom am Absorber für 33 Systemmessungen	120
Abb. 150: Der gemessene und simulierte desorbierte Dampfmassenstrom für 33 Systemmessungen	120
Abb. 151: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für 33 Absorptionsmessungen	120
Abb. 152: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für 33 Regenerationsmessungen	120
Abb. 153: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für 33 Systemmessungen	121
Abb. 154: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers für 33 Systemmessungen	121
Abb. 155: Die gemessene und simulierte Eintrittstemperatur des Sorbens für 33 Systemmessungen	121
Abb. 156: Die gemessene und simulierte Austrittstemperatur des Sorbens für 33 Systemmessungen	121
Abb. 157: Die gemessene und simulierte Eintrittstemperatur des Sorbens für 33 Systemmessungen	122
Abb. 158: Die gemessene und simulierte Austrittstemperatur des Sorbens für 33 Systemmessungen	122
Abb. 159: Der gemessene und simulierte Eintrittsmassenanteil des Sorbens für 33 Systemmessungen	122
Abb. 160: Der gemessene und simulierte Austrittsmassenanteil des Sorbens für 33 Systemmessungen	122
Abb. 161: Der gemessene und simulierte Eintrittsmassenanteil des Sorbens für 33 Systemmessungen	122
Abb. 162: Der gemessene und simulierte Austrittsmassenanteil des Sorbens für 33 Systemmessungen	122
Abb. 163: Die simulierte Entfeuchtungsbreite für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers und Regenerators für unterschiedliche Kühl-/Heizwassertemperaturen; Referenzbedingungen: $x_{\text{ein}}=12 \text{ gW/kg}_{\text{tr.L}}$ , $T_{\text{L,ein}}=25^\circ\text{C}$ , $T_{\text{KW}}=25^\circ\text{C}$ , $T_{\text{HW}}=60^\circ\text{C}$	125
Abb. 164: Die simulierte Entfeuchtungsbreite in Abhängigkeit von den Temperaturen des Kühlwassers, des Heizwassers und der Luft am Eintritt des Absorbers und Regenerators für adiabaten und nicht adiabaten Betrieb; Referenzbedingungen: $x_{\text{ein}}=12 \text{ gW/kg}_{\text{tr.L}}$ , $T_{\text{L,ein}}=25^\circ\text{C}$ , $T_{\text{KW}}=25^\circ\text{C}$ , $T_{\text{HW}}=60^\circ\text{C}$	126
Abb. 165: Die simulierte Entfeuchtungsbreite für die Variation des Massenstroms der Luft, des Sorbens und des Kühl-/Heizwassers am Eintritt des Absorbers und Regenerators	128
Abb. 166: Einstrahlung auf die geneigte Fläche ( $\beta=30^\circ$ , Stuttgart) und Regenerationswärme für einen Infiltrationsvolumenstrom von $500 \text{ m}^3/\text{h}$ ; $x_{\text{soll}} = 6 \text{ gW/kg}_{\text{tr.L}}$	131
Abb. 167: Solare Deckungsrate in Abhängigkeit von der Infiltrationsrate, $A_{\text{Kol}} = 20 \text{ m}^2$ , $V_{\text{Sp}} = 1,2 \text{ m}^3$	132
Abb. 168: Solare Deckungsrate in Abhängigkeit von der Kollektorfläche mit und ohne interne Kühlung, Kühlwasserleistung: $Q_{\text{max}} = 20 \text{ kW}$ , mit	132
Abb. 169: Skizze der Wärmerückgewinnung des Sorbensstroms vor und nach dem Regenerator	153
Abb. 170: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers	162
Abb. 171: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers	162
Abb. 172: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Sorbens für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers	162
Abb. 173: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers	162
Abb. 174: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators	164
Abb. 175: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators	164
Abb. 176: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators	164
Abb. 177: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators	164

<b>Abb. 178: Visuelle Einschätzung der Benetzung (Jaradat 2016), Grün: gute Benetzung, Gelb: schlechte Benetzung und Rot: nicht benetzt.</b>	<b>176</b>
<b>Abb. 179: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>177</b>
<b>Abb. 180: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>177</b>
<b>Abb. 181: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Sorbens für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>177</b>
<b>Abb. 182: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>177</b>
<b>Abb. 183: EFFM-Simulierter absorbiertes Dampfmassenstrom für Variation des Sorbensmassenstroms und Sorbenstemperatur und Massenanteil am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>178</b>
<b>Abb. 184: EFFM-Simulierte Temperaturerhöhung der Luft für Variation des Sorbensmassenstroms und Sorbenstemperatur und Massenanteil am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>179</b>
<b>Abb. 185: EFFM-Simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für Variation des Sorbensmassenstroms und Sorbenstemperatur und Massenanteil am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>179</b>
<b>Abb. 186: EFFM-Simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für Variation des Sorbensmassenstroms und Sorbenstemperatur und Massenanteil am Eintritt des AILR-Absorbers</b>	<b>180</b>
<b>Abb. 187: Der gemessene und simulierte desorbierte Dampfmassenstrom für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>181</b>
<b>Abb. 188: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>181</b>
<b>Abb. 189: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>182</b>
<b>Abb. 190: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators</b>	<b>182</b>
<b>Abb. 191: Der Dampfmassenstrom ermittelt von AILR-Absorbermessung und von EFFM- sowie AILR-Simulation</b>	<b>184</b>
<b>Abb. 192: Temperaturänderung der Luft gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Absorptionsprozess</b>	<b>184</b>
<b>Abb. 193: Temperaturänderung des Sorbens gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Absorptionsprozess</b>	<b>184</b>
<b>Abb. 194: Temperaturänderung des Kühlwassers gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Absorptionsprozess</b>	<b>184</b>
<b>Abb. 195: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator</b>	<b>185</b>
<b>Abb. 196: Die Temperatur sowie Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators</b>	<b>185</b>
<b>Abb. 197: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für Absorber sowie Regenerator</b>	<b>185</b>
<b>Abb. 198: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Wassers für Absorber sowie Regenerator</b>	<b>185</b>
<b>Abb. 199: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators</b>	<b>186</b>
<b>Abb. 200: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators</b>	<b>186</b>
<b>Abb. 201: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers</b>	<b>186</b>

<b>Abb. 202: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Regenerators</b>	<b>186</b>
<b>Abb. 203: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator</b>	<b>187</b>
<b>Abb. 204: Die Temperatur sowie Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators</b>	<b>187</b>
<b>Abb. 205: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für Absorber sowie Regenerator</b>	<b>187</b>
<b>Abb. 206: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Wassers für Absorber sowie Regenerator</b>	<b>187</b>
<b>Abb. 207: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators</b>	<b>188</b>
<b>Abb. 208: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators</b>	<b>188</b>
<b>Abb. 209: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers</b>	<b>188</b>
<b>Abb. 210: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Regenerators</b>	<b>188</b>
<b>Abb. 211: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator</b>	<b>189</b>
<b>Abb. 212: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für AILR-System für Absorber sowie Regenerator</b>	<b>189</b>
<b>Abb. 213: Die gemessene und simulierte Sorbenstemperatur am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators</b>	<b>189</b>
<b>Abb. 214: Die gemessene und simulierte Sorbenstemperatur am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators</b>	<b>189</b>
<b>Abb. 215: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Kühl- und Heizwassers für AILR-System für Absorber sowie Regenerator</b>	<b>189</b>

## 8.3 Tabellenverzeichnis

Tab. 1: Die Definition der Effektivität der Wärmeübertragung $\epsilon_{WÜ,L-S}$ $\epsilon_{WÜ,S-W}$ und die Definition der Effektivität der Stoffübertragung $\epsilon_{SÜ}$ .....	19
Tab. 2: Zusammenfassung der Ansätze (Effektivität der Wärme- und Stoffübertragung) der $\epsilon$ -NTU Modelle a: spezifische benetzte Fläche, Z: Höhe des Schüttungsabsorbers bzw. Regenerators, $\sigma$ : Oberflächenspannung und k steht für kritisch.....	23
Tab. 3: Zusammenfassung des Literaturüberblicks von $\epsilon$ -NTU-Modellen .....	23
Tab. 4: Zusammenfassung des Literaturüberblicks von NTU-Le-Modellen.....	26
Tab. 5: Übersicht über Validierung der entwickelten Komponentenmodelle .....	26
Tab. 6: Zusammenfassung der Literaturrecherche über Systemmodelle .....	30
Tab. 7: Adiabate Absorptionsmessungen, AILR-Anlage: Eintrittsgrößen für die Simulation.....	46
Tab. 8: Messdaten am Austritt des adiabaten Absorptionsprozesses mit dem ermittelten Wasserdampfmassenstrom sowie den Massen- und Energiebilanzkoeffizienten, AILR-Anlage .....	46
Tab. 9: Referenz-Randbedingungen der Luft und des Sorbens und die Parametervariation für 1 m <sup>2</sup> Übertragungsfläche und 5 mm Spaltbreite, Plattenabsorber .....	71
Tab. 10: Randbedingungen für die Messung I.2, AILR-Anlage .....	99
Tab. 11: Randbedingungen für die Messung I.3, AILR-Anlage.....	102
Tab. 12: Randbedingungen für die sechstägige Messung mit Internkühlung, AILR-Anlage .....	105
Tab. 13: Randbedingungen für die sechstägige Messung ohne interne Kühlung, AILR-Anlage.....	109
Tab. 14: Randbedingungen der Parametervariation .....	123
Tab. 15: Erhöhung des Wasserdampfmassenstroms für veränderte Randbedingungen im Vergleich zum Referenzzustand ( $x_{ein}=12$ g <sub>w</sub> /kg <sub>tr,L</sub> , $T_{L,ein}=25$ °C, $T_{KW,ein} = 25$ °C, $T_{HW,ein} = 60$ °C) .....	129
Tab. 16: Parameter des Rohrbündelwärme- und Stoffübertragers .....	152
Tab. 17: Spezifikation des Plattenwärme- und Stoffübertragers als adiabater Absorber .....	152
Tab. 18: Spezifikation der AILR-Anlage und Nennwerte der Eingangsgrößen .....	152
Tab. 19: die Messgrößen am Ein- und Austritt der Apparatur mit davon ermittelten Größen sowie die Messgenauigkeit der Sensoren in der AIL-Anlage.....	154
Tab. 20: Stoffdatenberechnung von Luft und Sorbens.....	157
Tab. 21: Adiabate Absorptionsmessungen, AILR-Anlage: Eintrittsgrößen für die Simulation.....	165
Tab. 22: Messdaten am Austritt des adiabaten Absorptionsprozesses mit dem ermittelten Wasserdampfmassenstrom sowie den Massen- und Energiebilanzkoeffizienten, AIL-Anlage .....	165
Tab. 23: AILR-Absorber, Eintrittsbedingungen.....	165
Tab. 24: AILR-Absorber, Austrittsgrößen der Messungen .....	166
Tab. 25: AILR-Regenerator, Eintrittsbedingungen.....	168
Tab. 26: AILR-Regenerator, Austrittsgrößen der Messungen.....	169
Tab. 27: Randbedingungen der adiabaten Absorptionsmessungen, Plattenabsorber .....	170
Tab. 28: Messdaten am Austritt des adiabaten Absorptionsprozesses (Plattenabsorber) mit dem ermittelten Dampfmassenstrom sowie den Massen- und Energiebilanzkoeffizienten .....	170
Tab. 29: Randbedingungen der Regenerationsmessungen, Rohrbündelregenerator .....	171
Tab. 30: Messdaten am Austritt des Rohrbündelregenerators mit dem ermittelten Wasserdampfmassenstrom sowie den Massen- und Energiebilanzkoeffizienten, .....	171
Tab. 31: EFFM-Simulationsergebnisse, AILR-Absorber, adiabater Prozess .....	172
Tab. 32: EFFM-Simulationsergebnisse, AILR-Absorber.....	172
Tab. 33: EFFM-Simulationsergebnisse, AILR-Regenerator .....	173
Tab. 34: EFFM-Simulationsergebnisse, Plattenabsorber .....	174
Tab. 35: EFFM-Simulationsergebnisse, Rohrbündelregenerator .....	175

<b>Tab. 36: Randbedingungen für die Variation der Wasserbeladung der Luft bei den Absorptions-messungen an der AILR-Anlage .....</b>	<b>176</b>
<b>Tab. 37: Gemessene Austrittsgrößen und der absorbierte Dampfmassenstrom sowie die Energie- und Massenbilanz für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers .....</b>	<b>176</b>
<b>Tab. 38: EFFM-Simulative Variation des Sorbensmassenstroms am Eintritt des Absorbers für unterschiedliche Sorbentemperatur und Sorbensmassenanteil am Eintritt. ....</b>	<b>178</b>
<b>Tab. 39: Randbedingungen für die Variation der Wasserbeladung der Luft bei den Regenerationsmessung an der AILR-Anlage .....</b>	<b>181</b>
<b>Tab. 40: Gemessene Austrittsgrößen und der desorbierte Dampfmassenstrom sowie die Energie- und Massenbilanz für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators .....</b>	<b>181</b>
<b>Tab. 41: Randbedingungen der Absorptionsmessungen, AILR-Anlage .....</b>	<b>183</b>
<b>Tab. 42: Gemessene Austrittsgrößen und der absorbierte Dampfmassenstrom sowie die Energie- und Massenbilanz für die Absorptionsmessungen, AILR-Anlage .....</b>	<b>183</b>
<b>Tab. 43: Randbedingungen für die Messung I.1, AILR-Anlage .....</b>	<b>185</b>
<b>Tab. 44: Randbedingungen für die Messung I.4, AILR-Anlage .....</b>	<b>187</b>

## 8.4 Spezifikationen der untersuchten Komponenten und Anlagen

### 8.4.1 Rohrbündelwärme- und Stoffübertragers

Tab. 16: Parameter des Rohrbündelwärme- und Stoffübertragers

Bauweise	Prozess	Luft/Sorbens	Rohre	Gesamtfläche
Rohrbündel	Absorption und Regeneration	Kreuzstrom	Anzahl:22 Länge:5 m $d_i=12$ mm	4 m <sup>2</sup>

### 8.4.2 Plattenwärme- und Stoffübertragers

Tab. 17: Spezifikation des Plattenwärme- und Stoffübertragers als adiabater Absorber

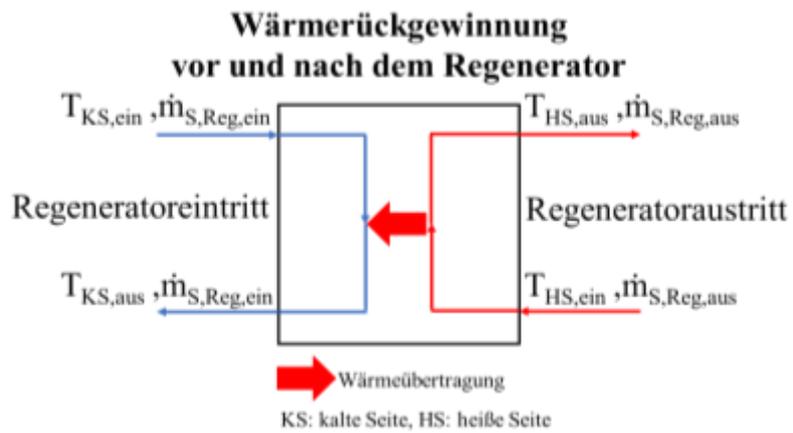
Bauweise	Prozess	Luft/Sorbens	Platten	Gesamtfläche
Platten	Absorption/ adiabat	Kreuzstrom	Anzahl:60 Höhe=840 mm Breite=700 mm Plattenabstand=5,2 mm	72 m <sup>2</sup>

### 8.4.3 AILR-Anlage

Tab. 18: Spezifikation der AILR-Anlage und Nennwerte der Eingangsgrößen

	Absorber	Regenerator
Luftvolumenstrom	2000 m <sup>3</sup> /h	600 m <sup>3</sup> /h
Sorbensvolumenstrom	320 l/h	230 l/h
Wasservolumenstrom	3000 l/h	1000 l/h
Plattenanzahl	380	356
Plattenhöhe	0,6256 m	0,3048 m
Plattenbreite	0,254 m	0,254 m
Rohranzahl	80	48
Rohrlänge	0,597 m	0,5334 m
Anzahl der Rohrreihen	10	8
Innendurchmesser	12 mm	12 mm
Gesamtvolumen	105 l	40 l

Oberfläche der Wellplatten	60 m <sup>2</sup>	27 m <sup>2</sup>
Oberfläche des Rohrbündels	1,9 m <sup>2</sup>	1 m <sup>2</sup>



**Abb. 169: Skizze der Wärmerückgewinnung des Sorbensstroms vor und nach dem Regenerator**

## 8.5 Messunsicherheit

In der folgenden Tabelle sind die Genauigkeiten der in der AILR-Anlage (siehe Abschnitt 2.3.3.) installierten Sensoren und die daraus evaluierten Größen aufgeführt.

