

Generische Simulationsmodelle für Sorptionswärmepumpen zum Heizen und Kühlen

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
der Fakultät für Maschinenbau
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Phys. Christian Glück
aus Gelnhausen

Tag der mündlichen Prüfung: 5. 3. 2015

Referent: Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi
Korreferent: Prof. Dr. rer. nat. Hans-Martin Henning
Korreferent: Prof. Dipl.-Ing. Andreas Wagner
Korreferent: Dr. rer. nat. Ferdinand Schmidt



Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung 3.0 Deutschland Lizenz.
(<http://creativecommons.org/licenses/by/3.0/de/>)

Christian Glück

Generische Simulationsmodelle für Sorptionswärmepumpen zum Heizen und Kühlen
Dissertation

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurden zwei generische, thermodynamische Berechnungsmodelle für Sorptionswärmepumpen zum Heizen und Kühlen entwickelt und implementiert. Da die Modelle nicht auf Daten von Maschinen zurückgreifen, ermöglichen sie die Simulation von Sorptionswärmepumpen, für die noch keine Messdaten vorliegen.

Das erste Modell eignet sich zur Simulation von Ab- und Adsorptionswärmepumpen und berücksichtigt keine Materialeigenschaften. Es bildet den thermodynamischen Grenzfall unter Berücksichtigung eines sog. Carnot-Gütegrads ab. Das zweite Modell ist zur Simulation von Adsorptionswärmepumpen geeignet und beruht auf einer stationären Modellierung der Sorptionsgleichgewichte und thermodynamischer Bilanzierung. Das Modell zeichnet sich durch die Möglichkeit zur Berücksichtigung sensibler und sorptiver Wärmerückgewinnung aus. Beide Berechnungsmodelle sind mit einem einfachen (NTU-) Wärmeübertragermodell ausgestattet, über das sie in einer Systemsimulation an die externen Fluidströme gekoppelt werden können.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden die Modelle vorgestellt, diskutiert und von anderen Simulationsmodellen abgegrenzt. Sie werden durch die Darstellung berechneter Kennlinien und Kennfelder für die Anwendung in einer Gebäudesimulation charakterisiert.

Durch Vergleich mit Maschinendaten einer marktverfügbaren Adsorptionskältemaschine wird der Detaillierungsgrad des Modells für Adsorptionswärmepumpen und die Anwendbarkeit zur Abbildung marktverfügbarer Maschinen erörtert. Mit dem Modell für Adsorptionswärmepumpen werden Sorptionspaare zum Heizen und Kühlen analysiert und verglichen. Es werden Berechnungen von Jahresnutzungsgraden nach VDI 4650 bei unterschiedlichen Wärmerückgewinnungsgraden ausgewertet.

Die Modelle können dazu dienen, im Entwicklungsprozess von Sorptionswärmepumpen oder angepassten Versorgungssystemen Potentialstudien durchzuführen. Dazu können zunächst Studien der thermodynamischen Randbedingungen mit dem Modell für den thermodynamischen Grenzfall durchgeführt werden und anschließend im Fall von Adsorptionswärmepumpen Studien mit verschiedenen Arbeitspaaren. Dabei kann zykleninterne Wärmerückgewinnung über einen kombinierten Wärmerückgewinnungsgrad berücksichtigt werden und erreichbare Jahresarbeitszahlen in Abhängigkeit der Betriebsrandbedingungen früh im Entwicklungsprozess quantifiziert werden. Es wurde ein Verschaltungskonzept für ein solar unterstütztes, sorptionsbasiertes Solar-Kombi-System konzipiert (*solar supplied evaporator; SSE*), das unter Anwendung der entwickelten Modelle für ein saniertes Wohngebäude evaluiert und mit einem ebenfalls solar unterstützten Referenzsystem mit identisch dimensioniertem Solarkollektorfeld und Solarspeicher verglichen wird. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der sorptionsbasierten Wärmebereitstellung, wobei Systemkombinationen mit unabgedeckten Flach- und abgedeckten PVT-Kollektoren für zwei unterschiedliche Adsorbentien mit Wasser als Kältemittel bei unterschiedlich hohen Wärmerückgewinnungsgraden betrachtet wurden. Es wird untersucht, welchen Beitrag eine Wärmerückgewinnung aus der Abluft des Gebäudes zur Anhebung der Verdampfvorlauftemperatur der Sorptionswärmepumpe leisten könnte.

Abstract

In this thesis, two generic mathematical models for simulation of sorption heat pumps for heating and cooling have been developed and implemented. As these models do not rely on performance data, they enable thermodynamic simulation of sorption heat pumps for which no machine characteristics are available, yet.

The first model qualifies for the simulation of ab- and adsorption heat pumps as it does not rely on material properties. It is based on thermodynamic fundamentals only and is suited for the evaluation of the thermodynamic limit whilst taking into account a so-called Carnot-grade. The second model has been developed specifically for simulation of adsorption heat pumps and is based on a stationary model of the adsorption equilibrium of the working pair and thermodynamic balancing. The distinguished feature of this model is the capability to consider sensible and sorptive heat recovery. Both mathematical models include a simple (NTU-) heat exchanger model, which allows for the coupling with the external fluid circuits.

Whithin the scope of this work, the models are introduced and discussed, in itself and as opposed to other sorption heat pump models available. The models are characterized based on calculated characteristics and characteristic performance maps.

A comparison with characteristics of a market-available adsorption chiller illustrates the level of detail of the model and the applicability when modelling market-available sorption chillers and heat pumps. Using the adsorption heat pump model, working pairs are analyzed and compared. Additionally, annual utilization efficiencies are evaluated in accordance to VDI 4650 by using the adsorption heat pump model at different heat recovery shares.

Both models are especially suited for potential studies, interdependency analysis, and early-stage pre-design of sorption heat pumps and corresponding heating supply systems. They enable studies of governing physical limits using the thermodynamic model. Subsequently, the model for adsorption heat pumps can be used to evaluate different working pairs and to carry out parametric studies, including variation of inter-cycle heat recovery based on a adjustable, combined heat recovery share. In such a process, achievable seasonal performance factors can be quantified in an early development stage, and dependencies regarding operating conditions and parameterization can be identified.

A hydraulic design concept of a solar-supplied, sorption-based solar combi-system for buildings has been developed (*solar supplied evaporator, SSE concept*), and has been evaluated by using the generic models for use with a retrofitted residential building. It is compared to a solar-assisted reference conventional system equipped with an identically sized solar collector field and thermal storage. The focus is on sorption-based heating, and different collector types such as flat-plate and glass-covered PVT-collectors are investigated. Two different working pairs have been studied in this combination and are compared with respect to achievable seasonal performance factors at different given inter-cycle heat recovery shares. It has been investigated to what extent heat recovery from building return air could be implemented to raised evaporator inlet temperatures of the sorption heat pump.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Strömungsmaschinen der Technischen Universität Karlsruhe (TH) und seit 2009 am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi für das mir entgegengebrachte Vertrauen, die Unterstützung auf meinem Forschungsgebiet und die kritische Diskussionsbereitschaft zu meiner Arbeit. Für seine Verlässlichkeit, seine Offenheit und die ermöglichten Einblicke in Forschung und Entwicklung auf dem Gebiet der Strömungsmaschinen bin ich ihm sehr dankbar.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. Hans-Martin Henning danke ich für die Übernahme des Korreferats und die wertvollen Hinweise zu meiner Arbeit. Sein Interesse und sein umfassender Wissenshintergrund auf dem Gebiet der Sorptionswärmepumpen und erneuerbaren Energien haben meine Arbeit sehr bereichert.

Herrn Prof. Dipl.-Ing. Andreas Wagner gilt mein Dank für die Übernahme des Korreferats und hilfreiche Hinweise zu meiner Arbeit. Besonders dankbar bin ich ihm darüber hinaus für die jederzeit ermöglichten Einblicke in die Forschungsaktivitäten des Fachgebiets Bauphysik und Technischer Ausbau. Sein effizienter Führungsstil und von Nachhaltigkeit geprägte Herangehensweise an wissenschaftliche Fragestellungen hat mich stets beeindruckt und motiviert.

Herrn Dr. rer. nat. Ferdinand Schmidt danke ich für das Korreferat meiner Arbeit. Außerdem für den zu jeder Zeit inhaltlich fundierten und produktiven wissenschaftlichen Austausch. Sein unendliches Durchhaltevermögen und seine ansteckende Motivation haben viele Teilerfolge und schließlich den Abschluss dieser Arbeit in erheblichem Maße unterstützt.

Den Kollegen am FSM danke ich herzlich für die freundschaftliche und kooperative Atmosphäre und die stets exzellente Zusammenarbeit. Dasselbe gilt für die Studenten, deren Abschlussarbeiten ich betreuen durfte, was mir sehr viel Freude gemacht hat. Den Kollegen vom Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (ISE) und vom Fachgebiet Bauphysik und Technischer Ausbau am KIT (fbta) möchte ich für die fruchtbare Zusammenarbeit danken.

Zutiefst dankbar bin ich meiner Frau Maike für ihre jahrelange selbstlose Unterstützung. Ihre Toleranz und Rückendeckung haben mir die intensive Arbeit an meiner Dissertation ermöglicht.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	13
1.1	Technische Grundprinzipien	13
1.1.1	Heizen und Kühlen mit Wärme - Sorptionstechnik	14
1.1.2	Sorptionswärmepumpen für Gebäudeanwendungen	16
1.1.3	Technologievergleich elektrische und sorptionsbasierte Wärmepumpen	18
1.2	Entwicklungspotential und Modellentwicklung	26
1.2.1	Modellentwicklung in dieser Arbeit	27
1.2.2	Solarkombi-Konzept für Sorptionswärmepumpen (SSE-Konzept)	28
2	Theoretische Grundlagen	31
2.1	Absorptions- und Adsorptionsprozess	31
2.2	Adsorptions- und Absorptions-Wärmepumpenprozess	34
2.2.1	Absorptions-Wärmepumpenprozess	35
2.2.2	Adsorptions-Wärmepumpenprozess	36
2.2.3	Periodischer Betrieb von Adsorptionswärmepumpen	37
2.2.4	Weitere sorptionsbasierte Verfahren	40
3	Generische Modellierung von Sorptionswärmepumpen zum Heizen und Kühlen	43
3.1	Sorptionswärmepumpen - Modellierung und aktuelle Entwicklungen	44
3.2	Simulationsmodelle für Ab- und Adsorptionswärmepumpen	45
3.2.1	Bilanzmodelle und Hybride Modelle	45
3.2.2	Kennlinien- oder Kennfeld-Modelle	49
3.3	Generische Modelle zum Heizen und Kühlen	53
3.3.1	Generisches Modell für den thermodynamischen Grenzfall (TDG-Modell)	53
3.3.2	Modellierung der Wärmeübertrager	58
3.3.3	Generisches Modell für Adsorptionswärmepumpen (WK-Modell)	65
3.3.4	Kombination des Adsorptionsmodells mit dem TDG - Modell	83
3.4	Einordnung der entwickelten generischen Modelle	87
3.4.1	Evaluation und Vergleich mit Messdaten	88
4	Charakterisierung der Simulationsmodelle für Gebäudeanwendungen	105
4.1	Dimensionierung für die Wärmeübertrager	105
4.2	Berechnung von Kennlinien und Kennfeldern	108
4.2.1	Kennlinien	108
4.2.2	Kennfelder	114
4.3	Berechnung von Norm-Jahresarbeitszahlen nach VDI 4650	120

5	Potentialstudien des SSE-Konzepts mit dem TDG-Modell	123
5.1	Das SSE-Verschaltungskonzept für Sorptionswärmepumpen	124
5.1.1	Hydraulische Verschaltung und Beschreibung der Systemkomponenten	125
5.1.2	Beschreibung des abgebildeten Einzonengebäudes	132
5.1.3	Verwendete Kenngrößen	135
5.2	Potentialabschätzungen für das SSE-Konzept mit dem TDG-Modell	136
5.2.1	Kennzahlen des SSE-Konzepts mit dem TDG-Modell	139
5.2.2	Kollektornutzungsgrade für Flach- und PVT-Kollektoren	141
6	Parameterstudien mit TDG- und WK-Modell	143
6.1	Wärmerückgewinnung aus der Gebäude-Abluft	143
6.2	Vergleich von Jahresarbeitszahlen und solaren Deckungsgraden	148
6.3	Parameterstudien zur Jahresarbeitszahl	152
6.4	Betriebsstatistik und Verteilung von auftretenden Belastungsgraden	154
7	Zusammenfassung	163
A	Anhang	167
A.1	Wärmekurven für Wasser / Z-13X, FAM-Z02, 127B	167
A.2	Wärmekurven zu Heizkennlinien	169
A.3	Zu Heizkennlinien: Massenströme Adsorber	170
A.4	Hinweise zur Implementierung der generischen Simulationsmodelle	171
A.5	Programmparameter und Ein- und Ausgangsvariablen der generischen Modelle	172
A.6	Programmablaufplan TDG-/WK-Modell	176
A.7	Hydraulische Verschaltungen zur Abbildung des SSE-Konzepts in den Simulationen	178
A.8	Virtueller Speicher für entkoppelte Simulationen	182
A.9	Heizen und Kühlen mit elektrischem Strom - Kaltdampfprozess	183
A.10	Hinweise zur Darstellung der Isosterenfelder	184
A.11	Erweiterung des Schichtspeichers / Solarspeichers	185

Symbole und Abkürzungen

Symbol	Einheit	Bedeutung
a_0	[-]	optischer Wirkungsgrad / Konversionsfaktor
a_1	[W/(m ² K)]	linearer Wärmeverlustkoeffizient
a_2	[W/(m ² K ²)]	quadratischer Wärmeverlustkoeffizient
A	[m ²]	(Querschnitts-) Fläche
A	[J/mol]	Adsorptionspotential
Abs		Absorber
AZ	[-]	Arbeitszahl
B	[-]	Dürring-Parameter
C	[J/K]	Wärmekapazität
c	[J/(kg K)]	spez. Wärmekapazität
chk		Prüfung, <i>check</i>
ctrl		Regelung, <i>control</i>
COP	[-]	<i>coefficient of performance</i> , Wärmeverhältnis
d	[J]	vom Stromnetz entnommene Energiemenge (<i>delivered</i>)
D		Drossel, Drosselventil, auch: Desorber
DHW		Brauchwarmwasser, <i>domestic hot water</i>
e	[J]	an Stromnetz abgegebene Energiemenge (<i>exported</i>)
EER	[-]	<i>energy efficiency ratio</i> , Wärmeverhältnis Kühlfall
f_{sav}	[-]	solarer Deckungsgrad
$f_{sav,ext}$	[-]	erweiterter solarer Deckungsgrad
$f_{Teillast}$	[-]	Teillastfaktor
f_p	[-]	Primärenergiefaktor
FK		Flachkollektor
FSC	[-]	<i>fractional solar consumption</i>
g	[J]	Erzeugung (von <i>generated</i>)
g	[J/mol]	Gibbs'sche molare Enthalpie
G	[W/m ²]	Einstrahlung
h	[J/mol]	spez. Enthalpie
H _s	[J/kg]	Brennwert / oberer Heizwert
H _i	[J/kg]	Heizwert / unterer Heizwert
HR		Wärmerückgewinnung, <i>heat recovery</i>
I	[W/m ²]	Strahlungsintensität
JAZ	[-]	Jahresarbeitszahl
k	[W/m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient
KKM		Kompressions-Kältemaschine
Koll.		Kollektor
KWP		Kompressions-Wärmepumpe (el. WP zum Heizen)
l	[J]	Last, <i>load</i>
LMTD		<i>logarithmic mean temperature difference</i>
m	[kg]	Masse

M	[kg/mol]	Molmasse
nr		nicht rückgewinnbar
NTU		<i>number of transfer units</i>
p	[Pa]	Druck
p _s	[Pa]	Sättigungsdampfdruck
P	[W]	Leistung
PV		Photovoltaik
PVT		Photovoltaisch + Thermisch (Kollektoren)
q	[-]	Gütegrad, Carnot-Faktor
Q	[J]	Wärme
\dot{Q}_A	[W]	Ab- oder Adsorberleistung
\dot{Q}_G	[W]	Generatorleistung, Desorberleistung
\dot{Q}_K	[W]	Kondensatorleistung
\dot{Q}_V	[W]	Verdampferleistung
ref		Referenz
R	[J/(mol K)]	ideale Gaskonstante
r		rückgewinnbar
S	[J/K]	Entropie
s	[J/(mol K)]	spez. Entropie
SSE		<i>solar supplied evaporator</i>
STD		Standardabweichung
SWP		Sorptionswärmepumpe zum Heizen o. Kühlen
T	[°C], [K]	Temperatur
\tilde{T}	[°C], [K]	thermodyn. / entropische Mitteltemperatur
TDG		Thermodynamischer Grenzfall
U	[W/(m ² K)]	Wärmeübergangskoeffizient
V	[m ³]	Volumen
W	[J]	Arbeit
W	[m ³ /kg]	spez. adsorbiertes Volumen, <i>adsorption capacity</i>
WK		Wärmekurve(n)
WP		Wärmepumpe
WQ		Wärmequelle
WRG		Wärmerückgewinnung
WÜ		Wärmeübertrager / Wärmetauscher
x	[kg/kg]	relative Beladung (Sorbens)
Zus		zusätzlich

Indizes und Abkürzungen

Symbol	Einheit	Bedeutung
A		Ab- oder Adsorber
AC		Ab- oder Adsorber und Kondensatortemperatur
Ads.		Adsorption, Adsorptionsphase

app.	apparativ (bezogen auf Verrohrungen u. ä.)
aus	Ausgang, aus- oder abgehend
Ausk.	Auskopplung, auskoppelbar
C	Carnot
Des.	Desorption, Desorptionsphase
ein	Eingang, Eintritt, eingehend
el.	elektrisch
ex	Exergie, exergetisch
g	Gas
G	Generator
h	heiß
H	Heizen
hydr.	Hydraulik, hydraulisch
innen	Innenseite, innen
k, c	kalt, <i>cold</i>
K	Kondensator bzw. Kühlen
min.	minimal
max.	maximal
nenn.	Nennwert, z. B. Nennleistung
non-rec	nicht rückgewinnbar
rec	rückgewinnbar
stat	stationär
S	Sorber
th	thermisch
U, Umg	Umgebung
V	Verdampfer, Verdampfung
WÜ-mat.	Wärmeübertragermaterial

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	$[K^{-1}]$	Thermischer Ausdehnungskoeffizient
β	[-]	Verhältnis gesamte / ausgekoppelte Wärme
ϵ	[-]	Wärmeübertragergütegrad, <i>effectiveness</i>
ζ	[-]	Wärmeverhältnis, COP <i>coefficient of performance</i>
η	[-]	Wirkungsgrad, <i>auch</i> : Jahresnutzungsgrad
μ_{WT}	[kg/kg]	Masseverhältnis Wärmeübertrager / Adsorbens
μ_{Fl}	[kg/kg]	Masseverhältnis Wärmeübertrager / Flüssigkeit
ξ	[-]	Wärmerückgewinnungsgrad sensibel oder sorptiv
ρ	$[m^3/kg]$	Massendichte
Φ	[-]	Betriebscharakteristik, engl. <i>effectiveness</i>
χ	[-]	Wärmerückgewinnungsgrad im WK-Modell

1 Einleitung

Wärmepumpen dienen zum Transfer von Wärme zwischen unterschiedlichen Temperaturniveaus, mit einem Wärmestrom von einem niedrigeren zu einem höheren Temperaturniveau. Da dabei Wärme auf niedrigerem Temperaturniveau entzogen und auf höherem Temperaturniveau abgegeben wird, können sie sowohl zum Heizen als auch zum Kühlen verwendet werden. Beim Kühlen stellt der Wärmeentzug auf dem niedrigeren Temperaturniveau die Nutzleistung dar, beim Heizen die Wärmeabgabe auf höherem Temperaturniveau. Im ersten Fall spricht man vom Kühlbetrieb der Wärmepumpe, im zweiten Fall vom Heizbetrieb. Häufig wird bezugnehmend auf die Anwendung zwischen *Wärmepumpen* (Heizfall) und *Kältemaschinen* (Kühlfall) unterschieden. In dieser Arbeit wird in beiden Fällen von einer Wärmepumpe gesprochen, da häufig die Unterscheidung bezüglich der Anwendung zum Heizen oder Kühlen nicht im Mittelpunkt steht.

Der Antrieb von Wärmepumpen erfolgt entweder mechanisch (bei elektrischen Wärmepumpen) oder thermisch (bei Sorptionswärmepumpen). Wird die Wärme zum thermischen Antrieb durch einen Gasbrenner bereitgestellt, spricht man von einer Gaswärmepumpe.

Diese Arbeit ist ein Teil der neu aufgenommenen Forschungsarbeiten zu Wärme- und Kälteversorgungssystemen für Gebäude am Fachgebiet Strömungsmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

Nach einer Einführung zu Sorptionswärmepumpen, einem Marktüberblick und einem Vergleich mit elektrischen Wärmepumpen wird in Kapitel 2 eine Einführung über die Theorie der Ab- und Adsorptionswärmepumpenprozesse gegeben. In Kapitel 3 werden Sorptionswärmepumpenmodelle beschrieben und die in dieser Arbeit entwickelten und später zur Anwendung gebrachten Rechenmodelle beschrieben. In Kapitel 4 findet eine Charakterisierung der Modelle für einen wesentlichen Teil der in den darauf folgenden Kapiteln 5 und 6 auftretenden Betriebszustände statt. Es wird ein neues Solarkombi-Verschaltungssystem (SSE-Konzept) für Sorptionswärmepumpen vorgestellt und es werden Kenngrößen für das SSE-Konzept evaluiert.

In Kapitel 6 werden die beiden entwickelten Modelle in der Analyse von Kennzahlen, die mit dem SSE-Konzept mit beiden Modellen erreicht werden können, analysiert.

Eine Zusammenfassung erfolgt in Kapitel 7.

1.1 Technische Grundprinzipien

Wärmepumpen sind wesentlicher Bestandteil der zur ressourcenschonenden Wärmeversorgung von Gebäuden zur Verfügung stehenden Technologien und ihre Anwendung ist nicht auf Gebäude beschränkt. Wegen des hohen Endenergiebedarfs des Gebäudesektors von ca. 40 % der Endenergie in Deutschland (VDI, 2010) kommen Wärmepumpen hier häufig zum

Einsatz, sowohl in der Sanierung als auch besonders im Neubau (Diefenbach u. a., 2011). Die Geräte haben Nennleistungen im niedrigen Kilowattbereich bis zu mehreren Megawatt. Sorptionswärmepumpen bilden eine Unterkategorie, deren Maschinen einen Sorptionsprozess nutzen, um einen Wärmepumpenprozess zu betreiben.

In diesem Abschnitt sollen die technischen Grundprinzipien für die Wärme- und Kältebereitstellung mit Hilfe von Sorptionswärmepumpen vorgestellt¹ werden.

In der Literatur ist der technische Aufbau von Sorptionswärmepumpen und eine technische Beschreibung in (Recknagel u. a., 2007) zu finden. Eine umfassende Beschreibung von Absorptionswärmepumpen findet man in (Herold u. a., 1996; Ziegler, 1997; Labus, 2011; Ziegler, 2011), von Adsorptionswärmepumpen kompakt in (Gassel, 2005). Ab- und Adsorption hingegen sind in (Brockmann u. a., 2002) beschrieben. Wissenschaftliche und detailliertere Beschreibungen der Grundlagen findet man im *Planungsleitfaden Solare Kühlung*, (Wiemken u. a., 2013a), eine Zusammenstellung aktueller wissenschaftlicher Entwicklungen findet man in (Kühn, 2013).

1.1.1 Heizen und Kühlen mit Wärme - Sorptionstechnik

Als Sorption wird die Anreicherung von Gasen in einer Flüssigkeit (*Absorption*) oder auf einer festen Oberfläche (*Adsorption*) verstanden. Eine Sorptionswärmepumpe ist ein thermodynamischer Apparat, der einen solchen Sorptionsprozess nutzt, um einen Wärmepumpenprozess zu betreiben. Dazu weisen die Geräte in der Regel² hydraulische Anschlüsse auf, die 4 Wärmeübertrager an 3 externe Temperaturniveaus koppeln, meist mit Wasser als Wärmeträgerfluid. Bei den 4 Wärmeübertragern handelt es sich um den Generator³ (höchstes Temperaturniveau), den Verdampfer (niedrigstes Temperaturniveau) und die beiden Komponenten Sorber (Absorber oder Adsorber, je nach Technologie, vgl. Kapitel 2) und Kondensator (beide auf dem mittleren Temperaturniveau). An Generator und Verdampfer wird Wärme aufgenommen, an Sorber und Kondensator Wärme abgegeben (siehe Abbildung 1.1).

Je nach Nutzung stellt der am Verdampfer aufgenommene Wärmestrom die Kühlleistung, bzw. im anderen Anwendungsfall die Summe der abgegebenen Wärmeströme an Sorber und Kondensator die Heizleistung dar. Bei der am Generator aufgenommenen Wärme spricht man oft von der Antriebswärme, da sie zur Regeneration und damit zum dauerhaften Unterhalt (Antrieb) des Prozesses benötigt wird (siehe auch Abschnitt 2).

Die Wärme- und Stoffbilanz ist beim Heizen wie beim Kühlen unter den vier Wärmeströmen erfüllt⁴. Das Verhältnis zwischen den Wärmeströmen am Generator, Verdampfer und der Wärmeabgabe über Sorber und Kondensator ist ein Maß für die Betriebseffizienz des Apparats. Um dies zu

¹Der verbreitete und häufig bekannte Kaldampfprozess zur Wärme- und Kälteerzeugung mit elektrischen Wärmepumpen wird im Anhang in Abschnitt A.9 kurz beschrieben.

²Es gibt auch Geräte, bei denen die Ankopplung direkt über einen Wärmeübertrager an die Umgebungsluft erfolgt, wodurch auf einen hydraulischen Kreis verzichtet werden kann.

³Im Falle der Adsorption spricht man hier vom Desorber, wobei es sich um den Adsorber in der Desorptionsphase handelt. In dieser Arbeit steht der Index *G* verallgemeinert für den Generator, womit im Falle der Adsorption der Desorber gemeint ist. Im Zusammenhang mit dem in beiden entwickelten Wärmepumpenmodellen zum Einsatz kommenden Wärmeübertragermodell, bei der Angabe von Parametern und wenn nötig in Abbildungen wird vereinfachend allgemein nur vom Generator statt im Falle der Adsorption speziell vom Desorber gesprochen.

⁴In dieser theoretischen Beschreibung wird von Verlustfreiheit ausgegangen.

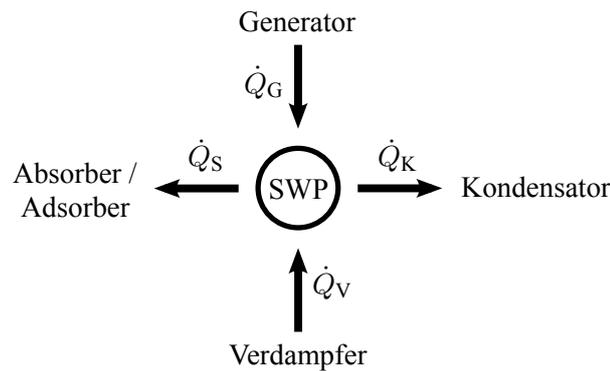


Abbildung 1.1: Vereinfachtes Wärmebilanz-Schema für Sorptionswärmepumpen

quantifizieren bildet man das *Wärmeverhältnis* aus den Wärmen, bzw. den sog. „COP“ ζ (Leistungszahl, *coefficient of performance*) für Kühlen

$$\zeta_K = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_G} = \text{COP}_K^{\text{therm}} \quad (1.1)$$

und für Heizen

$$\zeta_H = \frac{\dot{Q}_S + \dot{Q}_K}{\dot{Q}_G} = \text{COP}_H^{\text{therm}}. \quad (1.2)$$

Die Anwesenheit des Sorbens hat eine Verringerung des Gleichgewichtsdampfdrucks des Kältemittels zur Folge, was mit einer Verringerung des Gesamtdrucks, wie auf der Saugseite des Kompressors in einer elektrischen Wärmepumpe, identifiziert werden kann. Vereinfacht gesprochen wird der Kompressor einer elektrischen Wärmepumpe durch einen Reaktor (aus Ab- oder Adsorber und Generator) ersetzt, in dem ein Kältemittel an ein Sorbens gebunden und wieder gelöst werden kann, so dass ein kontinuierlicher Prozess aus räumlich getrennter Verdampfung und Kondensation betrieben werden kann. Dieses erzwungene Verdampfen unter Aufnahme der erforderlichen Verdampfungsenthalpie ermöglicht die Kältebereitstellung bzw. Wärmeaufnahme am Verdampfer. Die Wärme, die dadurch am Sorber und Kondensator bei der Sorption anfällt, muss im Kühlfall abgegeben werden oder kann im Heizfall als Nutzwärme verwendet werden. Das Sorbens bzw. der Adsorber müssen immer wieder im (oder als) Generator regeneriert werden. Diese thermodynamischen Prozesse werden im Hinblick auf die Wärmepumpenanwendung in Kapitel 2 vertieft.

Die verbreitetste Anwendung von Sorptionswärmepumpen ist die wärmegetriebene Kühlung bzw. Klimatisierung. Es existieren aber auch Heiz- und Kühlanwendungen im Bereich der verarbeitenden Industrie, Heizung und Kühlung mit Abwärme auf Schiffen oder Eisenbahnen oder alle denkbaren Anwendungen im Bereich der Heizung, bei denen eine Wärmequelle relativ hoher Temperatur (zum Beispiel aus einem industriellen Prozess) effizienter genutzt werden kann, wenn mit Hilfe einer Wärmepumpe Niedertemperaturwärme aus einer zweiten Quelle zusätzlich aufgenommen werden kann.

1.1.2 Sorptionswärmepumpen für Gebäudeanwendungen

Bei den meisten derzeit marktverfügbaren Sorptionswärmepumpen handelt es sich um Kältemaschinen. Neben Anwendungen im großen Leistungsbereich werden Sorptionskältemaschinen im kleinen Leistungsbereich zur Anwendung in Gebäuden mit *solarer Kühlung* oder *solarer Klimatisierung* in Verbindung gebracht, obwohl auch andere Möglichkeiten zur Antriebswärmebereitstellung bestehen, zum Beispiel Nutzung von industrieller Abwärme, Fernwärme oder Betrieb mit Gasfeuerung.

Im Bereich der sorptionsbasierten, geschlossenen solaren Kühlung⁵ spielen zum Erreichen von Kosteneinsparungen gegenüber elektrischen Alternativen derzeit vergleichsweise hohe Anschaffungskosten, der Energiebedarf und die Betriebskosten für die Rückkühlung, sowie ein grundsätzlich erforderliches geeignetes Lastprofil eine wesentliche Rolle (Wiemken u. a., 2013b). Dies führt dazu, dass es sich bei der geschlossenen solaren Kühlung noch immer um eine Nischenanwendung handelt.

Im Vergleich mit elektrischen Alternativen weisen Sorptionswärmepumpen beim Kühlen den Nachteil auf, größere Wärmemengen an die primärenergetisch aufwändige und in der Gesamtbilanz teure Rückkühlung abgeben zu müssen. Bei der sorptionsbasierten Heizung tritt diese Problematik nicht auf, da die Antriebswärme auf niedrigerem (dem mittleren) Temperaturniveau als Nutzwärme abgeführt wird, während am Verdampfer Wärme aufgenommen wird. Hierbei kann es sich um Niedertemperaturwärme von einer Erdwärmesonde, einem Erdkollektor, Brunnen oder auch solar bereitgestellte Niedertemperaturwärme handeln. Im Heizfall könnte die Verwendung von Wärme als Antriebsenergie und die verhältnismäßig moderate Wärmeaufnahme am Verdampfer einen entscheidenden Vorteil im Vergleich zur elektrischen Wärmepumpe schaffen, da bei Nichtverfügbarkeit von Verdampferwärme nicht mit elektrischem Strom geheizt werden muss und die Niedertemperaturquelle für den Verdampfer vergleichsweise kompakt dimensioniert werden könnte.

Hinsichtlich solarer Unterstützung beim Heizen oder Kühlen besteht ein wesentlicher Unterschied außerdem in der Exergienutzung. Beim Kühlen mit solarthermischem Antrieb bei einer Temperatur T_{Koll} kann nur der Exergieanteil der gewonnenen Wärme

$$Q_{ex} = \eta_C \cdot Q_{ges.} \quad \text{mit} \quad (1.3)$$

$$\eta_C = 1 - \frac{T_U}{T_{Koll.}} \quad (1.4)$$

verwendet werden, da nur dieser Anteil in Arbeit umgewandelt werden kann und so einen thermodynamischen Prozess zur Kühlung antreiben kann. Der Exergieertrag thermischer Solarkollektoren ist im Vergleich zum dem von Photovoltaik-Modulen jedoch so niedrig, dass auch der wesentlich höhere energetische Wirkungsgrad dies nicht kompensieren kann (Fujisawa u. Tani, 1997; Torio u. a., 2009). Aus thermodynamischer

⁵Im Gegensatz zu offenen Prozessen, bei denen eine direkte Zuluftbehandlung erfolgt, wird bei geschlossenen Prozessen ein Kältemittel maschinenintern verdampft und entzieht dabei über einen Wärmeübertrager einem äußeren Kältekreis Wärme. Die Verfahren sind z. B. in (Wiemken u. a., 2013a) gegenübergestellt.

Sicht entsteht dadurch bereits ein Vorteil im Kühlfall für elektrische Alternativen, zumindest wenn der Aspekt der Zwischenspeicherung beider Antriebsenergien außer Acht gelassen wird.

Anders als für die Kühlanwendung drängt sich für die Heizanwendung eine solare Bereitstellung der Antriebswärme nicht unmittelbar auf, da hohe solare Einstrahlung und hohe Heizlasten im Jahres-Angebots- bzw. Bedarfsprofil nicht mit hoher Deckung zeitlich zusammenfallen.

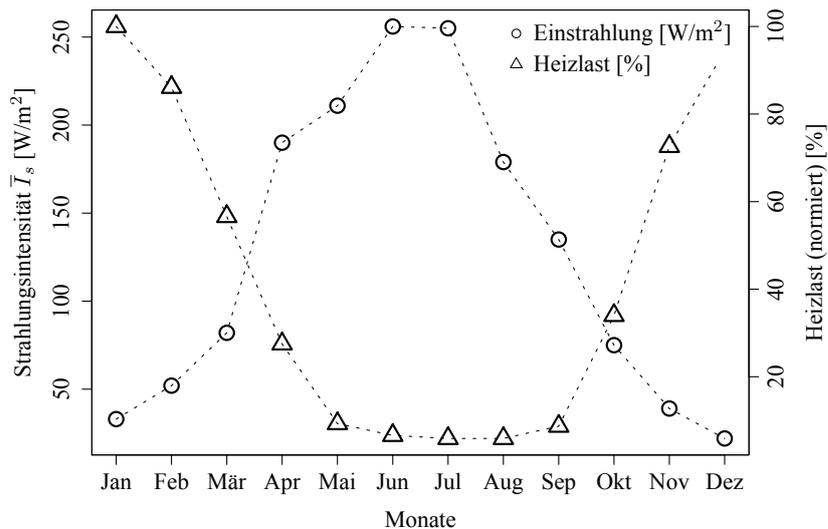


Abbildung 1.2: Vergleich der mittleren Einstrahlung (Referenzdaten für Deutschland gem. DIN 18599 (2012), auf horizontale Fläche) und des prozentualen Heizwärmebedarfs des Einzonen-Wohngebäudemodells wie in Abschnitt 5.2, Tabelle 5.2

Abbildung 1.2 zeigt Einstrahlungsdaten nach DIN 18599 und das monatlich aufgelöste Heizlastprofil (ohne Brauchwarmwasser) des weiter unten in dieser Arbeit zugrundegelegten Wohngebäude-Modells. Die Antriebswärme muss während der Heizperiode zumindest zu einem hohen Anteil aus einer anderen Quelle bereitgestellt werden, wie zum Beispiel aus Ab-, Fernwärme oder mittels eines Gas- oder Öl-Brennwertkessels.

In der vorliegenden Arbeit wird aus diesen Gründen bewusst höheres Gewicht auf die Wärmepumpenanwendung zum Heizen gelegt, wenn auch in der Vorbereitung Potentialabschätzungen für Solare Kühlung (Hartmann u. a., 2011) und u. a. das Projekt EvaSolK⁶ (Wiemken u. a., 2013b) eine große Rolle gespielt haben.

⁶Vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit (BMU) gefördertes Forschungsprojekt, Jun. 2010 bis Dez. 2012, FKZ 0325966A,B,C.

Sorptionswärmepumpen in der Sanierung von Wohngebäuden

Die von der Bundesregierung angestrebte Primärenergieeinsparung für die Raumwärmeerzeugung in Gebäuden von mind. 20 % bis 2020 und mind. 80 % bis 2050 ([Bundesregierung der Bundesrepublik Deutschland, 2010](#))⁷ schafft zwar einen großen Markt für primärenergiesparende Wärmepumpenkonzepte, erfordert jedoch auch die Weiterentwicklung geeigneter Sorptionswärmepumpen und Wärmebereitstellungssysteme für Gebäude, wenn die Hersteller sich in diesem vielversprechenden und langfristig bestehenden Marktbereich etablieren wollen⁸.

Anders als Neubauten, stellen sanierte Wohngebäude oftmals eine Herausforderung im Bezug auf Konzeptionierung und Auswahl eines geeigneten Versorgungskonzepts dar, da Randbedingungen bestehen, die in der Planungsphase eines Neubaus angepasst werden könnten. So könnte z. B. eine Einschränkung sein, dass bei einer Sanierung die vorhandenen Heizkörper beibehalten werden sollen, statt mit hohem Aufwand nachträglich im Rahmen der Sanierung Flächenheizungen zu verbauen und dass das Wärmebereitstellungssystem das bestehende Wärmeübergabesystem weiternutzen soll. Damit einher gehen gegenüber einem Flächenheizsystem höhere erforderliche Heizungsvorlauftemperaturen.

Das in dieser Arbeit vorgeschlagene Verschaltungskonzept (*SSE-Konzept*) könnte für derartige Anwendungen geeignet sein und es wird deshalb bei den Parameterstudien mit den generischen Modellen von einem solchen Anwendungsfall ausgegangen.

1.1.3 Technologievergleich elektrische und sorptionsbasierte Wärmepumpen

Beim Technologievergleich elektrischer Wärmepumpen mit Sorptionswärmepumpen unterscheiden sich diese für den Nutzer zunächst in der Form der verwendeten Antriebsenergie. Beide Wärmepumpentypen können prinzipiell aus erneuerbaren Quellen versorgt werden, wobei sich die Bereitstellung und die dabei relevant werdenden Nebenbedingungen erheblich unterscheiden.

Für elektrische Wärmepumpen kommt eine teilweise erneuerbare Versorgung des Kompressors als größtem elektrischen Verbraucher aus dem elektrischen Stromnetz in Frage, das bis 2020 einen erneuerbaren Anteil von im Mittel 35 % beinhalten soll ([BMU, 2013](#)), aber auch eine Zusatzversorgung mit einer lokal installierten Photovoltaikanlage. Besonders im Heizbetrieb stellt die Notwendigkeit zur Speicherung elektrischer Energie dann jedoch wegen der Antizyklizität der solaren Einstrahlung und der anfallenden Wärmelast bei Gebäuden ein schwierig effizient zu lösendes Problem dar. Bei Versorgung aus dem elektrischen Netz ist unklar, ob eine flächendeckende Verbreitung von elektrischen Wärmepumpen volkswirtschaftlich sinnvoll ist, da ohne lokale Zwischenspeicherung elektrischer Energie die Kapazitätsgrenze des Stromnetzes zeitweise überschritten werden könnte, so dass sich zu Spitzenlastzeiten die Versorgungssicherheit verringern könnte⁹. Des Weiteren ist zu beachten, dass elektrische Wärmepumpen sehr hohe

⁷Die Sanierungsrate von Gebäuden soll außerdem von 1 % auf 2 % pro Jahr verdoppelt werden.

⁸Die europäische Union fördert im Rahmen des 7. Rahmenprogramms FP7 mit dem Projekt „Heat4U“-*Gas Absorption Heat Pumps solutions for existing residential buildings*-ein Projekt für Gas-Absorptionswärmepumpen.

⁹Während einer anhaltenden Kälteperiode wurden im Jahr 2012 in Frankreich regelmäßig und dauerhaft mehr als 100 GW Strom verbraucht (Peak-Last 2001 und 2002: ca. 80 GW, seither kontinuierlich angestiegen auf > 100 GW an Wintertagen), weshalb der Betreiber des französischen Stromnetzes dem Ausbau des Netzes zur Gewährleistung der Versorgungssicherheit besonders hohe Priorität einräumt ([Réseau de transport d'électricité, 2012](#)).

Jahresarbeitszahlen erzielen müssen, um primärenergetisch hohe Effizienz aufzuweisen, wenn die Versorgung aus dem elektrischen Netz erfolgt - dies ist besonders im Winter der Fall, wenn der Netzstrom durch einen überdurchschnittlichen Anteil nicht erneuerbarer Energieträger bereitgestellt werden muss¹⁰.

Sorptionswärmepumpen hingegen werden durch Wärme angetrieben, benötigen jedoch zusätzlich einen Anteil elektrischer Hilfsenergie für den Betrieb von Pumpen, Reglern und Ventilen. Die elektrische Versorgung erfordert hier etwa eine Größenordnung weniger Energie als der Antrieb von elektrischen Wärmepumpen mit Kompressor.

Die Bereitstellung von Wärme am Verdampfer der Sorptionswärmepumpe kann u. a. durch thermische Solarkollektoren oder durch Hybridkollektoren zur kombinierten Bereitstellung von thermischer und elektrischer Energie (PVT-Kollektoren) erfolgen (vgl. Abschnitt 5.2).

Kommen Solarkollektoren zum Einsatz und wird ein thermischer Solarspeicher verwendet, müssen bei einem solchen System die Pumpstrombedarfe des Solarsystems analog zum Strombedarf einer elektrischen Wärmepumpe zusätzlich bilanziert werden.

Beide Wärmepumpentypen - elektrisch oder thermisch angetrieben - können Kernbestandteile einer Wärme- und Kälteversorgung für Gebäude, technische Prozesse und andere Anwendungsbereiche sein. Das bestgeeignete Versorgungskonzept ist abhängig von den Randbedingungen und Möglichkeiten im Einzelfall und von den zugrundegelegten Bewertungsgrößen. In der Technologiekonkurrenz zwischen elektrischen und sorptionsbasierten Alternativen besteht derzeit wegen der Kostenstruktur, insbesondere wegen der Initialkosten (Wiemken u. a., 2013b) ein Vorteil für die Kompressionswärmepumpen, wenn wirtschaftliche Kosten als einziges oder wesentliches Kriterium zugrundegelegt werden.

Werden neben den wirtschaftlichen Kosten weitere Kriterien bei einem Technologievergleich berücksichtigt, ist nicht klar beantwortbar, welche der beiden Technologien sich gegenüber der anderen langfristig durchsetzen können wird. Es liegt dann möglicherweise nahe, dass beide Wärmepumpentypen langfristig am Markt existieren könnten.

Sorptionswärmepumpen weisen verglichen mit elektrischen Wärmepumpen eine geringe Verbreitung auf dem Markt für Gebäudeenergiesysteme auf. Sorptionswärmepumpen werden bisher vor allem zur Kühlung im höheren Leistungsbereich eingesetzt. Im kleinen Leistungsbereich unterhalb ca. 50-100 kW gibt es nur wenige in Serienproduktion hergestellte Maschinen von einer überschaubaren Anzahl Hersteller, weitere werden in Einzelproduktion manuell gefertigt, was mit entsprechend hohen Produktionskosten verbunden ist. Auf marktverfügbare Sorptionswärmepumpen für den kleinen Leistungsbereich wird weiter unten in diesem Abschnitt nochmals eingegangen.

Elektrische Wärmepumpen sind sowohl zum Heizen als auch zum Kühlen verbreitet, was vor allem durch die geringeren Anschaffungskosten begründet ist. Dazu kommt ein weit fortgeschrittener Entwicklungsstand und etablierte Massenproduktion, die eine hohe Kosteneffizienz für den Nutzer von elektrischen Wärmepumpen zur Folge haben kann, insbesondere wenn keine unmittelbar passende sorptionsbasierte Technologiealternative im

¹⁰Im Winter kann ein hoher Anteil an Strom aus Windenergie zumindest regional diesen Effekt kompensieren.

entsprechenden Leistungsbereich zur Verfügung steht und der primärenergetische Verbrauch und langfristige Betriebskosten gegenüber den kurzfristig anfallenden Kapitalkosten eine untergeordnete Rolle für die Technologieentscheidung spielen.

Die Bewertungsgröße Arbeitszahl

Im externen Bilanzraum des Wärmeversorgungssystems erscheint die Arbeitsweise von elektrischen Wärmepumpen und Sorptionswärmepumpen zum Heizen sehr ähnlich, der Prozess der Aufnahme von Niedertemperaturwärme am Verdampfer zusätzlich zur umgesetzten Antriebsenergie wird lediglich im ersteren Fall elektrisch angetrieben, im letzteren Fall thermisch. Beide Wärmepumpentypen können unabhängig voneinander hinsichtlich ihrer Effizienz über einen Zeitraum von t_1 bis t_2 anhand der sog. Arbeitszahl bewertet werden, über den Zeitraum eines Jahres spricht man von der Jahresarbeitszahl. Für elektrische Wärmepumpen definiert man die Arbeitszahl

$$AZ_{\text{el.}} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{\text{H/K}} dt}{\int_{t_1}^{t_2} P_{\text{el.}} dt} \quad (1.5)$$

und entsprechend die Jahresarbeitszahl über ein Jahr (mit $t_2 = t_1 + 8760$ Stunden)

$$JAZ_{\text{el.}} = \frac{Q_{\text{H/K}}}{W_{\text{el.}}} \quad (1.6)$$

Zur Angabe der Jahresarbeitszahl gehört immer eine Angabe der Systemgrenze, bis zu der elektrische Verbräuche bei der Berechnung der Jahresarbeitszahl berücksichtigt werden. Meist wird nur über die Wärmepumpe selbst bilanziert, bei der Bewertung eines Gesamtsystems kann es jedoch wichtig sein, sekundäre Verbraucher wie Pumpen der externen Kreise miteinzubeziehen (Kalz, 2009), wenn sich die Systeme sonst diesbezüglich unterscheiden.

Im Projekt WP-Effizienz (Miara u. a., 2011), für das in großen Feldtests tatsächlich installierte Wärmepumpensysteme untersucht wurden, wurde für installierte Luft-Wasser-Wärmepumpen in Bestandsgebäuden eine mittlere Jahresarbeitszahl von 2,9 ermittelt, wobei die Werte von Anlage zu Anlage teils erheblich abweichen. Je nach lokalem und aktuellem Primärenergiefaktor¹¹ des verbrauchten Stroms beträgt die mittlere mit der Jahresarbeitszahl gebildete Primärenergieeffizienz

$$\eta_{\text{PE}} = \frac{JAZ}{f_{\text{P}}} \quad (1.7)$$

von Luft-Wasser-Wärmepumpen also bis ca. 1,7, während die von erdreichgekoppelten elektrischen Wärmepumpen wesentlich besser liegt. Für diese Gruppe von elektrischen

¹¹Nach der Energieeinsparverordnung EnEV 2009 wurde bis Mai 2014 ein Primärenergiefaktor von 2,6 zugrundegelegt. Nach der Novelle der EnEV zum 1. Mai 2014 wird dieser bis 2016 auf 1,8 abgesenkt, auf Grund des wachsenden Anteils erneuerbarer Energieträger zur Versorgung des deutschen Stromnetzes. International kann der Strommix in den Stromnetzen vor Ort weit davon abweichen, so dass in dieser Arbeit zusätzlich auch Werte mit höheren Primärenergiefaktoren wie nach EnEV 2009 berechnet werden. Zusätzlich schwankt der Anteil aus erneuerbaren Energiequellen erzeugten Stroms im Stromnetz jahreszeitabhängig (OpenEI, 2011, Daten für USA).

Wärmepumpen wurde in WP-Effizienz¹² eine mittlere Jahresarbeitszahl von 3,9 ermittelt, so dass die Primärenergieeffizienz hier sicher weit über 1,5 bis über 2 liegt. Hocheffiziente elektrische Wärmepumpensysteme wie zum Beispiel Solaera (Leibfried, 2011, Consolar Solare Energiesysteme GmbH), die mit zusätzlichen Speichern und solarer Unterstützung betrieben werden, erreichen hohe Jahresarbeitszahlen auch ohne Erdwärmenutzung, greifen dann aber auf die Nutzung einer oder mehrerer unterschiedlicher Niedertemperaturwärmequellen zurück, im Falle von Solaera zum Beispiel auf Außenluft und solar erwärmtes Warmwasser.

Die Leistungseffizienz von elektrischen Wärmepumpen wird über den sog. COP

$$\text{COP}_H^{\text{el}} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_{\text{el}}}, \quad (1.8)$$

(H für Heizen) charakterisiert, vgl. Abschnitt A.9 im Anhang. Die COPs elektrischer Wärmepumpen hängen von den zum Einsatz kommenden Wärmequellen, den damit verbundenen Quellentemperaturen und den erforderlichen Vorlauftemperaturen des bedienten Heizsystems ab. Tabelle 1.1 zeigt eine Zusammenstellung von Minimal- und Maximalwerten aus DIN 18599-5:2012-11. Dabei wurden nur die Werte für ab 2010 produzierte Wärmepumpen berücksichtigt, obwohl die Norm weitere Angaben für frühere Produktionsdaten enthält. Zur Anwendung der Kennwerte aus der Norm sind ggf. je nach Übertragungssystem Korrekturfaktoren zu berücksichtigen, die hier nicht angegeben werden. Dasselbe gilt für Teillastfaktoren, in Tabelle 1.1 sind lediglich die Nominal-COPs angegeben.

Im Vergleich mit den COPs, die von Sorptionswärmepumpen beim Heizen und Kühlen erreicht werden (vgl. Henninger u. a. (2011) und Tabelle 1.2, Definition nach Gleichungen 1.1 und 1.2), erscheinen diese Werte sehr hoch, was daher rührt, dass die COPs für elektrische und thermisch angetriebene Wärmepumpen unterschiedlich gebildet werden (vgl. Gleichungen 1.2 und 1.8). Während elektrische Wärmepumpen mit Strom angetrieben werden, d. h. mit reiner Exergie, wird bei Sorptionswärmepumpen Wärme geringeren Exergieinhalts zum Antrieb verwendet.

Ein angemessener Vergleich wird möglich, indem man den Primärenergieaufwand zum Betrieb beider Wärmepumpentypen vergleicht. Dazu bildet man zunächst die thermische Arbeitszahl (auch *Nutzungsgrad*), mit H für *Heizen* und K für *Kühlen*

$$\text{AZ}_{\text{therm}} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{H/K} dt}{\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_G dt} \quad (1.9)$$

bzw. die Jahresarbeitszahl (thermisch)

$$\text{JAZ}_{\text{therm}} = \frac{Q_{H/K}}{Q_G}, \quad (1.10)$$

¹²Im Rahmen der Mitarbeit am Projekt EvaSolK wurde dafür u. a. ein Rechenmodell für elektrische Wärmepumpen nach DIN 18599-5:2012-11 für TRNSYS entwickelt und implementiert. Neben den in der Norm angegebenen Leistungszahlen kann das Modell in einem zweiten Modus so konfiguriert werden, dass eine Anpassung zum Erreichen vergleichbarer Jahresarbeitszahlen wie in Miara u. a., 2011 möglich ist.

¹³Nach (Miara u. a., 2011) werden die hohen COPs der Wasser-Wasser-Wärmepumpen in der Jahresarbeitszahl stark vom elektrischen Strombedarf der Wasserpumpe auf der Quellenseite beeinflusst, deren energetischer Anteil am elektrischen Gesamt-Strombedarf bis über 15 % betragen kann.

Umwelt- wärmequelle	Quellen- temperatur [° C]	Vorlauf- temperatur Hzg. [° C]	COP [-]	PE-Eff. ($f_p = 2, 6$) [-]	PE-Eff. ($f_p = 1, 8$) [-]
Luft	-7	35	2,8	1,1	1,6
Luft	+7	35	3,8	1,5	2,1
Luft	-7	55	1,9	0,7	1,1
Luft	+7	55	2,6	1,0	1,4
Sole	-5	35	3,7	1,4	2,1
Sole	+5	35	4,9	1,9	2,7
Sole	-5	55	2,2	0,8	1,2
Sole	+5	55	2,9	1,1	1,6
Wasser ¹³	+10	35	5,5	2,1	3,1
Wasser	+15	35	6,0	2,3	3,3
Wasser	+10	55	3,2	1,2	1,8
Wasser	+15	55	3,5	1,3	1,9

Tabelle 1.1: Auswahl typischer und für Berechnungen ansetzbare COPs (Definition in A.9) elektrischer Wärmepumpen nach DIN 18599-5:2012-11 (Spalte 1-4). In den beiden rechten Spalten wurden Primärenergieeffizienzen berechnet, mit Primärenergiefaktoren von 2,6 (EnEV 2009) und 1,8 (EnEV 2014).

bzw. die Jahresheizzahl

$$JAZ_{HZ} = \frac{Q_{H/K}}{Q_G + W_{el.}}, \quad (1.11)$$

bei der der elektrische Verbrauch der Sorptionswärmepumpe mitbilanziert wird¹⁴. Diese Jahresarbeitszahlen können dann primärenergiebezogen mit der Jahresarbeitszahl von elektrischen Wärmepumpen verglichen werden¹⁵. Um die primärenergiebezogene Jahresarbeitszahl zu bilden, werden die Antriebswärmern durch den Primärenergiefaktor der benötigten Antriebsenergie dividiert.

$$JAZ_{PE} = \frac{JAZ}{f_{PE}} \quad (1.12)$$

Die für den Strommix in Deutschland zugrundezulegenden Primärenergiefaktoren sind in der EnEV¹⁶ festgelegt und betragen nach der ausgelaufenen Version (EnEV 2009) für Strom 2,6 und nach der im Mai 2014 in Kraft getretenen Novelle 2014 (EnEV 2014) für Strom 2,4 und ab 1. Januar 2016 1,8. Es ist zu beachten, dass die Primärenergiefaktoren als Jahresmittelwerte angegeben werden. Wegen des geringeren Anteils an erneuerbar erzeugtem Strom im Winter dürfte der tatsächliche Primärenergiefaktor für Strom während der Heizperiode auch in

¹⁴Zwar nicht falsch, aber dennoch unverhältnismäßig erscheint an dieser Definition, dass im Nenner Wärmeenergie und elektrische Energie trotz ihrer exergetischen Unterschiedlichkeit gleich gewichtet werden. Für einen Vergleich des Primärenergieaufwands anhand der Jahresheizzahl müssen beide Energieformen separat mit dem entsprechenden Primärenergiefaktor umgerechnet werden.

¹⁵Bildet man für Sorptionswärmepumpen die elektrische Jahresarbeitszahl, indem man die Generatorwärme nicht mitbilanziert und wie bei der elektrischen Wärmepumpe nur den Strombedarf, erhält man für Sorptionswärmepumpen elektrische COPs > 10.

¹⁶Energieeinsparverordnung

Deutschland signifikant über den angegebenen Faktoren liegen.

Wird die Heizungswärme durch einen Gasbrenner oder eine Gaswärmepumpe bereitgestellt, ist der dazu erforderliche Endenergiebedarf laut EnEV mit einem Primärenergiefaktor von 1,1 zu berücksichtigen. Meunier (2013) kommt zu dem Schluss, dass Adsorptionswärmepumpen bezogen auf den Primärenergieverbrauch mindestens mit konventioneller Gas-Brennwerttechnik konkurrieren können, wenn nicht sogar diese weit übertreffen können. Für in (Brockmann u. a., 2002) angegebene Jahresarbeitszahlen von 3,3 für die elektrische Wärmepumpe und 1,33 für die Gaswärmepumpe¹⁷ erhält man also primärenergiebezogene Jahresarbeitszahlen von 1,27 (PE-Faktor von 2,6) bzw. 1,375 (PE-Faktor von 2,4) und 1,83 (PE-Faktor von 1,8). Die Gaswärmepumpe kommt auf 1,21, d. h. primärenergiebezogen liegen beide Wärmepumpensysteme für die höheren Primärenergiefaktoren im selben Bereich, wobei es sich bei den hier verwendeten Beispielen für den COP um einen relativ hohen Wert für die elektrische Wärmepumpe (vgl. Werte in (Miara u. a., 2011)) und einen relativ niedrigen Wert für die Gas-Absorptionswärmepumpe handelt. Weiter ist zu berücksichtigen, dass bei den Gaswärmepumpen zum aktuellen Zeitpunkt das größere Entwicklungspotential bestehen dürfte und Hersteller bereits jetzt höhere Jahresarbeitszahlen für ihre aktuell produzierten Geräte angeben (zum Beispiel Vaillant Zeotherm 1,35 (Feddeck u. Meyer, 2005), Robur 1,49 (Robur GmbH, 2013)). In einem von Vaillant veröffentlichten Vergleich wird angegeben, dass die Sorptionswärmepumpe bei einer Jahresarbeitszahl von 1,4 bereits ca. 45 % Primärenergie gegenüber einer elektrischen Wärmepumpe¹⁸ einsparen können soll (Vaillant Deutschland GmbH & Co. KG, 2014).

In einem weiteren Bilanzraum als beim Bezug ausschließlich auf das Gebäude können weitere Kenngrößen entscheidend zur Bewertung beider Technologien beitragen. Beide Wärmepumpentechnologien unterscheiden sich wesentlich im elektrischen Strombedarf und damit in der Wechselwirkung mit dem elektrischen Netz. Der *grid interaction index* (vereinfacht für nur einen Energieträger nach (Sartori u. a., 2012), siehe auch (Voss u. a., 2010))

$$f_{\text{grid}} = \text{STD} \left[\frac{e(t) - d(t)}{|\max[e(t) - d(t)]|} \right], \text{ bzw. } f_{\text{grid}} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum \left(\frac{e(t) - d(t)}{|\max[e(t) - d(t)]|} \right)^2} \quad (1.13)$$

mit n als der Anzahl der betrachteten diskreten Wertepaare $e(t)$ und $d(t)$, quantifiziert die Interaktion eines Versorgungssystems mit dem elektrischen Netz. Dabei wird von der Annahme ausgegangen, dass eine minimale Interaktion (d. h. keine Einspeisung und keine Entnahme) die geringsten Folgekosten für eine kontinuierliche und störungsfreie elektrische Energieversorgung verursacht und deshalb zu bevorzugen ist. In (Wiemken u. a., 2013b) wird eine ähnliche Definition verwendet, die allerdings anstatt auf das Maximum im Nenner in Gleichung 1.13 auf dessen Mittelwert bezogen wird.

¹⁷Die Jahresarbeitszahl wird bei der Installation eines Gaswärmepumpensystems als Förderkriterium herangezogen. Eine Förderung ist in Deutschland ab einer Jahresarbeitszahl von 1,3 möglich (BAFA, 2012).

¹⁸Annahme: $JAZ_{\text{el}} = 4.0$

Für Gebäude mit Eigenenergieerzeugung quantifiziert der *load match index* (vereinfacht für nur einen Energieträger nach (Sartori u. a., 2012), siehe auch (Voss u. a., 2010))

$$f_{\text{load}} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{\text{Jahr}} \min \left[1, \frac{g(t)}{l(t)} \right], \quad (1.14)$$

das Verhältnis von produziertem zu benötigtem Strom, mit N für die Anzahl der betrachteten Zeitabschnitte. Der *load match index* setzt den vor Ort produzierten Strom und anfallende Lasten ins Verhältnis. Der *load match index* ist niedrig, wenn die Stromproduktion wesentlich niedriger ist als der Strombezug, da in diesem Fall eine geringe Deckung des Eigenbedarfs erreicht wird. Damit gibt er indirekt eine Information über die verbleibende, erforderliche Wechselwirkung mit dem elektrischen Netz zur Strombedarfsdeckung, bzw. quantifiziert die Höhe des Eigenstromverbrauchs bilanziell in einem vorzugebenden Zeitraum.

Die beiden Größen kommen in dieser Arbeit nicht zur Anwendung, spielen jedoch im Rahmen des Technologievergleichs eine wichtige Rolle, da sie zur Charakterisierung eines Versorgungssystems mit elektrischer Wärmepumpe in Bezug auf die Wechselwirkung mit dem elektrischen Versorgungsnetz herangezogen werden können. Die Kopplung von Sorptionswärmepumpen mit dem Stromnetz kann generell als vergleichsweise schwach angenommen werden (siehe elektr. Leistungsaufnahmen in Tabelle 1.2). Umso abhängiger sind Versorgungssysteme mit Sorptionswärmepumpen von einer geeigneten Systemauslegung, da die Versorgung nur dann signifikant aus Niedertemperaturwärmequellen erfolgen kann, wenn schon in der Planungsphase die Komponenten aufeinander abgestimmt werden. Kriterien zur Beurteilung von Versorgungssystemen mit Sorptionswärmepumpen werden im Abschnitt 5.1.3 diskutiert.

Ein Technologievergleich ist für die geschlossen-sorptionsbasierte solare Kühlung umfassender möglich als für die sorptionsbasierte Heizung, da die Anzahl angebotener und installierter Systeme dafür größer ist. Ein Vergleich wurde im Projekt EvaSolK (Wiemken u. a., 2013b) unternommen (Nienborg u. a., 2012; Wiemken u. a., 2012).

Auch hier ist die Anwendung und der Bedarf bzw. die nutzbare Wärmequelle als Antrieb im Einzelfall entscheidend und ein geschlossen-sorptionsbasiertes System für solare Kühlung kann gegenüber einer kompressionskältebasierten Lösung je nach herangezogener Bewertungsgröße im Vorteil sein. Auch für die Kühlung sind die elektrischen Wärmepumpen derzeit hinsichtlich der Anschaffungskosten im Vorteil, auf der Seite der Ab- und Adsorptionskälte stehen hingegen günstige und effiziente Speicherbarkeit der Antriebsenergie, der Verzicht auf klimaschädliche Kältemittel¹⁹ und der geräuschlose Betrieb. Für eine umfassende Analyse der solaren Kühlung sei auf den Abschlussbericht des Forschungsprojekts EvaSolK (Wiemken u. a., 2013b) hingewiesen und auf die Ergebnisse des Projekts SolarCoolingMonitor (Preisler u. a., 2012), in dessen Ergebnis u. a. auf das hohe, bisher in existierenden Anlagen technisch nicht ausgeschöpfte Effizienzpotential der solaren Kühlung hingewiesen wird. Dieses wird mit der verbesserungsfähigen Auslegung der Komponenten bei Systemen mit marktverfügbaren

¹⁹Der Verzicht auf konventionelle Kältemittel wird in (Wang u. Oliviera, 2006) sogar als einer der Hauptgründe für das Interesse an einer Technologiealternative zur Kompressionskälte in Form von Adsorptionskältemaschinen angeführt.

Sorptionswärmepumpen begründet wird. Hier können Simulationen in der Planungsphase helfen, die Abstimmung der Komponenten neuer Anlagen aufeinander zu optimieren.

Marktverfügbare Sorptionswärmepumpen zum Heizen oder Kühlen

Insgesamt sind gegenwärtig vor allem Absorptionskältemaschinen hoher Leistung verfügbar. Auch generell lässt sich sagen, dass es mehr für die Kühlanwendung ausgelegte Maschinen am Markt gibt als für die Heizanwendung, auch wenn die Maschinen theoretisch beide Funktionen bedienen könnten.

Im Bereich kleiner Leistung (Größenordnung 10 kW) gibt es Ab- und Adsorptionswärmepumpen von einigen Herstellern. Die Adsorptionstechnik hat gegenüber der Absorptionstechnik den Vorteil, dass bei Systemen mit Wasser als Kältemittel keine korrosiven oder giftigen Flüssigkeiten wie LiBr oder Ammoniak als Kältemittel oder Sorbens zum Einsatz kommen, so dass erweiterte Sicherheitsanforderungen oder zwingend erforderliche Außenaufstellung nicht erforderlich sind. Des Weiteren weist die häufig in Absorptionswärmepumpen verwendete Kombination Wasser/LiBr die besondere Einschränkung auf, dass der Absorber im Betrieb unter einem Temperaturgrenzwert gehalten werden muss, um ein Kristallisieren des LiBr zu vermeiden. Dies kann andernfalls zum Verstopfen von Komponenten der Maschinen führen. Für das Arbeitspaar Ammoniak/Wasser hingegen besteht zwar diese Gefahr nicht, dafür folgen aus den chemischen und gesundheitsschädlichen Eigenschaften des Ammoniaks besondere Bedingungen für die Aufstellorte der Maschine (z. B. Außenaufstellung erforderlich). Adsorptionswärmepumpen hingegen weisen geringeren Strombedarf auf, da keine Lösemittelpumpe erforderlich ist. Sie weisen dafür tendenziell höhere Abmessungen auf und derzeit werden von Absorptionswärmepumpen tendenziell höhere COPs erreicht. Besonders im Bereich kleinerer Leistung für Wohngebäude müssen diese Eigenschaften gegeneinander abgewogen werden.

Eine Zusammenstellung marktverfügbarer Maschinen findet sich in ([Henninger u. a., 2011](#)) oder zusammengefasst ([Wiemken u. a., 2013b](#)). Um einen Überblick über typische COPs marktverfügbarer Maschinen im kleinen Leistungsbereich in Verbindung mit den eingesetzten Arbeitspaaren zu geben, sind in Tabelle 1.2 einige marktverfügbare Maschinen zum Heizen und Kühlen aufgelistet. Die Tabelle soll zur Gegenüberstellung dienen und erhebt keinerlei Anspruch auf Vollständigkeit. Auffällig ist der besonders niedrige elektrische Verbrauch der Adsorptionswärmepumpen, der im Vergleich mit den Absorptionswärmepumpen hauptsächlich durch die nicht benötigte Lösungsmittelumwälzpumpe verursacht wird. Bei den Maschinen von Robur und Buderus ist zusätzlich der elektrische Strombedarf des Lüfters für die Luftzufuhr des Außenluftmoduls berücksichtigt.

Insgesamt ist davon auszugehen, dass der Bedarf an effizienten Heizungs- und Kühlanlagen kleiner Leistung weiter steigt, da zumindest europaweit gesetzliche Vorgaben zu immer geringeren Endenergieverbräuchen für die Heizwärmebereitstellung und niedrigerer CO₂-Emission der einzelnen Gebäude führen werden. Das Portfolio zur Verfügung stehender Wärmepumpen unterschiedlicher Antriebstechnologien könnte durch weitere sorptionstechnikbasierte Geräte erweitert werden, was wiederum dazu beitragen könnte, den Bedarf aus fossilen Quellen im Gebäudebereich weiter zu verringern.

Daneben besteht ein anhaltender Bedarf sehr kleiner, dezentraler Geräte zur Kühlung. Hier ist

Hersteller	Bezeichnung	Arbeitspaar Kältem. / Sorbens	Nennleistung [kW]	COP ζ [-]	el. Leistung P _{el.} in [W]
Heizgeräte:					
Vaillant	Zeotherm	Wasser / Zeolith	10	1,26 (H _s) 1,35 (H _i)	60
Viessmann	Vitosorp	Wasser / Zeolith	15	1,24 (H _s)	<130
Robur	GAHP-A	Ammoniak / Wasser	20-40	1,65	500-1000
Buderus	Logatherm	Ammoniak / Wasser	41	1,64	1090
Kältemaschinen:					
Robur	GAHP-R	Ammoniak / Wasser	17	0,67	900
Yazaki	WFC SC 10	Wasser / LiBr	35	0,7	210
Sortech	ACS 08	Wasser / Silica Gel	8	0,6	7
Invensor	LTC 09	Wasser / Zeolith	9	0,61	20
Mitsubishi	AQSOA	Wasser / Zeolith	9,8	0,45	36

Tabelle 1.2: Auflistung einiger marktverfügbarer Maschinen (Auswahl). Heizgeräte: eigene Studie, Kältemaschinen aus (Henninger u. a., 2011) und (Wiemken u. a., 2013b). Bei der Angabe der COPs werden oft unterschiedliche Betriebsbedingungen zugrunde gelegt, zum Beispiel geben Vaillant und Viessmann die Normnutzungsgrade (DIN 4702-8, 2003) bezogen auf den oberen Heizwert H_s an, während Robur den COP bezogen auf den Gasverbrauch berechnet. Auch bei den Kältemaschinen wird der Nenn-COP für einen Nennbetriebspunkt angegeben, den der Hersteller jeweils selbst festlegt.

vermutlich die Kompressionskälte im Vorteil, da hier insb. eine Nachrüstung mit geringerem Aufwand möglich ist - eventuell auf Kosten verringerter erreichbarer (Primärenergie-) Effizienz. Auf der Seite der solaren Kühlung mit kompressionsbasierter Technik erreichen aktuell kompakte Systeme mit solarer Unterstützung durch kostengünstige Photovoltaik den Markt (Quiles u. a., 2013; Tjaden, 2013), die von den oben genannten Vorteilen geringer Initialkosten und etablierter Massenproduktion profitieren. Die solare Unterstützung kompakter Split-Geräte, deren Verbreitung wegen der problemlosen Installation schnell wächst, kann helfen, die durch sie verursachte Belastung des Stromnetzes zu reduzieren.

1.2 Entwicklungspotential und Modellentwicklung

Der Stand der Forschung speziell bezüglich Adsorption ist in Veröffentlichungen von Critoph u. Zhong (2005); Meunier (2013); Wang u. Oliviera (2006); Wongsuwan u. a. (2001); Wang u. a. (2010) zusammengestellt. Aktuelle Forschungsgebiete erstrecken sich von der Untersuchung von Materialeigenschaften und der Entwicklung effizienterer²⁰ Adsorbentien Aristov (2013) (Aristov

²⁰Aristov nennt als allgemeines Ziel eine hohe Adsorbatkapazität (hohe Kältemittelaufnahme). Er beschreibt die Zielvorstellung als Definition des Begriffs „effizient“ in diesem Zusammenhang und weist darin hauptsächlich darauf hin, dass die Adsorbentien *unter den jeweiligen Betriebsbedingungen* hohen Umsatz leisten müssen. Er weist darauf hin, dass die Berücksichtigung dieser Tatsache und die daraus folgende gezielte Entwicklung anwendungsangepasster Materialien und Verfahren besonders vielversprechend ist.

über verbesserte Wärmeübertrager (Alam u. a., 2000) bis zur Untersuchung der Regelungskonzepte der Gesamtsysteme. Meunier (2013) geht besonders auf die Bedeutung von neuen Zyklenkonzepten mit Wärmerückgewinnung und den bestehenden Markt für Gaswärmepumpen ein, wobei er besonders auf das bisherige Fehlen reversibler²¹ Sorptionswärmepumpen auf dem Markt hinweist.

Für die Nutzung zur Gebäudeheizung und -kühlung bieten Adsorptionswärmepumpen vergleichsweise großes Entwicklungspotential und können mit angepassten Zyklenkonzepten mit Wärmerückgewinnung, wie im Stratisorp-Konzept (Schwamberger u. a., 2010), hohe Jahresarbeitszahlen erreichen. Die Identifikation von geeigneten Kopplungsschemata zwischen Arbeitspaar, Wärmequelle und dazu passendem Wärmepumpenkonzept (Mehrstufige Anlagen, Auswahl Ab- bzw. Adsorption) bietet ebenfalls Möglichkeiten zur Erhöhung der Gesamt-Systemeffizienz.

Critoph kommt in (Critoph u. Zhong, 2005) zu dem Schluss, dass für die derzeit entwickelten Adsorptionswärmepumpen sowohl Antrieb bei vergleichsweise niedriger Temperatur (Abwärmennutzung), als auch direkte Befehuerung eine wichtige Rolle spielen. Des Weiteren geht er darauf ein, dass neue Materialien, Verbesserung der Wärmeübertragung und neue thermodynamische Zyklen entwickelt werden.