**Tab. 19: die Messgrößen am Ein- und Austritt der Apparatur mit davon ermittelten Größen sowie die Messgenauigkeit der Sensoren in der AIL-Anlage**

Fluid	Gemessene Größen	Messgenauigkeit (Herstellerangaben)	Evaluierte Größen
Luft	$\dot{V}^*$	$\pm 1,5 \%$ vom Messwert	$P_{\text{sat}} = f(T), P_D = f(P_{\text{sat}}, \varphi)$ $x = f(P_D, P)$ $\dot{m}_{v, AS} = f(\dot{m}_{tr, L}, \Delta x)$ $C_p = f(T, x),$ $\dot{Q}_{L, sens} = f(C_p, \dot{m}_L, \Delta T)$
	T	$\pm 0,5 \text{ K}$	
	$\varphi$	$\pm 1 \%$	
	$p^*$	$\pm 2 \text{ mbar}$	
Sorbens	$\dot{m}$	$\pm 0,15 \%$ vom Messwert	$\xi = f(\rho, T)$ $X = f(\xi)$ $C_p = f(T, \xi)$ $\dot{m}_{v, SS} = f(C_p, \dot{m}_{\text{salz}}, \Delta X)$ $\dot{Q}_{S, sens} = f(\dot{m}_S, \Delta T)$
	T	$\pm 0,5 \text{ K}$	
	$\rho$	$\pm 0,005 \text{ g/cm}^3$	
Wasser	$\dot{m}$	$\pm 0,5 \%$ vom Messwert	$\dot{Q}_W = f(\dot{m}_W, \Delta T)$
	T	$\pm 0,5 \text{ K}$	

\*diese Größe wurde nur im Labor gemessen und später durch gemessenen Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Absorbers und des Regenerators sowie zwischen Eintritt und der Umgebung korrigiert.

### Korrektur der gemessenen Luftaustrittstemperaturen

Die Temperaturmessung der Luft wurde bei der AILR-Anlage für lange Zeit am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators nicht direkt hinter dem Absorber bzw. Regenerator, sondern nach dem Luftventilator gemessen. Dies führt beim Absorber zur Erhöhung der Lufttemperatur aufgrund des Ventilators um etwa 1.5 K (für Absorber). Dieser Fehler wurde korrigiert, indem die Temperaturerhöhung aufgrund des Ventilators von der gemessenen Ventilatorleistung ermittelt und abgezogen wurde. Beim Regenerator war die Lufttemperatur am Austritt hoch genug damit der Ventilator keinen Einfluss darauf hat.

### Ermittlung der Sorbensaustrittstemperaturen

Bei der Messung der Sorbenstemperatur am Austritt des Absorbers und des Regenerators tritt ein Fehler insbesondere beim Regenerator auf. Das Sorbens fließt langsam an den Übertragungsflächen hinab und sammelt sich dann in einer Wanne. In der AILR-Anlage wird die Sorbenstemperatur in der Wanne und bei den anderen beiden Anlagen (Rohrbündel- und Plattenwärme- und Stoffübertrager) erst im

Schlauch danach gemessen. Weiterhin tritt bei der AILR-Anlage auch bei der Messung der Sorbenstemperatur am Austritt des Regenerators aufgrund eines zu kurzen Sensors ein systematischer Fehler auf. Daher wurde für die Regenerator-Austrittstemperatur des Sorbens der Mittelwert von der Heizwasser- und der Luft-Austrittstemperatur angesetzt.

### **Ermittlung der Sorbensmassenströme**

Bei der AILR-Anlage wurde die Temperatur und die Dichte des Sorbens jeweils nur am Eintritt von Absorber und Regenerator gemessen. Der Salzmassenanteil am Austritt des Absorbers wurde dem aus Temperatur- und Dichtemessung ermittelten Salzmassenanteil am Eintritt des Regenerators gleichgesetzt. Es wurde also von einem stationären Zustand ausgegangen und die Durchmischung in der Sammelwanne wurde vernachlässigt. Die Durchmischung des Sorbens in der Wanne hängt jedoch stark davon ab, wie unterschiedlich die Sorbensmassenströme im Absorber und Regenerator gewählt werden.

Aufgrund der deutlich größeren Abmaße des Absorbers wurde für fast alle Messungen der Salzmassenstrom durch den Absorber ca. 40 % höher gewählt als der Salzmassenstrom durch den Regenerator. Der Massenanteil des Sorbens am Austritt des Regenerators ergibt sich daher aus der Massenbilanz für den Salz- und Wassermassenstrom am Ein- und Austritt des Absorbers unter Berücksichtigung der Durchmischung im Speicher.

### **Ermittlung der Unsicherheit des Sorbensmassenanteils und des Wasserdampfmassenstroms (Entfeuchtungsleistung)**

Die Rechnung des Sorbensmassenanteils basiert auf einer Korrelation, die die Abhängigkeit des Massenanteils des Sorbens von deren Temperatur und Dichte beschreibt. Die Fehlerfortpflanzung für den Massenanteil anhand des Messfehlers von Temperatur und Dichte ist kompliziert. Daher wurde die jeweils maximale Abweichung (Messunsicherheit) der auftretenden Temperatur- und Dichtemessungen und damit deren maximalen Einfluss auf den Massenanteil ermittelt. Bei der Messung (Absorption und Regeneration) ist die Massenanteiländerung im Absorber sowie im Regenerator kleiner als der berechnete Fehler. Deswegen wurden für den sorbensseitig aus Messwerten ermittelten Dampfmassenstrom keine Fehlerbalken in die Diagramme eingetragen. Bei dem Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen in Hinsicht auf den Dampfmassenstrom wird die Abweichung der Simulationsergebnisse von den luftseitigen Messergebnissen angegeben.

### **Messunsicherheit der Wasserbeladung der Luft**

Für die Berechnung der Wasserbeladung der Luft am Ein- und Austritt des AILR-Absorbers und Regenerators wurde der manuell gemessene Umgebungsdruck eingesetzt, und nicht der Druck an der Stelle, wo die Temperatur und die relative Feuchte gemessen werden. Dieser Fehler ist ein systematischer Fehler. Der Druck vor

der Anlage ist kleiner als der Umgebungsdruck. Der Druck hinter der Anlage ist ungefähr gleich dem Umgebungsdruck. Desweiteren wurde für zwei Messreihen (Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des Regenerators und der Wasserbeladung am Eintritt des Absorbers) der Druck am Ein- und Austritt korrigiert und mit EFFM-Simulationsergebnissen verglichen (siehe Anhang 8.6.1 und 8.6.2).

### **Rohrbündel**

Bei dem Rohrbündel- und dem Plattenwärme- und Stoffübertrager wurden mehrmals Sorbensproben am Austritt manuell aus der Sammelwanne genommen und deren Temperatur und Dichte gemessen. Aus der Temperatur und der Dichte wird der Massenanteil anhand einer Korrelation nach (M. Conde 2009) ermittelt. Aufgrund des Messverfahrens und der Korrelation tritt ein Fehler auf.

### **Benetzung**

Bei dem Rohrbündelübertrager wurde die Benetzung mit Sorbens visuell eingeschätzt und damit ein Benetzungsfaktor für die Simulation definiert.

## 8.6 Stoffdaten Luft, Sorbens und Wasser

Tab. 20 zeigt die Stoffdatenberechnung der Luft in Abhängigkeit von Temperatur(T), relativer Feuchte ( $\varphi$ ) und ggf. absolutem Druck (p) sowie Stoffdaten des Sorbens in Abhängigkeit von Temperatur (T) und Massenanteil ( $\xi$ ) und die Stoffdaten vom Wasser im Abhängigkeit von Temperatur (T).

Tab. 20: Stoffdatenberechnung von Luft und Sorbens

Fluid	Stoffdaten	Abhängigkeit
Luft	Dampfdruck $p_v$	T, $\varphi$
	Dichte $\rho$	p, T, $\varphi$
	Dynamische Viskosität $\eta$	T
	Diffusionskoeffizient D	p, T
	Relative Feuchte $\varphi^*$	p, T, x
	Sättigungsdruck $p_s$	T
	Spezifische Wärmekapazität $c_p$	T, x
	Taupunkttemperatur $T_{\text{Tau}}$	p, T, $\varphi$
	Verdampfungsenthalpie $h_f$	T
	Wärmeleitfähigkeit $\lambda$	T
	Wasserbeladung $x^*$	p, T, $\varphi$
Sorbens $\text{LiCl}_{\text{aq}}$ & $\text{CaCl}_{2\text{aq}}$	Dampfdruck $p_v$	T, $\xi$
	Dichte $\rho$	
	Diffusionskoeffizient D	
	Dynamische Viskosität $\eta$	
	Kristalisationstemperatur $T_{\text{Kri}}$	$\xi$
	Massenanteil $\xi$	T, $\rho$
	Verdünnungsenthalpie $h_{\text{verd}}$	T, $\xi$
	Spezifische Wärmekapazität $c_p$	
Wärmeleitfähigkeit $\lambda$		
Wasser	Dichte $\rho$	T
	Dynamische Viskosität $\eta$	

	Spezifische Wärmekapazität $c_p$	
	Wärmeleitfähigkeit $\lambda$	

Die Stoffdaten vom Sorbens (LiCl-H<sub>2</sub>O) vor allem der Dampfdruck, die Dichte, die Viskosität, die Wärmeleitfähigkeit, die Wärmekapazität, die Verdünnungsenthalpie und der Diffusionskoeffizient sowie die Stoffdaten vom Wasser werden anhand der in (M. Conde 2009) verfügbaren Korrelationen berechnet.

## 8.7 Stoffdaten der Luft

**Die Berechnung der Wasserbeladung der Luft  $x$**  (Baehr und Stephan 2013)

$$x = 0,622 * \frac{P_V}{P - P_V}$$

**Die relative Feuchte der Luft  $\varphi$**

$$\varphi = \frac{P_V}{P_S}$$

**Dichte der feuchten Luft  $\rho$**

$$\rho = \frac{1}{T_L} * \left( \frac{P - P_V}{287} + \frac{P_V}{462} \right)$$

**Wärmeleitfähigkeit der Luft  $\lambda$**  (Paeßler 2006)

$$\lambda = (0,07295 * (T_L - 273,15) + 24,558) * 10^{-3}$$

**Spezifische Wärmekapazität der Luft**

$$c_p = \frac{1}{1+x} * c_{p,tr,L} + \frac{x}{1+x} * c_{p,V}$$

$$c_{p,tr,L} = 1006 + 0,05 * (T_L - 273,15)$$

$$c_{p,V} = 1,854 + 0,009404 * \left( \frac{T_L - 273,15}{100} \right) + 0,00373 * \left( \frac{T_L - 273,15}{100} \right)^2$$

**kinematische Viskosität der Luft  $\eta$  (Paeßler 2006)**

$$\eta = 0,0000171 * \left( \frac{T_L}{273,15} \right)^{0,5} * \left( \frac{1,4136921106}{1 + \frac{113}{T_L}} \right)$$

**Diffusionskoeffizient der Luft D**

$$D = \left( \frac{0,000926}{p} \right) * \frac{(T_L)^{2,5}}{T_L + 245}$$

**Verdampfungsenthalpie  $h_f$  (Paeßler 2006)**

$$h_f = h_v - h_w$$

$$h_v = 2501,482 + 1,789736 * (T_L - 273,15) + 8,957546 * 10^{-4} * (T_L - 273,15)^2$$

$$- 1,3005254 * 10^{-5} * (T_L - 273,15)^3$$

$$h_w = -2,25 * 10^{-2} + 4,2063437 * (T_L - 273,15) - 6,014696 * 10^{-4} * (T_L - 273,15)^2$$

$$+ 4,381537 * 10^{-6} * (T_L - 273,15)^3$$

## 8.8 Berechnung der Nußeltzahl für Platten- und Rohrbündelgeometrie

### 8.8.1 Plattengeometrie

In den folgenden Gleichungen werden die Berechnungen zur Reynoldszahl (Re), Prandtl-Zahl (Pr) und Nu-Zahl dargestellt.

$$\text{Re} = \frac{V \cdot d_H}{\nu} \quad 8-1$$

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot c_P}{\lambda} \quad 8-2$$

Für den Fall des ebenen Spalts entspricht die charakteristische Länge ( $d_H$ ) der doppelte Spaltweite ( $2 \times Z$ ). Die kritische Reynolds-Zahl liegt zwischen 2200 und 3600. Bei Variation des Luftmassenstroms am Eintritt des Absorbers (AILR-Anlage) von 1000 bis 2500 kg/h liegt Re unter 1000. Die Nußelt-Zahl wird mit folgenden Gleichungen berechnet:

$$\text{Nu} = (\text{Nu}_1^3 + \text{Nu}_2^3 + \text{Nu}_3^3)^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{Nu}_1 = 7.541$$

$$\text{Nu}_2 = 1.841 \cdot \sqrt[3]{\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d_H}{L}} \quad 8-3$$

$$\text{Nu}_3 = \left\{ \frac{2}{1 + 22 \cdot \text{Pr}} \right\}^{\frac{1}{6}} \cdot (\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d_H}{L})^{\frac{1}{2}}$$

$$\alpha_L = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_L}{d_H} \quad 8-4$$

### 8.8.2 Rohrbündelgeometrie

Für die Rohrbündelgeometrie erfolgt die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_L$  nach folgenden Gleichungen (VDI-Wärmeatlas 2013):

$$\begin{aligned}
 Nu_{\text{Bündel}} &= f_A \cdot Nu_1 \\
 Nu_1 &= 0.3 + \sqrt{Nu_{1,\text{lam}}^2 + Nu_{1,\text{turb}}^2} \\
 Nu_{1,\text{lam}} &= 0.66 \cdot \sqrt{Re_{\psi,1}} \cdot \sqrt[3]{Pr} \\
 Nu_{1,\text{turb}} &= \frac{0.037 \cdot Re_{\psi,1}^{0.8} \cdot Pr}{1 + 2.443 \cdot Re_{\psi,1}^{-0.1} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \\
 f_A &= 1 + \frac{2}{3 \cdot b} \text{ und } b = \frac{S_2}{d_a}, a = \frac{S_1}{d_a}, \\
 Re_{\psi,1} &= \frac{Re_1}{\psi} \text{ und } \psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} \\
 \alpha_L &= \frac{Nu \cdot \lambda_L}{d_H} \\
 \text{mit } d_H &= \frac{\pi}{d_a}
 \end{aligned}
 \tag{8-5}$$

Diese Berechnung ist gültig für  $10^1 < Re_{\psi,1} < 10^6$  und  $0.6 < Pr < 10^3$ . Für den betrachteten Rohrbündelregenerator liegt die Reynoldszahl der untersuchten Zustandsänderungen im Bereich von 450 bis 493 und die Prandtl-Zahl beträgt  $Pr \approx 0.7$ .