In Bezug auf den Betrieb von Sorptionswärmepumpen werden verbesserte Regelverfahren untersucht (z. B. im Forschungsprojekt „Solarück“²²), aber auch die Entwicklung hydraulischer Konzepte, die besser an die besonderen Eigenschaften von Sorptionswärmepumpen angepasst sind.

1.2.1 Modellentwicklung in dieser Arbeit

Zu Forschungszwecken und um die genannten Entwicklungen zu unterstützen, wurden in dieser Arbeit zwei generische Simulationsmodelle für Sorptionswärmepumpen zum Heizen und Kühlen entwickelt und implementiert.

Das TDG-Modell (*thermodynamischer Grenzfall*) basiert ausschließlich auf thermodynamischen Grundlagen, die für Ad- und Absorption gleichermaßen gelten. Zur Anwendung in Simulationen können über die Thermodynamik hinausgehende Einflüsse berücksichtigt werden, so dass ein maximal grundlagennahes Modell entsteht, das die Dimensionierung der Wärmeübertrager und die Berücksichtigung einer Nennleistung (Maximalleistung) beinhaltet.

Das WK-Modell (*Wärmekurvenmodell*) berücksichtigt Materialeigenschaften des Arbeitspaars und weitere technischer Einflussgrößen wie die Dimensionierung der Wärmeübertrager, Wärmekapazitäten der Wärmeübertrager, Fluide und Verrohrungen, minimale Zykluszeit und Frost-Verhinderungstemperatur des Verdampfers und ist für die Simulation von Adsorptionswärmepumpen geeignet. Ein besonderer Schwerpunkt liegt hierbei auf der Berücksichtigung von Wärmerückgewinnung zwischen den Adsorptionszyklen.

Der Schwerpunkt liegt bei beiden Modellen auf einer physikalisch konsistenten Abbildung der relevanten Thermodynamik, um in der Vorentwicklung neuer Sorptionswärmepumpen bereits geeignete Anwendungsbereiche identifizieren und relevante Parameter für den Erfolg eines

²¹Hier ist mit Reversibilität nicht die thermodynamische Reversibilität gemeint, sondern die Betreibbarkeit einer Sorptionswärmepumpe zum Heizen und Kühlen (Marktbegriff).

²²Vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit (BMU) gefördertes Forschungsprojekt, Sep. 2012 bis Aug. 2015, FKZ 032599A.

Konzepts in Potentialstudien analysieren zu können. Dies soll ermöglicht werden, bevor konkrete Betriebsdaten eines Prototyps oder sogar Serientyps vorliegen.

Unter Verwendung dieser generischen Modelle ist es zum Beispiel möglich, Häufungspunkte in der Belastungsstatistik einer zu entwickelnden Sorptionswärmepumpe in einer Anwendung zu identifizieren und die so gewonnenen Erkenntnisse bereits frühzeitig in der Vorentwicklung berücksichtigen zu können, bzw. Entwicklungstätigkeiten in besonders relevanten Bereichen anzustreben. Darüber hinaus können die Modelle auch zur Untersuchung von Wärme- oder Kälteversorgungssystemen dienen, bei Festlegung von so wenigen Parametern wie möglich. So können Parameterstudien durchgeführt werden, ohne auf Messdaten einer konkreten Sorptionswärmepumpe zurückgreifen zu müssen. In diesem Rahmen kann dann beispielsweise die Sensitivität von Kennzahlen auf Änderungen an den übrigen Komponenten (oder an der Sorptionswärmepumpe selbst) ermittelt werden.

Beide Modelle bieten alle nötigen Einstellungs- und Kombinationsmöglichkeiten mit anderen hydraulischen Komponenten von Heizung und Kühlung gleichermaßen. Dies ermöglicht einen weiten Einsatzbereich der Modelle und die Zusammenfassung beider Modelle in einem gemeinsamen Programmcode. In Simulationen kann damit umschaltbar die Abbildung beider Modelle in einer Systemsimulation erfolgen und es werden Vergleichssimulationen unter ansonsten unveränderten Bedingungen möglich. Durch die außerdem für TDG- und WK-Modell vorgenommene Implementierung sowohl des Heiz- als auch des Kühlfalls, können reversible Wärmepumpen mit Heiz- und Kühlfunktion für Installationen mit zwei Betriebsmodi in Gebäuden ebenfalls mit demselben kombinierten Rechenmodell simuliert werden.

Da die Wärmeübertrager von Sorptionswärmepumpen eine wesentliche Rolle bei der Vermeidung von Verlusten und damit für die Abbildung der Ankopplung der Wärmepumpe an die äußeren Fluidströme spielen²³, wurde ein Wärmeübertragermodell implementiert, so dass Einflüsse durch Wärmeübertrager explizit berücksichtigt werden können. Das Modell für Adsorptionswärmepumpen mit Berücksichtigung von Materialeigenschaften des Adsorptionsstoffpaars kann außerdem einen einstellbaren Wärmerückgewinnungsgrad (siehe Abschnitt 3.3.3) abbilden, so dass Zyklenskonzepte, die auf erhöhte Wärmerückgewinnung zwischen den Adsorptions- und Desorptionszyklen setzen, damit vereinfacht simulierbar werden.

1.2.2 Solar Supplied Evaporator (SSE)-Solarkombi-Konzept für Sorptionswärmepumpen

Es wird ein integriertes Solarkombi-Verschaltungskonzept für Sorptionswärmepumpen vorgeschlagen (SSE-Konzept, *solar supplied evaporator*) und mit Simulationen in der Simulationsumgebung TRNSYS (Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2005) analysiert, das für Sorptionswärmepumpen zum Heizen besonders geeignet sein könnte (vgl. Abschnitt 5.1.1). Es kann mit thermischen Solarkollektoren als einziger

²³Nach Erfahrungen von Ziegler (1997) stellen Verluste in den Wärmeübertragern den Hauptverlustkanal bei der Wärmetransformation mit Sorptionswärmepumpen dar. Ziegler verweist auf Riesch (1991), nach dessen Untersuchungen die internen Prozesse bei Adsorptionswärmepumpen bis zu 90 % des endoreversiblen Prozesses erreichen können.

Niedertemperaturwärmequelle auskommen²⁴ und verfügt über einen Solarspeicher zur Wärmeversorgung des Verdampfers der Sorptionswärmepumpe. Das Konzept wurde gezielt für (teil-)sanierte Wohngebäude untersucht.

Anhand des hier analysierten SSE-Konzepts wird anschließend an die Charakterisierung der Modelle deren Anwendbarkeit zur Evaluation einer neuen Verschaltung gezeigt und es wird ein fiktives saniertes Wohngebäude beispielhaft untersucht, bei dem als Wärmeübergabesystem keine Flächenheizung zur Verfügung steht. Zur Einordnung der Ergebnisse wird zum Vergleich ein Referenzsystem mit solar unterstütztem Gasbrenner simuliert und ausgewertet.

²⁴Untersuchungen (siehe Kapitel 4) zeigen, dass jedoch eine Wärmerückgewinnung aus der Abluft des versorgten Gebäudes oder die zeitweise zusätzliche Ankopplung an eine zweite Wärmequelle die Systemeffizienz erheblich erhöht, wenn die Solarkollektoren über einen längeren Zeitraum wenig Niedertemperaturwärme zur Verfügung stellen können.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Absorptions- und Adsorptionsprozess

Im Folgenden soll die Arbeitsweise von Ab- und Adsorptionswärmepumpen kurz zusammengefasst werden. Dazu werden zuerst die internen Prozesse kurz aufgegriffen, um die Begrifflichkeiten einzuführen. Anschließend wird auf die Kopplung der äußeren Fluidströme mit der Wärmepumpe eingegangen.

In einer Sorptionswärmepumpe wird kontinuierlich oder periodisch¹ das sog. Sorptiv unter Wärmeabgabe am Sorbens gebunden (Adsorption, Sorbens ist Feststoff) oder im Sorbens gelöst² (Absorption, Sorbens ist Flüssigkeit) und danach durch Erwärmung im sog. Generator wieder ausgetrieben³ (Regeneration oder Desorption) und in einem Kondensator kondensiert. Nach Überführung in den Verdampfer und nach erneuter Verdampfung steht das Kältemittel wieder als Ab- oder Adsorptiv gasförmig zur Verfügung und der Prozess kann wiederholt werden. Je nach Maschinentyp, d. h. je nachdem ob es sich um eine Ab- oder Adsorptionswärmepumpe handelt, muss dabei das Sorbens zur Regeneration im Generator mit einer Umwälzpumpe zwischen Generator und Verdampfer umgepumpt (Absorption) werden oder es muss im diskontinuierlichen Betrieb einer Adsorptionswärmepumpe der Sorptionsprozess unterbrochen werden, der Adsorber periodisch geheizt und das Kältemittel ausgetrieben werden⁴ (Adsorption). In beiden Fällen liegt während des Regenerationsprozesses gasförmiges Kältemittel auf hohem Druckniveau vor, das in einem Kondensator wieder verflüssigt wird. Dabei wird die Kondensationsenthalpie frei, die am Kondensator im Kühlfall als Abwärme anfällt, im Heizfall als Teil der Nutzwärme.

Extern koppelt eine Sorptionswärmepumpe vier Massenströme und deren Temperaturen, anliegend an den Wärmeübertragern des Verdampfers (1), des Ab- bzw. Adsorbers (2), des Kondensators (3) und des Generators (4), thermisch miteinander. Intern wird ein Sorptionsprozess betrieben, um Wärme am Verdampfer aufnehmen zu können. Abbildung 2.1 zeigt die Komponenten mit Wärmeübertragern, aus denen sich eine Sorptionswärmepumpe zusammensetzt.

¹kontinuierlich: Absorption, periodisch: Adsorption

²Im Falle der Adsorption findet Physisorption statt, bei der die van der Waals-Kraft ausschlaggebend für die Bindung ist. Diese wird bei Adsorption aus der Gasphase als Bindungsenthalpie zusätzlich zur Kondensationsenthalpie frei. Im Falle der Absorption wird die Lösungsenthalpie frei, die auf Dipol-Wechselwirkungen, Wasserstoffbrückenbindungen oder van der Waals-Kräften basieren kann.

³Beim Absorptionswärmepumpenprozess spricht man von Absorption des Adsorptivs im Absorbens. Beim Adsorptionswärmepumpenprozess spricht man von Adsorption des Adsorptivs am Adsorbens. Ist das Kältemittel am Sorbens gebunden, bezeichnet man es als Sorbat.

⁴Ist kein Absorber oder Adsorber festgelegt, wird in dieser Arbeit von einem *Sorber* gesprochen. In diesem Falle entspricht der Sorber im Bezug auf einen Adsorptionsprozess dem Adsorber und im Bezug auf einen Absorptionsprozess dem Absorber.

2.1. ABSORPTIONS- UND ADSORPTIONSPROZESS

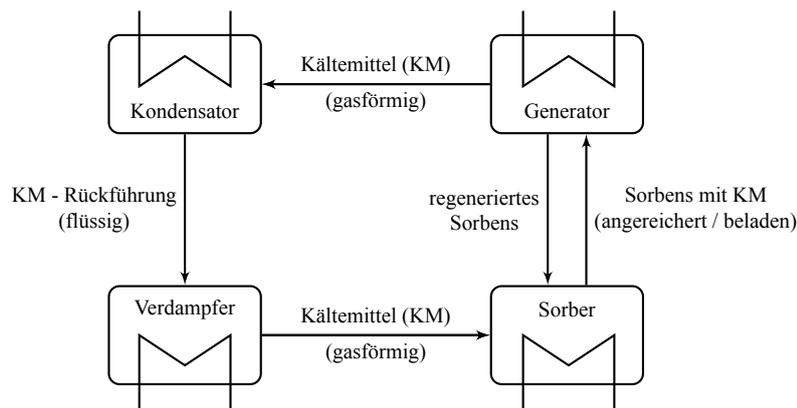


Abbildung 2.1: Wärmeübertrager und Kältemittelkreislauf von Sorptionswärmepumpen - vereinfacht. Bei Sorber und Generator handelt es sich nur bei der Absorption um zwei separate Komponenten, im Falle der Adsorption sind (Ad-)Sorber und Generator identisch. Während der Desorption befindet sich der Adsorber in der Desorptionsphase, man spricht in dieser Phase aber auch vom Desorber.

Im Verdampfer wird das Kältemittel bei niedrigem Druck und unter Aufnahme von Wärme verdampft. Es wird im Sorber in einer Flüssigkeit absorbiert oder an einer Oberfläche adsorbiert, worin der wesentliche Unterschied zwischen Absorptions- und Adsorptionswärmepumpe besteht, wodurch sich jedoch wesentliche Unterschiede im Betrieb und für den Sorptionsprozess ergeben. Das mit Kältemittel angereicherte Lösungsmittel (Absorption) bzw. das (teil-) beladene Adsorbens werden dann regeneriert. Im Falle der Absorption wird dazu die angereicherte Lösung zwischen Absorber und Generator umgewälzt, im Falle der Adsorption muss der Adsorber aufgeheizt werden. Bei der Absorption handelt es sich also beim Generator um einen separaten Reaktionsraum mit eigenem Wärmeübertrager, bei der Adsorption um dieselbe Komponente mit demselben Wärmeübertrager, die lediglich während der Adsorptionsphase gekühlt wird (Wärmeentnahme) und während der Regenerationsphase geheizt wird. Das ausgetriebene Kältemittel wird im Kondensator wieder verflüssigt und in den Verdampfer rückgeführt.

Die Wärmepumpenprozesse werden detaillierter in Abschnitt 2.2 beschrieben. Die in Abbildung 2.1 dargestellten Komponenten sind zur thermodynamischen Beschreibung der Zyklusverläufe in den Diagrammen in Abbildungen 2.3 und 2.4 unter Berücksichtigung von Betriebsdrücken und Betriebstemperaturen eingezeichnet.

In der technischen Umsetzung reduziert sich die Ankopplung an die äußeren Fluidströme häufig auf drei relevante Temperaturen: die Antriebstemperatur, mit der der Generator versorgt wird, die Rückkühl- oder Kühlwassertemperatur, mit der sowohl der Kondensator als auch der Sorber gekühlt werden und die Kaltwassertemperatur, die die Temperatur des Verdampfers bestimmt⁵.

⁵Trotz der gemeinsamen externen Versorgung von Kondensator und Sorber haben die beiden versorgten Wärmeübertrager in der Regel unterschiedliche Wärmeübertrager-Wirkungsgrade Φ (siehe Abschnitt 3.3.2) und unterschiedliche Innen- und Ausgangstemperaturen, die bei paralleler Durchströmung vor dem Austritt aus dem Apparat jedoch wieder zu einer gemeinsamen Kühlwasser-Austrittstemperatur gemischt werden.

Im Betrieb wird Antriebswärme für die im Generator stattfindende Regeneration aus dem Massenstrom mit der höchsten Temperatur entnommen und es wird Wärme am Verdampfer aus dem Massenstrom mit der niedrigsten Temperatur aufgenommen. Die Summe dieser Wärmen wird auf einem mittleren Temperaturniveau an Sorber und Kondensator abgegeben. Idealiert gilt im stationären Fall über einen Zeitraum t_1 bis t_2

$$\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_G dt + \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_V dt = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_S dt + \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_K dt. \quad (2.1)$$

Dieser Vorgang kann entweder zum Kühlen des Massenstroms am Verdampfer betrieben werden, so dass es sich bei der Sorptionswärmepumpe um eine Sorptionskältemaschine handelt oder er kann zum Heizen des Massenstroms am Sorber und Kondensator betrieben werden, so dass es sich bei der Sorptionswärmepumpe um eine Wärmepumpe zum Heizen handelt.

Beim Heizen wird durch die Wärmepumpe ein thermodynamischer Prozess betrieben, um zusätzlich zu der zum Antrieb zugeführten Energie eine weitere Niedertemperaturwärmequelle nutzen zu können. Es handelt sich dabei oft um sog. Umweltwärmequellen. Damit sind Wärmequellen gemeint, die Wärme zwar häufig auf niedrigem und damit zumindest nicht kontinuierlich direkt nutzbarem Temperaturniveau bereitstellen. Durch die Anwendung eines thermodynamischen Prozesses mittels einer Wärmepumpe kann auch in Zeiten, zu denen die Wärme aus der Niedertemperaturwärmequelle nicht direkt nutzbar ist, der Niedertemperaturquelle Wärme für den thermodynamischen Prozess entzogen werden, um sie auf höherem Temperaturniveau nutzen zu können.

Beim Kühlen hingegen stellt die Wärmeaufnahme durch die Wärmepumpe (hier spricht man häufig von *Kälte*) den Nutzen dar. Ein wesentlicher thermodynamischer Unterschied zwischen Heizen und Kühlen mit Sorption besteht darin, dass Kühlung immer nur durch den Betrieb eines thermodynamischen Prozesses bereitgestellt werden kann, wozu im Zusammenhang mit Sorption bei einer Umgebungstemperatur $T_{\text{Umg.}}$ ausschließlich der exergetische Anteil der Antriebswärme bei der Temperatur T

$$\eta_C = \frac{T - T_{\text{Umg.}}}{T} = 1 - \frac{T_{\text{Umg.}}}{T} \quad (2.2)$$

zum Antrieb genutzt werden kann. Die durch die Sorptionswärmepumpe aufgenommene Verdampfer- und Antriebswärme fällt beim Kühlen als Kühllast an Sorber und Kondensator

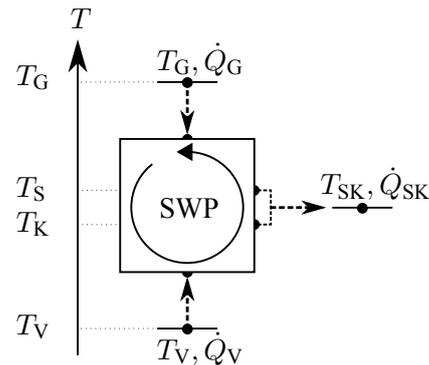


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung einer Sorptionswärmepumpe mit relativer Lage der Temperaturniveaus

an, während sie beim Heizen den Nutzen darstellt (vgl. Abschnitt 1.1.2). Hinzu kommt, dass die Heizungswärme zeitweise durch thermische Solarkollektoren direkt bereitgestellt werden kann.

Um die Effizienz der Wärmepumpe (zum Heizen oder Kühlen) charakterisieren zu können, wird der o. g. COP ζ^6 definiert, der *coefficient of performance*. Die Größe ist als $\zeta = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}}$ definiert. Bei Wärmepumpen besteht der Aufwand aus der benötigten Energiemenge zum Antrieb (hier: der vom Generator aufgenommenen Wärme). Die Energiemenge aus der zweiten Wärmequelle (hier: der Verdampferwärme) wird bei der Bildung des COP nicht bilanziert. Durch die Nichtberücksichtigung der benötigten Verdampferwärme kann der COP ζ größer 1 werden.

Man definiert den thermischen COP als

$$\text{thermisch: } \text{COP}_K = \zeta_K = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_G} \quad \text{und} \quad \text{COP}_H = \zeta_H = \frac{\dot{Q}_S + \dot{Q}_K}{\dot{Q}_G}, \quad (2.3)$$

und analog den elektrischen COP für ein Sorptionssystem

$$\text{elektrisch: } \text{COP}_K^{\text{el.}} = \zeta_K^{\text{el.}} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_{\text{el.}}} \quad \text{und} \quad \text{COP}_H^{\text{el.}} = \zeta_H^{\text{el.}} = \frac{\dot{Q}_S + \dot{Q}_K}{\dot{Q}_{\text{el.}}}, \quad (2.4)$$

wobei $\dot{Q}_{\text{el.}}$ für die zum Betrieb der Wärmepumpe erforderliche elektrische Leistung steht (wenn nicht anders angegeben, ohne Erschließung der Wärmequelle / -senke). Zur Bildung des elektrischen COP müssen die elektrischen Verbraucher, die unmittelbar zum Sorptionssystem gehören mitbilanziert werden. Hierzu zählen vor allem die Pumpen der Fluidkreise, aber auch der Verbrauch zum Betrieb von Reglern und Ventilen. Die Antriebswärme wird hingegen beim elektrischen COP nicht mitbilanziert, womit die Größe vor allem zur Beurteilung von Systemen geeignet ist, in denen die Antriebswärme mit geringem Aufwand und geringen Kosten bereitgestellt werden kann, wie z. B. bei Abwärmenutzung oder solar bereitgestellter Antriebswärme.

2.2 Adsorptions- und Absorptions-Wärmepumpenprozess

In diesem Abschnitt werden die Absorptions- und Adsorptionsprozesse erläutert, die beim Betrieb von Sorptionswärmepumpen ausgenutzt werden und die weiter unten in dieser Arbeit zur Simulation von Sorptionswärmepumpen modelliert werden.

Maschinenintern finden die im vorigen Abschnitt bereits erwähnten kontinuierlichen oder periodischen Ab- oder Adsorptionsprozesse statt, die im folgenden in p/T-Diagrammen dargestellt

⁶Die Begrifflichkeiten bezüglich der verschiedenen Effizienzdefinitionen sind sehr unterschiedlich. Definiert wird teilweise gleichbedeutend mit dem COP außerdem der EER (*energy efficiency ratio*), das Kälteverhältnis und die Leistungszahl oder -ziffer. Während manchmal für Wärmepumpen vom COP und bei Kälteanlagen vom EER gesprochen wird, gilt die Bezeichnung *COP* in dieser Arbeit wie definiert und der Bezug auf Heiz- und Kühlbetrieb wird durch das entsprechende Subscript H für *Heizen* oder K für *Kühlen* festgelegt.

und beschrieben werden⁷. Das p/T-Diagramm (oder *Isosterenfeld*, *Dampfdruckdiagramm*) eines Stoffpaares enthält bereits einen Großteil der Information darüber, ob eine Stoffpaarung für eine bestimmte Anwendung grundsätzlich geeignet sein kann. Abbildungen 2.3 und 2.4 zeigen idealisierte Zyklenverläufe für den Ab- bzw. Adsorptions-Wärmepumpenprozess. Der reale Zyklusverlauf unterscheidet sich von den idealisierten Darstellungen vor allem durch Abweichungen von der beim idealen Zyklusverlauf beschriebenen Raute durch Temperaturabweichungen beim Schalten der Ventile und durch einen nichtkonstanten Druckverlauf während der Sorptionsphase und Regenerationsphase, vgl. (Schicktanzen, 2013).

Für das in dieser Arbeit vorgestellte generische Simulationsmodell für Adsorptionswärmepumpen (WK-Modell, Abschnitt 3.3.3) stellt die Modellierung der Sorptionsgleichgewichte die wichtigste materialbezogene Basis dar, die als Berechnung der Wärmen entlang der Zyklenverläufe des p/T-Diagramms im Abschnitt 2.2.2 verstanden werden kann (vgl. Abbildung 3.10).

2.2.1 Absorptions-Wärmepumpenprozess

Abbildung 2.3 zeigt das Dampfdruckdiagramm eines einstufigen⁸ Absorptions-Wärmepumpenprozesses. Die schräg verlaufenden Linien sind die sog. Isosteren, d. h. Linien konstanter *Beladung* und damit konstanter Konzentration des Kältemittels (z. B. Wasser) im Lösungsmittel (z. B. wässrige LiBr-Lösung). Die Prozentangaben sind als Beispielgrößen zu verstehen und beziehen sich auf die Absorbenskonzentration in der Lösung. Eingezeichnet als Raute ist der idealisierte Kältemittelkreislauf. Dieser verläuft wie folgt:

1. Im *Verdampfer* (links unten) wird das Kältemittel verdampft. Dabei wird Wärme in Höhe der Verdampfungsenthalpie aufgenommen. Es wird die am äußeren Fluidkreis beim Kühlen ausgenutzte Wärmeaufnahme (*Kälte*) bereitgestellt bzw. bei der Heizanwendung die Wärme aus der Niedertemperaturwärmequelle aufgenommen.
2. Im *Absorber* wird das Kältemittel im Lösemittel absorbiert. Dieses wird kontinuierlich zwischen Absorber und Generator über einen Wärmeübertrager WÜ zur internen Wärmerückgewinnung zirkuliert.
3. Im *Generator* wird die Antriebswärme aufgenommen, um das Sorbat wieder auszutreiben (deshalb manchmal als *Austreiber* bezeichnet). Das Lösungsmittel wird hier regeneriert. Die Temperatur- und Konzentrationsbreite des Kreislaufs zwischen Absorber und Generator wird als Ausgasungsbreite bezeichnet (rechte Teilraute mit Wärmeübertrager WÜ zur Wärmerückgewinnung zwischen Absorber und Generator). Im hier gezeigten Beispiel beträgt sie ca. 5%.
4. Das ausgetriebene Kältemittel wird im *Kondensator* kondensiert, so dass es nach weiterer Abkühlung wieder im Verdampfer zur Verfügung gestellt werden kann.

⁷Es gibt verschiedene etablierte Darstellungen für p/T-Diagramme, die z. B. in Ziegler (1997) diskutiert werden. Für die qualitativen Darstellungen in dieser Arbeit wird eine logarithmische Auftragung des Dampfdrucks über einer $-1/T$ Auftragung der Temperatur in $^{\circ}\text{C}$ gewählt (vgl. Abschnitt A.10 zur Erläuterung). Die aus (Duffie u. Beckman, 2006) übernommene Darstellung in Abbildung 2.3 wurde hingegen in der linearen Auftragung von Druck und Temperatur belassen.

⁸Für einen Überblick mehrstufiger Prozesse für Absorptionswärmepumpen sei auf Ziegler (1997) verwiesen.

2.2. ADSORPTIONS- UND ABSORPTIONS-WÄRMEPUMPENPROZESS

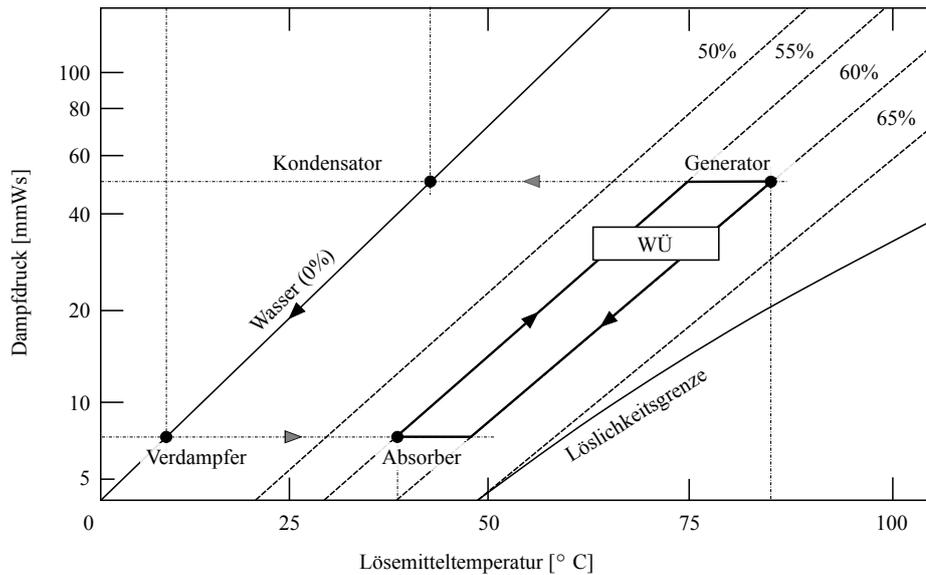


Abbildung 2.3: Absorptions-Wärmepumpenprozess im p/T-Diagramm am Beispiel des Stoffpaares Wasser-LiBr, modifizierte Darstellung nach (Duffie u. Beckman, 2006), Kap. 15.2. Die Pfeile kennzeichnen den Umlauf des Kältemittels (zwischen Absorber und Generator des Kältemittels und Absorbens).

Unten rechts in Abbildung 2.3 ist die *Löslichkeitsgrenze* gezeigt, d. h. die Kurve, unterhalb derer das Lösungsmittel LiBr bei gegebener Temperatur T und gegebenem Druck p nicht mehr vollständig flüssig vorliegt und kristallin ausfällt.

Bei Wasser/LiBr-Absorptionswärmepumpen muss zwingend die Temperatur des Absorbers auf genügendem Abstand von der Löslichkeitsgrenze (*Kristallisationslinie*) gehalten werden, um das Kristallisieren von Lösungsmittel und das Verstopfen des Wärmeübertragers WÜ oder gar Beschädigungen an Pumpen oder Ventilen auszuschließen. Für die Heizung von Gebäuden werden Absorptionswärmepumpen mit dem Arbeitspaar Ammoniak/Wasser angeboten, die diese Problematik nicht aufweisen, dafür sind jedoch Sicherheitsbedingungen zu erfüllen, die auf der Korrosivität und gesundheitlichen Bedenklichkeit bei Kontakt mit Ammoniak basieren.

2.2.2 Adsorptions-Wärmepumpenprozess

Abbildung 2.4 zeigt ein typisches Dampfdruckdiagramm eines Stoffpaares zum Betrieb eines Adsorptions-Wärmepumpenzyklus. Da der Kreislauf des Kältemittels analog zu dem des Kältemittels im Absorptions-Wärmepumpenzyklus verläuft, wird bei der Diskussion des Adsorptions-Wärmepumpenprozesses anhand des p/T-Diagramms auf den Betrieb des Adsorbers eingegangen, d. h. der Prozess wird mit Fokus und Beschreibung der Zustände des Adsorbers statt des Kältemittels verfolgt, wodurch die Beschreibung im p/T-Diagramm nicht mehr wie bei der Absorption *gegen* den Uhrzeigersinn, sondern *mit* dem Uhrzeigersinn verläuft. Bezüglich der Komponenten, die am Wärmepumpenprozess beteiligt sind, übernimmt jedoch lediglich der Adsorber die Rolle des Sor-

bens, d. h. die Adsorption findet an einer Oberfläche statt, bei der Absorption in einer Lösung⁹. Unter dieser Maßgabe verläuft ein einfacher, idealisierter Adsorptionszyklus wie folgt:

1. Der Prozess beginnt mit einem vollständig regenerierten, trockenen *Adsorber* vom Punkt rechts unten der Raute in Abbildung 2.4. Das Ventil zum Verdampfer wird geöffnet und es wird Kältemittel (z. B. Wasser für das Stoffpaar Wasser/Silica Gel oder Wasser / Zeolith) im Verdampfer verdampft und am Sorbens des Adsorbers adsorbiert. Im Verlauf des Adsorptionsprozesses wird Wärme durch die Beladung des Sorbens frei. Die abgegebene Leistung ist dabei unter Berücksichtigung des Fortschrittsgrades des Adsorptionsprozesses materialabhängig (vgl. Abschnitt 3.3.3), hängt aber auch von den zu Beginn des Teilzyklus großen Temperaturdifferenzen an den Wärmeübertragern ab. Im Verlauf des Adsorptionsprozesses nimmt die gemeinsame Wärmekapazität des Sorbens und Adsorbats immer weiter zu, so dass weiter hinzukommendes Adsorptiv immer geringere Mengen möglicher Wärmeabgabe hervorruft. Zum Ende des Teilzyklus ist die Temperaturdifferenz am Wärmeübertrager am geringsten. Aufgrund dieser Effekte ändert sich die Ausgangstemperatur der Wärmeübertrager bei Adsorptionswärmepumpen im Verlauf des Zyklus (siehe Abbildung 2.6).
2. Ist der Prozess abgeschlossen oder wird aus anderen Gründen abgebrochen, wird das Ventil zum Verdampfer geschlossen und der Adsorber wird zur Vorbereitung der Regeneration / Desorption aufgeheizt. Die Beladung bleibt dabei zunächst konstant. Ab einer bestimmten Druck- / Temperaturkombination setzt die *Desorption* ein (obere linke Ecke der Raute in Abbildung 2.4), der *Adsorber* ist zum *Desorber* geworden¹⁰. Das Ventil zum Kondensator wird nun geöffnet und das ausgetriebene Kältemittel wird im Kondensator kondensiert. In der idealisierten Darstellung verläuft die Desorbertemperatur im Verlauf der Desorption vom Punkt oben links nach oben rechts, d. h. es wird kontinuierlich die Temperatur erhöht, bis das Kältemittel vollends ausgetrieben ist. Danach wird das Ventil zum Kondensator geschlossen und der trockene Adsorber wird für die nächste Adsorptionsphase vorgekühlt (Raute oben rechts nach Raute unten links).

Eine kompakte Beschreibung des Adsorptions-Wärmepumpenprozesses findet sich in (Gassel, 2005). Auf Abweichungen zwischen den in dieser Arbeit zugrundegelegten idealen Prozessdarstellungen und auftretende Effekte beim realen Adsorptionswärmepumpenzyklus geht Gasper (2008) ein.

2.2.3 Periodischer Betrieb von Adsorptionswärmepumpen

Der Maschinenzyklus setzt sich im Falle einer Adsorptionswärmepumpe aus zwei Halbzyklen (isostere Abkühlphase und Adsorption, isostere Aufwärmphase und Desorption) zusammen, die periodisch durchlaufen werden müssen. Durch den hingegen kontinuierlichen Betrieb einer Absorptionswärmepumpe lässt sich davon Wärme oder Kälte kontinuierlich beziehen, während

⁹Es wird ausdrücklich darauf hingewiesen, dass es sich nur um einen Unterschied in der Beschreibung handelt und dass die Umlaufrichtung des Zyklus im p/T-Diagramm nicht unmittelbar mit Links- und Rechtsläufigkeit des Prozesses im thermodynamischen Sinne in Verbindung steht.

¹⁰Man spricht statt von *Generator* von der *Desorption* oder *Regeneration* des Adsorbers, bzw. vom Desorber.

2.2. ADSORPTIONS- UND ABSORPTIONS-WÄRMEPUMPENPROZESS

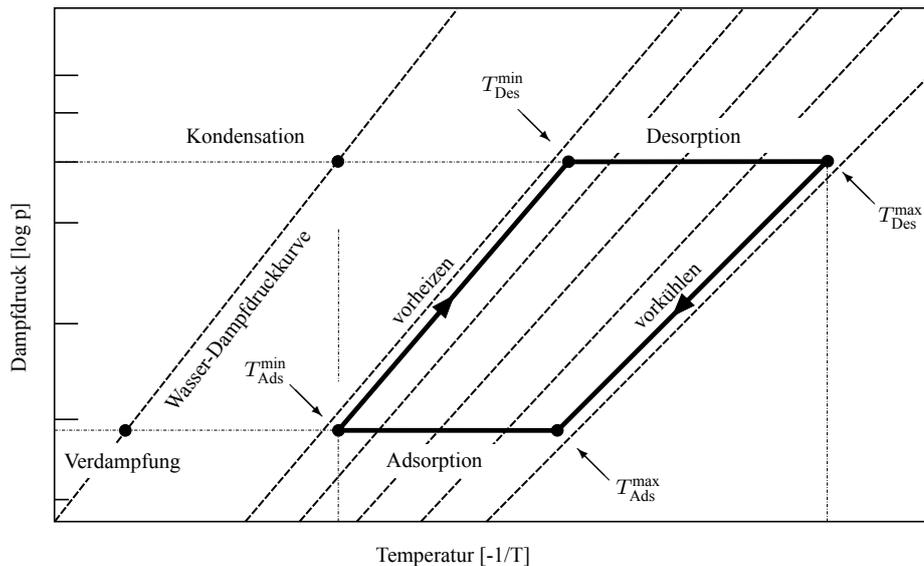


Abbildung 2.4: Adsorptions-Wärmepumpenprozess im $(\log p)/(-1/T)$ -Diagramm. Die Pfeile kennzeichnen den im Text beschriebenen Zyklusverlauf bezogen auf das Adsorbens.

bei Adsorptionswärmepumpen die Temperaturniveaus schwanken, da der Prozess regelmäßig unterbrochen werden muss, um das Sorbens zu regenerieren.