### 8.8.3 Durchströmte Röhre

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Rohrwand und Kühl-/Heizwasser  $\alpha_w$  erfolgt je nach Reynolds-Zahl nach folgenden Gleichungen (**Fehler! V erweisquelle konnte nicht gefunden werden.**) nach (VDI-Wärmeatlas 2013). Für  $Re < 2300$  gilt  $Nu_{\text{lam}}$ , für  $Re > 10^4$  gilt  $Nu_{\text{turb}}$  und für  $2300 < Re < 10^4$  gilt  $Nu_{\text{überg}}$ .

$$\begin{aligned}
 Nu_{\text{lam}} &= \sqrt[3]{3.66^3 + 0.7^3 + (1.615 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{L}\right)^{\frac{1}{3}} - 0.7)^3} \\
 Nu_{\text{turb}} &= \frac{\left(\frac{\zeta}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\frac{\zeta}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \\
 \text{Für } \zeta &= (1.8 \cdot \log_{10}(Re) - 1.5)^{-2} \\
 Nu_{\text{überg}} &= (1 - \gamma) \cdot Nu_{\text{lam}, Re=2300} + \gamma \cdot Nu_{\text{turb}, Re=10^4} \\
 \text{Für } \gamma &= \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300}
 \end{aligned}
 \tag{8-6}$$

Der hydraulische Durchmesser  $d_H$  entspricht hier dem Innendurchmesser des Rohrs.

## 8.9 Messfehler

### 8.9.1 Messunsicherheit des Druckes, AILR-Anlage

#### 8.9.1.1 Absorption, Variation der Wasserbeladung am Eintritt des Absorbers, $T_{KW}=30^{\circ}\text{C}$ , Messung VII.1-VII.5

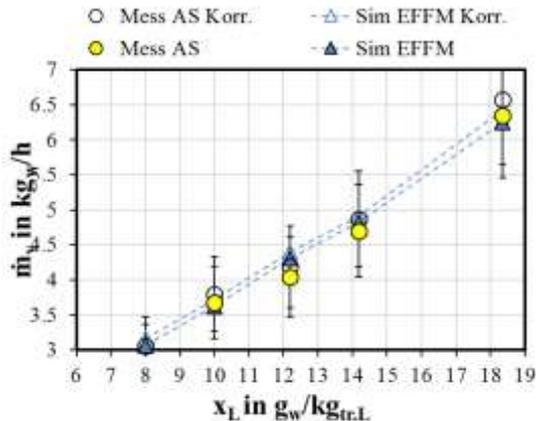


Abb. 170: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers

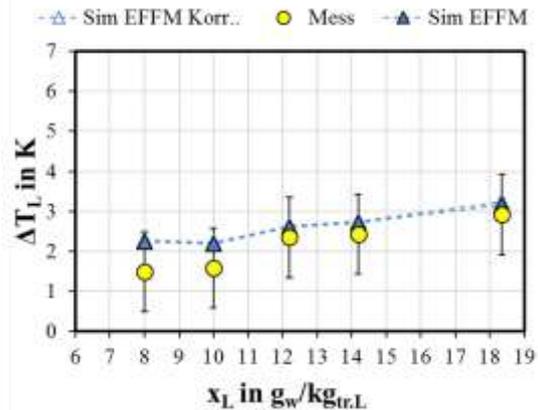


Abb. 171: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers

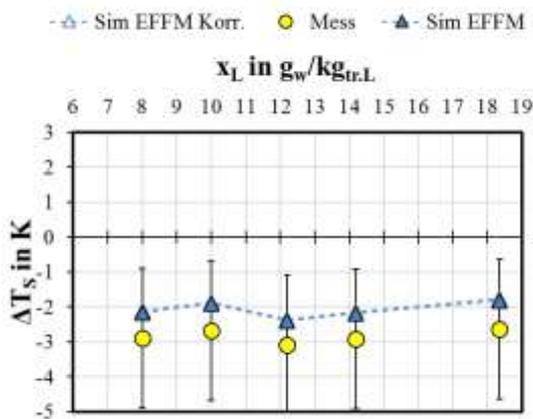


Abb. 172: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Sorbens für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers

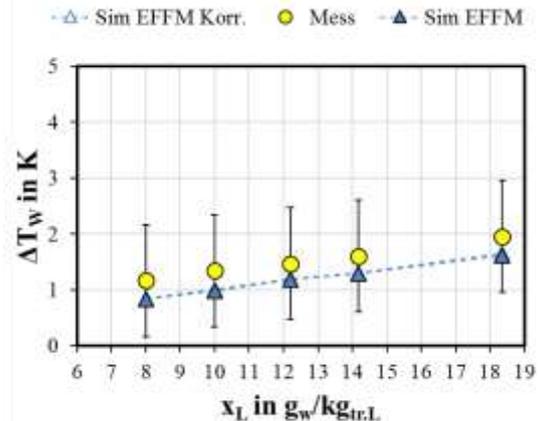


Abb. 173: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers

Die gemessene Druckdifferenz zwischen Absorberein- und Austritt  $\Delta p_{\text{Absorber}}=980$  Pa, die gemessene Druckdifferenz zwischen Absorbereintritt und Umgebung  $\Delta p_{\text{Abs,Um}}=1105$  Pa.

**Schlussfolgerung:** der korrigierte gemessene Dampfmassenstrom ist 3,2-3,7 % höher als nicht Korrigierter. Abweichung zwischen dem gemessen und EFFM-simulierten Dampfmassenstrom ist gleich die Abweichung ohne Druckkorrektur.

Druckkorrektur hat vernachlässigen Einfluss auf EFFM-berechnete Temperaturänderung der Fluiden.

8.9.1.2 Regeneration, Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des Regenerators, Messung I.1-I.4

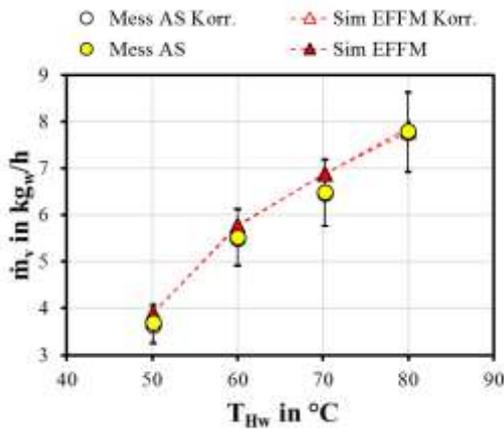


Abb. 174: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators

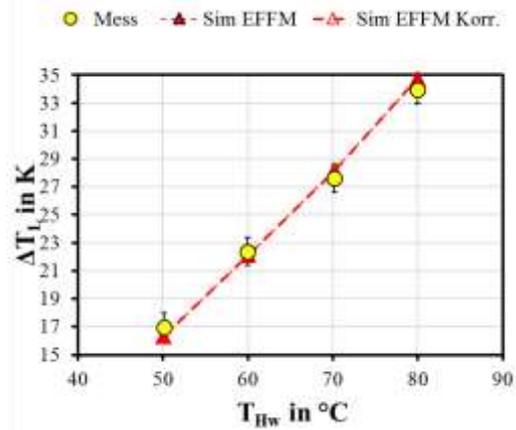


Abb. 175: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators

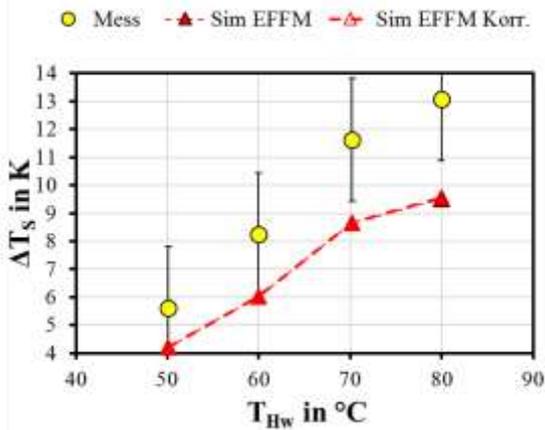


Abb. 176: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators

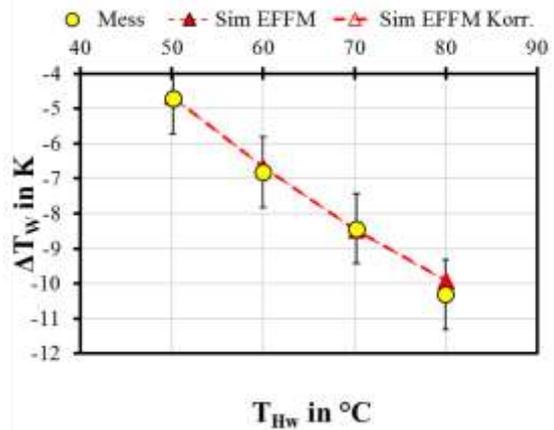


Abb. 177: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Heizwassers für die Variation der Heizwassertemperatur am Eintritt des AILR-Regenerators

Die gemessene Druckdifferenz zwischen Regeneratorein- und Austritt  $\Delta p_{\text{Absorber}}=626$  Pa, die gemessene Druckdifferenz zwischen Regeneratoreintritt und Umgebung  $\Delta p_{\text{Abs,Um}}=650$  Pa.

**Schlussfolgerung:** der korrigierte gemessene Dampfmassenstrom ist 0,3-1,4 % niedriger als nicht Korrigierter. Abweichung zwischen dem gemessenen und EFFM-simulierten Dampfmassenstrom ist gleich die Abweichung ohne Druckkorrektur. Druckkorrektur hat vernachlässigen Einfluss auf EFFM-berechnete Temperaturänderung der Fluiden.

## 8.10 Messergebnisse

### 8.10.1 AILR-Absorber

#### Adiabater Prozess

Tab. 21: Adiabate Absorptionsmessungen, AILR-Anlage: Eintrittsgrößen für die Simulation

Versuch	$\dot{m}_{L,ein}$	$T_{L,ein}$	$x_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$T_{S,ein}$	$\xi_{ein}$
-	kg/h	°C	gw/kg <sub>tr.L</sub>	kg/h	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>
1	1187	20,6	11,9	313	33,9	0,353
2	1160	30,2	21,3	319	42,1	0,354

Tab. 22: Messdaten am Austritt des adiabaten Absorptionsprozesses mit dem ermittelten Wasserdampfmassenstrom sowie den Massen- und Energiebilanzkoeffizienten, AIL-Anlage

Versuch	$T_{L,aus}$	$x_{L,aus}$	$T_{S,aus}$	$\xi_{aus}$	$\dot{m}_{V,AS}$	$\kappa_m$	$\kappa_{e,AS}$
-	°C	gw/kg <sub>tr.L</sub>	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	kg <sub>w</sub> /h	-	-
1	32,2	8,3	31,1	0,348	4,4	0,9	1,0
2	41,3	15,5	42,7	0,347	6,6	1,2	1,3

#### Nicht adiabater Prozess

Tab. 23: AILR-Absorber, Eintrittsbedingungen

	$\dot{m}_{L,ein}$	$T_{L,ein}$	$x_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$T_{S,ein}$	$\xi_{ein}$	$\dot{m}_{W,ein}$	$T_{W,ein}$
Versuch	kg/h	°C	gw/kg <sub>tr.L</sub>	kg/h	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	kg/h	°C
I.1	1178	24,9	14,61	343	28,4	0,284	1997	24,9
I.2	1188	24,9	14,10	323	29,7	0,309	1998	25,0
I.3	1184	25,2	14,23	308	32,9	0,344	1992	25,1
I.4	1182	25,2	14,11	308	34,5	0,383	1992	25,0
Mäl.I	1159	30,2	21,35	319	42,1	0,354	0	42,6
Mäl. II	1175	30,0	21,86	359	35,2	0,297	1990	30,0
II.1	1186	25,2	14,48	332	26,2	0,286	1998	15,1
II.2	1183	25,1	14,04	331	28,4	0,296	1994	20,0
II.3	1183	25,2	13,92	322	31,1	0,315	1996	25,0
II.4	1181	25,1	14,28	316	33,9	0,333	1992	30,0