Diese Unterbrechung zur Regeneration hat beim Heizbetrieb für die Nutzung geringere Bedeutung als beim Kühlen. Beim Heizen bleibt die Unterbrechung recht kurz, da nur während der Phase des isosteren Aufheizens keine Heizleistung bereitgestellt werden kann. Während der Desorption wird bereits wieder Heizwärme am Kondensator abgegeben. Es kann also zur Heizung auch unter geringeren Einschränkungen ein 1-Adsorber-Konzept genutzt werden. Beim Kühlen hingegen wird die Wärmeaufnahme am Verdampfer während des gesamten Halbzyklus der Regeneration unterbrochen.

In der apparativen Umsetzung lässt sich die Problematik der Zyklusunterbrechung durch ein 2-Adsorber-Konzept weitgehend lösen, in dem 2 Adsorber alternierend betrieben werden, so dass ständig ein Adsorber für Nutzwärme oder -kälte zur Verfügung steht, während der andere regeneriert wird. Ein Adsorber befindet sich immer im Adsorberbetrieb, während der andere sich im Desorberbetrieb befindet.

Abbildung 2.5 zeigt schematisch den Betrieb eines 2-Adsorber-Konzepts für Adsorptionswärmepumpen. Das skizzierte Gerät setzt sich aus zwei Adsorberkammern (hier links und rechts) zusammen, die im Wesentlichen aus einem Wärmeübertrager und dem Adsorbens bestehen, das als Schüttung vorliegen kann oder direkt auf den Wärmeübertrager aufkristallisiert oder aufgeklebt sein kann.

Während sich Adsorber 1 in der Adsorptionsphase befindet (oben links), ist ein Ventil zum Verdampfer geöffnet, so dass Kältemittel verdampfen und am Adsorbens adsorbiert werden kann. In dieser Phase erhitzt sich Adsorber 1 und muss gekühlt werden. Im Heizfall fällt hier die Nutz-

2.2. ADSORPTIONS- UND ABSORPTIONS-WÄRMEPUMPENPROZESS

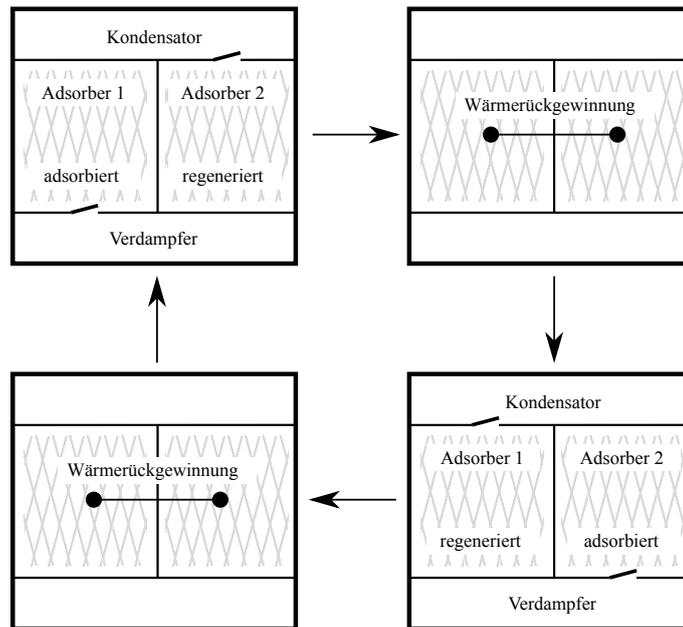


Abbildung 2.5: Schema sensibler Wärmerückgewinnung beim periodischen Betrieb mit 2 Adsorbern

leistung, im Kühlfall der Bedarf an Rückkühlung auf mittlerem Temperaturniveau an. Wegen des verdampfenden Kältemittels kann der Verdampfer Wärme aufnehmen, d. h. im Heizfall Nieder-temperaturwärme aufnehmen bzw. im Kühlfall die Nutzkälte bereitstellen.

In dieser Phase wird Adsorber 2 regeneriert, d. h. es wird ein Ventil zum Kondensator geöffnet und Adsorber 2 wird mit Antriebswärme auf hohem Temperaturniveau versorgt. Das Adsorbat wird desorbiert und im gekühlten Kondensator verflüssigt. Die dabei anfallende Kondensationswärme trägt im Heizfall zur Nutzwärme auf mittlerem Temperaturniveau bei, während sie im Kühlfall mit der Adsorptionswärme zusammen über den Rückkühlkreis abgeführt werden muss.

Ist dieser Vorgang abgeschlossen, weil Adsorber 1 vollständig beladen bzw. Adsorber 2 vollständig regeneriert ist, - der Zyklus kann zum Erreichen höherer Leistung auf Kosten der Effizienz auch etwas früher beendet werden - werden die Ventile geschlossen und es wird die Phase vorbereitet (oben rechts), in der Adsorber 1 und 2 die zuletzt eingenommenen Rollen tauschen. Da am Ende des beendeten Zyklusabschnitts Adsorber 1 sich näherungsweise auf Rückkühltemperatur befindet und Adsorber 2 näherungsweise auf Antriebstemperatur, kann eine sensible Wärmerückgewinnung vorgenommen werden, indem die hydraulischen Kreise von Adsorber 1 und Adsorber 2 kurzgeschlossen werden. Diese Phase dauert eine Weile, wodurch eine Totzeit entsteht, in der keiner der Adsorber aktiv ist.

Im nächsten Schritt werden die Ventile¹¹ bezüglich der beiden Adsorber genau umgekehrt geöffnet, die Hydraulik umgeschaltet und Adsorber 1 wird nun regeneriert, während Adsorber 2 sich in

¹¹Die Ventile können aktiv gesteuert sein oder sich selbsttätig aufgrund der entstehenden Druckdifferenz öffnen und schließen.

2.2. ADSORPTIONS- UND ABSORPTIONS-WÄRMEPUMPENPROZESS

der Adsorptionsphase befindet.

Nach Abschluss dieser Phase findet analog zum vorherigen Verfahren eine Wärmerückgewinnung statt und der Gesamt-Maschinenzyklus beginnt von vorn.

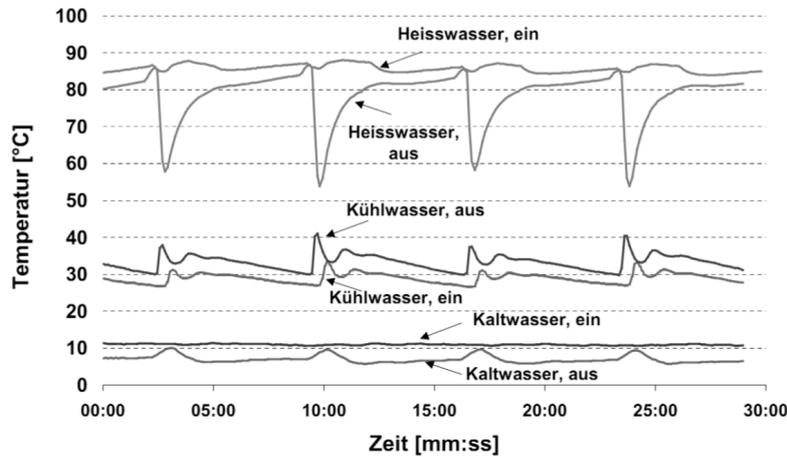


Abbildung 2.6: Exemplarisch: Temperaturverläufe der Vor- und Rückläufe einer Adsorptionskältemaschine (Henning u. a., 2009)

Abbildung 2.6 zeigt Temperaturverläufe aus (Henning u. a., 2009) für eine im Betrieb zyklierende Adsorptionskältemaschine. Die beiden oberen Kurven zeigen die Ein- und Austrittstemperaturen des Heißwassermassenstroms am Desorber. Zu Beginn jedes Zyklus ergibt sich aus der zu diesem Zeitpunkt hohen Leistungsaufnahme des sich im Desorberbetrieb befindlichen Adsorbers eine signifikante Temperaturabnahme des Desorbermassenstroms. Gleichzeitig steigt die Kühlwasseraustrittstemperatur, die sich nach Kühlung des Kondensators und des anderen Adsorbers mit Kühlwasser aus dem Rückkühlkreislauf einstellt (mittlere Kurven). Die beiden unteren Kurven zeigen die Ein- und Austrittstemperatur des Kaltwassers. Hier schwankt ebenfalls die Austrittstemperatur im Verlauf des Zyklus. Der Verlauf ist gegen den Verlauf des Heißwasserkreislaufs leicht verschoben, da die volle Kühlleistung des Adsorbers nicht sofort nach dem Umschalten zwischen den beiden Adsorbern erreicht wird, sondern erst nach einer Zeit, in der die thermische Masse des Adsorbers abgekühlt werden muss.

2.2.4 Weitere sorptionsbasierte Verfahren

Neben den oben beschriebenen sog. *geschlossenen* Verfahren gibt es im Bereich der Raumklimatisierung außerdem sog. *offene* oder *direkte Sorptionsverfahren*, bei denen ebenfalls als Sorbens sowohl Feststoffe als auch Flüssigkeiten zum Einsatz kommen können (Henning, 2007b). In der Anwendung zur Klimatisierung von Gebäuden werden offene Sorptionsverfahren meist mit Sorptionsrädern umgesetzt. Diese drehen sich in einem Doppelkanal für Zu- und Abluft mit mehreren Umdrehungen pro Minute und dienen auf der Nutz- bzw. Zuluftseite zur Entfeuchtung der Zuluft. Diese wird dabei erwärmt und kann durch einen nachgeschalteten rotierenden Wärmeübertrager

und erneutes Befeuchten in einen definierten Zustand gebracht werden. Auf der Abluftseite werden die Sorptionsräder mit beheizter Abluft durchströmt, um das Sorbens zu regenerieren, bevor dieses durch die Drehbewegung wieder auf die Zuluftseite gelangt. Je nach Betriebsbedingungen sind weitere Maßnahmen nötig, um die gewünschten Zu- und Abluftzustände zu erreichen, so dass das Sorptionsrad ein Teil einer Kaskade von Elementen zur Luftkonditionierung sein kann¹². Auch in diesem Bereich der Sorptionstechnik hat es in den letzten Jahren Weiterentwicklungen für effizientere Systeme gegeben, insb. das ECOS (*indirect Evaporatively Cooled Sorptive heat exchanger*)-System (Bongs, 2013; Henning, 2007a), das mit einem beschichteten Sorptions-Wärmeübertrager arbeitet anstatt wie oben beschrieben mit einem Sorptionsrad. Ein weiteres ähnliches System stellt die Menerga Sorpsolair 72/73 dar (Menerga, 2014), die mit einem Absorptionsverfahren arbeitet oder das L-DCS-System von L-DCS Technology (2014), bei dem mit LiCl Zuluft bei hohen elektrischen COPs entfeuchtet werden kann. Weitere auf offener Sorption beruhende Klimatisierungssysteme sind in (Wiemken u. a., 2013b, S. 25) zusammengestellt.

¹²Während dieses Verfahren zur Zuluftkonditionierung vor allem für feuchte Klimata interessant ist, wurde in (Glück u. a., 2011) die Anwendbarkeit offener Sorptionstechnik mit einem Sorptionsrad zur Wassergewinnung, basierend auf einem Massen- und Wärmebilanzmodell (Nia u. a., 2006), aus der Umgebungsluft für trockene Klimata untersucht, das sich auch zur Wasserrückgewinnung in einem offenen Klimatisierungssystem eignen könnte. Für die Anlagenentwicklung, für die die in der vorliegenden Arbeit entwickelten Modelle zum Einsatz kommen könnten, ist auch die in der zitierten Veröffentlichung entwickelte Methode zur Identifikation charakteristischer Randbedingungen interessant, die es ermöglichen kann, wissenschaftlich motivierbar repräsentative Zeitintervalle aus Klimadaten auszuwählen.

3 Generische Modellierung von Sorptionswärmepumpen zum Heizen und Kühlen

In diesem Kapitel sollen die thermodynamischen Modelle vorgestellt werden, die in dieser Arbeit weiterentwickelt und implementiert wurden und in dynamischen Systemsimulationen zur Anwendung gebracht wurden. Es handelt sich um Rechenmodelle, die intern auf Gleichgewichtsrechnungen beruhen und über Wärmeübertragermodelle an die Systemumgebung gekoppelt werden können.

Es wurden zwei Vorgehensweisen verfolgt. Diese können separat oder gekoppelt verwendet werden und füllen eine Lücke im Portfolio bestehender Simulationsmodelle für Sorptionswärmepumpen. Über die Thermodynamik hinausgehende Zusatzannahmen, die in der Implementierung berücksichtigt werden mussten, um in Systemsimulationen einsetzbare Rechenmodelle zu erhalten, werden vorgestellt.

Es wurde ein Modell entwickelt, in dem die Sorptionswärmepumpe thermodynamisch idealisiert modelliert wird, so dass damit das theoretische Maximum des thermodynamischen Grenzfalls repräsentiert wird. Dieses Modell entspricht dem höchstmöglichen, noch die Thermodynamik berücksichtigenden Abstraktionsgrad einer Sorptionswärmepumpe und greift einzig und allein auf thermodynamische Grundprinzipien zurück. Damit ist es sowohl für die Modellierung von Absorptions- als auch von Adsorptionswärmepumpen geeignet. Das Modell wird in dieser Arbeit als TDG-Modell (*thermodynamisches Grenzfall-Modell*) bezeichnet und ist im Abschnitt 3.3.1 beschrieben.

Das zweite Modell ist für die Modellierung von Adsorptionswärmepumpen geeignet. Es berücksichtigt physikalische Materialeigenschaften des Sorbens für den internen Sorptionsprozess, ermöglicht die Berücksichtigung von Wärmerückgewinnung zwischen Sorptionszyklen und zieht thermische Massen von Bauteilen und Wärmeträgerfluid mit in Betracht. Damit werden durch das verwendete Adsorbens gegebene Randbedingungen berücksichtigt und ein höherer technischer Konkretisierungsgrad abgebildet, ohne eine Festlegung auf eine konkrete Wärmepumpe und deren Wärmerückgewinnungsverfahren vorzunehmen. Das Modell wird in dieser Arbeit als WK-Modell (*Wärmekurven-Modell*) bezeichnet und ist in Abschnitt 3.3.3 beschrieben.

Während viele verfügbare Rechenmodelle für Sorptionswärmepumpen die Leistungsabhängigkeit des COP ζ nur begrenzt abbilden, wird in beiden Modellen ein allgemeingültiges, vereinfachtes Wärmeübertragermodell für einseitig kondensierende Wärmeübertrager in die Modellierung

3.1. SORPTIONSWÄRMEPUMPEN - MODELLIERUNG UND AKTUELLE ENTWICKLUNGEN

eingebunden. Dazu wurde für beide Modelle ein NTU¹-Wärmeübertragermodell implementiert, um eine Leistungsabhängigkeit der simulierten Wärmepumpen in die Modelle zu integrieren, indem die internen Prozesse über Wärmeübertragermodelle an die äußeren Fluidströme gekoppelt werden können. Die Wärmeübertragermodellierung sowie entstehende Beschränkungen in der Abbildung von Sorptionswärmepumpen werden diskutiert.

Zunächst sollen in diesem Kapitel einige gebräuchliche, aktuelle und verfügbare Simulationsmodelle und damit die zur Anwendung kommenden Methoden vorgestellt werden. Anschließend werden die in dieser Arbeit umgesetzten Modelle vorgestellt, diskutiert und von den anderen Modellen abgegrenzt.

3.1 Sorptionswärmepumpen - Modellierung und aktuelle Entwicklungen

Für eine Gebäude- / System-Simulation gilt es, ein den Anforderungen an die Simulationsergebnisse entsprechend ausreichend genaues Modell auszuwählen. Daneben spielen viele weitere Kriterien eine Rolle, z. B. die physikalische Begründbarkeit des zu verwendenden Modells oder die Entwicklungsreife des Modells, die besonders im Bereich der Forschung von 'experimentell' bis 'validiert' reichen kann. Für die Simulation ganzer Jahresverläufe mit Heiz- und Kühlperiode zur umfangreichen Untersuchung von auftretenden Belastungsgraden und der Kopplung mit anderen Komponenten wie Speichern, kann die erforderliche Ausführungszeit eine entscheidende Rolle spielen, die häufig mit der Genauigkeit und evtl. dafür erforderlichen Komplexität des Modells verknüpft ist.

Obwohl ein Modell die physikalischen Vorgänge und das Verhalten einer Sorptionswärmepumpe so genau wie möglich wiedergeben soll, sind deshalb häufig Vereinfachungen nötig.

Es ist in einer Systemsimulation zu berücksichtigen, dass eine Verfeinerung des Simulationsmodells der Sorptionswärmepumpe fast immer nur dann sinnvoll ist, wenn auch eine Verfeinerung der anderen Systemkomponenten, bzw. von deren Simulationsmodellen, vorgenommen wird. Wird beispielsweise für Optimierungen oder Parametervariationen in vielen tausend Simulationen mit Stundenschritten gearbeitet, ist es in der Regel nicht möglich und auch nicht erforderlich, maschineninterne Prozesse noch sehr hoch auflösen zu können.

Es handelt sich bei den in dieser Arbeit entwickelten Modellen um quasi-stationäre Rechenmodelle, die nicht das Einschwingverhalten nach Änderung von Randbedingungen berücksichtigen. Ist dies erforderlich, müssen Simulationsmodelle verwendet werden, die eine transiente Abbildung des dabei auftretenden Maschinenverhaltens ermöglichen.

Auf Basis dieser und ähnlicher Überlegungen sind im Bereich der Gebäudesystemsimulation Sorptionswärmepumpenmodelle entwickelt worden, die unterschiedliche Modellierungsschwerpunkte und physikalische Ansätze aufweisen.

¹number of transfer units, siehe auch 3.3.2

In diesem Abschnitt soll ein Überblick über einige verfügbare Modelle zur Simulation von Sorptionswärmepumpen gegeben werden. Der Schwerpunkt liegt dabei auf Modellen, die für die Simulationsumgebung TRNSYS ([Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2005](#)) verfügbar sind und auf Modellen, die in der Vorbereitung und während der Modellentwicklung für diese Arbeit zum Einsatz kamen. Neben der Dokumentation der Modelle ist in dieser Arbeit ein wesentliches Kriterium die Abhängigkeit oder Unabhängigkeit der Modelle von konkreten Maschinen- bzw. Messdaten und die physikalische Motivierbarkeit des Ansatzes.

3.2 Simulationsmodelle für Ab- und Adsorptionswärmepumpen

Bei fast allen Simulationsmodellen handelt es sich um Modelle für Sorptionskältemaschinen, deren Verhalten hauptsächlich von den drei Eingangstemperaturen anhängt. Teilweise könnten die Modelle prinzipiell auch in einer Simulation für die Heizanwendung verwendet werden, sind aber oft nicht oder nicht gut für diese Betriebsweise parametrierbar und müssten zunächst modifiziert werden oder es handelt sich um Kennlinien- oder Kennfeldmodelle, für die zum Heizbetrieb wenig oder keine geeigneten Daten zur Verfügung stehen.

Für die Simulation marktverfügbarer Sorptionswärmepumpen zum Kühlen werden sehr häufig Kennlinien- oder Kennfeldtypen verwendet. Diese haben den Vorteil, durch Parameterdaten aus einem Herstellerdatenblatt oder Messungen belegbar zu sein und zeichnen sich durch kurze Simulationslaufzeiten aus, da zu jedem sich in der Simulation einstellenden Betriebspunkt lediglich Daten eines Kennfelds interpoliert werden müssen. Daneben gibt es *physikalische Modelle*, die auf physikalischen Vorgängen in einer Sorptionswärmepumpe basierend entwickelt wurden und dann durch entsprechende Parametrierung an das Betriebsverhalten einer vermessenen Sorptionskältemaschine angepasst werden können. Bei diesen Modellen kann es sich um Bilanzmodelle handeln, die auf der Bilanzierung der Enthalpien oder Entropien beruhen (vgl. Abschnitt 3.2.1).

Darüber hinaus gibt es hybride Modelle, die beide Herangehensweisen beinhalten, um ein möglichst realistisches Betriebsverhalten einer Sorptionswärmepumpe in einer Simulation abzubilden. Im folgenden Abschnitt werden Rechenverfahren und -modelle diskutiert, die allgemeingültig einsetzbar sind. Da in dieser Arbeit das für Energiesystemsimulationen häufig eingesetzte Simulationsprogramm TRNSYS verwendet wurde, liegt ein Schwerpunkt auf Modellen, die für TRNSYS verfügbar sind. Die in TRNSYS zum Einsatz kommenden Routinen bezeichnet man als *Types*, wobei es sich um Subroutinen handelt, die für den TRNSYS-Programmcode in einer beliebigen Programmiersprache entwickelt werden können². In den nächsten Abschnitten werden zunächst Bilanzmodelle und hybride Modelle vorgestellt und deren Charakteristika diskutiert. Anschließend wird auf die häufig verwendeten Kennfeldmodelle eingegangen. Nach der Beschreibung der generischen Modelle aus dieser Arbeit folgt eine Einordnung der verfügbaren Modelle.

3.2.1 Bilanzmodelle und Hybride Modelle

In diesem Abschnitt sollen einige häufig verwendete Modelle vorgestellt werden, die maschineninterne physikalischen Vorgängen durch Wärme-, Energie- oder Enthalpiebilanzen berücksichtigen, die zumindest in der Regel durch zusätzliche Vorgaben kalibriert werden

²Fast alle Types sind in Fortran 90 geschrieben.

müssen. Der Begriff *hybride Modelle* soll auf die Verknüpfung physikalischer Modellierung mit der weiterhin nötigen physikalisch motivierten oder unmotivierten Kalibrierung hindeuten, wie beispielsweise im Falle einer Anpassung eines Modells an Messdaten durch physikalisch nicht unmittelbar rechtfertigbare Korrekturfaktoren.

Grundlegende Bilanzmodelle

Die grundlegenden Energiebilanzmodelle - oder besser Enthalpiebilanzmodelle (Ziegler, 1997) - beruhen auf der Lösung der Gleichungen, die sich für die Enthalpiebilanzen an den 4 Wärmeübertragern von Sorptionswärmepumpen ergeben. Ziegler führt an, dass man der Enthalpiemethode zur Berechnung des Wärmeverhältnisses (COP) die Entropiemethode gegenüberstellen kann. Die beiden Methoden unterscheiden sich in der impliziten (Enthalpie) bzw. expliziten (Entropie) Berücksichtigung der Entropiebilanz, d. h. in der Methode zur Sicherstellung der Unverletztheit des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik, was eine explizite Mitberechnung der Entropieproduktion des Sorptionsprozesses ermöglicht (Ziegler, 1997)³. In (Kohlenbach, 2006) wurde ein detailliertes Simulationsmodell für Absorptionskältemaschinen auf dieser Basis (Masse- und Enthalpiebilanzen) entwickelt und umgesetzt. Es bildet die Wärmeübertrager nicht explizit ab, sondern verwendet Mittelwerte der Ein- und Austrittstemperaturen, bzw. Mittelwerte der Temperaturen von reicher und armer Lösung als Außen- und Innentemperaturen anstelle der Wärmeübertrager. Es werden thermische Trägheiten von Wärmeübertragern und Betriebsflüssigkeiten berücksichtigt.

Für Potentialanalysen mit neuen Stoffpaaren und / oder neuen Zyklenkonzepten weisen diese Modelle Einschränkungen, aber auch Vorteile auf. Einerseits muss keine Festlegung bei der Abbildung von Absorption oder Adsorption erfolgen. Es können ausgehend von vorliegenden Berechnungen Parameter verändert werden, um so z. B. eine weiterentwickelte Sorptionswärmepumpe zu modellieren. Andererseits sind die Annahmen im Vergleich zu einer extrem allgemeinen Modellierung wie mit dem in dieser Arbeit vorgestellten thermodynamischen Modell bereits recht konkret, ohne jedoch einen konkreten Zyklus mit Materialdaten zur Grundlage zu haben.

Insofern stellen diese Modelle eine Alternative zur Evaluation von Sorptionswärmepumpen dar, die neben den in dieser Arbeit umgesetzten Modellierungsmethoden zur Verfügung steht. Sie sind in der Berechnung des Wärmeverhältnisses detaillierter (z. B. Entropiemethode) als die grundlegendste Berechnung auf thermodynamischer Basis (vgl. Kapitel 3.3.1 zum TDG-Modell), in der Berücksichtigung der Materialeigenschaften und Berechenbarkeit von Verlusten ohne Weiteres jedoch vereinfachter als bei Berücksichtigung der Sorptionsgleichgewichte wie beim WK-Modell (Abschnitt 3.3.3).

³Beide Modelle werden in (Ziegler, 1997) vorgestellt und für Absorptionswärmepumpen diskutiert.

Das $\Delta\Delta t$ -Modell

Ein häufig verwendetes Simulationsmodell zur Simulation von Absorptionskältemaschinen ist das $\Delta\Delta t$ -Modell, das für TRNSYS im sog. *Type 177* umgesetzt wurde. Das Modell wurde 1999 vorgestellt (Hellmann u. a., 1999; Ziegler u. a., 1999), inzwischen mehrfach weiterentwickelt und angepasst (Albers u. a., 2013) und kann mit Modifikationen auch zur quasi-stationären Simulation von Adsorptionskältemaschinen gebraucht werden (Albers u. a., 2009; Dalibard u. a., 2013; Dalibard, 2014). Es existiert außerdem ein Konzept zur Berücksichtigung variabler Volumenströme an den Wärmeübertragern (Albers u. Ziegler, 2011, 2009), das jedoch in der verfügbaren und häufig verwendeten Implementierung für TRNSYS nicht vorhanden ist. Es zeichnet sich durch ein physikalisch einfaches Grundkonzept aus, bei dem die Teillastmodellierung auf eine einzige sog. charakteristische Gleichung zurückgeführt wird, die sog. $\Delta\Delta t$ -Funktion. Diese repräsentiert die Summe der treibenden Temperaturdifferenzen und hängt ab von den äußeren Durchschnittstemperaturen an den Wärmeübertragern und deren Wärmedurchgangskoeffizienten und Wärmeübertragerflächen (UA-Werten), ohne jedoch die Wärmeübertragereffizienzen explizit zu berechnen, da als Näherung das arithmetische Mittel der Eingangs- und Ausgangstemperaturen als Eingangstemperatur für das Modell verwendet wird. Damit wird ein Teillastverhalten berücksichtigt, ohne die Wärmeübertrager explizit zu modellieren. Mit Proportionalitätsfaktoren für die spezifischen Enthalpiedifferenzen an den Wärmeübertragern (Hellmann u. Ziegler, 1999) wird der Wärmeübergang am Verdampfer mit den Wärmeübergängen an den übrigen Wärmeübertragern gekoppelt. Im Modell wird mit internen und externen Temperaturen gearbeitet, die über die Wärmebilanz an den Wärmeübertragern miteinander gekoppelt sind. Es kann eine Gleichung mit dem Dühring-Parameter B aufgestellt werden, die die 4 externen Temperaturen koppelt

$$(T_G - T_A) = (T_K - T_V) \cdot B, \quad (3.1)$$

und es wird die $\Delta\Delta t$ -Funktion definiert

$$\Delta\Delta t := (t_G - t_A) - (t_K - t_V) \cdot B, \quad (3.2)$$

wobei die Kleinbuchstaben für die internen Temperaturen (statt der extern anliegenden Temperaturen) stehen.

Durch Einsetzen kann dann eine Gleichung für die Leistungsabhängigkeit am Verdampfer aufgestellt werden

$$Q_V = s_V \cdot \Delta\Delta t - s_V \cdot \Delta\Delta t_{\min, V} \quad (3.3)$$

d. h. die Teilleistung Q_V ist eine lineare Funktion von $\Delta\Delta t$, mit dem Achsenabschnitt $s_V \cdot \Delta\Delta t_{\min, V}$ und dem Dühring-Parameter B , wobei die spezifischen Enthalpiedifferenzen in der Konstante s_V stecken. Ist \dot{Q}_V berechnet, erhält man die anderen Wärmen durch Multiplikation mit den Proportionalitätsfaktoren basierend auf den Enthalpiedifferenzen an den Wärmeübertragern. Der Dühring-Parameter entspricht der mittleren Steigung der Sättigungslinien im p/T-Diagramm über die Sorptionsbreite des Absorbers und des Generators. Bei $\Delta\Delta t_{\min}$ handelt es sich um die minimal aufzubringende treibende Temperaturdifferenz, ab der die Sorptionskältemaschine zu arbeiten beginnt.

Anwendbarkeit: In der zur Verfügung stehenden Umsetzung *Type 177* von Jan Albers (TU Berlin) für die Simulation von Absorptionswärmepumpen TRNSYS wird wegen der als konstant angenommenen spezifischen Enthalpiedifferenzen und der oben beschriebenen Bestimmung der Wärmeübergänge an den Wärmeübertragern empfohlen, nicht mehr als $\pm 10\%$ vom Nennmassenstrom einer Sorptionswärmepumpe abzuweichen, da sonst die Simulationsergebnisse ungenau werden können, was auch die Näherung der Temperatur als Mittelwerte der Ein- und Ausgangstemperaturen rechtfertigt (Handbuch *Type 177*, Albers, 2011).

Beim $\Delta\Delta t$ -Modell handelt es sich um ein effizientes⁴, physikalisches Rechenmodell zur Simulation von vor allem Absorptionswärmepumpen, wenn Messdaten zur Parametrierung des Modells zur Verfügung stehen. Die Beschränkung auf die Nennmassenströme entspringt nicht dem Modellansatz und kann in einer anderen Modellierung der Wärmeübertrager aufgehoben werden (Albers u. Ziegler, 2011), was allerdings die Modellkomplexität erhöht, da die spezifischen Enthalpiedifferenzen an den Wärmeübertragern nicht mehr als konstant angenommen werden können, wenn alle Strömungszustände und Temperaturspreizungen an den Wärmeübertragern zugelassen werden.

Absorptionswärmepumpenmodell von Hannl, Neyer et al.

Für die detaillierte Simulation einer Absorptionswärmepumpe wurde von D. Hannl und D. Neyer ein Simulationsmodell für TRNSYS entwickelt, das zunächst auf Enthalpiebilanzen an den Wärmeübertragern basiert, dann aber durch Anwendung von Korrekturen sehr genau auf das Betriebsverhalten der Ammoniak-Wasser-Absorptionskälteanlage 'Pink Chiller 19' mit 19 kW (Hannl u. Rieberer, 2012) angepasst wurde. Im hier dargestellten Vergleich stellt das Modell ein Beispiel für hochangepasste Modelle dar, obwohl ein allgemeingültiges physikalisches Modell zugrundeliegt.

Das Modell verwendet die Eintrittstemperaturen des Hoch- und Mitteltemperaturkreislaufs sowie die Kaltwasseraustrittstemperatur und die dazugehörigen Volumenströme und berechnet daraus die zu übertragenden Leistungen an den Wärmeübertragern und die Zustände der internen Anlagenkomponenten (Hannl u. Rieberer, 2012). Durch die Einbringung von Messergebnissen zu maschineninternen Mechanismen und die Implementierung der anlageninternen Regelung werden Lösungsmittelpumpendrehzahl, interne Drücke und Verfahren wie Absorberunterkühlung und weitere Effekte wie Wärmeverluste an die Umgebung bei Start-Stopp-Betrieb, Anfahrverzögerung, Wärme- und Massenspeichereffekte (Neyer u. a., 2013) berechnet und berücksichtigt.

Mit diesem Verfahren ist ein Simulationsmodell entstanden, das auf Anfrage als Kennfeldmodell für TRNSYS erhältlich ist und das Maschinenverhalten des Pink Chillers sehr exakt wiedergibt (Hannl u. Rieberer, 2012; Neyer u. a., 2013; Hannl u. a., 2012). Für diese Zusammenstellung interessant ist die Erwähnung der Autoren in (Hannl u. a., 2012), dass die Übereinstimmung zwischen Modell und Messdaten besser erreicht wurde als mit oben genanntem $\Delta\Delta t$ -Modell. Die zur Anwendung des $\Delta\Delta t$ -Modells notwendigen Konstanten wurden in eigenen Messungen bestimmt.

⁴im Sinne von Rechenzeit, Ausführungszeit

Das Modell bildet die Leistungsabhängigkeiten an den Wärmeübertragern ab, ist validiert, bildet thermische Trägheit ab und erfordert die Festlegung vergleichsweise weniger Parameter zur Simulation eines Sorptionskältesystems. Einschränkungen bestehen in der Festlegung auf die modellierte Sorptionskältemaschine und der extrem genauen Abbildung des Maschinenverhaltens, das andererseits zu vergleichsweise zeitaufwändiger Ausführungszeit führt, so dass das Modell bedingt zur Ausführung von Parameterstudien oder Optimierungen mit Ganzjahressimulationen geeignet ist, da dann mindestens eine Parallelisierung der Rechnungen erforderlich ist.

Adsorptionswärmepumpenmodell von Dalibard

Dieses Modell basiert auf einem *lumped parameter approach* von Wang u. Chua (2007) und kann mehrere technisch umgesetzte, konkrete Wärmerückgewinnungsmethoden für Adsorptionskältemaschinen (Nishiyodo-Verfahren, Mayekawa-Verfahren und weitere) abbilden. Es wurde von Dalibard im Rahmen seiner Dissertation entwickelt und ist in (Dalibard, 2014) beschrieben (siehe auch Dalibard u. a., 2012). Es sind mehrere Verfahren zur Berechnung der Sorptionsgleichgewichte implementiert (Freundlich, Henry, Dubinin-Ashtakov). Das Modell wurde gegen Messdaten einer 350 kW-Kältemaschine validiert. Es erfordert die Festlegung vergleichsweise vieler Modellparameter, auch weil interne Maschinenprozesse aufgelöst werden, was bei anderen Modellen häufig nicht der Fall ist.

Die zeitaufgelöste Abbildung der Ad- und Desorptionsvorgänge sowie der Wärmerückgewinnung erfordert einen Simulationszeitschritt im Bereich einiger Minuten oder darunter und das Modell ist ebenso wie das zuvor beschriebene Modell von Hannl und Neyer sehr rechenintensiv. Dies führt zu vergleichsweise langen Simulationslaufzeiten mit denselben oben genannten Einschränkungen für Parameterstudien, Optimierungsrechnungen und Jahressimulationen. Sollen hingegen in einer Simulation die Temperaturschwankungen an den Wärmeübertragern von Adsorptionswärmepumpen abgebildet werden, handelt es sich um ein physikalisch konsistentes Modell, das als Eines von Wenigen interne Vorgänge von Adsorptionswärmepumpen abbilden kann und somit diese in einer Systemsimulation analysierbar macht.

3.2.2 Kennlinien- oder Kennfeld-Modelle

Die vermutlich am häufigsten eingesetzte Methode zur Simulation von Absorptionskältemaschinen ist der Rückgriff auf Kennlinien- / Kennfeld- oder Datenblatt-Modelle, die auf mehr oder weniger physikalisch motivierbaren Fitfunktionen an Herstellerdaten beruhen. Diese Modelle sind geeignet, marktverfügbare Sorptionswärmepumpen und damit vor allem Sorptionskältemaschinen überraschend genau abzubilden, insb. wenn Temperaturabhängigkeiten durch Zusatzannahmen berücksichtigt werden.

Für TRNSYS steht in der mitgelieferten Standardbibliothek *Type 107* zur Verfügung, *Single Effect Hot Water Fired Absorption Chiller*, der zur aufwandseffizienten Modellierung und Simulation einer Absorptionskältemaschine verwendet werden kann. Das Modell verwendet normierte Katalogdaten als Datenbasis, die aus Datenblättern oder Messungen abgeleitet werden können und in

einer Datei hinterlegt werden müssen. Durch die Normierung ist eine Skalierung der Nennleistung möglich, d. h. es kann eine verfügbare Absorptionskältemaschine ausgewählt werden⁵ und die Leistung kann dann für eine fiktive Maschine anderer Nennleistung auf den in der Simulation erforderlichen Wert skaliert werden. Es ist eine Kaltwasser-Sollwerttemperatur vorzugeben und der Type ist beschränkt in den zulässigen Betriebstemperaturen an den Heiß- / Kühl- und Kaltwassereingängen, da im Type keine Extrapolation vorgesehen ist, sondern nur innerhalb des in einer Datei spezifizierten Kennfelds interpoliert. Das Modell ermittelt zunächst einen Teillastfaktor (bezogen auf die Nennleistung) für den Simulationszeitschritt und daraus mit den Eingangstemperaturen der äußeren Fluidströme die zur Verfügung stehende Nennleistung unter den vorliegenden Betriebsbedingungen. Bezogen auf diese Nennleistung lässt sich aus dem Kaltwasser-Temperatur Sollwert eine betriebstemperaturabhängige Teillast ermitteln, mit der dann die Wärmeaufnahme am Generator berechnet wird. Dies geschieht ausgehend von der Bestpunkts-Nennleistung und dem dazugehörigen Nenn-COP (vgl. TRNSYS Manual, [Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2012](#)):

$$\dot{Q}_{\text{gen}} = \frac{\dot{Q}_{\text{nenn}}}{\text{COP}_{\text{Kühlen}}^{\text{nenn}}} \cdot f_{\text{Teillast}} \quad (3.4)$$

Die Wärme \dot{Q}_{gen} wird dann dem Heißwassermassenstrom entzogen. Eine Berücksichtigung der Wärmeübertrager ist implizit in den zugrundegelegten Maschinendaten enthalten und die Berücksichtigung des Teillastverhaltens geschieht durch die temperatur- und lastabhängigen Werte in der Kennfelddatei.

Die Berechnung der übrigen Ausgangstemperaturen erfolgt über eine Wärmebilanz, wobei in der Berechnung des Kühl-COP

$$\zeta_{\text{K}} = \frac{\dot{Q}_{\text{kalt}}}{\dot{Q}_{\text{heiss}} + \dot{Q}_{\text{aux}}} \quad (3.5)$$

eine Berücksichtigung parasitärer Hilfsenergie durch den Term \dot{Q}_{aux} erfolgt.

Insgesamt erfolgt durch das Modell eine Abbildung

$$[T_{\text{heiss}}^{\text{aus}}, T_{\text{kühl}}^{\text{aus}}, T_{\text{kalt}}^{\text{aus}}, \text{COP}(t)] = f(\underbrace{T_{\text{heiss}}^{\text{ein}}, T_{\text{kühl}}^{\text{ein}}, T_{\text{kalt}}^{\text{ein}}, f_{\text{Teillast}}}_{\text{Kennfeld}}, \underbrace{\text{COP}_{\text{nenn}}, \dot{Q}_{\text{nenn}}}_{\text{konstant}}) \quad (3.6)$$

über die beiden Informationen Nenn-Teillast und Heißwasser-Leistungsaufnahme (unmittelbare Ausgaben aus Kennfeld-Datei) mit einigen technisch erforderlichen Nebenbedingungen (z. B. Einhaltung von Grenztemperaturen u. ä.). Es existieren Erweiterungen ([Witte u. a., 2008](#)), die jedoch auf demselben Grundprinzip beruhen. Die Wärmeübergänge $\Delta\dot{Q}$ an den Wärmeübertragern werden durch einfache Wärmebilanzen erhalten und es werden keine Wärmeübertrager modelliert, das Teillastverhalten wird durch die Einträge in der Kennfeld-Datei berücksichtigt.

Anwendbarkeit: Mit diesen Modellen können sehr gute Übereinstimmungen mit dem Betriebsverhalten realer Maschinen erreicht werden ([Witte u. a., 2008](#)), wenn lediglich eine

⁵Die Auswahl kann z. B. auf dem Sorptions-Arbeitspaar und nächstgelegenen Nennleistung einer verfügbaren Maschine zur zu simulierenden Maschine beruhen.

real existierende Maschine in der Simulation für Betriebsbedingungen abgebildet werden soll, für die ausreichend Daten vorliegen. Für die Simulation neuartiger Versorgungssysteme und Schaltungskonzepte weisen diese Modelle häufig die Einschränkung auf, dass sie außerhalb der tabellierten Grenzen für die Eingangsgrößen entweder extrapolieren müssen oder gar nicht mehr einsetzbar sind.

Zur Inter- oder Extrapolation von Kenndaten können in Kennfeldmodellen Zusatzannahmen gemacht werden, z. B. durch Verwendung der reduzierten Temperatur T^* als Fitfunktion. Hierzu wird eine sog. reduzierte Temperatur definiert (Núñez u. a., 2007) als

$$T^* = \frac{(T_{AC} - T_V)}{(T_G - T_{AC})}. \quad (3.7)$$

Für mehrere Messpunkte lässt sich dann ein Modell mit einer Fitfunktion aus der Auftragung des COP gegen die reduzierte Temperatur T^* erstellen, in Abhängigkeit derer der COP angegeben und so eine Sorptionswärmepumpe modelliert werden kann (Núñez u. a., 2006; Henning, 2005).

Statistische Modelle auf Basis von Betriebsdaten

Ein weiterer Modelltyp basiert auf einer *black box*-Modellierung mit Hilfe eines selbstlernenden Algorithmus, wie von Döll (2011) für TRNSYS implementiert und untersucht.

Bei diesem Verfahren werden anstatt Kennlinien oder -feldern Betriebsdaten als Basis herangezogen. Dies hat den Vorteil, dass keine systematische Aufnahme von Betriebspunkten erfolgen muss, sondern Messdaten aus dem laufenden Betrieb verwendet werden können. Unter Anwendung eines künstlichen neuronalen Netzes (selbstlernender Algorithmus), das mit Hilfe der Betriebsdaten konditioniert wird, kann dann für jeden Betriebspunkt das quasi-kontinuierliche Verhalten der Maschine bestimmt werden.

Das Verfahren eignet sich besonders, wenn keine ausreichenden Messdaten vorliegen, aber eine in Betrieb befindliche Sorptionswärmepumpe vorhanden ist. Die Abbildungsgenauigkeit hängt jedoch vom Umfang der vorliegenden Messdaten aus dem Maschinenbetrieb ab.

Zusammenfassung des Modellüberblicks

Im obigen Abschnitt wurden Simulationsmodelle diskutiert, die zur Simulation von Sorptionswärmepumpen in Verbindung mit weiteren Systemkomponenten insb. in TRNSYS zum Einsatz kommen können und in Forschung und Entwicklung einsetzbar sind. Festzuhalten ist, dass je nach Fragestellung, die Anlass zur Durchführung einer Systemsimulation gibt, aus mehreren Modellen gewählt werden kann, wobei das Spektrum von einfachsten Modellen reicht, die auf Kennlinien bzw. Kennfeldern aus Datenblättern beruhen, keine Wärmeübertrager, Wärmerückgewinnung, thermische Trägheit und andere Effekte explizit abbilden und trotzdem überraschend weitreichende Schlüsse in Verbindung mit anderen Systemkomponenten liefern können. Am anderen Ende des Spektrums stehen detaillierte physikalische Modelle, die maschineninterne Prozesse und Komponenten abbilden. Diese lassen eine Untersuchung des Maschinenverhaltens, wenn möglicherweise auch nur einer konkreten Maschine oder

einer kleinen Gruppe zu. Des Weiteren können sie dynamische Effekte bei Änderung der Betriebsrandbedingungen auflösen, statt vereinfachend stationäres oder quasi-stationäres Betriebsverhalten anzunehmen. Die Verwendung solcher detaillierter Modelle kann nötig sein, um die Wechselwirkungen der unmittelbar mit der Wärmepumpe in Verbindung stehenden Komponenten zu verstehen, z. B. zur Optimierung eines Regelungsverfahrens.

So ist für umfangreichste Studien wie z. B. für das Projekt EvaSolK ([Wiemken u. a., 2013b](#)) die Wahl eines sehr einfachen Simulationsmodells völlig ausreichend. Es wurde hier ein von B. Nienborg entwickeltes Modell verwendet, das auf einer Mittelung von in Datenblättern unterschiedlicher Maschinen angegebener Leistungsdaten beruht und dann auf Basis einer charakteristischen Gleichung oder reduzierten Temperatur diese wiedergibt⁶. Das Modell erlaubt die Einstellung einer Nennleistung und einer zugrundeliegenden Technologie aufgrund des Arbeitspaars (z. B. Wasser/LiBr-Absorptionskältemaschine, NH₃/Wasser-Absorptionskältemaschine, Adsorptionskältemaschine, zweistufige Wasser/LiBr-Absorptionskältemaschine > 50 kW) und gibt in jedem Zeitschritt eine für diesen Maschinentypus bei der gesetzten Leistung und bei den anliegenden Betriebstemperaturen typischen COP für stationären Betrieb zurück. Es berechnet damit eine Wärmebilanz, die die Leistungsfähigkeit der Maschine im entsprechenden Betriebspunkt wiedergibt. Zur Untersuchung von Regelungskonzepten oder zur Optimierung des Betriebsverhaltens einer konkreten Maschine sind hingegen die detaillierteren Modelle erforderlich, wie oben beschrieben.

Man stellt fest, dass viele der verfügbaren Simulationsmodelle auf Messdaten zurückgreifen (und damit konkrete, existierende Maschinen abbilden) und ausnahmslos zur Abbildung von Kältemaschinen entwickelt wurden. Dies bedeutet nicht, dass die zugrundeliegenden Prinzipien nicht zur Berechnung des Heizfalls einsetzbar wären, hat allerdings zur Folge, dass die Simulationsmodelle oft nur für Kältemaschinen parametrierbar sind oder Einschränkungen in der vorgesehenen Ankopplung an andere Simulationskomponenten oder in der Regelbarkeit aufweisen. Der Quellcode, der eine Anpassung für den Heizbetrieb ermöglichen würde, ist häufig nicht verfügbar. Bei den zur Verfügung stehenden Implementierungen gibt es zwischen Ad- und Adsorptionswärmepumpenmodellen ein Übergewicht zugunsten der Adsorptionswärmepumpen.

Aus diesen Sachverhalten geht der Entwicklungsbedarf für auf thermodynamischen Annahmen und Stoffpaar-Daten beruhende Sorptionswärmepumpenmodelle zum Heizen und Kühlen hervor. Die hier vorgestellten Modelle sollen die Lücke schließen zwischen häufig nicht vollständig physikalischen, einfachsten Kennfeldmodellen und hochdetaillierten, oftmals physikalisch weitgehend konsistenten Modellen für eine konkrete Maschine. Dabei sollen sie für die Simulation von Heizung und Kühlung geeignet sein und sich für Simulationsstudien mit geringen Simulationslaufzeiten eignen. Von einem Rückgriff auf Herstellerdaten sollen sie ganz oder weitgehend unabhängig bleiben und nur auf thermodynamischen Prinzipien und Berechnungen beruhen.

⁶Eine Beschreibung findet man im Anhang des Abschlussberichts ([Wiemken u. a., 2013b](#))

3.3 Generische Modelle zum Heizen und Kühlen

In dieser Arbeit wurden zwei generische Simulationsmodelle entwickelt und für das Simulationsprogramm TRNSYS implementiert, um zukünftige Sorptionswärmepumpen zum Heizen und / oder Kühlen ohne das Vorhandensein von Betriebsdaten allein auf Basis thermodynamischer Annahmen abbilden zu können.

Beide Modelle basieren auf einem ähnlichen Grundkonzept, das in Abbildung 3.1 skizziert ist.

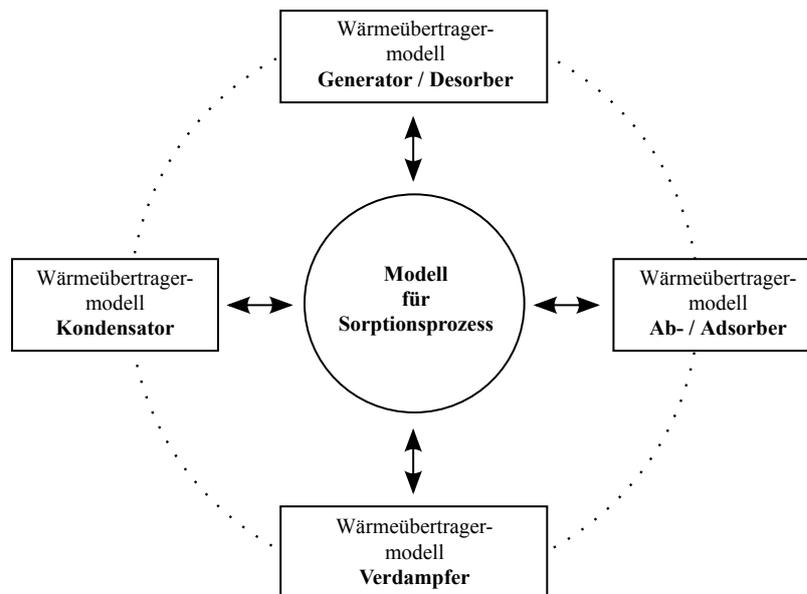


Abbildung 3.1: Veranschaulichung des Kopplungskonzepts beider generischer Modelle, die Wärmeübertrager sind über eine Wärmebilanz und den COP des inneren Modells für den Sorptionsprozess miteinander gekoppelt (punktiert).

Die äußeren Fluidströme, über die das Gesamt-Wärmepumpenmodell in einer Systemsimulation an die übrigen Komponenten gekoppelt wird, werden über je einen modellierten Wärmeübertrager an ein Modell für den internen Sorptionsprozess gekoppelt. Die Modellierung der Wärmeübertrager ist in Abschnitt 3.3.2 beschrieben.

3.3.1 Generisches Modell für den thermodynamischen Grenzfall (TDG-Modell)

Durch den in diesem Abschnitt wiedergegebenen Ansatz wird auf Basis thermodynamischer Grundprinzipien der Grenzwirkungsgrad ermittelt, den eine reversibel und verlustfrei arbeitende Wärmepumpe zum Heizen oder Kühlen unter den gegebenen Betriebstemperaturen erreichen könnte. Durch einen Parameter (*Carnot-Gütegrad*) lässt sich der thermodynamische Grenzwirkungsgrad bzw. der ideale COP so skalieren, dass auch Simulationen mit in konstantem Verhältnis zum thermodynamischen Optimum reduzierten COPs möglich sind.

Das Modell ist unabhängig von der internen Arbeitsweise der abgebildeten Sorptionswärmepumpe,

da keine Annahmen getroffen werden, die das Modell auf Absorption oder Adsorption einschränken und es ist somit zur Berechnung des thermodynamischen Grenzfalls beider Technologien geeignet.

Die Vorgehensweise kann zur Simulation sowohl der Heiz- als auch der Kühlanwendung herangezogen werden und ist geeignet, wenn die Abbildung der Wärmepumpe abstrakt gehalten werden kann oder soll. Dies kann bei Simulationen zur Potentialabschätzung der Fall sein, wenn Systemkonzepte erprobt werden sollen, bei denen die typischen technischen Einschränkungen (wie Beschränkung der zulässigen Massenströme, Temperaturen, u.ä.) der Wärmepumpe einen untergeordneten Einfluss auf die Simulationsergebnisse haben sollen oder wenn z. B. die Regelbarkeit einer anderen Komponente mit einem allgemeingültigen Modell untersucht werden soll. Des Weiteren eignet sich das Rechenmodell, wie eingangs beschrieben, zur Untersuchung zukünftiger Konzepte mit Wärmepumpenmodellen, für die noch keine Daten vorliegen.

Modellkonzept

Bei der Carnot-Maschine handelt es sich um eine theoretische thermodynamische Idealisierung, in der eine Maschine unter Wärmeaufnahme aus einem Wärmereservoir einer bestimmten Temperatur und unter Abgabe von Wärme an ein zweites Wärmereservoir einer niedrigeren Temperatur reversibel Arbeit zu verrichten vermag⁷. Diese Arbeit entspricht der Differenz zwischen aufgenommener und abgegebener Wärme und stellt das Maximum an Arbeit dar, das in einem thermodynamischen Prozess bei den gegebenen Temperaturen bereitgestellt werden kann. Bei Gütegrad $q_i = 1$ handelt es sich bei dem implementierten Modell um die Abbildung einer sog. *endoreversiblen Maschine* (Rubin, 1979).

Mit dieser Idealisierung lässt sich eine maximal mögliche Effizienz, d. h. der maximal erreichbare thermische COP einer Sorptionswärmepumpe berechnen, indem man sich die Wärmepumpe als Kopplung zweier Carnot-Maschinen vorstellt, von denen eine wie bereits beschrieben Arbeit produziert, die die zweite aufnimmt und damit gegensinnig laufend zwei weitere Temperaturreervoirs abkühlt bzw. erwärmt. Abbildung 3.2 zeigt ein Schema dafür.

Die links dargestellte rechtsläufige Carnot-Maschine nimmt die Wärme Q_1 bei der Temperatur T_1 auf und gibt den Anteil Q_2 bei der Temperatur T_2 ab. Sie stellt die Arbeit W mit dem Carnot-Wirkungsgrad η_C bereit.

Rechts im Bild dargestellt ist die zweite Carnot-Maschine (linksläufig), die die Arbeit W sowie die Wärme Q_4 bei T_4 aufnimmt und auf das Temperaturniveau T_3 anhebt, so dass sie dort die Wärme Q_3 abgibt.

Eine übliche Darstellung in der Thermodynamik ist die Darstellung des TS-Diagramms des Carnotprozesses. Der rechtsläufige Prozess entspricht dem Rechteck links oben in Abbildung 3.3. Es handelt sich hierbei um die Repräsentation der ersten gedachten Carnot-Maschine in Abbildung 3.2, das rechte untere Rechteck in Abbildung 3.3 entspricht der zweiten gedachten Carnot-Maschine. Auf eine Beschreibung des Zyklusverlaufs wird hier verzichtet. Diese entspricht dem aus der Thermodynamik bekannten Konzept der Carnot-Maschine und ist als Abstraktion für Sorp-

⁷Keine Maschine, die zwischen zwei vorgegebenen Temperaturen arbeitet, ist effektiver als die Carnot-Maschine (Huang, 1963).

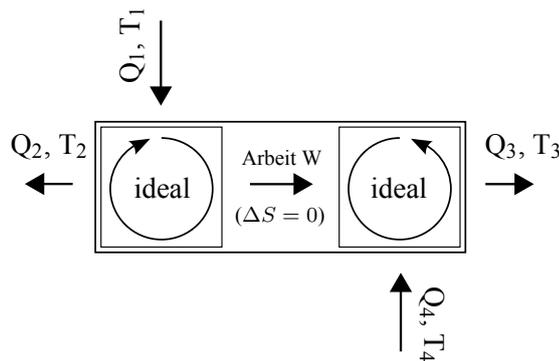


Abbildung 3.2: Abstrahierte / idealisierte Sorptionswärmepumpenmodell-Darstellung durch 2 gekoppelte Carnot-Prozesse

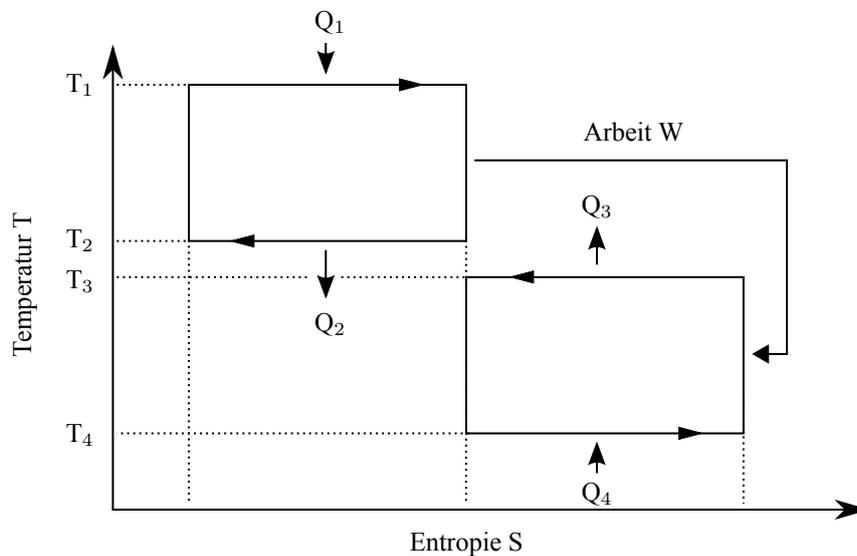


Abbildung 3.3: Gekoppelte Carnot-Prozesse im TS-Diagramm

tionswärmepumpen in (Herold u. a., 1996) ausführlich beschrieben.

Berechnungsverfahren

Unter dieser Veranschaulichung gilt für die von der Wärmekraftmaschine (rechtsläufiger Prozess) produzierte Arbeit W und für die von der Kraft-Wärme-Maschine (linksläufiger Prozess) aufgenommene Arbeit ($-W$)

$$W = Q_1 - Q_2 \quad (3.8)$$

$$-W = Q_4 - Q_3. \quad (3.9)$$

Aus der Entropiebilanz folgt unter der Annahme reversibler Prozessführung

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2} \quad \text{und} \quad \frac{Q_3}{T_3} = \frac{Q_4}{T_4}, \quad (3.10)$$

so dass man die Grenzwirkungsgrade $\eta_{C,i}$ erhält

$$W = Q_1 - Q_1 \frac{T_2}{T_1} = Q_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = Q_1 \cdot \eta_{C,1} \quad (3.11)$$

$$\Leftrightarrow \eta_{C,1} = \frac{W}{Q_1} = \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \quad (3.12)$$

$$-W = Q_4 - Q_4 \frac{T_3}{T_4} = Q_4 \left(1 - \frac{T_3}{T_4}\right) = Q_4 \cdot \eta_{C,2} \quad (3.13)$$

$$\Leftrightarrow \eta_{C,2} = \frac{-W}{Q_4} = \left(1 - \frac{T_3}{T_4}\right) \quad (3.14)$$

Aus der Definition der COPs für den Heiz- und Kühlfall (vgl. Gleichungen 2.3) erhält man durch Einsetzen:

$$\zeta_{K,C}^{\text{ideal}} = \frac{Q_4}{Q_1} = \frac{\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)}{\left(1 - \frac{T_3}{T_4}\right)} = \frac{\eta_{C,1}}{\eta_{C,2}} \quad (3.15)$$

$$\zeta_{H,C}^{\text{ideal}} = \frac{Q_2 + Q_3}{Q_1} = \underbrace{\frac{Q_2 + W}{Q_1}}_{=1} + \underbrace{\frac{Q_4}{Q_1}}_{\text{COP}_{\text{Kühlen}}} = 1 - \frac{\eta_{C,1}}{\eta_{C,2}}. \quad (3.16)$$

Die Temperaturreservoirs 1 bis 4 kann man nun mit den Sorber-, Kondensator-, Verdampfer- und Generatortemperaturen identifizieren.

Eine Zusammenstellung der Möglichkeiten mit Literaturverweisen ist in (Hellmann, 2006)⁸ zu finden. Die dort aufgelisteten Identifikationsmöglichkeiten für die 4 Temperaturen unterscheiden sich in einer zu treffenden Zusatzannahme, da man aus der zur Identifikation aufgestellten Energie- und Entropiebilanz ein unterbestimmtes Gleichungssystem erhält.

Für das in Abbildung 3.2 gezeigte Schema sind von den 6 Identifikationsmöglichkeiten in (Hellmann, 2006) nur die dort als (a) und (b) bezeichneten Fälle unmittelbar in Übereinstimmung mit den angenommenen Carnot-Prozessen⁹.

Bei Fall (a) wird davon ausgegangen, dass kein Netto-Entropiestrom zwischen Verdampfer / Kondensator und Sorber / Generator erfolgt (siehe Gl. 3.17), bei Fall (b) davon, dass kein Netto-Entropiestrom zwischen Generator / Kondensator und Sorber / Verdampfer erfolgt, wodurch sich die relative Lage der Temperaturniveaus zueinander bezüglich Sorber / Kondensator verändert. Man erhält für die beiden hier diskutierten Fälle:

⁸Zur Verifikation der Implementierung des Modells wurden die Kurven für $\zeta_{K,C}$ über der Kondensatortemperatur aus dieser Veröffentlichung übereinstimmend reproduziert.

⁹Im entwickelten Simulationsmodul für TRNSYS sind dennoch alle 6 Fälle implementiert und auswählbar.

$$\text{Fall (a): } \frac{\dot{Q}_K}{T_K} = \frac{\dot{Q}_V}{T_V} \Leftrightarrow \frac{\dot{Q}_S}{T_S} = \frac{\dot{Q}_G}{T_G} \quad (3.17)$$

und

$$\text{Fall (b): } \frac{\dot{Q}_K}{T_K} = \frac{\dot{Q}_G}{T_G} \Leftrightarrow \frac{\dot{Q}_S}{T_S} = \frac{\dot{Q}_V}{T_V}. \quad (3.18)$$

Da reale Maschinen nicht die Effizienz der Carnot-Maschine erreichen können, wird zur künstlichen Reduktion der modellierten Maschineneffizienz in Simulationen ein Gütegrad q eingeführt, mit dem sich der COP skalieren lässt, d. h. insgesamt erhält man für den Kühlfall im Fall (a)

$$\zeta_{K,C}^{\text{ideal}} = q_K \cdot \frac{\left(\frac{T_S}{T_G} - 1\right)}{\left(1 - \frac{T_K}{T_V}\right)}, \quad \text{mit } 0 < q_K < 1 \quad (3.19)$$

und analog für den Heiz-COP mit Gütegrad q_H

$$\zeta_{H,C}^{\text{ideal}} = q_H \cdot \frac{\left(\frac{T_S}{T_G} - 1\right)}{\left(1 - \frac{T_K}{T_V}\right)} + 1, \quad \text{mit } 0 < q_H < 1. \quad (3.20)$$

und im Fall (b)

$$\zeta_{K,C}^{\text{ideal}} = q_K \cdot \frac{\left(\frac{T_K}{T_G} - 1\right)}{\left(1 - \frac{T_S}{T_V}\right)}, \quad \text{mit } 0 < q_K < 1 \quad (3.21)$$

und analog für den Heiz-COP mit Gütegrad q_H

$$\zeta_{H,C}^{\text{ideal}} = q_H \cdot \frac{\left(\frac{T_K}{T_G} - 1\right)}{\left(1 - \frac{T_S}{T_V}\right)} + 1, \quad \text{mit } 0 < q_H < 1. \quad (3.22)$$

Der Gütegrad entspricht dem Verhältnis der Betriebseffizienz einer realen Maschine zur theoretischen Betriebseffizienz der Carnot-Maschine

$$q = \frac{\zeta_{\text{real}}}{\zeta_{\text{ideal}}} \quad (3.23)$$

Der Gütegrad wird auch als *interner* oder *innerer* Gütegrad bezeichnet, da er auf den COP bezogen wird, der mit den Temperaturen an den Innenseiten der Wärmeübertrager (Beschreibung im folgenden Abschnitt 3.3.2) gebildet wird. Er ist von der Definition eines äußeren Carnot-Gütegrades zu unterscheiden, bei dem die externen Vorlauftemperaturen zum Vergleich mit dem Carnot-Prozess herangezogen würden.

Während andere Modelle für Sorptionswärmepumpen häufig Materialdaten (oder Maschinendaten) als Grundlage benötigen, ist über den Carnot-Gütegrad eine grobe Skalierung der Leistungsfähigkeit bzw. der Effizienz der modellierten Maschine möglich, ohne den generischen

Charakter des Modells aufgeben zu müssen.

Wird der Gütegrad für unterschiedliche Betriebspunkte konstant gehalten, sollte von einem *mittleren internen Carnot-Gütegrad* oder von einem *konstanten mittleren internen Carnot-Gütegrad* gesprochen werden. Eine Abschätzung des erreichbaren Carnot-Gütegrades unter bestimmten Temperaturkombinationen erfordert weitere Annahmen oder Randbedingungen wie z. B. den Betrieb bei maximaler Leistung zu fordern (Curzon u. Ahlborn, 1975).

Nach Berechnungen laut (Meunier, 1985) könnten mit dem Sorptionspaar Wasser-Zeolith externe Gütegrade von 68% für den Kühlprozess erreicht werden, allerdings unter Annahme einer Antriebstemperatur von $T_G = 350$ °C, eine Rückkühltemperatur von 50 bzw. 40 °C und einer Kaltwassertemperatur von 0 °C. Weitere Gütegrade für Wasser / Zeolith, Wasser / LiBr und Ammoniak/SrCl₂ sind in (Meunier u. a., 1996) zu finden. Hierin wird außerdem erwähnt, dass Verluste durch nicht perfekte thermische Ankopplung am stärksten für die Reduktion des COP unter den theoretisch erreichbaren Wert verantwortlich sind. In (Meunier u. a., 1997a) wird der Anteil, der durch nichtideale thermische Ankopplung an die äußeren Fluidkreise verursacht wird, auf „bis zu 90 %“ (in Übereinstimmung mit Erfahrungen berichtet durch Ziegler, vgl. 1.2) beziffert und es wird ein erreichbarer externer Gütegrad von 54 % des Carnot-COP ζ_K für das Sorptionspaar NaX-Wasser unter Berücksichtigung interner Entropieproduktion berechnet für eine Antriebstemperatur von 220 °C, einer Rückkühltemperatur von 40 °C und einer Kaltwassertemperatur von 3 °C. Die Wärmeübertrager wurden zur Berechnung idealisiert angenommen, es wurde keine thermische Entropieproduktion an den Wärmeübertragern berücksichtigt.

In Vergleichssimulationen mit Rechenmodellen für auf dem Markt existierende Sorptionswärmepumpen zum Kühlen wurden für das TDG-Modell auf dem damaligen Entwicklungsstand mit internen Gütegraden im Bereich 0,25 bis 0,45 gute Übereinstimmungen erreicht, mit einer Häufung bei 0,4 bis 0,45 (Härtel, 2011).

Da die Gütegrade nicht bei gleichen Bedingungen bestimmt wurden, sind sie als Richtwerte für erreichbare Größen zu betrachten, so lange Berechnungen für dieselben Bedingungen wie in den durchgeführten Simulationen ausstehen. Die internen Gütegrade liegen unter Berücksichtigung von Wärmeübertragern immer höher als die äußeren. Deshalb kann basierend auf diesen Literaturwerten vermutet werden, dass die bisher in Veröffentlichungen ($q = 0,33$ in (Glück u. Schmidt, 2012) und $q = 0,5$ in (Glück u. a., 2013)) verwendeten Gütegrade niedrig bzw. moderat gewählt waren.

3.3.2 Modellierung der Wärmeübertrager

Für die Effizienz einer Sorptionswärmepumpe kann deren Ankopplung an die äußeren Fluidströme entscheidend sein (Meunier u. a., 1997b), die über Wärmeübertrager geschieht. Diese können je nach Wärmepumpenmodell unterschiedlich und abhängig von weiteren technischen aber auch ökonomischen Randbedingungen als Gegenstrom- oder Kreuzstromwärmeübertrager aus Aluminium, Kupfer oder Kunststoff ausgeführt sein.

In diesem Abschnitt wird die Modellierung der Wärmeübertrager für die in dieser Arbeit vorgestellten Modelle beschrieben. Die Grundlagen dazu sind (Kays u. London, 1984) entnommen

oder daraus abgeleitet. Für die Modellierung ohne explizite Berücksichtigung der Geometrie, ist das einfachste und gleichzeitig entscheidende Kriterium für die Wärmeübertragungseffizienz der UA-Wert eines Wärmeübertragers, mit dem Wärmeübergangskoeffizienten U in $[\frac{W}{m^2K}]$ und der effektiven Übertragungsfläche A in $[m^2]$. Die beiden Werte sind Auslegungsgrößen für Wärmeübertrager und können gemessen oder z. B. für ein Schichtenmodell aus thermischen Widerständen der verwendeten Materialien und der Grenzschicht der Strömung (z. B. in einem dimensionslosen Modell über eine Nußelt-Zahl) für eine gegebene Geometrie berechnet werden.

Für die Modellierung von Sorptionswärmepumpen für diese Arbeit wurde mit Wärmeübertragermodellen gearbeitet, die durch die Angabe des UA-Wertes charakterisiert werden. Um anhand des UA-Werts eines Wärmeübertragers die übertragene Leistung bei bekannten Ein- und Ausgangstemperaturen berechnen zu können, stellt man die Wärmebilanz

$$d\dot{Q} = U \cdot \Delta T \cdot dA \quad (3.24)$$

für beide Seiten des Wärmeübertragers auf und erhält durch Einsetzen der übertragenen Wärmeleistung $d\dot{Q} = c \cdot \dot{m} \cdot dT$ über eine Fläche dA bei Temperaturänderung um $\Delta T = T_h - T_c$ (h für „hot“ und c für „cold“) und Integration schließlich die sog. *log mean temperature difference* (LMTD). Es handelt sich dabei um die mittlere Temperaturdifferenz für den Wärmeübertragungsprozess, so dass man abhängig von den Temperaturdifferenzen ΔT_1 und ΔT_2 auf den Seiten 1 und 2 des Wärmeübertragers die übertragene Leistung

$$\dot{Q} = UA \cdot \underbrace{\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}}_{\text{LMTD}} \quad (3.25)$$

bestimmen kann.

Sind nicht alle Ein- und Ausgangstemperaturen am Wärmeübertrager bekannt, muss man die Berechnung entweder iterativ vornehmen oder von der LMTD-Berechnung zur Berechnung nach der NTU-Methode (*number of transfer units*) übergehen¹⁰. Diese Methode beruht darauf, die maximal übertragbare Leistung $\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{\text{hot, inlet}} - T_{\text{hot, outlet}})$, mit dem kleineren Wärmekapazitätsstrom $\dot{C} = c_p \cdot \dot{m}$ beider Seiten $\dot{C}_{\min} = \min(\dot{C}_{\max}, \dot{C}_{\min})$, zu berechnen und dann mit dem *Wärmeübertrager-Wirkungsgrad*¹¹ oder auch der *Betriebscharakteristik*

$$\Phi = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (3.26)$$

die übertragbare Leistung für ein gegebenes $U \cdot A$ zu berechnen. Diese ist dann aus den NTU berechenbar mit

$$\Phi = f\left(\text{NTU}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad \text{und} \quad \text{NTU} = \frac{U \cdot A}{C_{\min}}. \quad (3.27)$$

¹⁰Eine Gegenüberstellung und ausführliche Erläuterung der Äquivalenz der NTU- und LMTD-Methode findet sich in (Kays u. London, 1984).

¹¹Der englische Begriff *effectiveness* ϵ ist gebräuchlich, vermutlich da er leichter nachvollziehbar ist und von anderen Wärmeübertragergrößen abgrenzt. In (Recknagel u. a., 2007) wird Φ als *Betriebscharakteristik* bezeichnet, während damit an anderen Stellen in der Literatur die Kennlinie des Wärmeübertragers als grafische Darstellung bezeichnet wird.

Die jeweilige Form der Gleichung für Φ hängt von der Geometrie des Wärmeübertragers ab und ist mit Hilfe der obigen Gleichungen und grundsätzlicher thermodynamischer Annahmen berechenbar. Für häufig vorkommende Geometrien wie Gleichstrom-, Gegenstrom-, Kreuzstromwärmeübertrager oder Wärmeübertrager mit konstanter Temperatur auf einer Seite („kondensierende Wärmeübertrager“) sind die Gleichungen tabelliert.

Für diese Arbeit wurden alle Wärmeübertrager als Wärmeübertrager mit einer Seite konstanter Temperatur angenommen. Dies bedeutet, dass dem äußeren Fluidstrom die Wärme entzogen oder aufgebracht wird, während an der Innenseite¹² der Wärmeübertrager eine konstante Temperatur angenommen wird, was durch die Annahme eines Phasenübergangs an der Innenseite eines jeden der Wärmeübertrager motiviert wird. In diesem Falle ist

$$\Phi = 1 - e^{-NTU} \quad \Leftrightarrow \quad \Phi = 1 - e^{-\frac{UA}{\dot{m} \cdot c}}. \quad (3.28)$$

Abbildung 3.4 veranschaulicht das Modell. Mit der Wärmeübertrager-Vorlauftemperatur T_{ein} (am Eintritt), der Wärmeübertrager-Rücklauftemperatur T_{aus} (am Austritt) und der Innenseiten- bzw. Sekundärseitentemperatur T_{innen} erhält man im Falle bekannter (oder vorgegebener) Eingangs- und Innenseitentemperatur

$$T_{\text{aus}} = T_{\text{ein}} - \Phi \cdot (T_{\text{ein}} - T_{\text{innen}}) \quad (3.29)$$

und im Falle bekannter Eingangs- und Ausgangstemperatur

$$T_{\text{innen}} = T_{\text{ein}} - \frac{(T_{\text{ein}} - T_{\text{aus}})}{\Phi}. \quad (3.30)$$

Aus Gleichung 3.28 lässt sich direkt ein minimaler UA-Wert für die Auslegung von Wärmeübertragern nach diesem Modell ableiten, indem man für Φ einen Wert wählt und dann die Gleichung für UA auswertet, vgl. Abschnitt 4.1. Typische Werte des Wärmeübertragungsvermögens bei marktverfügbaren Maschinen lassen sich für Absorptionswärmepumpen aus Datenblättern für dort angegebene Betriebspunkte abschätzen (Labus, 2011).