III.1	1198	20,0	6,14	295	26,7	0,405	1998	20,0
III.2	1200	19,9	8,08	301	26,6	0,372	1999	19,9
III.3	1201	20,1	10,14	302	26,8	0,346	2000	20,0
III.4	1202	20,0	12,00	308	26,9	0,323	1999	20,0
IV.1	1177	25,1	14,27	327	29,9	0,305	2002	25,1
IV.2	1169	25,1	14,20	319	31,2	0,322	2002	25,0
V.1	1177	25,2	14,10	317	32,3	0,331	501	25,0
V.2	1162	25,1	14,10	320	31,2	0,318	998	25,0
V.3	1169	25,0	14,10	321	30,7	0,315	1998	25,0
VI.1	1466	25,1	14,06	328	30,6	0,305	1997	25,0
VI.2	1927	25,1	14,12	337	30,6	0,299	1999	25,0
VI.3	2355	25,0	14,28	348	30,7	0,291	1999	25,0
VII.1	1159	29,8	8,00	301	34,2	0,408	2003	30,0
VII.2	1160	30,1	9,99	302	34,2	0,382	2004	30,0
VII.3	1152	30,0	12,20	307	35,0	0,360	2003	30,0
VII.4	1170	30,0	14,19	313	34,9	0,339	2000	30,0
VII.5	1159	30,0	18,36	347	35,0	0,307	2003	30,0
III.1	1179	25,0	13,90	241	31,7	0,319	1993	25,3
III.1_2	1178	25,1	14,47	241	31,7	0,319	1993	25,3
III.2	1184	25,1	13,89	198	32,2	0,315	1995	25,3
III.3	1179	25,3	13,91	470	30,5	0,314	1996	25,3
III.4	1178	25,4	14,01	479	34,0	0,314	1996	25,3
III.5	1180	25,2	13,93	474	32,2	0,315	1996	25,3

Tab. 24: AILR-Absorber, Austrittsgrößen der Messungen

	$T_{L,aus}$	$x_{L,aus}$	$T_{S,aus}$	$\xi_{aus}$	$T_{W,aus}$	$\dot{m}_{V,AS}$	$\kappa_m$	$\kappa_e$
	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>gr.L</sub>	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>s</sub>	°C	kg <sub>w</sub> /h	-	-
I.1	26,4	9,96	26,3	0,280	26,4	5,4	1,01	1,16
I.2	27,3	8,95	26,8	0,303	26,8	6,0	0,84	1,02
I.3	29,3	8,09	28,3	0,335	27,3	7,2	0,86	0,99
I.4	30,4	6,58	29,2	0,371	27,7	8,8	0,88	1,00
Mäl.I	41,3	15,54	42,7	0,347	0,0	6,6	1,17	1,31

Mäl.II	33,1	14,11	33,1	0,290	32,3	8,9	1,01	1,10
II.1	21,8	7,56	19,6	0,279	18,8	8,1	0,94	1,02
II.2	24,8	8,32	23,4	0,289	22,8	6,7	0,84	0,96
II.3	28,1	8,90	27,2	0,309	26,9	5,9	0,82	0,96
II.4	31,3	9,72	31,1	0,327	31,1	5,3	0,86	0,99
III.1	23,1	3,28	21,7	0,400	21,3	3,4	0,87	0,83
III.2	23,1	4,35	22,0	0,366	21,6	4,4	0,85	0,89
III.3	23,5	5,36	22,2	0,339	21,8	5,7	0,91	0,94
III.4	23,7	6,42	22,4	0,316	22,1	6,6	0,92	0,96
IV.1	27,7	9,39	27,0	0,299	26,8	5,7	0,91	0,99
IV.2	28,5	9,03	27,5	0,314	27,0	6,0	0,74	0,91
V.1	30,5	9,39	29,5	0,323	29,7	5,5	0,78	1,05
V.2	28,9	9,40	28,1	0,311	28,1	5,4	0,73	0,98
V.3	28,1	9,10	27,3	0,308	26,9	5,8	0,76	0,93
VI.1	28,3	9,72	27,5	0,298	26,9	6,3	0,79	0,93
VI.2	28,5	10,18	27,7	0,292	26,9	7,5	0,90	0,98
VI.3	28,6	10,77	27,9	0,284	26,9	8,2	0,93	0,99
VII.1	31,3	5,43	31,3	0,403	31,2	3,0	0,75	0,88
VII.2	31,7	6,79	31,5	0,376	31,4	3,7	0,75	0,91
VII.3	32,4	8,65	31,9	0,354	31,5	4,0	0,76	0,87
VII.4	32,4	10,11	32,0	0,333	31,6	4,7	0,79	0,90
VII.5	32,9	12,77	32,4	0,301	32,0	6,4	0,86	0,96
III.1	28,3	8,62	28,9	0,311	27,2	6,1	0,94	0,92
III.1_2	28,3	8,62	28,9	0,311	27,2	6,8	1,04	1,02
III.2	28,3	8,90	29,0	0,304	27,1	5,8	0,89	0,91
III.3	28,3	8,92	28,2	0,310	27,2	5,8	0,86	0,91
III.4	28,9	9,29	28,2	0,310	27,6	5,5	0,87	0,92
III.5	28,6	9,05	28,2	0,311	27,4	5,7	0,85	0,91

## 8.10.2 AILR-Regenerator

Tab. 25: AILR-Regenerator, Eintrittsbedingungen

	$\dot{m}_{L,ein}$	$T_{L,ein}$	$x_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$T_{S,ein}$	$\xi_{ein}$	$\dot{m}_{W,ein}$	$T_{W,ein}$
Versuch	kg/h	°C	gw/kg <sub>tr.L</sub>	kg/h	°C	kg <sub>salz</sub> /kg <sub>s</sub>	kg/h	°C
I.1	348	24,5	12,44	228	36,6	0,280	985	50,1
I.2	355	24,5	12,01	228	40,6	0,303	985	60,0
I.3	356	24,9	12,76	232	44,4	0,335	976	70,2
I.4	352	24,8	12,32	234	50,0	0,371	970	80,0
Mäl.I	380	25,7	6,74	234	43,1	0,347	1.480	55,0
Mäl.II	379	25,0	7,49	229	39,2	0,290	1.479	55,1
II.1	354	24,9	12,62	229	36,9	0,279	981	60,1
II.2	354	24,8	11,95	228	38,2	0,289	983	60,0
II.3	358	24,9	11,55	230	39,9	0,309	984	60,0
II.4	360	24,8	12,15	233	41,6	0,327	983	60,0
III.1	359	19,8	5,25	240	40,2	0,400	985	60,0
III.2	357	19,7	6,95	238	39,7	0,366	1.002	59,9
III.3	360	19,9	8,76	236	39,4	0,339	1.001	60,0
III.4	360	19,8	10,10	232	38,9	0,316	1.000	60,0
IV.1	359	24,8	11,86	229	37,8	0,299	502	60,0
IV.2	349	24,7	13,24	230	42,4	0,314	1.800	60,0
V.1	360	24,7	11,98	232	41,4	0,323	998	60,0
V.2	353	24,8	12,79	231	40,6	0,311	1.000	60,0
V.3	355	24,6	12,63	231	40,2	0,308	999	60,1
VI.1	353	24,7	13,18	229	40,0	0,298	1.002	60,0
VI.2	349	24,9	12,92	228	39,8	0,292	1.005	60,0
VI.3	357	25,0	13,53	230	39,0	0,284	1.005	60,1
VII.1	349	30,0	7,27	238	43,8	0,403	1.003	59,9
VII.2	349	30,2	8,85	236	43,5	0,376	999	60,0
VII.3	350	29,8	11,49	236	43,6	0,354	998	60,0
VII.4	349	29,8	13,24	233	43,1	0,333	999	60,0
VII.5	351	29,4	15,43	230	42,3	0,301	999	60,1
III.1	356	24,9	14,31	188	41,5	0,311	1.002	59,8
III.1_2	356	24,9	14,31	188	41,5	0,311	1.002	59,8

III.2	357	25,0	14,25	188	41,1	0,304	999	59,8
III.3	357	25,3	14,62	231	41,2	0,310	1.000	59,8
III.4	357	25,3	14,65	463	41,0	0,310	1.000	59,8
III.5	357	25,2	14,33	344	41,2	0,311	997	59,8

Tab. 26: AILR-Regenerator, Austrittsgrößen der Messungen

	$T_{L,aus}$	$x_{L,aus}$	$T_{S,aus}$	$\xi_{aus}$	$T_{W,aus}$	$\dot{m}_{V,AS}$	$\kappa_m$	$\kappa_e$
	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub>	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>s</sub>	°C	kg <sub>w</sub> /h	-	-
I.1	41,5	23,20	42,2	0,285	45,4	3,7	0,90	-0,96
I.2	46,9	27,76	48,8	0,311	53,2	5,5	0,92	-0,96
I.3	52,5	31,22	56,0	0,345	61,8	6,5	0,92	-0,98
I.4	58,8	34,70	63,1	0,385	69,7	7,8	0,91	-0,94
Mäl.I	46,7	19,67	47,9	0,355	51,4	4,9	0,95	-1,13
Mäl.II	45,6	26,96	46,8	0,300	50,4	7,3	0,95	-1,12
II.1	46,7	32,20	48,3	0,288	52,4	6,8	0,94	-1,03
II.2	47,1	29,86	48,6	0,297	52,6	6,3	0,93	-1,00
II.3	47,9	27,36	49,3	0,317	53,1	5,6	0,92	-1,01
II.4	48,5	25,67	49,9	0,334	53,7	4,8	0,92	-1,01
III.1	47,7	14,81	49,7	0,406	54,0	3,4	0,94	-1,06
III.2	47,2	18,77	49,1	0,373	53,4	4,2	0,92	-1,00
III.3	47,4	22,45	49,1	0,347	53,1	4,9	0,91	-1,00
III.4	47,1	25,66	48,7	0,324	52,7	5,5	0,92	-0,99
IV.1	45,3	24,91	45,8	0,306	48,8	4,6	0,91	-1,07
IV.2	50,4	30,85	51,9	0,324	55,9	6,1	0,91	-1,00
V.1	48,9	26,24	50,0	0,331	53,5	5,1	0,89	-1,03
V.2	48,4	28,06	49,6	0,319	53,3	5,3	0,90	-0,99
V.3	48,5	28,46	49,6	0,316	53,2	5,6	0,90	-1,02
VI.1	47,9	29,41	49,2	0,307	53,0	5,7	0,89	-0,95
VI.2	47,9	29,89	49,1	0,300	52,8	5,8	0,89	-0,91
VI.3	47,1	29,92	48,6	0,292	52,5	5,8	0,87	-0,82
VII.1	49,7	15,82	51,2	0,409	55,0	3,0	0,88	-0,89
VII.2	49,8	19,21	51,0	0,383	54,7	3,6	0,88	-0,92

VII.3	50,6	23,59	51,4	0,361	54,5	4,2	0,92	-1,07
VII.4	50,3	26,84	51,1	0,340	54,3	4,7	0,92	-1,04
VII.5	50,0	31,84	50,7	0,309	53,7	5,7	0,92	-1,04
III.1	49,9	31,53	46,2	0,319	53,3	6,1	1,23	-1,00
III.1_2	49,9	31,53	46,2	0,319	53,3	6,1	1,23	-1,00
III.2	49,2	31,77	45,9	0,315	53,1	6,2	1,03	-0,96
III.3	48,7	29,99	46,6	0,314	53,1	5,4	1,67	-0,88
III.4	49,0	31,15	47,5	0,314	52,3	5,8	0,97	-1,07
III.5	49,0	31,11	48,0	0,315	52,6	5,9	1,24	-1,06

### 8.10.3 Plattenabsorber

Tab. 27: Randbedingungen der adiabaten Absorptionsmessungen, Plattenabsorber

Versuch	$\dot{m}_{L,ein}$	$T_{L,ein}$	$x_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$T_{S,ein}$	$\xi_{ein}$
-	kg/h	°C	gw/kg <sub>tr.L</sub>	kg/h	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>
1	1622	34,3	15,71	88,3	31,8	0,430
2	1617	35,7	16,83	34,1	32,3	0,430
3	1603	33,2	12,62	22,5	33,2	0,430
4	1643	31,2	11,65	86,6	32,2	0,406
5	1679	31,5	10,61	31,1	32,5	0,406
6	1683	30,1	11,55	24,3	37,6	0,403

Tab. 28: Messdaten am Austritt des adiabaten Absorptionsprozesses (Plattenabsorber) mit dem ermittelten Dampfmassenstrom sowie den Massen- und Energiebilanzkoeffizienten

Versuch	$T_{L,aus}$	$x_{L,aus}$	$T_{S,aus}$	$\xi_{aus}$	$\dot{m}_{V,AS}$	$\kappa_m$	$\kappa_{e,AS}$
-	°C	gw/kg <sub>tr.L</sub>	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	kg <sub>w</sub> /h	-	-
1	41,3	11,51	41,9	0,38	6,7	0,53	1,29
2	42,8	13,20	41,9	0,36	5,8	0,91	1,23
3	37,7	9,90	36,2	0,36	4,3	1,00	1,54
4	35,7	8,73	37,0	0,39	4,7	1,15	1,49
5	35,0	8,94	35,8	0,37	2,8	0,89	1,20
6	33,9	9,73	34,6	0,35	3,0	0,92	1,25

## 8.10.4 Rohrbündelregenerators

Tab. 29: Randbedingungen der Regenerationsmessungen, Rohrbündelregenerator

	$\dot{m}_{L,ein}$	$T_{L,ein}$	$X_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$T_{S,ein}$	$\xi_{ein}$	$\dot{m}_{W,ein}$	$T_{W,ein}$
	kg/h	°C	gw/kg <sub>tr.L</sub>	kg/h	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	kg/h	°C
1	393	40,5	10,15	40,4	36,5	0,361	416	50,4
2	393	40,6	9,19	39,8	38,8	0,361	406	70,5
3	392	40,6	11,30	40,2	38,8	0,361	412	79,8
4	387	41,6	9,30	41,3	38,3	0,361	410	89,2
5	394	40,6	9,19	41,8	38,8	0,358	405	70,5
6	385	49,8	10,75	40,1	38,4	0,358	413	70,3
7	390	40,4	11,15	11,1	37,0	0,360	404	70,4
8	393	40,5	8,50	21,9	38,0	0,357	405	70,4
9	394	40,6	9,19	39,8	38,8	0,361	405	70,5
10	393	40,2	10,37	59,5	38,5	0,361	414	70,4
11	393	40,1	9,74	39,9	25,6	0,359	412	70,3
12	393	40,6	9,19	39,8	38,8	0,361	406	70,5
13	392	40,0	9,88	40,6	47,6	0,363	415	70,3

Tab. 30: Messdaten am Austritt des Rohrbündelregenerators mit dem ermittelten Wasserdampfmassenstrom sowie den Massen- und Energiebilanzkoeffizienten,