Implementierung

Die Modelle wurden für diese Arbeit in der Programmiersprache *Fortran 90* für TRNSYS 17 implementiert.

Eine Ablaufbeschreibung des kombinierten Simulationsprogramms, das die hier beschriebenen Modelle enthält, befindet sich im Anhang A.4 ff. An dieser Stelle wird eine vereinfachte Beschreibung vorgestellt, um den für eine Gebäudesimulation in jedem Zeitschritt durchgeführten Berechnungsvorgang zu veranschaulichen.

Abbildung 3.6 zeigt ein Konzeptschema der Implementierung. Im unteren Bereich sind die 4 Wärmeübertrager angedeutet, die die Sorptionswärmepumpe an die äußeren Fluidströme koppeln und

¹²Üblicherweise spricht man von der Primär- und Sekundärseite bei Wärmeübertragern. Da jedoch bei den 4 Wärmeübertragern der hier beschriebenen Modelle bei Generator und Verdampfer die Primärseite die Seite der heißeren Fluidströme ist und bei Kondensator und Sorber die Sekundärseite die heißere, ist der Begriff manchmal irreführend, weshalb hier von der Innen- und Außenseite gesprochen wird.

Mit der *Außenseite* ist immer die Seite der äußeren Fluidströme gemeint, die eine Eingangs- und Ausgangstemperatur aufweist und mit der *Innenseite* ist immer die Seite gemeint, die mit konstanter Temperatur modelliert wird.

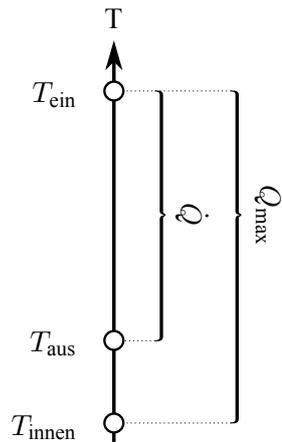


Abbildung 3.4: Veranschaulichung des Wärmeübertragermodells (NTU-Modell). Verknüpfung zwischen \dot{Q} und \dot{Q}_{\max} in Gleichung 3.26.

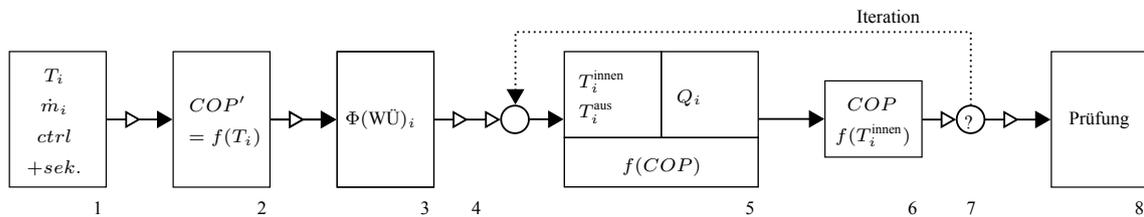


Abbildung 3.5: Vereinfachtes Ablaufschema der Implementierung des TDG-Modells für TRNSYS. Die Lösung des impliziten Verfahrens erfolgt iterativ. Die offenen Pfeile bedeuten ausgelassene Zwischenschritte wie z. B. Fehlerprüfungen. Für eine Beschreibung siehe Tabelle 3.1. Einzugebende Parameter sind nicht gezeigt.

deren innere Temperaturen zur Berechnung einer Wärme- bzw. Leistungsbilanz herangezogen werden (Mitte, *Wärmebilanz*). Die Berechnung des COP wird damit gekoppelt und so lange iteriert (Pfeile), bis das Gleichungssystem geschlossen lösbar ist.

Einschränkungen und Erfahrungen bei Anwendung des TDG-Modells

Anhand Gleichungen 3.19 bis 3.22 wird ersichtlich, dass der berechnete COP divergieren kann, wenn die Temperatur des Sorbers T_S sich der Temperatur des Verdampfers T_V nähert, der Nenner in Gleichungen 3.19 bis 3.22 wird demzufolge sehr klein. Stellt die Wärmequelle am Verdampfer eine Temperatur nahe der Soll-Vorlauftemperatur der Gebäudeheizung zur Verfügung, muss die Sorptionswärmepumpe zum Erreichen der Soll-Vorlauftemperatur nur einen sehr geringen Temperaturhub leisten. Durch das implementierte Wärmeübertrager-Modell und eine normalerweise

3.3. GENERISCHE MODELLE ZUM HEIZEN UND KÜHLEN

Schritt	Beschreibung
1	Einlesen der Eingangstemperaturen T_i , Massenströme \dot{m}_i , Regelungseinstellungen $ctrl$ und weiterer Eingangsvariablen sek , wie z. B. Carnot-Gütegrad, gewähltes Berechnungsverfahren, Temperatur- oder Leistungssollwert, Grenzwerte als Fehlerkriterien
2	Abschätzung eines Initial-COPs (COP') aus den Eingangstemperaturen T_i zum Starten der Iterationsschleife (Schritt 7)
3	Berechnung der Wärmeübertrager-Effizienzen Φ_i als Funktion der Massenströme m_i und $(UA)_i$ -Werte der Wärmeübertrager
4	Setzen der Regelungseinstellungen, z. B. Heiz- oder Kühlbetrieb, Regelung nach Leistung oder Temperatursollwert (offene Pfeile)
5	Berechnung der inneren Temperaturen der Wärmeübertrager T_i^{innen} und der Ausgangstemperaturen T_i^{aus} und der übertragenen Wärmen an den Wärmeübertragern Q_i , in Abhängigkeit des zuletzt berechneten COP (COP' oder COP)
6	Lösen der Wärmebilanz auf Basis des COP, der wiederum auf den inneren Temperaturen der Wärmeübertrager und dem Carnot-Gütegrad basiert
7	Konvergenzprüfung, ggf. Iteration der Schritte 5 und 6 bis COP und Wärmebilanz geschlossen gelöst
8	Abschließende Prüfungen (Fehlerkontrolle) und Ausgabe

Tabelle 3.1: Ablaufbeschreibung des TDG-Modells, vgl. Abbildung 3.5

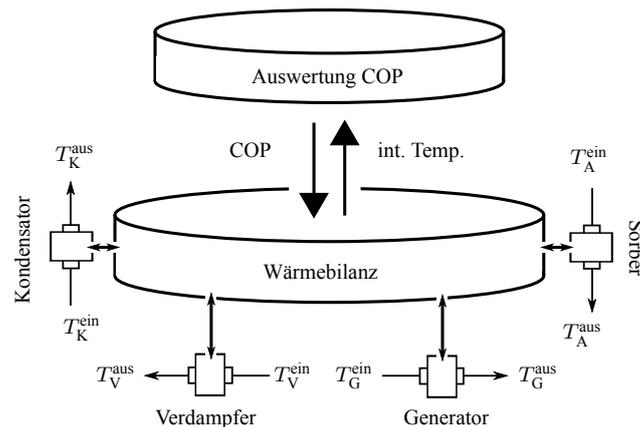


Abbildung 3.6: Modulares Schema des TDG-Modells mit Wärmeübertragern

in der Regelung der Wärmepumpe vorgesehene Einschaltsschwelle¹³ tritt keine Divergenz in Simulationen von Wärme- oder Kältebereitstellungssystemen auf. Die berechneten COPs können für große UA-Werte der Wärmeübertrager bei kleinen Leistungen dennoch höher werden als unter Berücksichtigung von Materialeigenschaften oder in der Realität auftretender Verlusteffekte.

Abbildung 3.7 zeigt zur Veranschaulichung den COP $\zeta_{H,C}$ für den Spezialfall $T_K = T_S$, berechnet nach Gleichungen 3.20 bzw. 3.22, ohne Wärmeübertrager und mit Gütegrad $q_H = 1$.

¹³Die Regelung muss zur Verringerung erforderlichen Pumpstrombedarfs die Wärmepumpe erst einschalten, wenn ein Temperaturhub von einigen K erforderlich ist.

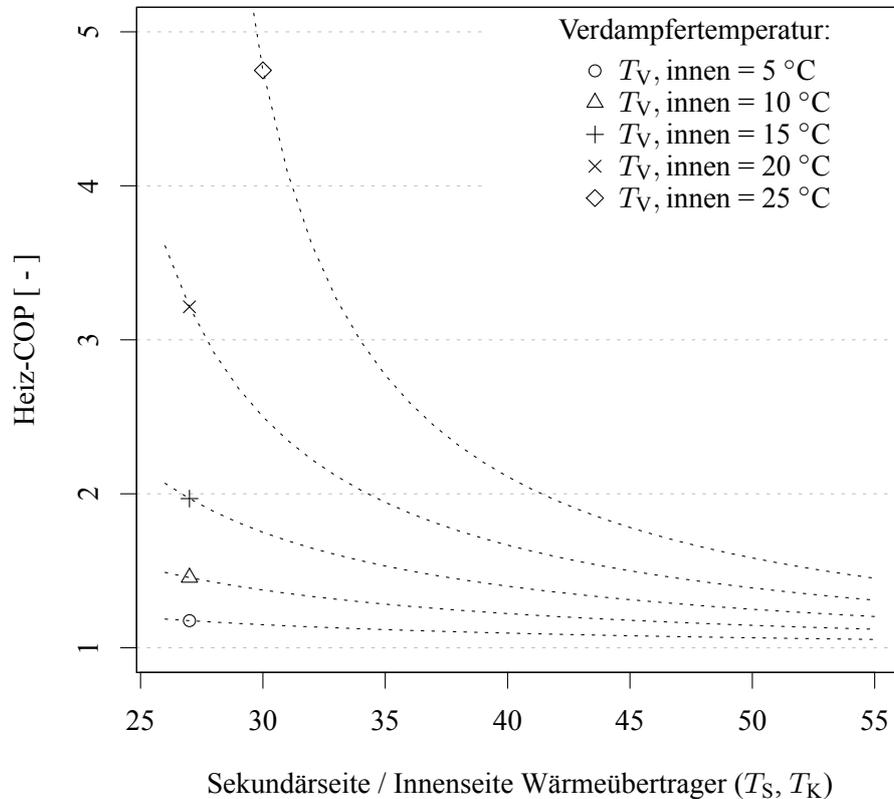


Abbildung 3.7: COP über dem mittleren Temperaturniveau für verschiedene Verdampfervorlauf-temperaturen (TDG-Modell).

Falls ein konkretes Konzept für eine Sorptionswärmepumpe zugrundegelegt wird, aus dem zusätzliche Informationen bezüglich der Maximalleistung oder des Maximal-COP vorliegen, können diese Nebenbedingungen im Modell berücksichtigt werden. Der Charakter des Modells ändert sich dann von einem Modell für den thermodynamischen Grenzfall zu einem hybriden Modell aus physikalischer Grenzwertberechnung und Berücksichtigung technischer Randbedingungen.

Es kann dann eine obere Schranke für den COP gesetzt werden, der nicht überschritten wird, auch wenn der berechnete COP höher läge¹⁴.

¹⁴Zur Auflösung eines ähnlichen Problems bei der Berechnung von Carnot-Gütegraden elektrischer Wärmepumpen wird in DIN 18599-5:2012-11 eine andere Herangehensweise angewandt. Hier wird die andernfalls zur Divergenz führende Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke auf ein Minimum von $\Delta T = 10K$ beschränkt.

Grenzwerte für verfügbare und in der Entwicklung befindliche Sorptionswärmepumpen können aus der Literatur entnommen werden. So wurde in (Glück u. Schmidt, 2012) nach (Schwamberger u. a., 2010) ein Heiz-COP-Maximalwert von $2,2^{15}$ gesetzt.

Für die später gezeigten Berechnungen in dieser Arbeit wurde ohne künstliche Begrenzung des COP gearbeitet¹⁶.

Um neben der aus den Gleichungen 3.19 bis 3.22 hervorgehenden Temperaturabhängigkeit eine Leistungsabhängigkeit des COP und damit der anderen Ausgangstemperaturen zu erreichen, wird das thermodynamische Modell über ein Wärmeübertragermodell an die äußeren Fluidströme gekoppelt (siehe Abschnitt 3.3.2).

Von Härtel (2011) wurden Vergleichsrechnungen zwischen dem TDG-Modell und einer frühen Version des weiter unten beschriebenen WK-Modells mit dem $\Delta\Delta t$ -Modell für die Absorption und T*-Modellen für Adsorptionskältemaschinen durchgeführt. Diese ergaben nach Anpassung freier Parameter des TDG-Modells mit dem Optimierungsprogramm GenOpt (Wetter, 2011) mittlere Abweichungen (root mean square-Abweichung, Δ_{RMS}) des COP im Bereich bis 15 % über den Definitionsbereich der Eingangstemperaturen der herangezogenen Vergleichs-Wärmepumpenmodelle. Wegen der inzwischen erfolgten Weiterentwicklung der Modelle sind jedoch erneute Vergleichsstudien nötig, um bei beabsichtigter näherungsweise Nachbildung von existierenden Maschinen mit dem TDG- oder WK-Modell belastbare Aussagen über die verbleibenden Abweichungen machen zu können. In Kapitel 4 werden im Rahmen der Charakterisierung der Modelle COPs für TDG- und WK-Modell für unterschiedliche Konfigurationen gegenübergestellt.

Eine weitere mögliche Nebenbedingung, die in der hier diskutierten Umsetzung nicht enthalten ist, ist eine Beschränkung des TDG-Modells auf Betriebsbedingungen, bei denen ein sorptiver Umsatz erfolgen kann. Als Kriterium wäre hier z. B. geeignet, dass der *Temperatur-Schub* ($T_G - T_{A,K}$) größer sein muss als der *Temperatur-Hub* ($T_{A,K} - T_V$), ansonsten kann der COP $\zeta_K = 0$ bzw. $\zeta_H = 1$ gesetzt werden. Für den Fall der Adsorption könnte die freie Enthalpiedifferenz $A = -\Delta G$ (siehe Gleichung 3.32) herangezogen werden.

Anmerkungen zur Kopplung des TDG-Modells mit dem Wärmeübertragermodul

Die Annahme kondensierender Wärmeübertrager stellt eine Näherung dar, die für Kondensator und Verdampfer naheliegender ist als für Sorber und Generator. Im Falle der Absorption wäre die Modellierung an Generator und Absorber als Gegenstromwärmeübertrager angemessener (Kohlenbach, 2006, Kapitel 5.2, insb. Abbildung 5.2.2). Dies wird hier durch ein 0D-Modell mit

¹⁵Hier wurde eine *treibende Temperaturdifferenz* zur näherungsweisen Berücksichtigung einer durch nichtideale Wärmeübertrager zwischen Wärmeübertragerfluid und Adsorbens verursachten Temperaturdifferenz von $\Delta T = 5K$ angenommen.

¹⁶In Abbildung 6.14 ist ersichtlich, dass für interne Carnot-Gütegrade $> 0,5$ in Systemsimulationen für das SSE-Modell, bei dem häufig kleine Temperaturhübe auftreten, ohne die genannte mögliche Begrenzung sehr hohe COPs auftreten.

nur einer Temperatur auf der Innenseite genähert. Damit wird die Einführung eines zusätzlichen Parameters oder die Berechnung einer zusätzlichen Variable für die Temperaturspreizung auf der Innenseite dieser Wärmeübertrager vermieden. Diese Modellannahme wird ungünstig bei Konzepten, die eine hohe Ausgasungsbreite aufweisen, d. h. bei denen die Temperatur an der Innenseite des Wärmeübertragers nicht als näherungsweise konstant angenommen werden kann.

Jerko Labus weist in seiner Dissertation (Labus, 2011) auf Abweichungen zwischen Berechnungen und Messungen hin, die durch die Annahme eines konstanten UA-Wertes unabhängig vom Betriebspunkt und den Betriebstemperaturen verursacht wurden.

Für die Adsorption entsteht durch die Nichtauflösung des Adsorptionszyklusverlaufs und die Näherung des stationären Betriebs an den Wärmeübertragern ein Fehler, der in Abschnitt 3.4.1 in Bezug auf das WK-Modell diskutiert wird.

Der Gewinn einer volumenstromabhängigen Leistungsabhängigkeit des Simulationsmodells mit Wärmeübertragern bietet in jedem Fall einen Vorteil. Da Absorptionswärmepumpen kontinuierlich arbeiten, können die Temperaturen an den Innenseiten der Wärmeübertrager des Absorbers und Generators in einem ausreichend kleinen Zeitschritt für die hier diskutierten, idealisierten Modelle als konstant angenommen werden und mit der mittleren Temperatur über die Ausgasungs- bzw. Absorptionsbreite zwischen Eingang und Ausgang der beiden Anlagenkomponenten identifiziert werden.

3.3.3 Generisches Modell für Adsorptionswärmepumpen (WK-Modell)

Durch die in Abschnitt 2.2.3 beschriebenen zyklusvariablen Temperatur- und Leistungsgradienten ergibt sich ein erhöhter Berechnungsaufwand für Komponentenmodelle von Adsorptionswärmepumpen. Das Schwanken der Ausgangstemperaturen wird in dieser Arbeit entwickelten und implementierten Modell nicht abgebildet, es wird stattdessen für die Adsorption ein stationäres Modell gebildet, das auf der Berechnung des integralen Wärmeumsatzes während je eines Halbzyklus beruht (siehe Abschnitt 3.3.3). Es wird dabei sichergestellt, dass die Maximal- und Minimaltemperaturen des Desorbers und Adsorbers nicht niedriger liegen als die maximale bzw. minimale zur Heizung des Desorbers oder Kühlung des Adsorbers verfügbare Temperatur. Es werden Temperaturspreizungen an den Wärmeübertragern berücksichtigt, so dass sich die dazu herangezogenen Temperaturen an den Wärmeübertragern abhängig von der Wärmeübertragereffizienz einstellen.

Es handelt sich dabei um eine Näherung, die eine physikalisch konsistente Abbildung von Sorptionswärmepumpen für eine Systemsimulation erlaubt, ohne ein rechenzeitaufwändiges Abbilden des maschineninternen Sorptionsprozesses zu erfordern. Durch diese Vereinfachung entstehen infolge der Nichtberücksichtigung der schwankenden Temperaturen Ungenauigkeiten in der Berechnung der Innentemperaturen und zur Übertragung einer gegebenen Leistung erforderlichen Vorlaufemperaturen (vgl. Abschnitt 3.4.1).

Das in diesem Abschnitt beschriebene Modell zieht verglichen mit dem zuvor beschriebenen TDG-Modell zusätzlich Materialeigenschaften des Arbeitspaars in Betracht und weist damit einen höheren Konkretisierungsgrad auf.

Es ist nur für Adsorptionswärmepumpen anwendbar und basiert auf der Modellierung der zeitlich gemittelten freiwerdenden oder aufgenommenen Sorptionswärmen bei der Ad- und Desorption im Reaktor des Apparats. Dabei werden die Sorptionsgleichgewichte stationär über

3.3. GENERISCHE MODELLE ZUM HEIZEN UND KÜHLEN

eine Berechnung auf Basis von Dubinins Theorie der Adsorption in mikroporösen Materialien (Dubinin, 1975) abgebildet¹⁷. Das Modell basiert auf Vorarbeiten von Walter Mittelbach und Tomas Núñez (T. Núñez, 1999) und wurde wie das TDG-Modell für TRNSYS weiterentwickelt und implementiert. Eine thermodynamisch konsistente Modellierung wurde im Rahmen der Arbeiten von V. Schwamberger am Fachgebiet Strömungsmaschinen, KIT Karlsruhe, erarbeitet. Dabei wurde unter anderem eine Berechnung der temperaturabhängigen Wärmekapazitäten des Adsorbens und des Adsorbats vorgenommen, deren exakte Berücksichtigung anstatt einer möglichen Näherung eine der wesentlichen Erfordernisse zur energetisch und entropisch geschlossenen Analysierbarkeit von Sorptionszyklen darstellt. Die Berechnung der Wärmekapazitäten auf Basis physikalischer Eigenschaften der Gasphase des Adsorptivs und auf Basis von Gleichgewichtsdaten des Sorptionspaares sind in (Schwamberger u. Schmidt, 2013) zu finden.

Die Wärmeübertragung von den äußeren Fluidströmen bzw. an die äußeren Fluidströme des Apparats (Heiß-, Kalt- und Kühlwasser) geschieht über Wärmeübertrager, für die das oben beschriebene NTU-Modell implementiert wurde (siehe Abschnitt 3.3.2). Abbildung 3.8 zeigt ein vereinfachtes Schema des Modellkonzepts.

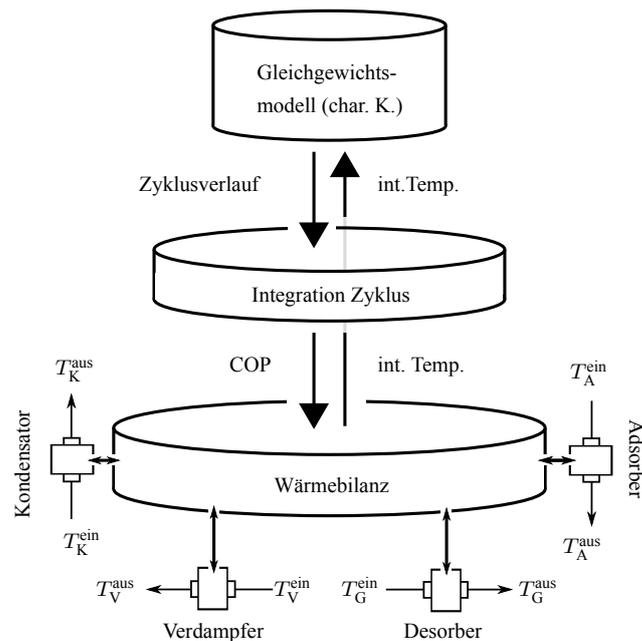


Abbildung 3.8: Modulares Schema des Adsorptionswärmepumpenmodells (WK-Modell)

Der Erhalt der Wärmebilanz wird dabei in einem iterativen Verfahren unter Berücksichtigung des thermischen COP gewährleistet, der sich aus der Auswertung der differentiellen Wärmekurven $\frac{\delta Q}{\delta T}$

¹⁷Ebenso sind andere Gleichgewichtsmodelle verwertbar, wenn daraus die Adsorptionenthalpien konsistent berechenbar sind.

über den Zyklus ergibt. Die Wärmekurven werden mit einer Enthalpiebilanz berechnet, in der die Adsorptionenthalpie über eine Auswertung der charakteristischen Kurve des Sorptionspaars eingeht.

Das Modell bietet die Möglichkeit, interne Komponenten wie Wärmeübertrager, Rohre, Fluidmasse und deren Wärmekapazitäten zu dimensionieren und unter Berücksichtigung der thermischen Massen die freigesetzten Wärmen an die Wärmeübertrager und damit an die äußeren Fluidströme zu koppeln. Anders als beim TDG-Modell gehen die Wärmeübertrager also nicht nur über den UA-Wert an allen Wärmeübertragern ins Modell ein, sondern es wird zusätzlich deren (bei Adsorptionswärmepumpen zyklisch schwingende) thermische Masse an Adsorber und Desorber berücksichtigt (vgl. Berechnung in Gleichungen 3.43 bis 3.47).

Die Kopplung der Auswertung der Wärmekurven an die Wärmeübertrager und damit an die äußeren Fluidströme erfolgt dann wie in Abbildung 3.8 veranschaulicht mit einer Wärmebilanz über den berechneten COP.

Auf diese Weise wurde ein generisches Adsorptionswärmepumpenmodell zum Heizen und Kühlen entwickelt und implementiert. Das Modell zeichnet sich durch die geringe Zahl der nötigen weiteren Annahmen (außer Sorbens, Größe der Wärmeübertrager, Wärmeübertragermaterial und -masse, Eigenschaften des Wärmeübertragerfluids und einige wenige mehr) aus. Das Modell eignet sich vor allem für Potentialstudien mit physikalisch konsistenter Abbildung der Adsorptionswärmepumpe zum Heizen oder Kühlen.

Modellierung der Sorptionsgleichgewichte- Adsorption in mikroporösen Materialien nach Dubinin

Die differentielle Wärme, die zu jedem Zeitpunkt in einem Ad- oder Desorptionszyklus frei wird, bzw. aufgewandt werden muss, kann aus thermodynamischen Prinzipien unter Zuhilfenahme von Materialeigenschaften - in diesem Modell aus der *charakteristischen Kurve* des jeweiligen Sorbens (s.u.) - berechnet werden. Die der hier beschriebenen Anwendung zugrundeliegende Theorie wurde zuvor in (T. Núñez, 1999) und (Núñez, 2001) ausführlich dokumentiert, so dass lediglich das unmittelbar darauf basierende, angepasste Verfahren beschrieben wird. In gekürzter Form wurde das Vorgehen in (Glück u. Schmidt, 2013) veröffentlicht. Eine zusätzlich empfehlenswerte Beschreibung der zugrundeliegenden Thermodynamik ist in (Schnabel, 2009) zu finden.

Die folgende thermodynamische Herleitung ist an (Riffel u. a., 2011) angelehnt, die Methodik zur Berechnung und Bilanzierung an (T. Núñez, 1999).

Berechnungsverfahren

Jedes Stoffpaar aus Kältemittel und Adsorbens kann durch die Adsorptionsgleichgewichtsdaten charakterisiert werden, die durch das Beladungsfeld $x(p, T)$ gegeben sind. x ist dabei die *Beladung* in Gramm Adsorbat pro Gramm reinen Adsorbens bei gegebenem Druck p und Adsorbenstemperatur T , wobei hier für den Druck p eine reine Gasatmosphäre des Arbeitsmittels angenommen wird (d. h. ohne Inertgase o.ä.). Eine Möglichkeit, dieses Beladungsfeld zu parametrisieren und das Gleichgewichts-Sorptionsverhalten des Stoffpaares zu modellieren

3.3. GENERISCHE MODELLE ZUM HEIZEN UND KÜHLEN

basiert auf der Verwendung von Dubinins charakteristischer Kurve. Dieses Verfahren wird in diesem Abschnitt beschrieben.

Um die Adsorptionswärme q_{ads} (Stach u. a., 2005)

$$q_{\text{ads}} = h_V + A - T\Delta s \quad (3.31)$$

zu berechnen, benötigt man neben der spezifischen Kondensations- bzw. Verdampfungswärme h_V des Kältemittels das Adsorptionspotential A (Polanyi, 1932)¹⁸

$$A = RT_{\text{Adsorbens}} \cdot \ln \left(\frac{p_s(T_{\text{Adsorbens}})}{p(T)} \right) = -\Delta g \quad (3.32)$$

beim Referenz-Sättigungsdampfdruck p_s der flüssigen Phase des Adsorptivs bei der Temperatur des Adsorbens $T_{\text{Adsorbens}}$ und $p(T)$ als dem Druck des Reservoirs (hier Verdampfer oder Kondensator) bei dessen Temperatur und mit Δg , der molaren Gibbs'schen freien Enthalpiedifferenz zwischen Adsorbat und freier Flüssigkeit bei derselben Temperatur T .

Die differentielle molare Enthalpie Δs ist definiert als

$$\Delta s = -\frac{\partial \Delta g}{\partial T} = \left. \frac{\partial A}{\partial T} \right|_x \quad (3.33)$$

und wird mit der Transformation

$$\left. \frac{\partial x}{\partial A} \right|_T \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_A \left. \frac{\partial A}{\partial T} \right|_x = -1 \quad (3.34)$$

in

$$\Delta s = \alpha \left. \frac{\partial A}{\partial(\ln W)} \right|_T \quad (3.35)$$

überführt, mit dem thermischen Ausdehnungskoeffizienten des Adsorbats

$$\alpha = -\frac{1}{\rho_{\text{ads}}} \frac{d\rho_{\text{ads}}}{dT}, \quad (3.36)$$

wobei die Dichte ρ_{ads} näherungsweise durch die Dichte der freien Flüssigkeit ersetzt werden kann (Núñez, 2001; Hauer, 2002). W ist dabei das adsorbierte Volumen, das sich aus der Beladung x mit Hilfe der Dichte ρ_{ads} umrechnen lässt

$$W(p, T) = \frac{x(p, T)}{\rho_{\text{ads}}(T)}, \quad (3.37)$$

mit der Beladung x in $\left[\frac{g_{\text{Adsorptiv}}}{g_{\text{Adsorbens}}} \right]$ bei der Temperatur T und dem Druck p .

¹⁸Bei A handelt es sich um die Differenz der freien Enthalpie zwischen Adsorbat und freier Flüssigkeit bei derselben Temperatur, bzw. um die Differenz der chemischen Potentiale, vgl. (Núñez, 2001).

Die gesuchte (molare) Adsorptionswärme ist dann

$$q_{\text{ads}} = h_V + RT_{\text{ads}} \ln \left(\frac{p_s(T_{\text{ads}})}{p(T)} \right) - T \alpha \left. \frac{\partial A}{\partial (\ln W)} \right|_T. \quad (3.38)$$

Die benötigte Abhängigkeit $W(A)$ wird aus Materialdaten erhalten, die aus thermogravimetrischen Messungen (Núñez, 2001) der Wärmefreisetzung von Adsorbentien bei unterschiedlichen Kombinationen von x , T und p in Form der *charakteristischen Kurve* des Arbeitspaars zur Verfügung stehen.

Abbildung 3.9 zeigt die charakteristische Kurve einiger Sorbentien für das Kältemittel Wasser.

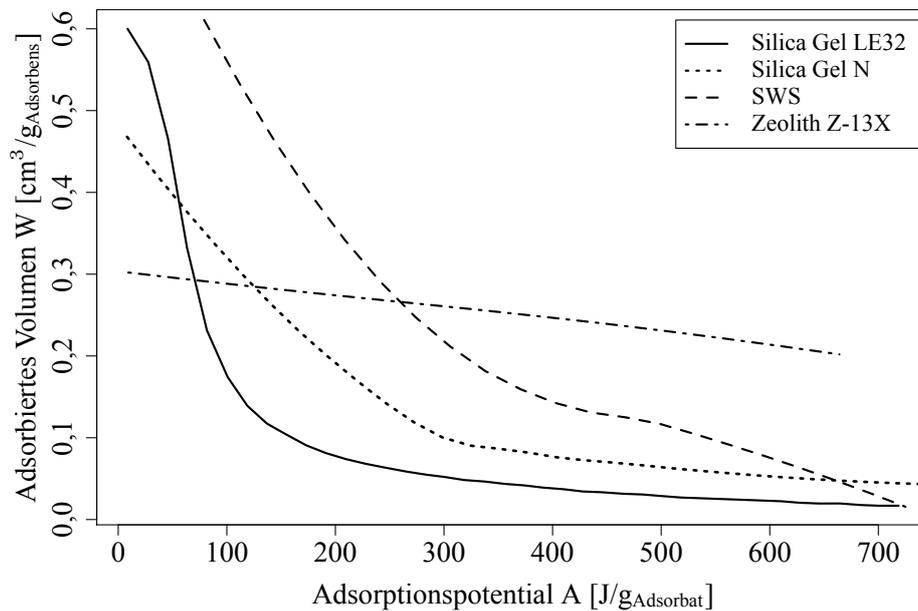


Abbildung 3.9: Charakteristische Kurven für Adsorbentien und das Kältemittel Wasser, nach Messdaten aus (T. Núñez, 1999)

Unter der Annahme, dass $W(A)$ temperaturinvariant ist¹⁹ (bzw. dass die Temperaturabhängigkeit vollständig durch diejenige von A beschrieben ist), erlauben die Gleichungen 3.37 und 3.32 eine Variablentransformation des dreidimensionalen Variablenraums $\{x, T, p\}$ zu einem zweidimensionalen aus W und A , mit der sog. *charakteristischen Kurve*²⁰ $W(A)$.

Mit der Näherung, dass $\rho_{\text{ads}}(T)$ mit der Flüssigkeitsdichte des Kältemittels übereinstimmt (vgl. z. B. (Cacciola u. Restuccia, 1995)), kann somit das gesamte Beladungsfeld $x(p, T)$ aus einem

¹⁹Es handelt sich bei der Temperaturinvarianz der charakteristischen Kurve um eine phänomenologische, thermodynamische Theorie. Eine umfassende Diskussion ist in (Schmidt, 2004) zu finden.

²⁰Nicht zu verwechseln mit der *charakteristischen Kurve* $\Delta\Delta t$, Abschnitt 3.2.1.

Fit an Gleichgewichtsdaten der $W(A)$ -Kurve berechnet werden, wozu auch hier der Ansatz von Núñez (2001) verwendet wurde²¹.

Die Adsorptionswärme Q_{ads} in J, die zur Berechnung des Wärmeumsatzes in einem Adsorptions- oder Desorptionszyklus benötigt wird, kann nun mit Gleichung 3.38 berechnet werden, wenn die vier Temperaturen T_A, T_V, T_D und T_K bekannt sind, die die Integrationsgrenzen entlang der Isosteren und Adsorptions- bzw. Desorptionsteilzyklen und damit der Eckpunkte der Raute in Abbildung 3.10 bestimmen.

Die minimalen und maximalen Adsorptionspotentiale an den Eckpunkten der Raute sind

$$A_{\min}(T_A, T_V) = RT_A \cdot \ln \left(\frac{p_s(T_A)}{p_v(T_V)} \right) \quad \text{und} \quad A_{\max}(T_D, T_K) = RT_D \cdot \ln \left(\frac{p_s(T_D)}{p_k(T_K)} \right) \quad (3.39)$$

mit den aus der Umkehrung $x(W(A))$ und mit Gleichung 3.37 berechenbaren Beladungen x_{\min} und x_{\max} .

Die spezifische Adsorptionswärme q_{ads} in $\left[\frac{\text{J}}{\text{mol}}\right]$, während einer Desorptionsphase von T_{\min} bis T_{\max} , ist dann (Núñez, 2001, Gleichung 5.4)

$$q_{\text{ads}} = \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} h_V dx + \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} A dx - \alpha \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} T \Delta s dx, \quad (3.40)$$

mit Δs wie in Gleichung 3.35 angegeben. Für die Adsorptionsphase erfolgt die Berechnung analog. Durch Multiplikation mit der Adsorbensmenge erhält man die absolute Sorptionswärme Q_{ads} [J].

Um die gesamte freigegebene Wärme eines Adsorptions-Halbzyklus' zu berechnen, d. h. inklusive isosterer Phase, werden nun die sorptiven Wärmen mit den sensiblen Wärmen des Kältemittels, des Wärmeübertragerfluids, des Adsorbens, des Adsorbats und die thermischen Massen der Wärmeübertrager und der Verrohrung bilanziert. Abbildung 3.10 und Gleichungen 3.41 bis 3.46 veranschaulichen die Berechnung der Wärmen des Adsorptions- und Desorptionszyklus im p/T-Diagramm.

Die einzelnen spezifischen Wärmen in [J/kg] eines einstufigen Adsorptionswärmepumpenprozesses wie in Abbildung 3.10 zum Heizen oder Kühlen können nun folgendermaßen bilanziert werden²²:

Verdampfungswärme Q_V :

$$Q_V = m_{\text{ads}} \cdot h_V(T_V) \cdot (x_3 - x_1) \quad (3.41)$$

²¹Der funktionale Zusammenhang zwischen W und A kann auf unterschiedliche Weise motiviert werden, siehe dazu (Ruthven, 1984). Die Theorien von Dubinin, Dubinin und Ashtakov sowie Stöckli werden in (Schmidt, 2004) und in (Núñez, 2001) diskutiert. Für die vorliegende Arbeit genügt die Verwendung einer an die Messdaten angepassten Kurve, die nicht notwendigerweise funktional auf einer physikalischen Theorie beruhen muss, solange das tatsächliche Verhalten des Sorptionspaars / die Messpunkte ausreichend gut durch die angepasste Kurve wiedergegeben werden. Dies wurde unter der Bedingung, dass über den betrachteten Bereich die Annahme der Temperaturinvarianz gerechtfertigt ist, erstmals in (Núñez, 2001) untersucht und angewandt.