	$T_{L,aus}$	$X_{L,aus}$	$T_{S,aus}$	$\xi_{aus}$	$T_{W,aus}$	$\dot{m}_{V,SS}$	$\kappa_m$	$\kappa_e, SS$
	°C	gw/kg <sub>tr.L</sub>	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	°C	kg <sub>W</sub> /h	-	-
1	45,4	13,68	40,0	0,368	47,5	0,8	1,66	-0,83
2	56,1	18,63	50,9	0,384	62,5	2,5	1,49	-1,03
3	61,2	24,19	51,8	0,391	69,9	3,1	1,62	-1,03
4	68,8	22,49	60,7	0,394	77,3	3,5	1,45	-1,18
5	56,1	18,63	50,9	0,384	62,5	2,9	1,28	-1,22
6	59,8	20,85	52,3	0,387	63,7	3,0	1,26	-1,27
7	57,7	17,10	49,9	0,421	64,3	1,6	1,45	-1,25
8	56,1	15,80	45,2	0,391	63,4	1,9	1,46	-0,93
9	56,1	18,63	50,9	0,384	62,5	2,4	1,51	-1,03
10	55,4	21,19	53,3	0,379	61,5	2,9	1,45	-1,05
11	55,8	17,93	51,3	0,378	62,3	2,0	1,61	-1,04
12	56,1	18,63	50,9	0,384	62,5	2,5	1,49	-1,03
13	56,3	20,70	54,5	0,383	62,7	2,2	1,94	-0,93

## 8.11 Simulationsergebnisse EFFM

### 8.11.1 AILR-Absorber

#### Adiabater Prozess

Tab. 31: EFFM-Simulationsergebnisse, AILR-Absorber, adiabater Prozess

Versuch	$T_{L,aus}$	$x_{L,aus}$	$T_{S,aus}$	$\xi_{aus}$	$\dot{m}_{V,AS}$
-	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub>	°C	kg <sub>salz</sub> /kg <sub>s</sub>	kg <sub>w</sub> /h
1	30,9	8,10	31,0	0,348	4,5
2	42,3	15,90	42,4	0,347	6,3

#### Nicht adiabater Prozess

Tab. 32: EFFM-Simulationsergebnisse, AILR-Absorber

	$T_{L,aus}$	$x_{L,aus}$	$T_{S,aus}$	$\xi_{aus}$	$T_{W,aus}$	$\dot{m}_{V,AS}$
	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub>	°C	kg <sub>salz</sub> /kg <sub>s</sub>	°C	kg <sub>w</sub> /h
I.1	27,3	10,52	27,3	0,280	26,1	4,8
I.2	27,9	9,33	27,9	0,304	26,4	5,7
I.3	29,4	7,95	29,4	0,336	27,1	7,4
I.4	30,7	6,22	30,7	0,372	27,5	9,3
Mäl.I	42,3	15,90	42,4	0,347	0,0	6,3
Mäl.II	34,0	14,64	34,0	0,290	32,1	8,5
II.1	22,2	7,58	22,1	0,279	18,5	8,2
II.2	24,9	8,49	24,9	0,290	22,4	6,5
II.3	28,2	9,11	28,2	0,310	26,6	5,7
II.4	31,6	9,88	31,6	0,328	30,8	5,2
III.1	22,8	3,03	22,8	0,400	21,1	3,7
III.2	23,0	4,17	23,1	0,367	21,2	4,7
III.3	23,5	5,37	23,5	0,340	21,5	5,7
III.4	23,8	6,51	23,8	0,317	21,7	6,6
IV.1	28,0	9,65	28,0	0,300	26,5	5,5
IV.2	28,5	8,84	28,5	0,316	26,7	6,3
V.1	30,3	9,26	30,3	0,325	29,6	5,7
V.2	28,9	9,33	28,9	0,313	27,7	5,6
V.3	28,2	9,13	28,2	0,309	26,5	5,8

VI.1	28,2	9,78	28,2	0,300	26,6	6,3
VI.2	28,2	10,33	28,3	0,292	26,7	7,3
VI.3	28,1	10,93	28,3	0,284	26,7	7,9
VII.1	32,0	5,36	32,0	0,404	30,8	3,1
VII.2	32,3	6,88	32,3	0,378	31,0	3,6
VII.3	32,6	8,46	32,6	0,355	31,2	4,3
VII.4	32,7	10,08	32,7	0,334	31,3	4,8
VII.5	33,2	13,01	33,2	0,302	31,6	6,3
III.1	28,5	9,05	28,5	0,312	26,8	5,7
III.1_2	28,7	9,19	28,8	0,311	26,9	6,3
III.2	28,4	9,28	28,5	0,307	26,7	5,5
III.3	28,3	9,24	28,3	0,310	26,9	5,5
III.4	28,9	9,59	28,9	0,311	27,2	5,2
III.5	28,6	9,33	28,6	0,311	27,0	5,4

### 8.11.2 ALLR-Regenerator

Tab. 33: EFFM-Simulationsergebnisse, ALLR-Regenerator

	$T_{L,aus}$	$x_{L,aus}$	$T_{S,aus}$	$\xi_{aus}$	$T_{W,aus}$	$\dot{m}_{v,AS}$
	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub>	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	°C	kg <sub>w</sub> /h
I.1	40,8	23,59	40,8	0,285	45,4	3,9
I.2	46,6	28,28	46,6	0,311	53,3	5,8
I.3	53,1	32,12	53,1	0,345	61,7	6,9
I.4	59,5	34,64	59,5	0,383	70,1	7,9
Mäl.I	45,2	19,16	45,2	0,355	51,4	4,7
Mäl.II	43,5	25,80	43,5	0,299	50,5	6,9
II.1	45,6	30,90	45,6	0,287	52,7	6,5
II.2	45,9	29,62	45,9	0,297	52,9	6,2
II.3	46,6	27,17	46,6	0,316	53,3	5,6
II.4	47,4	25,28	47,4	0,333	53,9	4,7
III.1	46,8	13,76	46,8	0,405	54,3	3,0
III.2	46,4	17,77	46,4	0,372	53,8	3,9
III.3	46,2	21,59	46,2	0,346	53,5	4,6
III.4	45,8	24,81	45,8	0,323	53,1	5,3

IV.1	43,8	24,83	43,8	0,305	48,8	4,6
IV.2	49,0	29,84	49,0	0,322	56,2	5,8
V.1	47,3	25,64	47,3	0,330	53,8	4,9
V.2	47,1	27,55	47,1	0,318	53,7	5,2
V.3	46,8	27,78	46,8	0,315	53,5	5,4
VI.1	46,7	29,30	46,7	0,306	53,4	5,7
VI.2	46,6	30,18	46,6	0,300	53,3	6,0
VI.3	46,3	31,16	46,3	0,292	53,1	6,3
VII.1	49,4	15,55	49,4	0,408	55,4	2,9
VII.2	49,1	19,13	49,1	0,382	55,1	3,6
VII.3	49,1	22,66	49,1	0,360	54,9	3,9
VII.4	48,7	26,02	48,7	0,339	54,6	4,5
VII.5	48,1	31,04	48,1	0,308	54,1	5,5
III.1	47,4	28,05	47,4	0,319	53,9	4,9
III.1_2	47,4	28,05	47,4	0,319	53,9	4,9
III.2	47,1	28,85	47,1	0,313	53,7	5,2
III.3	47,4	28,28	47,4	0,317	53,7	4,9
III.4	47,1	27,82	47,1	0,313	52,8	4,7
III.5	47,3	27,87	47,3	0,315	53,2	4,8

### 8.11.3 Plattenabsorber

Tab. 34: EFFM-Simulationsergebnisse, Plattenabsorber

Versuch	$T_{L,aus}$	$x_{L,aus}$	$T_{S,aus}$	$\xi_{aus}$	$\dot{m}_{V,AS}$
-	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>gr.L</sub>	°C	kg <sub>salz</sub> /kg <sub>s</sub>	kg <sub>w</sub> /h
1	44,1	10,90	44,7	0,394	7,9
2	43,5	13,32	44,0	0,368	5,8
3	38,7	10,22	39,0	0,367	3,9
4	37,7	8,57	38,1	0,383	5,1
5	35,9	8,67	36,2	0,367	3,3
6	35,1	9,45	35,4	0,351	3,6

### 8.11.4 Rohrbündelregenerators

Tab. 35: EFFM-Simulationsergebnisse, Rohrbündelregenerator

	$T_{L,aus}$	$x_{L,aus}$	$T_{S,aus}$	$\xi_{aus}$	$T_{W,aus}$	$\dot{m}_v$
	°C	gw/kg <sub>tr.L</sub>	°C	kg <sub>salz</sub> /kg <sub>s</sub>	°C	kgw/h
1	45,0	12,92	45,5	0,370	46,9	1,0
2	56,3	15,79	57,9	0,385	61,2	2,5
3	62,2	18,92	64,3	0,389	68,3	2,9
4	68,0	17,79	70,6	0,392	75,1	3,3
5	56,0	15,85	57,6	0,383	60,8	2,6
6	58,7	17,46	59,6	0,385	62,5	2,6
7	56,2	14,38	57,9	0,407	63,9	1,2
8	55,8	14,12	57,4	0,398	62,1	2,2
9	55,6	16,41	57,2	0,389	60,6	2,8
10	54,1	19,09	56,9	0,382	59,7	3,4
11	55,3	15,90	56,8	0,384	60,5	2,4
12	56,1	15,60	57,7	0,384	61,1	2,5
13	56,4	16,30	58,1	0,384	61,4	2,5

#### Vergleich Mess- und Simulationsergebnisse

Insgesamt sind 132 Rohre, von den 65 gut benetzt, 14 schlecht und 17 nicht benetzt. Dazu kommen 17 Rohre (zwischen gut und schlecht benetzt) und 19 Rohre (zwischen gut und schlecht benetzt). Der anhand der Abbildung 108 abgeschätzte Benetzungsfaktor beträgt 68%.

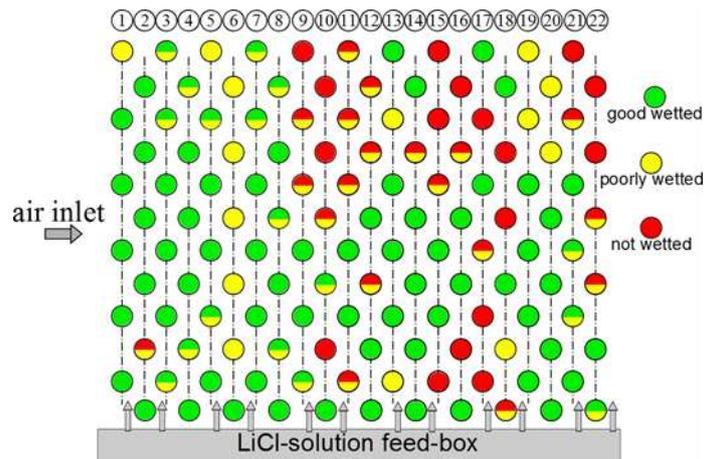


Abb. 178: Visuelle Einschätzung der Benetzung (Jaradat 2016), Grün: gute Benetzung, Gelb: schlechte Benetzung und Rot: nicht benetzt.

## 8.12 Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers, AILR-Anlage

Tab. 36: Randbedingungen für die Variation der Wasserbeladung der Luft bei den Absorptionsmessungen an der AILR-Anlage

	$\dot{m}_{L,ein}$	$T_{L,ein}$	$x_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$T_{S,ein}$	$\xi_{ein}$	$\dot{m}_{W,ein}$	$T_{W,ein}$
	kg/h	°C	gw/kg <sub>tr.L</sub>	kg/h	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	kg/h	°C
III.1	1199	20.0	6.1	295	26.7	0.405	1998	20.0
III.2	1201	19.9	8.1	301	26.6	0.372	1999	19.9
III.3	1202	20.1	10.1	302	26.8	0.346	2000	20.0
III.4	1202	20.0	12.0	308	26.9	0.323	1999	20.0

Tab. 37: Gemessene Austrittsgrößen und der absorbierte Dampfmassenstrom sowie die Energie- und Massenbilanz für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers

	$T_{L,aus}$	$x_{L,aus}$	$T_{S,aus}$	$\xi_{aus}$	$T_{W,aus}$	$\dot{m}_{V,AS}$	$\kappa_m$	$\kappa_e$
	°C	gw/kg <sub>tr.L</sub>	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	°C	kg <sub>w</sub> /h	-	-
III.1	23.1	3.28	21.7	0.400	21.3	3.4	0.87	0.83
III.2	23.1	4.35	22.0	0.366	21.6	4.4	0.85	0.89
III.3	23.5	5.36	22.2	0.339	21.8	5.7	0.91	0.94
III.4	23.7	6.42	22.4	0.316	22.1	6.6	0.92	0.96

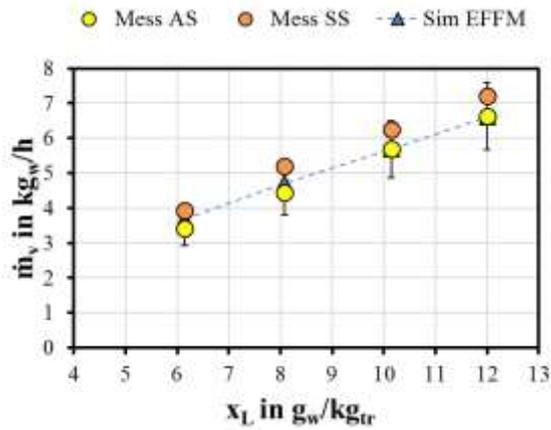


Abb. 179: Der gemessene und simulierte absorbierte Dampfmassenstrom für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers

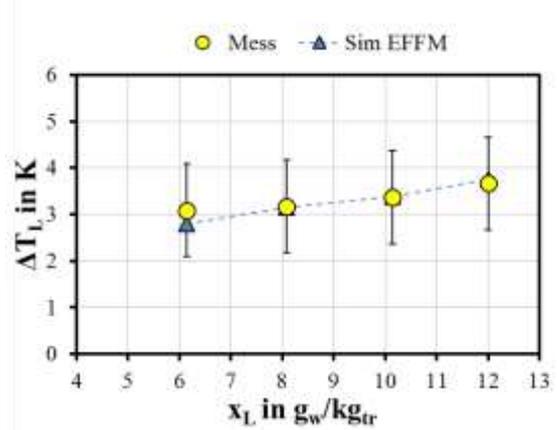


Abb. 180: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers

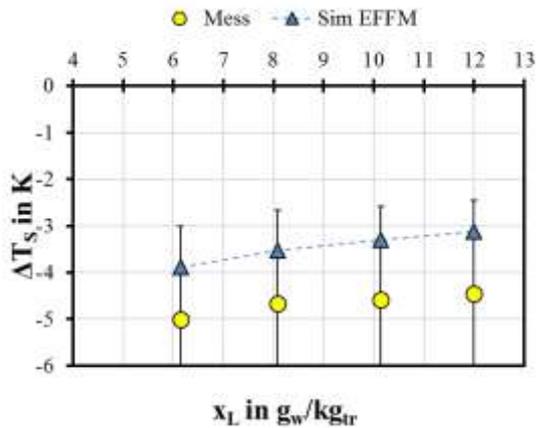


Abb. 181: Die gemessene und simulierte Temperaturabsenkung des Sorbens für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers

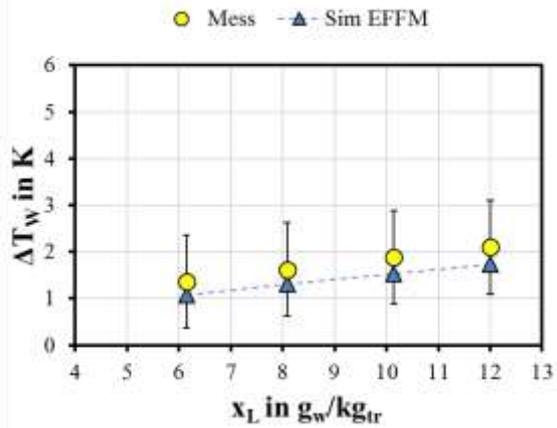


Abb. 182: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Absorbers

$\Delta \dot{m}_{v, \text{Max}} = 8 \%$  (AAD%= 3,6 %),  $\Delta T_{L, \text{Max}} = 0,3 \text{ K}$ ,  $\Delta T_{S, \text{Max}} = 1,3 \text{ K}$  und  $\Delta T_{W, \text{Max}} = 0,3 \text{ K}$

## 8.13 AILR-Anlage, Variation des Sorbensmassenstroms am Eintritt des Absorbers

Tab. 38: EFFM-Simulative Variation des Sorbensmassenstroms am Eintritt des Absorbers für unterschiedliche Sorbenstemperatur und Sorbensmassenanteil am Eintritt.

	$\dot{m}_{L,ein}$	$T_{L,ein}$	$x_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$T_{S,ein}$	$\xi_{ein}$	$\dot{m}_{W,ein}$	$T_{W,ein}$
	kg/h	°C	gW/kg <sub>tr.L</sub>	kg/h	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	kg/h	°C
Var.1	1183,6	25,1	13,9	10-600	20:5:35	0,30	1994,5	25,3
Var.2	1183,6	25,1	13,9	10-600	20:5:35	0,35	1994,5	25,3
Var.3	1183,6	25,1	13,9	10-600	20:5:35	0,40	1994,5	25,3
Var.4	1183,6	25,1 </td <td>13,9</td> <td>10-600</td> <td>20:5:35</td> <td>0,44</td> <td>1994,5</td> <td>25,3</td>	13,9	10-600	20:5:35	0,44	1994,5	25,3

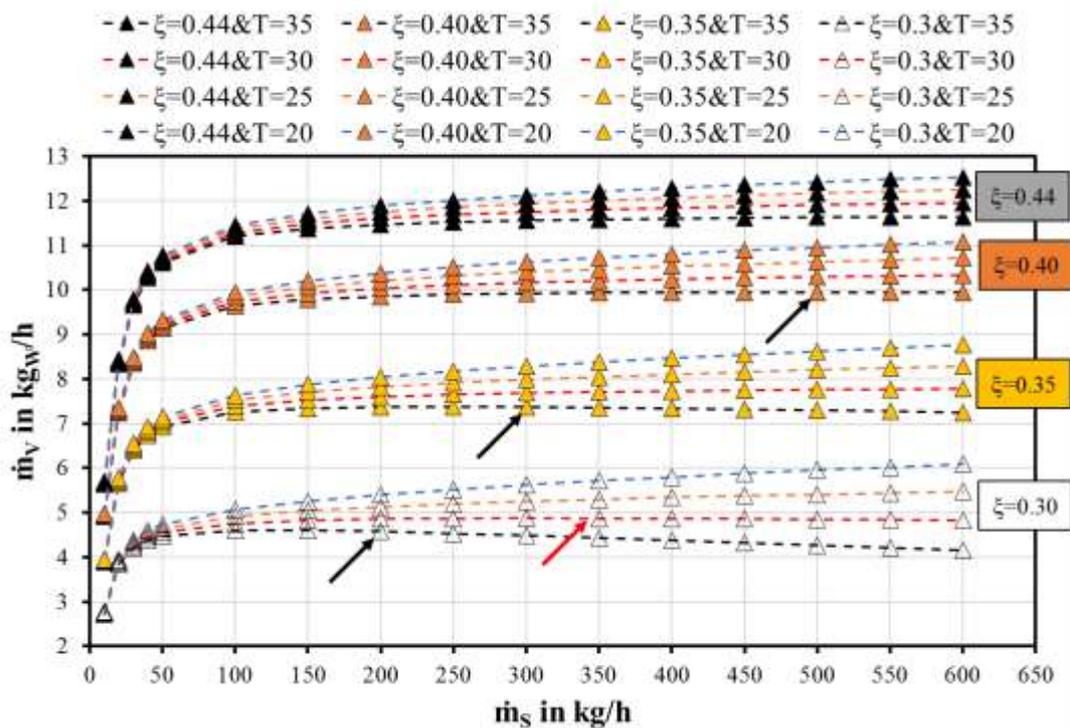


Abb. 183: EFFM-Simulierter absorbiertes Dampfmassenstrom für Variation des Sorbensmassenstroms und Sorbenstemperatur und Massenanteil am Eintritt des AILR-Absorbers

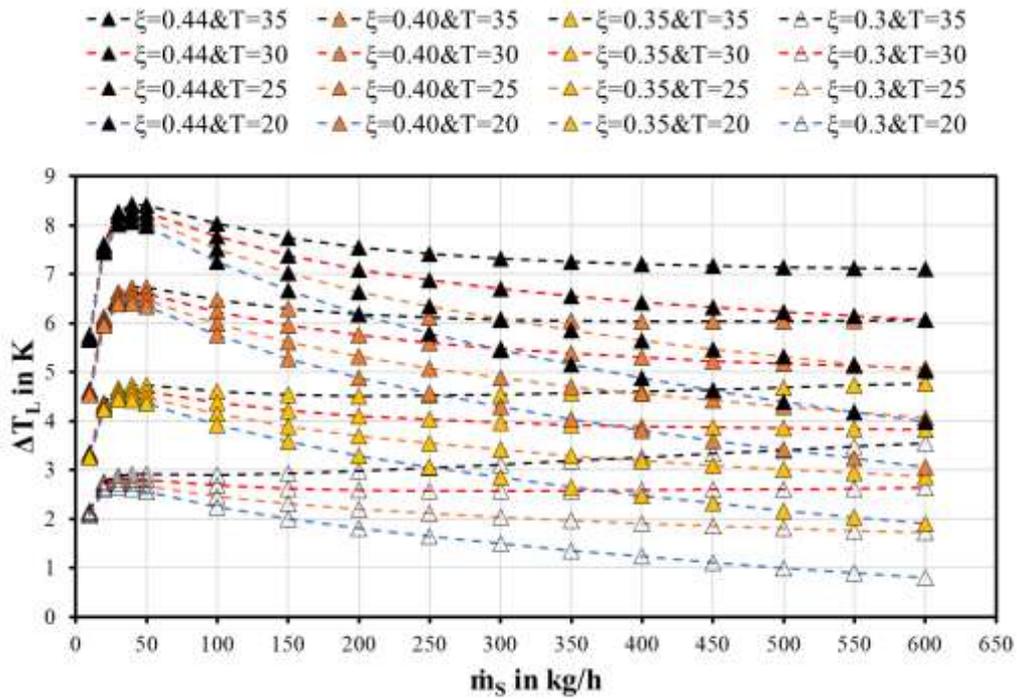


Abb. 184: EFFM-Simulierte Temperaturerhöhung der Luft für Variation des Sorbensmassenstroms und Sorbenstemperatur und Massenanteil am Eintritt des AILR-Absorbers

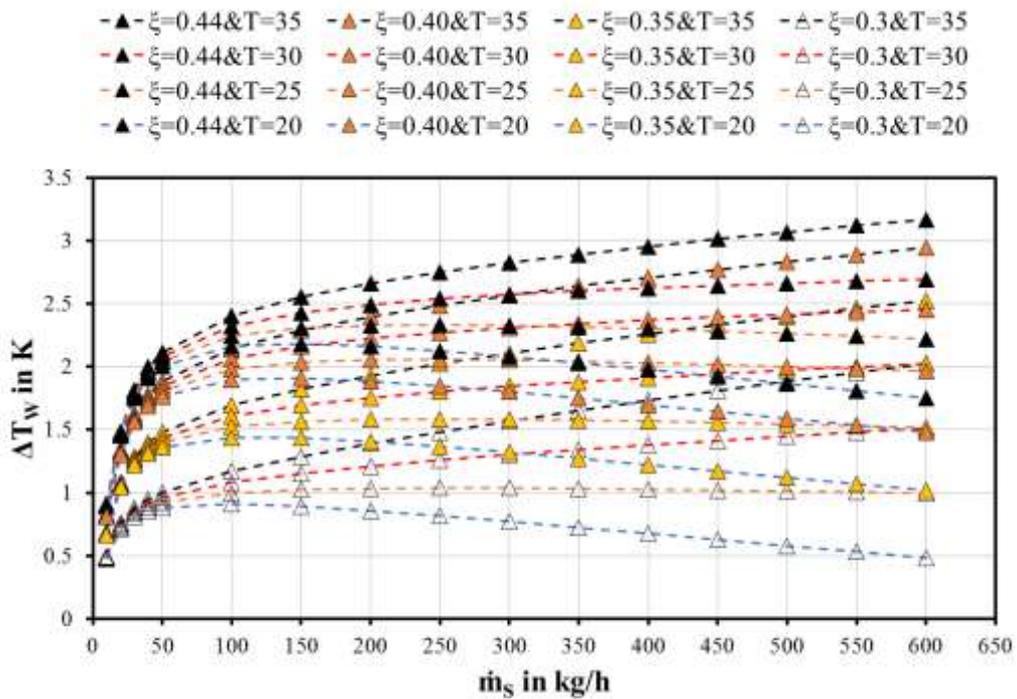


Abb. 185: EFFM-Simulierte Temperaturerhöhung des Kühlwassers für Variation des Sorbensmassenstroms und Sorbenstemperatur und Massenanteil am Eintritt des AILR-Absorbers

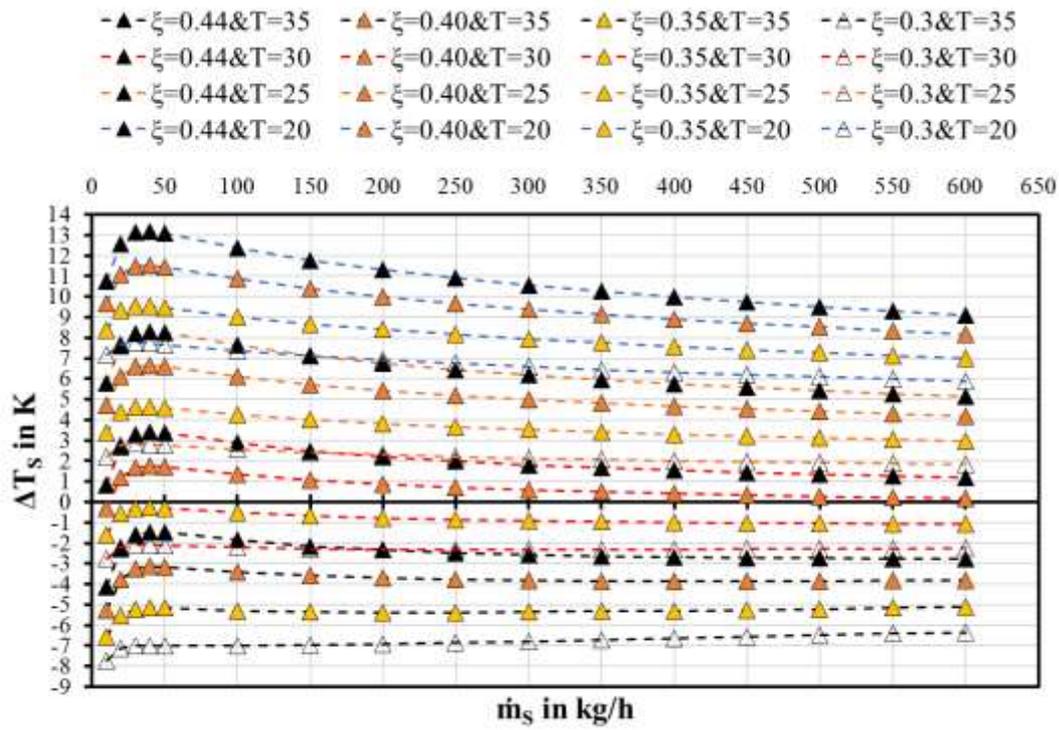


Abb. 186: EFFM-Simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für Variation des Sorbensmassenstroms und Sorbenstemperatur und Massenanteil am Eintritt des AILR-Absorbers

## 8.14 AILR-Anlage, Variation der Wasserbeladung am Eintritt des Regenerators

Tab. 39: Randbedingungen für die Variation der Wasserbeladung der Luft bei den Regenerationsmessung an der AILR-Anlage

	$\dot{m}_{L,ein}$	$T_{L,ein}$	$x_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$T_{S,ein}$	$\xi_{ein}$	$\dot{m}_{W,ein}$	$T_{W,ein}$
	kg/h	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub>	kg/h	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	kg/h	°C
III.1	358.9	19.8	5.3	240.3	40.2	0.400	984.7	60.0
III.2	357.3	19.7	6.9	237.8	39.7	0.366	1001.6	59.9
III.3	359.6	19.9	8.8	235.6	39.4	0.339	1000.7	60.0
III.4	360.0	19.8	10.1	231.8	38.9	0.316	999.9	60.0

Tab. 40: Gemessene Austrittsgrößen und der desorbierte Dampfmassenstrom sowie die Energie- und Massenbilanz für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators

	$T_{L,aus}$	$x_{L,aus}$	$T_{S,aus}$	$\xi_{aus}$	$T_{W,aus}$	$\dot{m}_{V,AS}$	$\kappa_m$	$\kappa_e$
	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub>	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	°C	kg <sub>w</sub> /h	-	-
III.1	47.7	14.8	49.7	0.406	54.0	3.4	0.94	-1.06
III.2	47.2	18.8	49.1	0.373	53.4	4.2	0.92	-1.00
III.3	47.4	22.5	49.1	0.347	53.1	4.9	0.91	-1.00
III.4	47.1	25.7	48.7	0.324	52.7	5.5	0.92	-0.99