²²Durch Multiplikation mit der Adsorbensmasse erhält man die absoluten Wärmen Q_i .

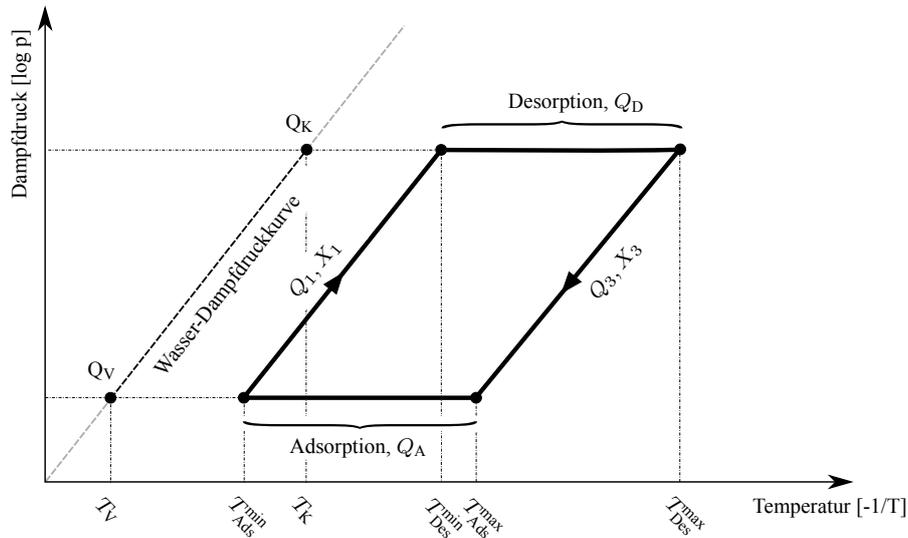


Abbildung 3.10: Zyklusverlauf mit Wärmen zur Bilanzierung

Kondensationswärme Q_K :

$$Q_K = m_{\text{ads}} \cdot h_V(T_K) \cdot (x_3 - x_1) \quad (3.42)$$

Isostere Phase „1“:

$$Q_1 = m_{\text{ads}} \int_{T_{\text{Ads}}^{\text{min}}}^{T_{\text{Des}}^{\text{min}}} (c_p^{\text{Sorbens}} + c_p^a \cdot x_1) dT + Q_{\text{app}}, \quad (3.43)$$

mit Q_{app} für die sensible Wärme apparativer Komponenten, wie Verrohrungen, Wärmeübertragerrmassen und des Wärmeübertragerfluids, siehe Gleichung 3.47.

Desorptionswärme q_{Des} :

$$Q_{\text{Des}} = m_{\text{ads}} \int_{T_{\text{Des}}^{\text{min}}}^{T_{\text{Des}}^{\text{max}}} (c_p^{\text{Sorbens}} + c_p^a \cdot x(T)) dT + Q_{\text{sorptiv}} + Q_{\text{app}} \quad (3.44)$$

Isostere Phase „3“:

$$Q_3 = m_{\text{ads}} \int_{T_{\text{Ads}}^{\text{max}}}^{T_{\text{Des}}^{\text{max}}} (c_p^{\text{Sorbens}} + c_p^a \cdot x_3) dT + Q_{\text{app}} \quad (3.45)$$

Adsorptionswärme q_{Ads} :

$$Q_{\text{Ads}} = m_{\text{ads}} \int_{T_{\text{Ads}}^{\text{min}}}^{T_{\text{Ads}}^{\text{max}}} (c_p^{\text{Sorbens}} + c_p^a \cdot x(T)) dT + Q_{\text{sorptiv}} + Q_{\text{app}} \quad (3.46)$$

Dabei sind c_p^{Sorbens} , c_p^a Parameter, die dem Modell vorzugeben sind. Bei c_p^a handelt es sich um die als temperaturunabhängig angenommene Wärmekapazität des Adsorbats. Eine in der Arbeit von [Otten \(1989\)](#) ermittelte Abschätzung ist $2500 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ für die Wärmekapazität der adsorbierten Phase²³. Es ist möglich, die Wärmekapazität des Adsorbats c_p^a zu berechnen. Das Verfahren zur Berechnung wurde als Alternative zur Annahme konstanter Wärmekapazität für das TRNSYS-Modell nutzbar gemacht, wozu auf vorberechnete Daten der Wärmekapazität des Adsorbats aus einer Implementierung für Matlab ([Schwamberger u. Schmidt, 2013](#)) zurückgegriffen wird.

Der Term

$$Q_{\text{app}} = \int_{T_{\text{Anfang}}}^{T_{\text{Ende}}} \left(c_p^{\text{H}_2\text{O}} m_{\text{Hydr}} + c_p^{\text{WÜ-Mat}} m_{\text{WÜ-Masse}} \right) dT \quad (3.47)$$

steht für die thermisch mitzyklierenden, apparativen Wärmekapazitäten des Hydraulikwassers (*Hydr* für Hydraulikwasser) und der Wärmeübertrager (*WÜ-Mat* und *WÜ-Masse* für die Wärmekapazität des Materials und die Masse).

Die COPs werden auf Basis der Wärmen in Gleichungen 3.41 bis 3.47 berechnet, im Kühlfall

$$\zeta_K = \frac{Q_V}{Q_{\text{Des}}} , \quad (3.48)$$

und im Heizfall

$$\zeta_H = \frac{Q_A + Q_K}{Q_{\text{Des}}} , \quad (3.49)$$

worüber die Wärmebilanz an den Wärmeübertragern gebildet werden kann und anschließend eine Kopplung an die äußeren Fluidströme erfolgen kann.

Das Modell kann anstatt über eine Wärmebilanz bzw. den COP auch direkt über die abgegebenen oder aufgenommenen Wärmen an die entsprechenden Wärmeübertrager (siehe Abschnitt 3.4.1) gekoppelt werden. Die Kopplung über die eine Wärmebilanz hat jedoch den Vorteil, dass die internen Komponenten nur relativ zueinander dimensioniert sein müssen und intern auf eine gewählte Nennleistung ausgelegt werden können.

Die Dimensionierung auf eine Nennleistung erfolgt dann ausschließlich über die Wärmeübertrager, die außer an Adsorber / Desorber keine thermische Masse aufweisen (siehe Beschreibung des Wärmeübertrager-Modells im Abschnitt 3.3.2), die Sorbensmasse und die Zykluszeit, für die die Sorbensmasse festgelegt werden muss (siehe Abschnitt 3.3.3). Effekte wie zum Beispiel Wärmeverluste über die Hülle, die neben der Temperaturdifferenz vom Verhältnis der Oberfläche zum Volumen abhängen und in der Realität bei der Skalierung von kleinen zu größeren Leistungen abnehmen würden, sind in der Modellierung unberücksichtigt.

²³Silica-Gel / Wasser, $1717 \text{ J}/\text{kgK}$ für Toluol-Aktivkohle ([Otten, 1989](#), S. 80).

Berechnung maschineninterner Wärmerückgewinnung

Neue Zyklenkonzepte für Adsorptionswärmepumpen weisen sensible und sorptive Wärmerückgewinnung auf (Meunier u. a., 1998; Pons u. Poyelle, 1999), zu deren Umsetzung eine Möglichkeit zum Beispiel das Stratisorp-Konzept (Schwamberger u. a., 2010) sein kann. Beim Standard-Zwei-Adsorber-Konzept hingegen, das in Abschnitt 2.2.3 beschrieben ist, wird nur die sensible Wärme zwischen den beiden Adsorbieren während der isothermen Phasen zurückgewonnen. Die durch sensible Wärmerückgewinnung erreichbare Temperatur bei der Vorheizung bzw. Vorkühlung in diesen Konzepten ist darüber hinaus auf maximal bzw. minimal den Mittelwert zwischen Desorber-Teilzyklusendtemperatur und Adsorber-Teilzyklusstarttemperatur beschränkt, da es nicht möglich ist, in einem einfachen Wärmerückgewinnungskonzept, bei dem das Hydraulikwasser zwischen Adsorber und Desorber umgepumpt wird, den Vorteil von Gegenstrom-Wärmeübertragern zu nutzen. Dies ist einer der Faktoren, die die derzeit höheren COPs der Adsorptionswärmepumpen im Vergleich zu den Adsorptionswärmepumpen bedingen, da der interne Lösemittel-Wärmeübertrager der Adsorptionskältemaschinen immer als Gegenstrom-Wärmeübertrager ausgeführt ist.

Um neuartige Wärmerückgewinnungskonzepte für Adsorptionswärmepumpen im Rahmen einer Gebäude- oder Systemsimulation abbilden zu können, wurden zwei Bilanzierungsverfahren für generische Wärmerückgewinnungsverfahren implementiert. Zum einen die separate Rückgewinnbarkeit von sensibler und sorptiver Wärme und zweitens die kombinierte Rückgewinnbarkeit von sensibler und sorptiver Wärme im Vergleich mit einem Zyklenkonzept maximal möglicher Wärmerückgewinnung.

Das erste Konzept ist in (T. Núñez, 1999) vorgestellt. Darin wird beispielsweise für die Berücksichtigung sensibler Wärmerückgewinnung im Wärmepumpenfall die Nutzwärme mit dem Anteil ξ der Wärme aus der isothermen Phase „3“ erweitert, so dass

$$Q_{\text{Heizen}} = Q_K + Q_A + (1 - \xi)Q_3 \quad (3.50)$$

die Nutzwärme zum Heizen inkl. des Anteils zum Vorheizen des jeweils anderen Adsorbers darstellt. Der COP zum Heizen inkl. Wärmerückgewinnung ist dann

$$\zeta_H^{\text{WRG}} = \frac{Q_{\text{Heizen}}}{Q_1 + Q_{\text{Des}} - \xi Q_3} \quad (3.51)$$

Im Kühlfall kann lediglich die aufgewandte Wärme zur Desorption um einen rückgewonnenen Anteil reduziert werden, so dass man mit

$$Q_{\text{Kühlen}} = Q_V \quad (3.52)$$

für den COP mit Wärmerückgewinnung

$$\zeta_K^{\text{WRG}} = \frac{Q_V}{Q_1 + Q_{\text{Des}} - \xi Q_3} \quad (3.53)$$

erhält. Es ist analog möglich, mit demselben Verfahren Wärmerückgewinnung aus den sorptiven Anteilen von Q_{ads} zu berücksichtigen, indem die zugehörigen sorptiven Wärmen analog zum oben Dargestellten bilanziell in die Wärmen und damit in den COP eingehen. Es kann dann eine mögliche Effizienzsteigerung durch Wärmerückgewinnung aus den separat berechneten sensiblen und sorptiven Anteilen berechnet und evaluiert werden.

Für das zweite Bilanzierungsverfahren für Wärmerückgewinnung, das für die Berechnungen der weiter unten gezeigten Simulationsergebnisse verwendet wurde, wurde eine einzige kombinierte Größe zur Quantifizierung des sensiblen und sorptiven Wärmerückgewinnungsgrads gebildet. Es wird ein idealisiertes Wärmerückgewinnungskonzept angenommen, bei dem alle sensiblen und sorptiven Wärmen zurückgewonnen werden können, die der Bedingung genügen, dass die Temperaturen der zurückgewonnenen Wärme bei der Adsorption gleich oder oberhalb der Temperaturen bei der Desorption liegen. Dies entspräche einem Wärmerückgewinnungsgrad von 100 %, der ohne jegliche Verluste in einem Konzept mit unendlich vielen Wärmespeichern oder Adsorbentien, wie in einem verlustfrei idealisierten Stratisorp-Konzept ([Schwamberger u. a., 2011](#)) erreicht würde.

Zur Rückgewinnbarkeit sorptiver Wärme kann es abhängig von den Druck- und Temperaturverhältnissen einen Temperaturüberlapp zwischen den differentiellen Wärmen geben, die während der Adsorption frei werden und den differentiellen Wärmen, die während der Desorption aufgenommen werden (vgl. [Schwamberger u. a., 2010](#)). Ein solcher Temperaturüberlapp der Wärmen ermöglicht prinzipiell sorptive Wärmerückgewinnung, die die zur Regeneration des Adsorbens erforderliche Wärme reduziert.

Die Abbildungen 3.11 bis 3.13 zeigen die im Konzept bilanzierten Wärmen unter den Wärmekurven (Beispiel für Zeolith Z-13X²⁴). Die Kurven zeigen den Verlauf der differentiellen Wärme δQ entlang der Isosteren und Isobaren für die Temperaturen bei Adsorption bzw. Desorption, wenn diese in einem idealisierten Prozess angenommen würden (vgl. Abbildung 3.10). Wärmekurven für die übrigen in dieser Arbeit untersuchten Stoffpaare sind exemplarisch in Anhang A.1 zu finden. Alle Darstellungen von Wärmekurven in dieser Arbeit wurden für 1 kg Sorbens erstellt.

Desorption: Nach der isosteren Aufheizphase bei maximaler Beladung beginnt bei der minimalen Desorptionstemperatur der Desorptionsprozess. Im hier gezeigten Beispiel wird die Desorption bis 200 °C betrieben.

Adsorption: Nach der isosteren Abkühlung bei minimaler Beladung auf die maximale Adsorptionstemperatur beginnt der Adsorptionsprozess. Im hier gezeigten Beispiel wird die Adsorption bis < 50 °C betrieben.

Die Flächen unter den Kurven in Abbildungen 3.11 bis 3.13 entsprechen den Wärmen, die zur Desorption aufgewandt werden müssen, bzw. die bei der Adsorption frei werden. In einem idealen

²⁴In dieser Arbeit wird ausschließlich mit Wasser als Kältemittel gerechnet. Aus diesem Grund wird auf die Angabe der Kombination aus Kältemittel / Sorbens häufig verzichtet und nur das Sorbens angegeben.

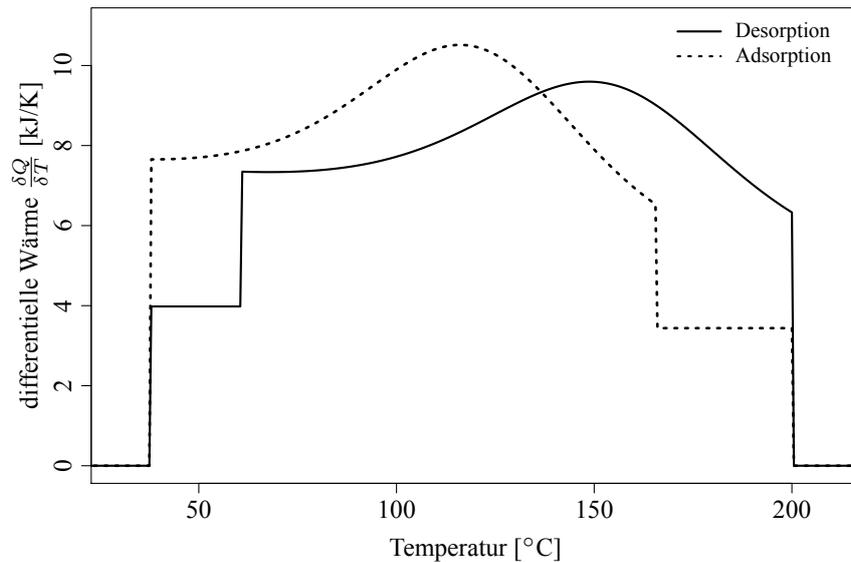


Abbildung 3.11: Wärmekurven für Wasser / Z-13X, Adsorption (gestrichelt) und Desorption (durchgezogen). Die Adsorptionsphase wird von hoher zu niedriger werdender Temperatur durchlaufen (von rechts nach links), die Desorption von niedriger zu hoher Temperatur (von links nach rechts).

Wärmerückgewinnungsprozess könnte maximal die dem Überlapp entsprechende Wärme im Adsorptionsprozess zurückgewonnen werden und im Desorptionsprozess aufwandsverringert genutzt werden.

Dazu wird in der Bilanzierung der Wärmen eines Zyklus die zur Regeneration erforderliche Desorptionswärme Q_{Des} wie oben beschrieben berechnet und es wird zusätzlich die um alle rückgewinnbaren Wärmen reduzierte Desorptionswärme $Q_{\text{Des,min}}$ (siehe Abbildung 3.13)²⁵ gebildet, wozu Q_{Des} um den Überlapp zwischen den Verläufen der differentiellen Wärmen (vgl. ebenfalls Abbildung 3.13) reduziert wird.

Die nicht überlappenden Flächen entsprechen den Wärmen, die nicht rückgewinnbar sind, bzw. ohne Verringerung der rückgewinnbaren Wärme zum Verbrauch ausgekoppelt werden können.

²⁵Zur Berechnung wird Q_{Des} aus Gleichung 3.44 um die bei denselben Temperaturen während des Adsorptionsprozesses freiwerdende Wärme reduziert. Man erhält dann den nicht rückgewinnbaren Anteil $Q_{\text{Des,min}}$ mit

$$Q_{\text{Des,min}} = Q_{\text{Des}} - Q_{\text{rückgewinnbar}},$$

mit

$$Q_{\text{rückgewinnbar}} = \int_{T_{\text{Ads}}^{\text{min}}}^{T_{\text{Des}}^{\text{max}}} \min \left[\left(\frac{\delta Q}{\delta T}(T) \right)_{\text{Ads}}, \left(\frac{\delta Q}{\delta T}(T) \right)_{\text{Des}} \right] dT$$

Das Ergebnis des Integrals $Q_{\text{rückgewinnbar}}$ ist dann die schraffierte Fläche in Abbildung 3.13. $Q_{\text{Des,min}}$ entspricht der rechten schraffierten Fläche in Abbildung 3.12, bzw. der gekennzeichneten Fläche in Abbildung 3.13.

3.3. GENERISCHE MODELLE ZUM HEIZEN UND KÜHLEN

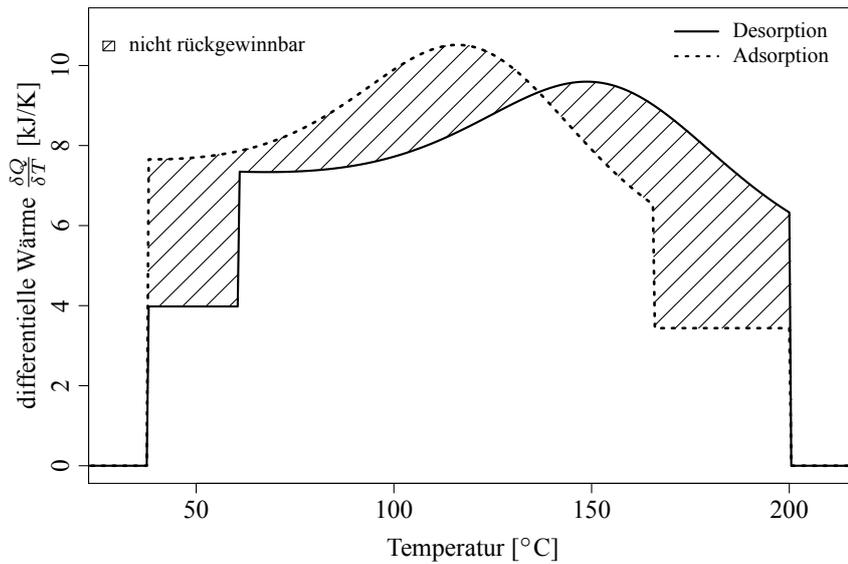


Abbildung 3.12: Wärmekurven für Wasser / Z-13X, Adsorption (gestrichelt) und Desorption (durchgezogen). Die schräg schraffierte Fläche entspricht dem Anteil nicht rückgewinnbarer Wärme.

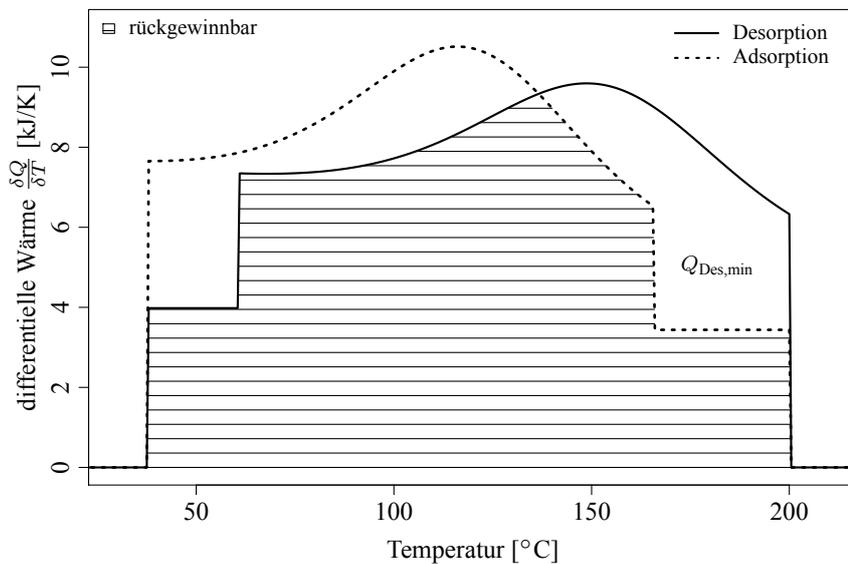


Abbildung 3.13: Wärmekurven für Wasser / Z-13X, Adsorption (gestrichelt) und Desorption (durchgezogen). Die überlappende Fläche (horiz. liniert) entspricht dem Anteil theoretisch rückgewinnbarer Wärme.

Zur Berechnung der zur Desorption nötigen Wärme $Q_{\text{Des},\chi}$ unter Berücksichtigung eines Wärmerückgewinnungsgrads χ ²⁶ können nun zwei Fälle betrachtet werden. Der Fall maximaler, d. h. theoretisch möglicher Wärmerückgewinnung, bei dem die gesamte rückgewinnbare Wärme mit einem nicht näher spezifizierten Verfahren rückgewonnen werden kann und der Fall ohne jede Wärmerückgewinnung, bei dem die gesamte Desorptionswärme Q_{Des} in jedem Zyklus von außen eingebracht werden muss.

Der Fall eines Wärmerückgewinnungsgrads χ

$$\chi = \frac{\text{rückgewonnene Wärme}}{\text{theoretisch rückgewinnbare Wärme}} \quad (3.54)$$

ist dann berechenbar, indem $Q_{\text{Des},\chi}$ berechnet wird mit

$$Q_{\text{Des},\chi} = Q_{\text{Des},\min} + (1 - \chi) \cdot (Q_{\text{Des}} - Q_{\text{Des},\min}), \quad (3.55)$$

wobei es sich bei Q_{Des} um die nach Gleichung 3.44 berechnete Desorptionswärme des Teilzyklus handelt und bei $Q_{\text{Des},\min}$ um die bei vollständiger Rückgewinnung aller sensibler und sorptiver Wärmen noch erforderliche *minimale* Desorptionswärme (theoretischer Grenzfall).

Das Verfahren der Wärmerückgewinnung zwischen Adsorption und Desorption erinnert an die von Ziegler als *latente Mehrstufigkeit* (Ziegler, 1997) bezeichnete Wärmerückgewinnung zwischen Absorber und Generator bei Absorptionswärmepumpen. Beim GAX-Verfahren (Phillips, 1976) für Absorptionswärmepumpen wird bei der Adsorption freiwerdende Wärme zur Desorption rückgewonnen, dazu ist allerdings das Vorhandensein einer ausreichend hohen Ausgasungsbreite des Arbeitspaars erforderlich, so dass analog zum hier dargestellten Verfahren ein Temperaturüberlapp zwischen Adsorption und Desorption entsteht. Wegen des analogen p/T-Diagramms wird von *unechter Mehrstufigkeit* gesprochen (Altenkirch, siehe (Ziegler, 1997)) und der Kühl-COP kann anders als bei einstufigen Prozessen > 1 werden.

Die zum Heizen auskoppelbare Wärme beim Rückgewinnungsgrad χ ist

$$Q_{\text{Ausk.,Heizen}} = Q_{\text{K}} + Q_{\text{Ads,non-rec}} + (1 - \chi) \cdot Q_{\text{Ads,rec}} \quad (3.56)$$

oder umgeformt

$$Q_{\text{Ausk.,Heizen}} = Q_{\text{K}} + Q_{\text{A}} - \chi \cdot (Q_{\text{Des}} - Q_{\text{Des},\min}), \quad (3.57)$$

mit Q_{A} als der gesamten Adsorptionswärme $Q_{\text{Ads,total}}$.

Die COPs ergeben sich dann für den Kühlfall als

$$\zeta_{\text{K}}^{\text{WRG}} = \frac{Q_{\text{V}}}{Q_{\text{Des},\chi}} \quad (3.58)$$

²⁶Wird der Wärmerückgewinnungsgrad in einer Berechnung, in der unterschiedliche Betriebspunkte auftreten konstant gehalten, sollte für die Berechnung von einem *mittleren Wärmerückgewinnungsgrad* oder *konstanten Wärmerückgewinnungsgrad* $\bar{\chi}$ gesprochen werden.

bzw. im Heizfall

$$\zeta_{\text{H}}^{\text{WRG}} = \frac{Q_{\text{Ausk.,Heizen}}}{Q_{\text{Des},\chi}} \quad (3.59)$$

Dieses Verfahren hat den Vorteil, dass sensible und sorptive Wärmerückgewinnung nicht getrennt angegeben werden müssen und ermöglicht für diese Arbeit die Auftragung von Größen wie der Jahresarbeitszahl über dem Wärmerückgewinnungsgrad χ als einer einzigen kombinierten Größe. Für eine detaillierte Untersuchung, bei der das Wärmerückgewinnungsverfahren konkretisiert wird, empfiehlt es sich, die beiden Komponenten separat zu betrachten.

Abbildungen 3.14 und 3.15 veranschaulichen den Betrag der rückgewonnenen Wärme für einen Fall von $\chi = 0,5$. Ohne Festlegung eines Wärmerückgewinnungsverfahrens kann unter Berücksichtigung der Konzeption des Modells gedanklich sowohl von einer Wärmerückgewinnung gleichmäßig über die Temperaturbereiche der Adsorption und Desorption ausgegangen werden, die beispielsweise gleich groß sein könnte für sensiblen und sorptiven Anteil, als auch von Rückgewinnung zwischen unterschiedlichen Temperaturbereichen in Adsorptions- und Desorptionsphase (vgl. Abbildung 3.15). In der Realität wäre es naheliegender, die Wärme von der höchsten zur Verfügung stehenden bzw. niedrigsten erforderlichen Temperatur aus aufzuintegrieren, bis der gewählte Wärmerückgewinnungsgrad erreicht ist, um so die treibenden Temperaturdifferenzen bei der Wärmerückgewinnung zu minimieren (z. B. in einem Mehradsorber-Konzept). Die Verteilung der Wärmerückgewinnung über dem Temperaturbereich ist in der beschriebenen implementierten Methode jedoch nicht festgelegt; es werden ausschließlich Wärmen bilanziert. Für eine Entropieanalyse einer Wärmepumpe oder eine wie in Abschnitt 3.4.1 vorgeschlagene mögliche Weiterentwicklung könnte jedoch eine Festlegung erforderlich werden. Hier könnte z. B. eine Verteilung wie für Mehradsorbersysteme (Meunier, 1985) angenommen werden.

Durch sorptive Wärmerückgewinnung verringert sich im Heizfall die auskoppelbare Wärme um den rückgewonnenen Betrag (vgl. Gleichungen 3.56 und 3.57), d. h. es wird mit zunehmendem Wärmerückgewinnungsgrad mehr Adsorbensmenge benötigt, um dieselbe Leistung auskoppeln zu können. Im Kühlfall hingegen erhöht sich der COP bei gleichbleibender Verdampfungswärme und dazu nötiger Adsorbensmenge.

Berücksichtigung der Zykluszeit im WK-Modell

Ohne zusätzliche Modellierung bildet das WK-Modell wie bisher beschrieben das stationäre Betriebsverhalten der internen Komponenten von Adsorptionswärmepumpen ab, ohne den stattfindenden Kältemittelumsatz oder eine Zykluszeit zu berücksichtigen. Damit wird der COP nur durch die Temperaturen der Fluidströme während des Adsorptions- und Desorptionszyklus festgelegt. Eine Analyse der Simulationsdaten ergibt jedoch, dass besonders im Grenzbereich hoher Leistung in der Nähe des Abbruchs der Leistungskennlinie in diesem Modell die Umsätze pro Zyklus sehr gering werden können, so dass die zur Erbringung der Leistung erforderliche Zyklusfrequenz unrealistisch hoch werden würde.

Dies wird in der Implementierung umgangen, indem aus dem Umsatz am Verdampfer bei den bestehenden Betriebstemperaturen (Innentemperaturen der Wärmeübertrager) eine Zykluszeit für die gegebene Leistung berechnet wird, für die dann eine Untergrenze gesetzt werden kann, d. h. die Zeit t_{Zyklus} berechnet wird mit

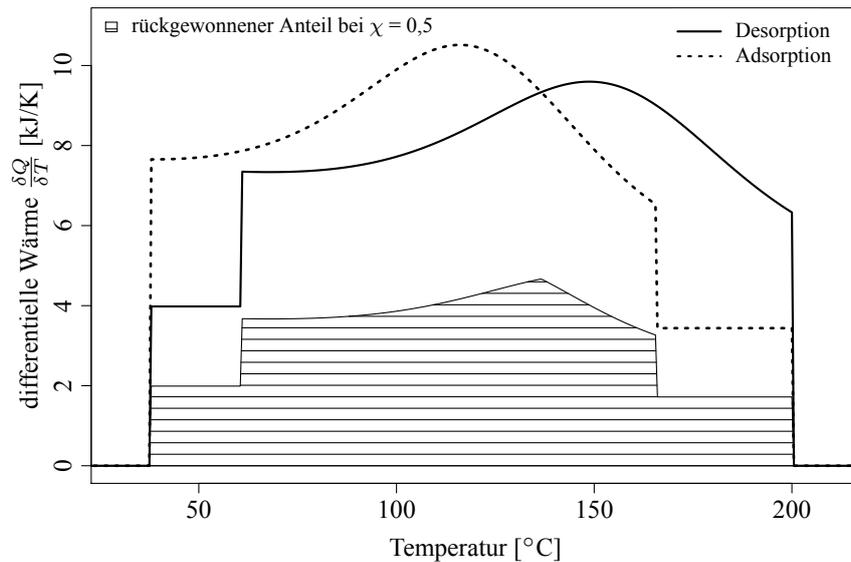


Abbildung 3.14: Wärmekurven für Wasser / Z13X, Adsorption (gestrichelt) und Desorption (durchgezogen). Die schraffierte Fläche entspricht dem Anteil rückgewinnbarer Wärme bei $\chi = 0,5$. Das Modell nimmt keine Einschränkung der Geometrie der rückgewonnenen Fläche auf die gezeigte Form vor, eine naheliegende Aufintegration der gesamten rückgewinnbaren Wärme entlang des Kurvenüberlapps bis zum Erreichen eines bestimmten Wärmerückgewinnungsgrads kann ebenso angenommen werden, vgl. Abb. 3.15.

$$t_{\text{Zyklus}} = \frac{Q_V \mid_{1 \text{ Zyklus}}}{\dot{Q}_V \mid_{\text{stat. Betrieb}}}, \quad (3.60)$$

wobei Q_V über die Adsorbensmasse vom Kältemittelumsatz innerhalb eines Zyklus zwischen minimaler und maximaler Beladung des Adsorbens ($X_{\max} - X_{\min}$) abhängt.

Technisch werden Zykluszeiten von 10 bis 20 Minuten unter Last, im geringen Teillastbereich auch längere Zykluszeiten umgesetzt, insb. wenn hohe Effizienz durch möglichst großen Umsatz erreicht werden soll.

Untere Temperaturbegrenzung für den Verdampfer

Bei Betrachtung der Heizanwendung kann die Quelltemperatur der Umweltwärmequelle auf Temperaturen nahe des Gefrierpunktes absinken, z. B. wenn aus einer Erdwärmesonde $5 \text{ }^\circ\text{C}$ zur Verfügung stehen und bei begrenztem Massenstrom hohe Leistungen am Verdampfer von der Sorptionswärmepumpe aufgenommen werden. Da bei den in dieser Arbeit berücksichtigten Stoffpaaren Wasser als Kältemittel zum Einsatz kommt, wurde eine künstliche Begrenzung der Verdampfer-temperatur auf $> 0 \text{ }^\circ\text{C}$ eingeführt. Wird diese Temperatur erreicht, wird der COP im Heizfall = 1 gesetzt, bzw. würde im Kühlfall = 0 gesetzt.

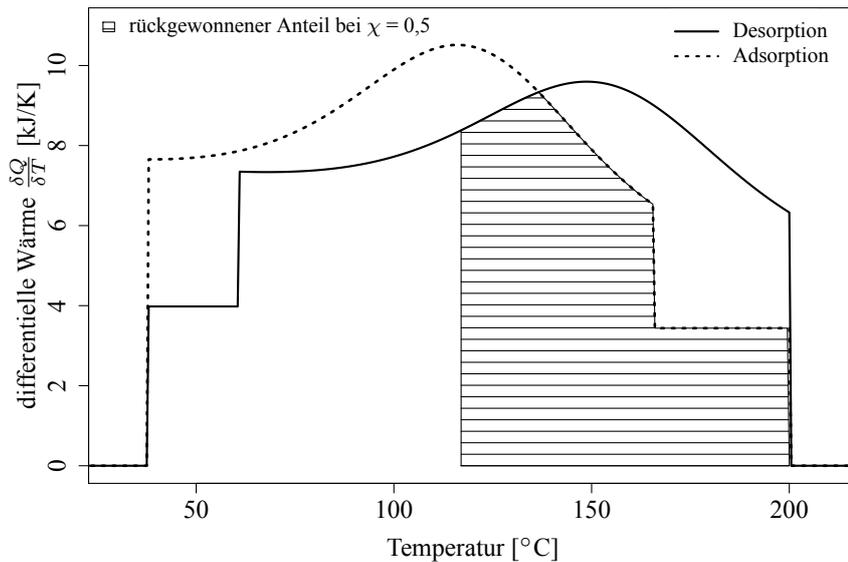


Abbildung 3.15: Wärmekurven für Wasser / Z13X, Adsorption (gestrichelt) und Desorption (durchgezogen). Die schraffierte Fläche entspricht dem Anteil rückgewinnbarer Wärme bei $\chi = 0,5$ - beispielsweise in einem idealisierten Zweiadsorber-Konzept.

Dimensionierung der Wärmeübertrager für das WK-Modell in dieser Arbeit

Die Wärmeübertrager an Adsorber, Kondensator, Desorber und Verdampfer können anhand ihres UA-Wertes (wie beim TDG-Modell) fest dimensioniert werden. Neben der Beschreibung der entwickelten Modelle sollen weiter unten in dieser Arbeit jedoch Parameterstudien bezüglich des Potentials von Wärmerückgewinnung mit den Modellen gezeigt werden, für die der Wärmerückgewinnungsgrad χ über einen weiten Bereich skalierbar sein soll. Auf eine explizite Modellierung eines konkreten Wärmerückgewinnungssystems soll dabei noch verzichtet werden. Aus diesem Sachverhalt erwächst die Problematik, Maschinenkomponenten, deren Auslegung durch eine Veränderung des Wärmerückgewinnungsgrads beeinflusst würde, zu dimensionieren. Unabhängig davon, wie das Wärmerückgewinnungssystem zwischen Adsorptions- und Desorptionsphase (und damit zwischen Adsorber und Desorber) umgesetzt ist, erhöht sich bei gleichbleibender ausgekoppelter Leistung der Kältemittel- und Wärmeumsatz mit steigendem Wärmerückgewinnungsgrad.