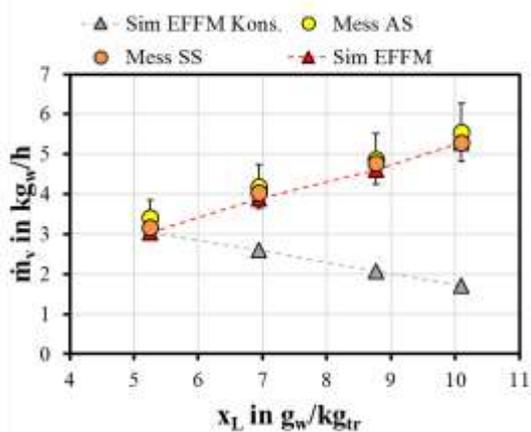


Abb. 187: Der gemessene und simulierte desorbierte Dampfmassenstrom für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators

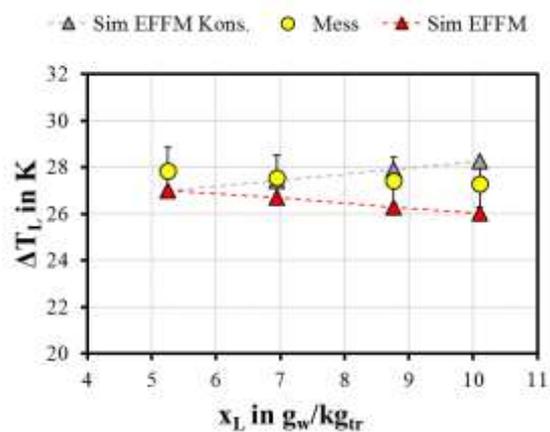


Abb. 188: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AILR-Regenerators

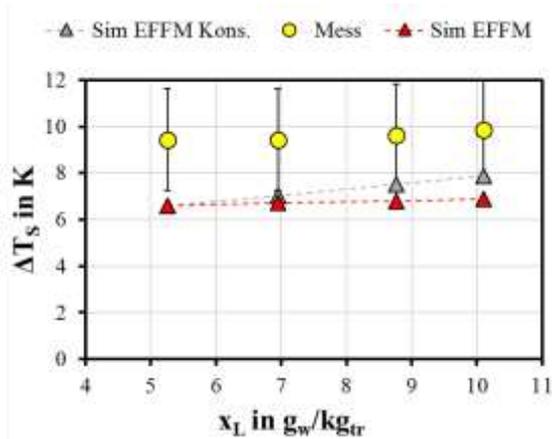


Abb. 189: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung des Sorbens für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AIR-Regenerators

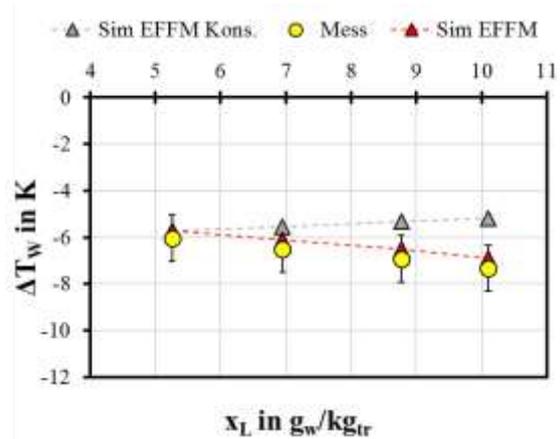


Abb. 190: Die gemessene und simulierte Temperaturerhöhung der Luft für die Variation der Wasserbeladung der Luft am Eintritt des AIR-Regenerators

$\Delta \dot{m}_{V,Max} = 5,3 \%$  (AAD% = 2 %),  $\Delta T_{L,Max} = 1,4 \text{ K}$  (AAD = 1,2 K),  $\Delta T_{S,Max} = 2,8 \text{ K}$  (AAD = 2,6 K) und  $\Delta T_{W,Max} = 0,3 \text{ K}$

## 8.15 Vergleich EFFM mit AILR-Modell, Absorptionsprozess

Tab. 41: Randbedingungen der Absorptionsmessungen, AILR-Anlage

	$\dot{m}_{L,\text{ein}}$	$T_{L,\text{ein}}$	$x_{L,\text{ein}}$	$\dot{m}_{S,\text{ein}}$	$T_{S,\text{ein}}$	$\xi_{\text{ein}}$	$\dot{m}_{W,\text{ein}}$	$T_{W,\text{ein}}$
	kg/h	°C	gw/kg <sub>tr.L</sub>	kg/h	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	kg/h	°C
1	2256.0	25.3	9.5	306.7	31.7	0.387	1200.2	28.8
2	2257.6	24.7	11.9	307.9	31.7	0.356	1200.1	29.1
3	2292.0	25.8	15.3	320.0	32.4	0.321	1200.7	29.8
4	2258.4	24.9	17.3	336.9	32.3	0.304	1201.4	30.0
5	2283.7	26.3	18.6	350.8	32.8	0.296	1200.6	30.5

Tab. 42: Gemessene Austrittsgrößen und der absorbierte Dampfmassenstrom sowie die Energie- und Massenbilanz für die Absorptionsmessungen, AILR-Anlage

	$T_{L,\text{aus}}$	$x_{L,\text{aus}}$	$T_{S,\text{aus}}$	$\xi_{\text{aus}}$	$T_{W,\text{aus}}$	$\dot{m}_{V,AS}$	$\kappa_m$	$\kappa_e$
	°C	gw/kg <sub>tr.L</sub>	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	°C	kg <sub>w</sub> /h	-	-
1	29.3	5.9	29.4	0.375	28.8	8.0	0.85	-0.79
2	29.5	7.7	29.7	0.344	29.1	9.4	0.84	-0.81
3	30.2	10.3	30.6	0.309	29.8	11.3	0.89	-0.87
4	30.4	11.6	30.6	0.292	30.0	12.8	0.91	-0.89
5	31.0	12.6	31.3	0.284	30.5	13.6	0.95	-0.91

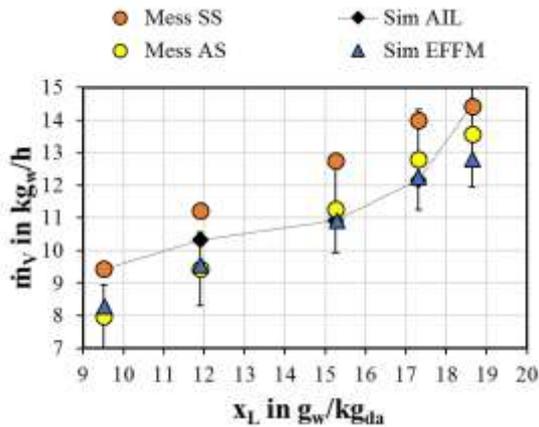


Abb. 191: Der Dampfmassenstrom ermittelt von AILR-Absorbermessung und von EFFM- sowie AILR-Simulation

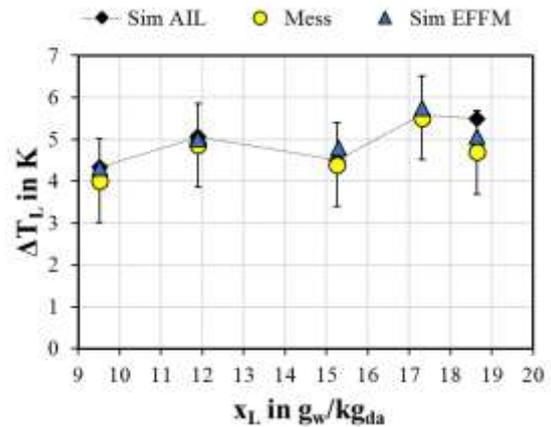


Abb. 192: Temperaturänderung der Luft gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Absorptionsprozess

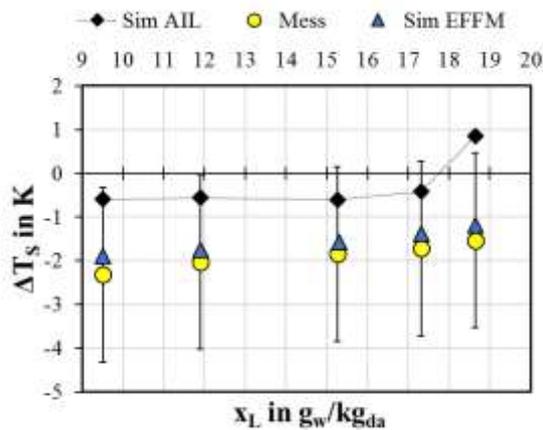


Abb. 193: Temperaturänderung des Sorbens gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Absorptionsprozess

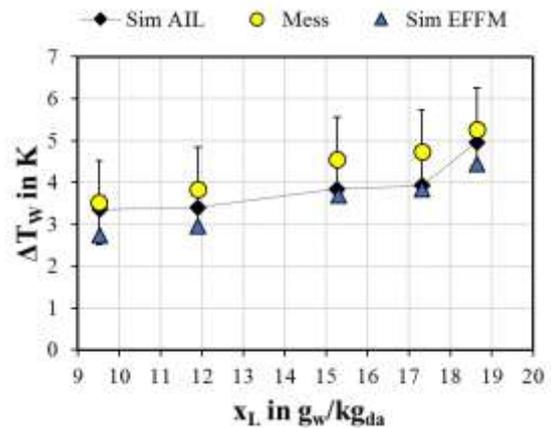


Abb. 194: Temperaturänderung des Kühlwassers gemessen und von EFFM- sowie AILR-Simulation für Absorptionsprozess

### Abweichung EFFM- Ergebnisse von den Messergebnissen

$\Delta \dot{m}_{V,Max} = 5,7 \%$  (AAD%= 3%),  $\Delta T_{L,Max} = 0,4 \text{ K}$  (AAD= 0,3 K),  $\Delta T_{S,Max} = 0,4 \text{ K}$  (AAD= 0,3 K) und  $\Delta T_{W,Max} = 0,9 \text{ K}$  (AAD=0,85 K)

### Abweichung AILR-Modell- Ergebnisse von den Messergebnissen

$\Delta \dot{m}_{V,Max} = 18 \%$  (AAD%= 8%),  $\Delta T_{L,Max} = 0,8 \text{ K}$  (AAD=0,3 K),  $\Delta T_{S,Max} = 2,4 \text{ K}$  (AAD=1,6 K) und  $\Delta T_{W,Max} = 0,8 \text{ K}$  (AAD=0,5 K).

## 8.16 Systemmodell

## 8.17 Vergleich Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen der Dynamische Messung

### 8.17.1 Messung I.1

Tab. 43: Randbedingungen für die Messung I.1, AILR-Anlage

	$\dot{m}_{L,ein}$	$T_{L,ein}$	$x_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$T_{S,ein}$	$\xi_{ein}$	$\dot{m}_{W,ein}$	$T_{W,ein}$
	kg/h	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub>	kg/h	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>S</sub>	kg/h	°C
Absorber	1178	24,9	14,6	343	28,4	0,28	1997	24,9
Regenerator	347,7	24,5	12,4	228	36,6	0,28	985	50,1

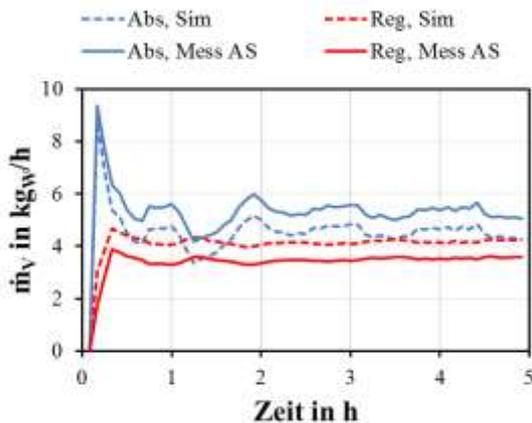


Abb. 195: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator

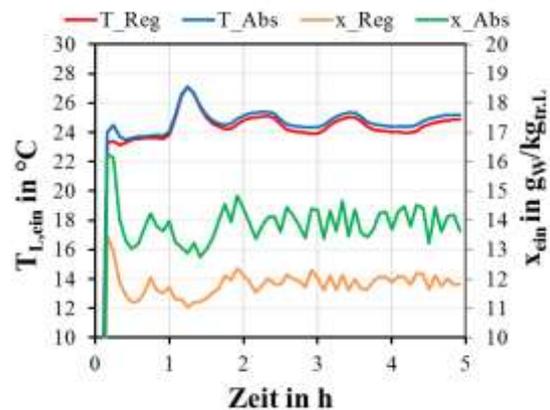


Abb. 196: Die Temperatur sowie Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators

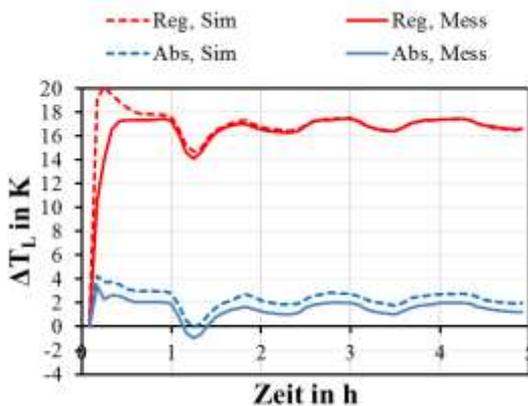


Abb. 197: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für Absorber sowie Regenerator

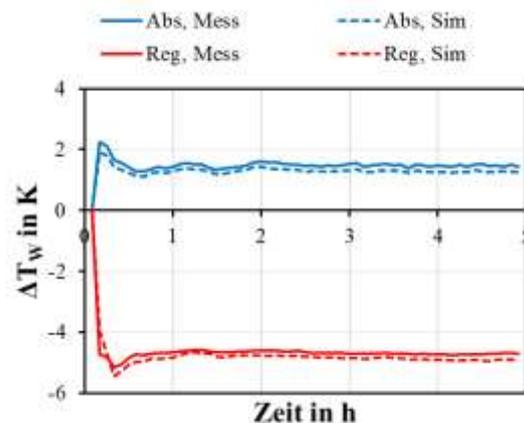


Abb. 198: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Wassers für Absorber sowie Regenerator

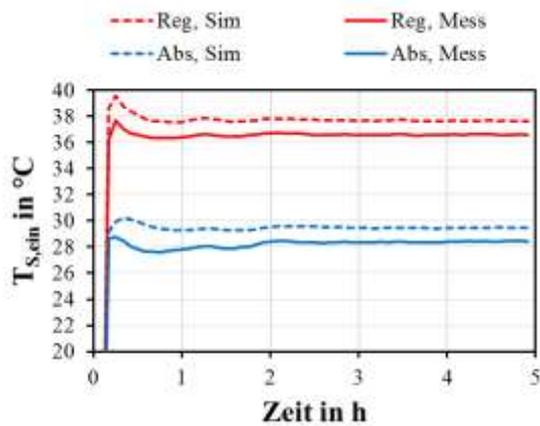


Abb. 199: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators

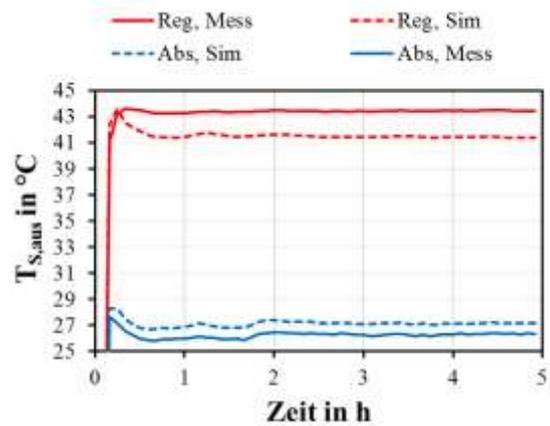


Abb. 200: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators

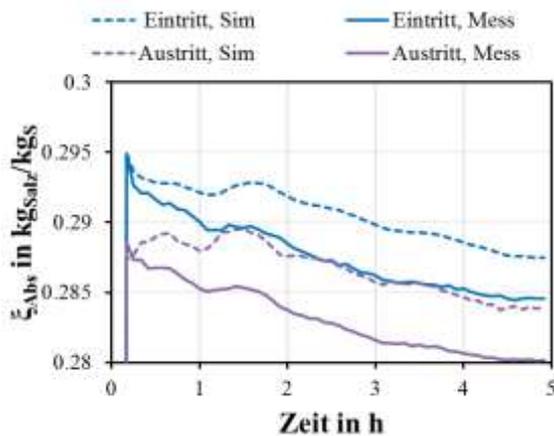


Abb. 201: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers

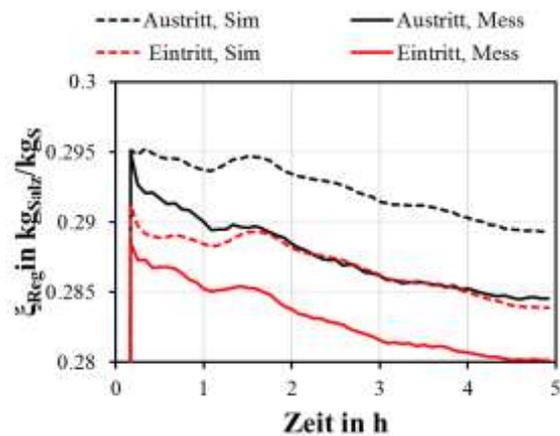


Abb. 202: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Regenerators

Die mittlere Abweichung des simulierten von dem gemessenen Dampfmassenstromes beträgt 15 % für Absorber und 19 % für Regenerator. Die mittlere Abweichung der simulierten Temperaturänderung der Luft und des Kühl-/Heizwassers von der Gemessenen ist kleiner als 0,8 K für Absorber sowie Regenerator. Die mittlere Abweichung der simulierten Sorbenstemperatur am Eintritt und Austritt von der Gemessenen beträgt 1 K für Absorber und Regenerator.

Für den berechneten Massenanteil am Ein- und Austritt des Absorbers und Regenerators war die mittlere Abweichung (AAD%) von dem Gemessenen kleiner als 1,6 %.

### 8.17.2 Messung I.4

Tab. 44: Randbedingungen für die Messung I.4, AILR-Anlage

	$\dot{m}_{L,ein}$	$T_{L,ein}$	$x_{L,ein}$	$\dot{m}_{S,ein}$	$T_{S,ein}$	$\xi_{ein}$	$\dot{m}_{W,ein}$	$T_{W,ein}$
	kg/h	°C	g <sub>w</sub> /kg <sub>tr.L</sub>	kg/h	°C	kg <sub>Salz</sub> /kg <sub>s</sub>	kg/h	°C
Absorber	1182	25,2	14,1	308	34,5	0,38	1992	25,0
Regenerator	352	24,8	12,3	234	50,0	0,37	970	80,0

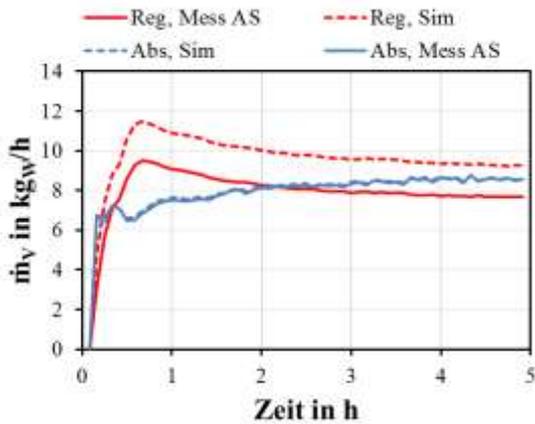


Abb. 203: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator

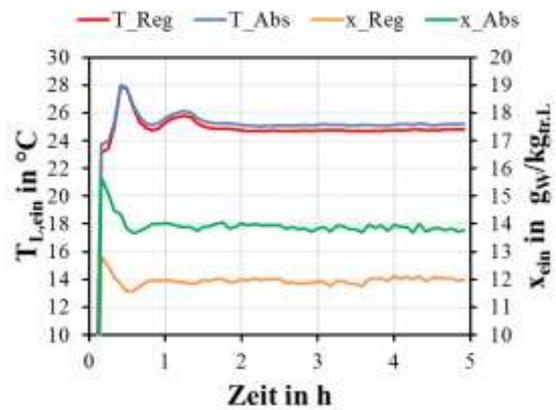


Abb. 204: Die Temperatur sowie Wasserbeladung der Luft am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators

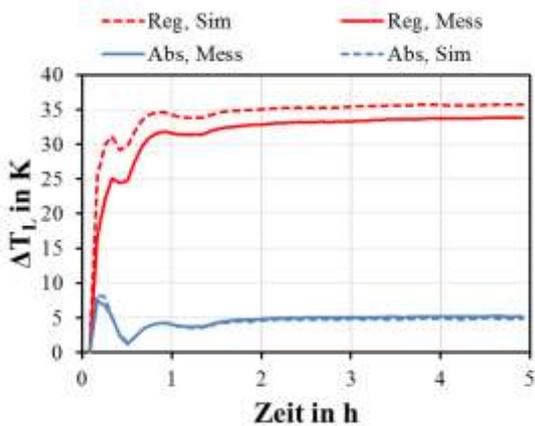


Abb. 205: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für Absorber sowie Regenerator

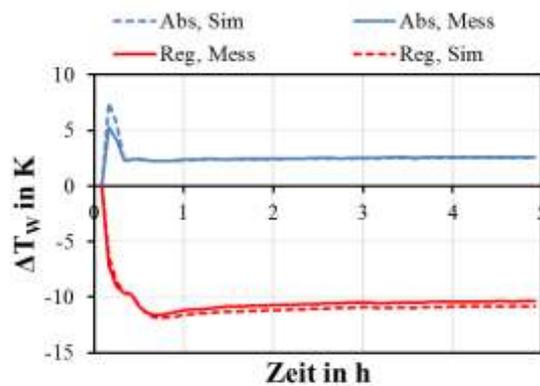


Abb. 206: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Wassers für Absorber sowie Regenerator

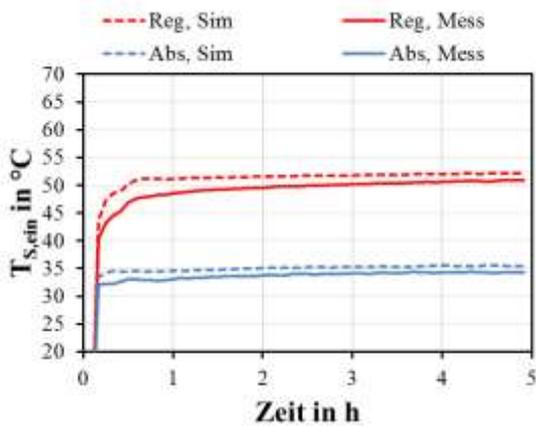


Abb. 207: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators

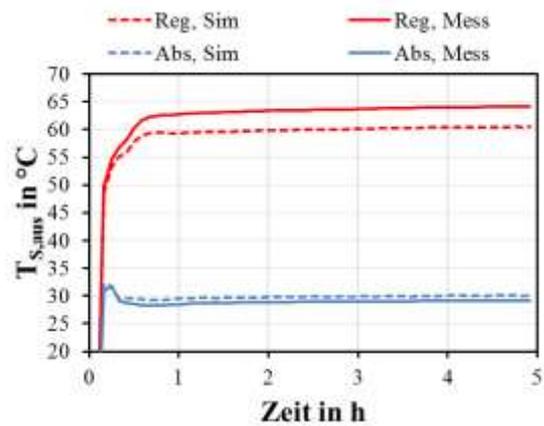


Abb. 208: Die gemessene und simulierte Temperatur des Sorbens am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators

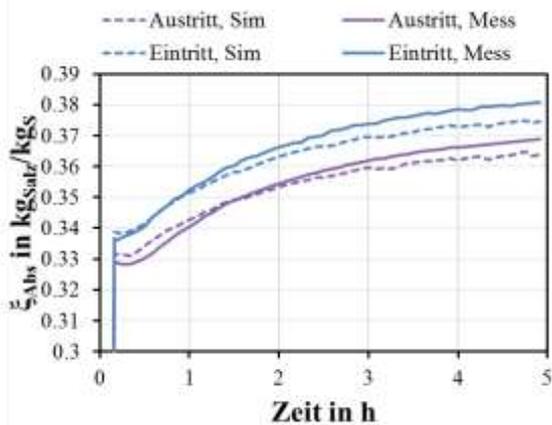


Abb. 209: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Absorbers

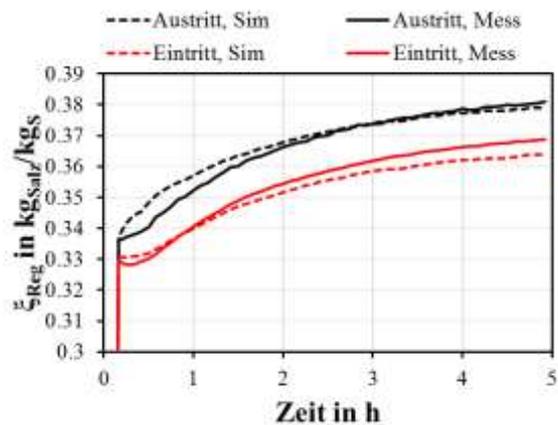


Abb. 210: Der gemessene und simulierte Massenanteil des Sorbens am Ein- und Austritt des Regenerators

Die mittlere Abweichung des simulierten von dem gemessenen Dampfmassenstromes beträgt 1 % für Absorber und 21,7 % für Regenerator. Die mittlere Abweichung der simulierten Temperaturänderung der Luft und des Kühlwassers von der gemessenen ist als 0,3 K für Absorber und für den Regenerator 2,4 K und 0,4 K. Die mittlere Abweichung der simulierten Sorbenstemperatur am Eintritt und Austritt von der gemessenen beträgt 1 K für Absorber und 3 K für den Regenerator.

Für den berechneten Massenanteil am Ein- und Austritt des Absorbers und Regenerators war die mittlere Abweichung (AAD%) von dem gemessenen kleiner als 1 %.

### 8.17.3 Stationär

#### 8.17.3.1 Variation Wasserbeladung der Luft bei $T_{KW}$ von 20° C

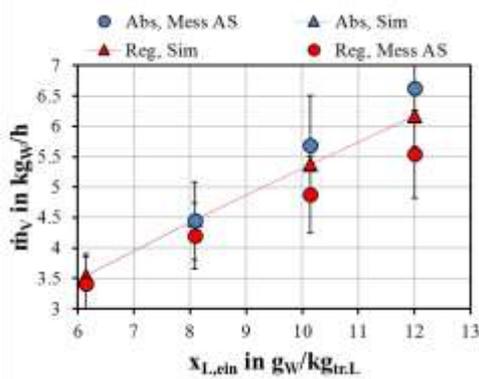


Abb. 211: Der gemessene und simulierte Dampfmassenstrom für AILR-System für Absorber sowie Regenerator

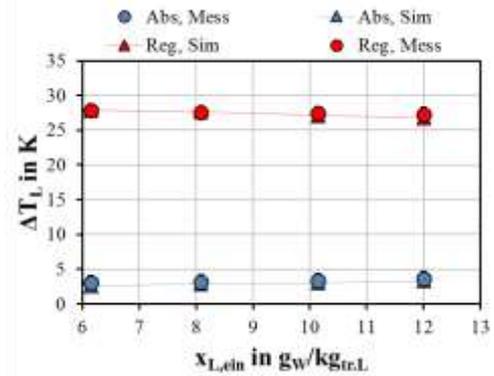


Abb. 212: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung der Luft für AILR-System für Absorber sowie Regenerator

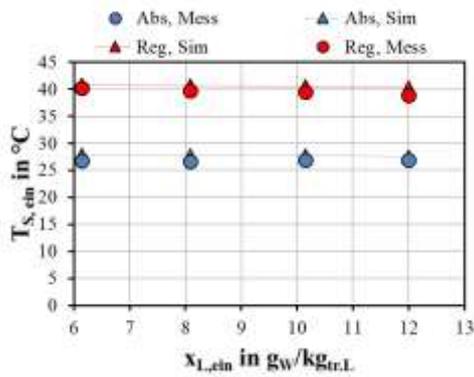


Abb. 213: Die gemessene und simulierte Sorbenstemperatur am Eintritt des Absorbers sowie des Regenerators

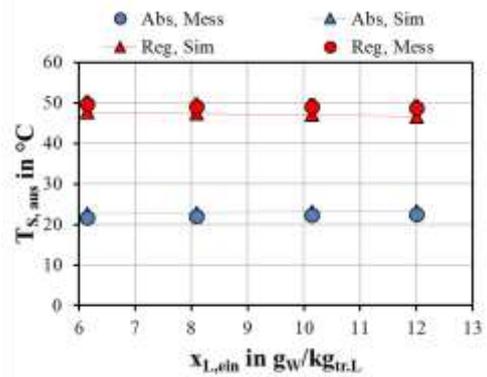


Abb. 214: Die gemessene und simulierte Sorbenstemperatur am Austritt des Absorbers sowie des Regenerators

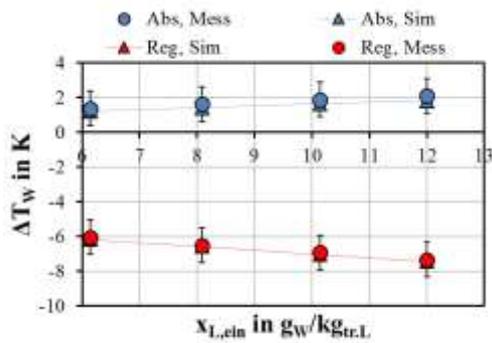


Abb. 215: Die gemessene und simulierte Temperaturänderung des Kühl- und Heizwassers für AILR-System für Absorber sowie Regenerator