Im folgenden wird ein Verfahren beschrieben, das die Kopplung zwischen Adsorber und Desorber über ein nicht modelliertes Wärmerückgewinnungssystem ausnutzt und durch eine Mitskalierung des Adsorber- und Desorber-Wärmeübertragers Parameterstudien bei stark unterschiedlichen Wärmerückgewinnungsgraden erlaubt, ohne jedesmal eine Auslegung nach einem andernfalls entwicklungsbedürftigen Verfahren vorzunehmen. Dies ist nötig, da eine feste Auslegung der Wärmeübertrager auf die Konfiguration ohne Wärmerückgewinnung dazu führen würde, dass bei hohen Wärmerückgewinnungsgraden χ die Leistung durch Beschränkungen seitens

der Wärmeübertrager dominiert würde. Umgekehrt würde eine Auslegung auf den Fall hoher Wärmerückgewinnung zu unrealistisch groß dimensionierten Wärmeübertragern im Fall geringer Wärmerückgewinnungsgrade führen.

In Abbildung 3.16 sind die Wärmeströme an Adsorber und Desorber mit einem nicht konkret modellierten Wärmerückgewinnungsverfahren zwischen diesen Komponenten skizziert. Die Wärme, die über den Adsorber fließen muss, setzt sich aus der auszukoppelnden Wärme für die Wärmesenke (Gebäude) und der rückgewonnenen Wärme zwischen den Zyklen zusammen, die vom Wärmerückgewinnungsgrad abhängt. Am Generator setzt sich die zu übertragende Wärme aus der einzukoppelnden, nicht rückgewonnenen Wärme und der rückgewonnenen Wärme vom Adsorber zusammen.

Für Parameterstudien, in denen viele Simulationen mit unterschiedlichen Wärmerückgewinnungsgraden durchgeführt werden sollen, wird deshalb die Hypothese zugrundegelegt, dass die Wärmeübertrager bei Anwendung eines Wärmerückgewinnungsverfahrens zumindest so dimensioniert würden, dass die Innentemperaturen T_{innen}^i an den Wärmeübertragern, die für den Sorptionsprozess zur Verfügung stehen durch das Wärmerückgewinnungssystem und die dadurch erhöhten Wärmen nicht ungünstiger würden als ohne Wärmerückgewinnung (vgl. Gleichungen 3.64 und 3.65).

An Adsorber und Desorber lässt diese Annahme eine Skalierung der Wärmeübertrager zu, indem angenommen wird, dass sich die UA-Werte der beiden Wärmeübertrager und der Gesamt-Massenstrom aus einem ausgekoppeltem Massenstrom und einem für das nicht modellierte Wärmerückgewinnungssystem zur Verfügung stehenden Massenstrom zusammensetzen und dass sich der Massenstrom am Wärmeübertrager genau so stark erhöht, wie die am Adsorber bzw. Desorber unter Wärmerückgewinnung anfallende Gesamt-Wärme gegenüber der ausgekoppelten Wärme allein.

Bei einem Verhältnis

$$\beta_{\chi} = \frac{Q_r + Q_{\text{nr}}}{Q_{\text{nr}}} = \frac{Q_{\text{ges}}}{Q_{\text{nr}}} \quad (3.61)$$

zwischen den Wärmen Q_{ges} für jeweils die gesamte zu übertragende Wärme an Adsorber oder Desorber, Q_{nr} für jeweils die aus- bzw. eingekoppelte, nicht rückgewinnbare Wärme und Q_r für die rückgewinnbare Wärme, werden also die UA-Werte der Wärmeübertrager an Adsorber und Desorber, die Sorptionsmenge und andere Massen (Fluide, sensible Massen) bei Annahme eines Wärmerückgewinnungsgrads $\chi \neq 0$ skaliert.

Bei einem gemeinsamen für Rückgewinnung und Auskopplung geeigneten Massenstrom hat dies an den Wärmeübertragern des Adsorbers und Desorbers zur Folge, dass für die Betriebscharakteristika Φ der Wärmeübertrager (*effectivenesses*) gilt

$$\Phi_{\text{Gesamt}}^{\text{Ads}} = \Phi_{\text{nr, Auskopplung}}^{\text{Ads}} \quad (3.62)$$

$$\Phi_{\text{Gesamt}}^{\text{Des}} = \Phi_{\text{nr, Einkopplung}}^{\text{Des}} \quad (3.63)$$

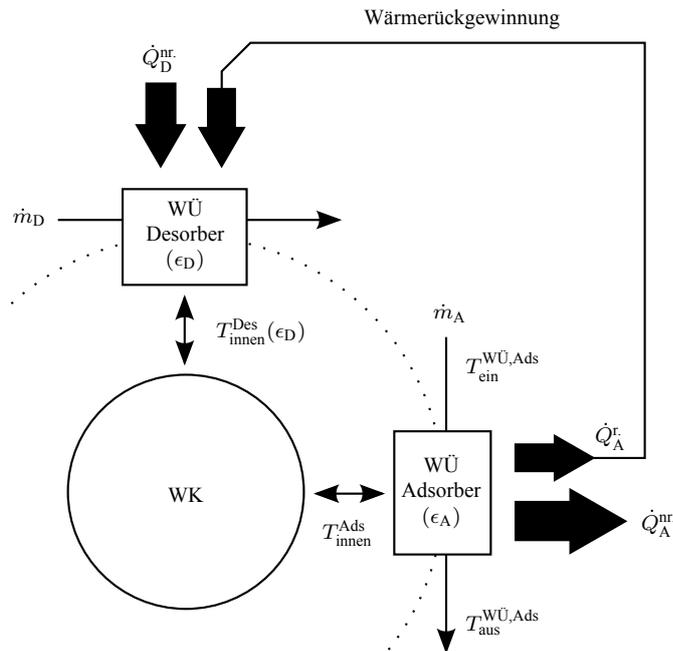


Abbildung 3.16: Veranschaulichung der Wärmeströme an Wärmeübertragern bei Wärmerückgewinnung (WK-Modell), vgl. Abb. 3.1. (Kondensator und Verdampfer nicht gezeigt.). Mit *nr.* für *nicht rückgewinnbar*, *r.* für *rückgewinnbar*, *A* für *Adsorber* und *D* für *Desorber*.

Der benötigte Massenstrom an Adsorber und Desorber wird auf Basis des bekannten, gesamten Wärmeumsatzes berechnet, so dass sichergestellt wird dass gilt

$$T_{innen}^{Ads}(Q_{ges}, UA_{ges}) = T_{innen}^{Ads}(Q_{nr}, UA_{nr}) \quad (3.64)$$

und

$$T_{innen}^{Des}(Q_{ges}, UA_{ges}) = T_{innen}^{Des}(Q_{nr}, UA_{nr}). \quad (3.65)$$

Die sich ergebende Dimensionierung wird explizit berechnet, so dass Gesamt-UA-Werte ausgegeben werden können (z. B. zur Bestimmung der tatsächlichen UA-Werte wie beispielsweise in Abschnitt 3.4.1).

Durch das beschriebene Verfahren wird erreicht, dass die Bedingungen entsprechend der oben genannte Hypothese erfüllt werden und die Wärmeübertrager immer so skaliert werden, dass sie die Grenztemperaturen für den modellierten Sorptionsprozess nicht verschlechtern, aber auch noch nicht durch eine Überdimensionierung im Wärmerückgewinnungsfall begünstigen. Gleichzeitig werden die äußeren Massenströme zur Auskopplung und die dafür zur Verfügung stehenden Temperaturen und Leistungen beibehalten, d. h. bezüglich der ausgekoppelten Wärme bleiben alle 4 Wärmeübertrager so konfiguriert wie für $\chi = 0\%$. In den weiter unten in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen wird dieser Basis-UA-Wert als Konfigurationsparameter des Modells angegeben.

Die Skalenfaktoren zwischen Gesamt-Adsorberwärme und nicht rückgewinnbarer Adsorberwärme (Auskopplung) sind exemplarisch in Abbildung A.5 für die Kennlinien in Abbildungen 4.3 und 4.4 gezeigt.

Anders als bei der Kopplung zwischen Adsorber und Desorber findet zwischen Verdampfer und Kondensator keine direkte Kopplung über einen zweiten Fluidkreis mit wählbarem Massenstrom statt - diese Komponenten sind mit dem von außen vorgegebenen Massenstrom direkt an die Wärmequellen und -senken gekoppelt, aus denen sie versorgt werden, bzw. die sie versorgen. Da es hier an einem *a priori*-Auslegungsverfahren fehlt, werden diese Komponenten nicht skaliert und für die Parametervariationen in dieser Arbeit verhältnismäßig groß ausgelegt.

Aus diesem Sachverhalt können beispielsweise im Heizfall Einschränkungen erwachsen, die in den Abschnitten 4.2 und 4.2.2 deutlich werden - so friert bei hohen Wärmerückgewinnungsgraden ohne Erhöhung des Massenstroms und des UA-Wertes der Verdampfer bei hohen Nennleistungen ein, obwohl mit einem größer ausgelegten Verdampfer und entsprechender Erhöhung des Massenstroms der Wärmequelle für den Verdampfer bei gleicher Sorbensmenge noch höhere Leistungen möglich wären.

Für die Studien weiter unten in dieser Arbeit wurde deshalb darauf geachtet, die Wärmeübertrager für Verdampfer und Kondensator so groß auszulegen, dass derartige Effekte bei den auftretenden Maximalleistungen auch bei $\chi = 100\%$ noch keine Rolle spielen.

Da die Wärmeübertrager an Kondensator und Verdampfer nicht abhängig vom Wärmerückgewinnungsgrad verändert werden und da die Wärmeübertrager an Adsorber und Desorber nur so weit skaliert werden, dass die Bedingungen in Gleichungen 3.64 bis 3.63 erfüllt sind, kann die Vorgehensweise unter den gemachten Annahmen für die Basis-UA-Werte der Wärmeübertrager als untere Abschätzung betrachtet werden²⁷.

3.3.4 Kombination des Adsorptionsmodells mit dem TDG - Modell²⁸

Die Adsorptions- und Desorptionsprozesse benötigen im zeitlichen Verlauf immer genau eine bestimmte Temperatur. Im Falle der Desorption beginnt diese bei der niedrigsten nötigen Desorptionstemperatur und endet bei der höchsten bereitstehenden Desorptionstemperatur. Der Verlauf der Wärmekurven, wie in den Abbildungen 3.11 bis 3.14 für Wasser / Z-13X gezeigt, ist material- und temperaturabhängig und kann für unterschiedliche Materialien stark unterschiedlich sein (vgl. Abschnitt A.2 im Anhang). Wird nicht mit der dem gegenwärtigen Fortschrittsgrad des jeweiligen Teilzyklus entsprechenden Temperatur T gearbeitet, sondern beispielsweise im Falle der Desorption mit der maximal verfügbaren Desorptionstemperatur $T_{Des,max}$, entsteht die Entropieproduktion (Núñez, 2001)

$$\delta S = \frac{\delta Q}{T_{Des,max}} - \frac{\delta Q}{T}. \quad (3.66)$$

²⁷Statt alternativ möglicher Auslegung auf einen Betriebspunkt sehr hoher im Betriebsspektrum auftretender rückgewonnener Wärme, was bei Betriebspunkten mit niedrigerer rückgewonnener Wärme zu einer im Verhältnis größeren Dimensionierung führen würde als durch das hier beschriebene Verfahren.

²⁸In diesem Abschnitt wird ein Teil der in (Núñez, 2001, Kap. 3.3) beschriebenen Zusammenhänge zusammengefasst und auf die Modelle der vorliegenden Arbeit angepasst, um die auf dieser Basis vorgenommene Implementierung zu motivieren. Für die Zusammenhänge besteht die Grundlage weitgehend bereits in der Arbeit von Núñez. Bei den unmittelbar übernommenen Formulierungen wird je nochmals auf die Arbeit verwiesen

Um dies zu berücksichtigen, können die thermodynamischen Mitteltemperaturen \tilde{T} berechnet und verwendet werden, die den entropiegewichteten Zyklus-Mitteltemperaturen entsprechen. Diese sind

$$\tilde{T}_{\text{Des}} = \frac{Q_{\text{Des}}}{T_{\text{min}}^{\text{Des}} \int_{T_{\text{min}}^{\text{Des}}}^{T_{\text{max}}^{\text{Des}}} \frac{Q}{T} dT} \quad \text{und} \quad (3.67)$$

$$\tilde{T}_{\text{Ads}} = \frac{Q_{\text{Ads}}}{T_{\text{max}}^{\text{Ads}} \int_{T_{\text{min}}^{\text{Ads}}}^{T_{\text{max}}^{\text{Ads}}} \frac{Q}{T} dT}. \quad (3.68)$$

Während beim TDG-Modell keine Entropieerzeugung berücksichtigt wird bzw. von einem endoreversiblen Prozess ausgegangen wird, der die maximalen und minimalen Teilzyklusendtemperaturen tatsächlich nutzen kann, kann durch Einsetzen der thermodynamischen Mitteltemperatur \tilde{T}_{Des} in Gleichungen 3.19 bis 3.22 der Temperaturverlauf bzw. die Entropieproduktion bei der Desorption berücksichtigt werden (3T). Durch Einsetzen beider thermodynamischer Mitteltemperaturen \tilde{T}_{Des} und \tilde{T}_{Ads} geschieht dies zusätzlich für den Adsorptions-Teilzyklus (2T).

Für den Kühlfall erhält man für den COP ζ^{29} mit dem Carnot-Gütegrad³⁰ q

$$\zeta_{3T} = q_K \cdot \frac{\left(\frac{T_K}{\tilde{T}_{\text{Des}}} - 1\right)}{\left(1 - \frac{T_{\text{Ads}}}{T_V}\right)}, \quad \text{mit } 0 < q_K < 1 \quad (3.69)$$

$$\zeta_{2T} = q_K \cdot \frac{\left(\frac{T_K}{\tilde{T}_{\text{Des}}} - 1\right)}{\left(1 - \frac{\tilde{T}_{\text{Ads}}}{T_V}\right)}, \quad \text{mit } 0 < q_K < 1 \quad (3.70)$$

und analog für den Heizfall

$$\zeta_{3T}^{\text{Heizen}} = q_H \cdot \frac{\left(\frac{T_K}{\tilde{T}_{\text{Des}}} - 1\right)}{\left(1 - \frac{T_{\text{Ads}}}{T_V}\right)} + 1, \quad \text{mit } 0 < q_H < 1 \quad (3.71)$$

$$\zeta_{2T}^{\text{Heizen}} = q_H \cdot \frac{\left(\frac{T_K}{\tilde{T}_{\text{Des}}} - 1\right)}{\left(1 - \frac{\tilde{T}_{\text{Ads}}}{T_V}\right)} + 1, \quad \text{mit } 0 < q_H < 1. \quad (3.72)$$

Auf diese Weise entstehen für die Berechnung des COP zwischen den in TDG- und WK-Modell angewandten Verfahren zwei weitere Methoden, die einen schrittweisen Übergang von einem reversiblen Modell für den thermodynamischen Grenzfall (TDG-Modell) zur stationären Gleichgewichtsmodellierung des WK-Modells ermöglichen. Der Vergleich der unter sonst gleichen Bedingungen erhaltenen COPs ζ erlaubt eine Abschätzung der Entropieerzeugung für das Nicht-Erreichen des Grenzwirkungsgrads des TDG-Modells. Núñez führt hierzu aus, dass bei geringem

²⁹hier nur für Fall (b), für Fall (a) analog, vgl. Gleichungen 3.19 bis 3.22

³⁰Die Notation COP_{nT} , in der n für die Anzahl der nicht als thermodynamische Mitteltemperaturen eingehenden Temperaturen steht, wurde aus (Núñez, 2001) übernommen.

Abstand der berechneten COPs des WK-Modells von denen des 2T-Modells (Bezeichnung aus (Núñez, 2001), das Rechenmodell für den 2T- und 3T-Fall entsteht durch Verwendung von Gleichungen 3.69 und 3.71 zur Berechnung des COP im TDG-Modell) auf geringe interne Entropieproduktion geschlossen werden kann (Núñez, 2001). Die unterschiedlichen Wirkungsgrade bieten somit Möglichkeiten zur Evaluation von Adsorbentien, indem erzielbare COPs ζ zwischen den unterschiedlich zu bewertenden Grenzwirkungsgraden verglichen werden. In Núñez (2001) findet sich in diesem Zusammenhang die Ermittlung der optimalen Desorptionstemperatur für ein Adsorbens auf Basis des Vergleichs der Grenzwirkungsgrade.

Während das TDG-Modell auch bei Einsetzen der thermodynamischen Mitteltemperaturen \tilde{T}_i keine sensiblen Wärmen berücksichtigt, kommen diese beim WK-Modell beim Adsorber / Desorber-Wärmeübertrager und für Adsorbens und Adsorbat hinzu. Nach Ergebnissen von Núñez ist die sensible Wärme des Adsorbens für den größten Anteil der Reduktion des Wirkungsgrads verantwortlich, während die sensiblen Wärmen des Adsorbats und Adsorptivs untergeordnete Rollen spielen (Núñez, 2001).

In der vorliegenden Arbeit kann der Vergleich der Grenzwirkungsgrade zwischen COP_{2T} und dem COP des WK-Modells unter denselben Betriebsbedingungen einen Zugang zu einer quantitativen Abschätzung des Carnot-Gütegrads schaffen.

Implementierung

Eine Ablaufbeschreibung des kombinierten Simulationsprogramms, das die hier beschriebenen Modelle enthält, befindet sich im Anhang A.4. Eine vereinfachte Beschreibung der Implementierung des WK-Modells ist in Abbildung 3.17 dargestellt. Abbildung 3.18 zeigt ein modulares Schema des kombinierten Modells.

Schritt	Beschreibung
1	Einlesen der Temperaturen T_i , Massenströme \dot{m}_i , Regelungseinstellungen <i>ctrl</i> und weiterer Eingangsvariablen <i>sek</i> , wie z. B. Wärmerückgewinnungsgrade, Temperatur- oder Leistungsollwert, Grenzwerte als Fehlerkriterien
2	Abschätzung eines Initial-COPs (COP') aus den Eingangstemperaturen T_i zum Starten der Iterationsschleife (Schritt 5)
3	Berechnung der Wärmeübertrager-Effizienzen Φ_i als Funktion der Massenströme \dot{m}_i und $(UA)_i$ -Werte der Wärmeübertrager
4	Setzen der Regelungseinstellungen, z. B. Heiz- oder Kühlbetrieb, Regelung nach Leistung oder Temperatursollwert (offene Pfeile)
5	Lösen der Wärmebilanz auf Basis des COP, der entweder initial abgeschätzt wurde oder in der Iterationsschleife bestimmt wurde. Im Kühlfall werden nach Lösen der Wärmebilanz die Innentemperaturen der Wärmeübertrager bestimmt. Im Heizfall werden die Ausgangstemperaturen an Adsorber und Kondensator so lange variiert, bis die Mischungstemperatur am gemeinsamen Ausgang unter Berücksichtigung unterschiedlicher Massenströme der geforderten Soll-Temperatur entspricht. Danach werden ebenfalls auf Basis der Wärmebilanz die Innentemperaturen an den Wärmeübertragern bestimmt.
6	Berechnung des Adsorptions- und Desorptionszyklus auf Basis der inneren Temperaturen der Wärmeübertrager. Berechnung der Wärmen Q_V , Q_K , Q_{Des} , Q_{Ads} , Q_1 , Q_3 und Q_{app} . Bestimmung der thermodynamischen Mitteltemperaturen der Zyklenabschnitte.
7	Weitere Berechnung des COP nach WK-Modell oder kombiniertem Modell (Abschnitt 3.3.4). Oben: WK-Modell, unten: kombiniertes Modell.

3.3. GENERISCHE MODELLE ZUM HEIZEN UND KÜHLEN

- 8 Reduktion der berechneten Desorptionswärme auf erforderlichen Betrag unter Berücksichtigung des Wärmerückgewinnungsgrads, vgl. Gleichung 3.55.
- 9 Berechnung des COP aus Wärmeverhältnis unter Berücksichtigung etwaiger Wärmerückgewinnung
- 10 Berechnung des COP wie beim TDG-Modell, aber mit Ersetzung der Desorber- und evtl. (2T oder 3T, vgl. Abschnitt 3.3.4) Adsorbentemperaturen durch die thermodynamischen Mitteltemperaturen aus Schritt 6.
- 11 Konvergenzprüfung, ggf. Iteration der Schritte 5 und 10
- 12 Abschließende Prüfungen (Fehlerkontrolle) und Ausgabe

Tabelle 3.2: Ablaufbeschreibung des WK-Modells, vgl. Abbildung 3.17

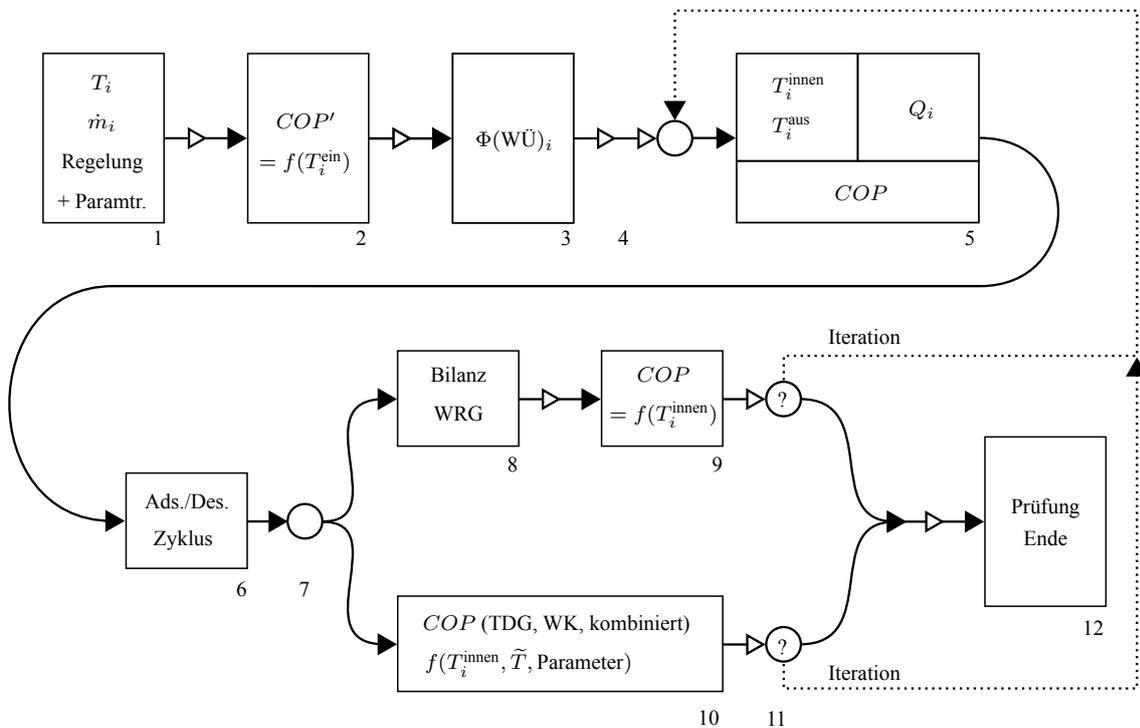


Abbildung 3.17: Vereinfachtes Ablaufschema der Implementierung des WK-Modells für TRNSYS. Die offenen Pfeile bedeuten ausgelassene Zwischenschritte wie z. B. Fehlerprüfungen. Für eine Beschreibung siehe Tabelle 3.2. Eine Beschreibung ist in Tabelle 3.2 zu finden.

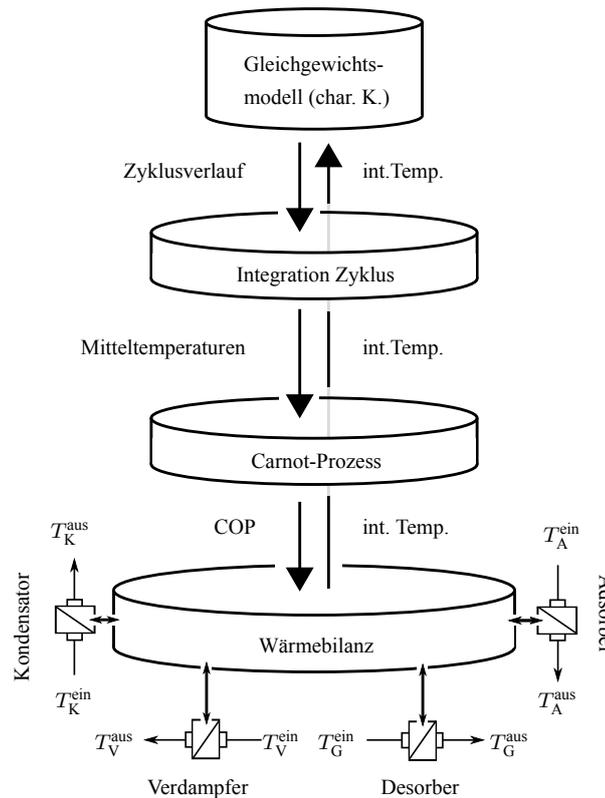


Abbildung 3.18: Modulares Schema des kombinierten Modells aus TDG- und WK-Modell

3.4 Einordnung der entwickelten generischen Modelle

Die weiter oben vorgestellten Simulationsmodelle lassen sich wie in Tabelle 3.3 nach berücksichtigten Eingangsgrößen gegenüberstellen.

Zwischen Absorption und Adsorption besteht für die Modellierung einer der wesentlichen Unterschiede darin, dass für die Adsorption entweder in einem instationären Modell die Adsorptions- und Desorptionszyklen zeitlich aufgelöst werden müssen oder dass in einem stationären Modell eine nicht triviale Mittelung über die Sorptionsprozesse erfolgen muss.

Greift man die Modelle heraus, die neben der Temperaturabhängigkeit des COP variable Volumenströme an den externen Wärmeübertragern (und damit eine dadurch bestimmte Leistungsabhängigkeit) berücksichtigen können und deren Berechnungsmethode auf physikalischen Grundlagen basiert, so lassen sich einige neuere und häufig verwendete physikalische Berechnungsmodelle bezüglich ihres Abstraktionsgrades wie in Abbildung 3.19 einordnen.

Das TDG-Modell, das als Kopplung zweier Carnot-Maschinen verstanden werden kann, stellt die weitestgehende Abstraktion dar. Es gehen ausschließlich thermodynamische Grundannahmen ein, Temperatur- und Volumenstromabhängigkeit gehen über das Wärmeübertragermodell ein.

Bezogen auf den Abstraktionsgrad kann das WK-Modell als Gegenstück zur Modellierung von

3.4. EINORDNUNG DER ENTWICKELTEN GENERISCHEN MODELLE

Modell	\dot{V}	$\Phi(\text{WÜ})$	therm. Trägheit	Sorbenseigenschaften
Kennfeld-Modelle	✗	✗	✗	indirekt / Messdaten
Datenblatt-Modell	✗	✗	✗	indirekt / Maschinendaten
$\Delta\Delta t$ -Modell	✗	✓	✗	über Dühring-Diagramm
Neyer et al., 2013	✓	✗	✓	indirekt / Messungen
Dalibard, 2013	✓	✓	✓	Gleichgewichtsmodellierung
TDG-Modell	✓	✓	✗	nicht berücksichtigt
Zyklus-WK-Modell	✓	✓	✗	Gleichgewichtsmodellierung

Tabelle 3.3: Gegenüberstellung der diskutierten Simulationsmodelle

Adsorptionswärmepumpen zum $\Delta\Delta t$ -Modell verstanden werden, wenn auch diese Gegenüberstellung nicht scharf ist. In beiden Modellen werden Materialeigenschaften berücksichtigt: Beim $\Delta\Delta t$ -Modell über den Dühring- und weitere Parameter, beim WK-Modell über die Hinterlegung der charakteristischen Kurve des Adsorbens. Es findet jedoch in beiden Modellen noch keine vollständige Abbildung aller Wärmepumpenkomponenten statt, was hingegen bei der Stufe des geringsten Abstraktionsgrades weitgehend der Fall ist. Bei den Modellen von Hannl und Neyer für die Adsorption und von Dalibard für die Adsorption werden Sekundärkomponenten bei Adsorptionswärmepumpen berücksichtigt oder es wird im Modell von Dalibard der Adsorptionszyklus zeitlich aufgelöst abgebildet und auch mit maschinenexternen, variablen Ausgangstemperaturen gearbeitet.

3.4.1 Evaluation und Vergleich mit Messdaten

Das WK-Modell weist einige Einschränkungen auf, die bei der Anwendung zu beachten sind. In Abschnitt 3.3.2 wurden bereits geeignete Anwendungsgebiete und daraus folgende Vorteile und sich ergebende Einschränkungen für das TDG-Modell diskutiert. Trotz der Tatsache, dass die meisten Einschränkungen und Berechnungsbedingungen aus der mathematischen Beschreibung hervorgehen, soll auf einige zusätzlich hingewiesen werden:

- Es wird kein Stofftransport modelliert und daher werden auch keine Transportwiderstände berücksichtigt. Das Modell ist ausschließlich wärmetransportlimitiert. Die beiden Potentialgrenzwerte A_{\min} und A_{\max} hängen allein vom Kältemittel bzw. der charakteristischen Kurve des Arbeitspaars und der Temperatur ab.
- Es wird reines Sorbens angenommen. Auch beim Kältemittel werden Effekte durch Inertgase nicht berücksichtigt. Die Eigenschaften des Sorbens werden als konstant angenommen.
- Es wird kein konkretes Verfahren zur Wärmerückgewinnung zugrundegelegt. Es wird daher auch nicht überprüft, bei welchen Temperaturen Wärmerückgewinnung möglich ist, es wird lediglich bilanziert, wieviel rückgewinnbar wäre. Ohne weitere Vorgaben für den Wärmerückgewinnungsgrad wird also davon ausgegangen, dass der nicht rückgewinnbare Anteil in Abbildung 3.12 ausgekoppelt wird und die Sorbensmenge entsprechend erhöht wird. Eine explizite Berücksichtigung der Sorbensmenge findet nur für die Berechnung der Zykluszeit

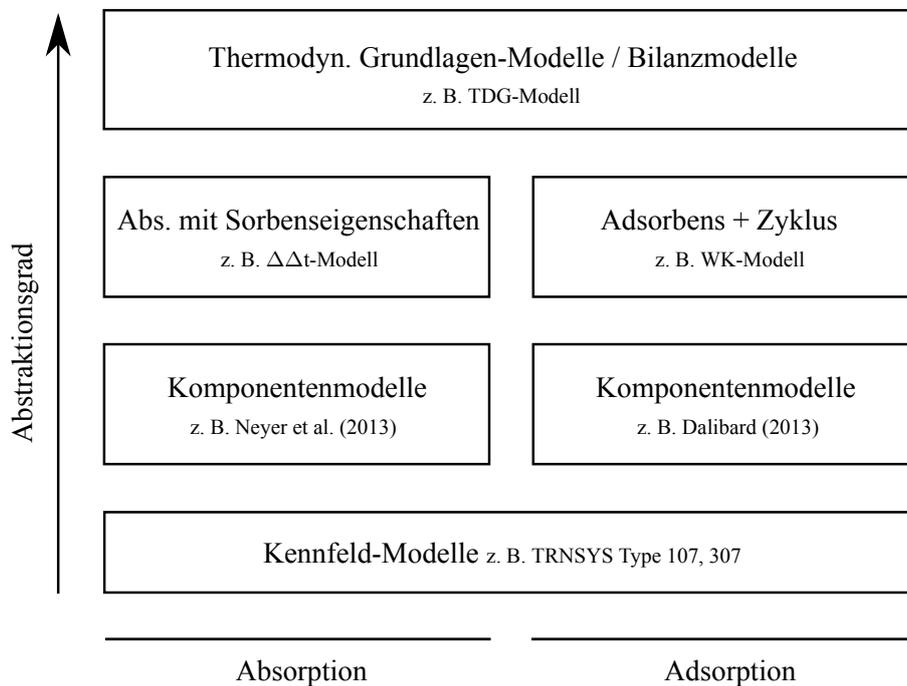


Abbildung 3.19: Gegenüberstellung verfügbarer Simulationsmodelle hinsichtlich des Abstraktionsgrads bzw. benötigter Parameter / Maschinendaten zur Simulation mit den Modellen. Mit zunehmendem Abstraktionsgrad werden weniger Detailinformationen über die konkrete Maschine benötigt.

statt. Hier muss dann von der zur Auskopplung aktiven Sorbensmenge ausgegangen werden. Der Wärmerückgewinnungsgrad χ ist als Eingangsvariable des Modells ausgelegt. Es ist also möglich, den Wärmerückgewinnungsgrad in der Simulation von den Betriebsbedingungen abhängig zu machen. Wird der Eingang nicht belegt, wird der Wärmerückgewinnungsgrad konstant gehalten.

- Es werden keine thermischen Verluste nach außen und keine möglichen thermischen Kurzschlüsse zwischen Adsorberkammern berücksichtigt. Hier könnten in der Weiterentwicklung thermische Widerstände integriert werden, um nichtideale Isolation nach außen und im 2-Adsorber-Konzept zwischen Ad- und Desorber zu berücksichtigen.
- Es wird bisher keine Einschaltverzögerung (*start-up*) oder andere Anlagendynamik modelliert. Die Einschaltphase kann bis zu einigen Minuten dauern (Duffie u. Beckman, 2006) und muss entweder extern in der Simulation berücksichtigt werden oder es kommt zu einer Überschätzung der Leistungsfähigkeit der Sorptionswärmepumpen.
- Es werden keine elektrischen Verbräuche innerhalb des Modells berechnet.

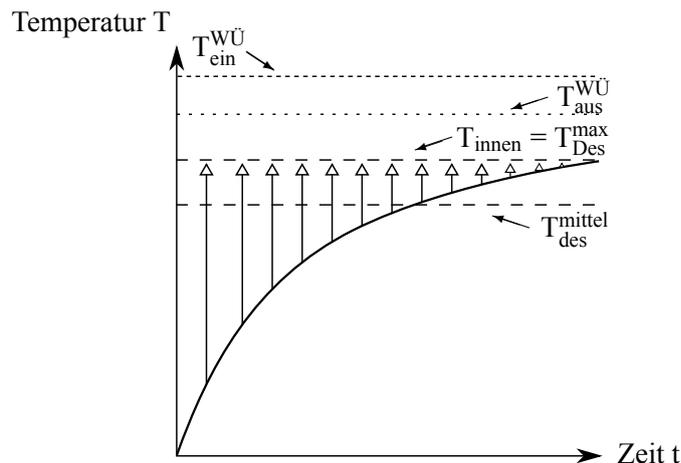


Abbildung 3.20: Identifikation der Innentemperatur des Wärmeübertragers mit der maximalen Desorptionstemperatur (implementiertes Verfahren). Die durchgezogene Linie soll den Temperaturverlauf während eines Desorptionszyklus darstellen. Prinzipskizze.

Beobachtungen zur Kopplung des NTU-Wärmeübertragermodells mit dem WK-Modell

Für Adsorptionswärmepumpen stellt die Modellierung der Wärmeübertrager in der hier beschriebenen Form einen Kompromiss zwischen möglichst einfacher Modellierung der Wärmeübertrager und möglichst vollumfänglicher Berücksichtigung im Zusammenhang damit auftretender Effekte dar. Bei dem häufig zur Modellierung von Wärmeübertragern verwendeten NTU-Modell³¹ (siehe z. B. Herold u. a., 1996) handelt es sich um eine einfache physikalische Näherungsmodellierung, die während eines Zeitschritts in der Simulation zeitlich als konstant angenommene Innenseiten-Temperatur erscheint nicht gut geeignet zur Modellierung der temperaturvariablen Zyklenverläufe bei Adsorptionswärmepumpen (siehe Abschnitt 2.2.3).

Im Verlauf des betreffenden Teilzyklus ändert sich die Adsorbenstemperatur ständig und damit auch die Leistung. Im realen Zyklusverlauf würde sich daher selbst bei konstanter Vorlauftemperatur der Wärmeübertrager die Innen- und Ausgangstemperatur ändern. Die Anwendung an Verdampfer und Kondensator hingegen erscheint unmittelbar gerechtfertigt, da deren Temperaturen wegen der Verdampfungs- und Kondensationsprozesse wesentlich weniger stark variieren.

An Adsorber und Desorber jedoch entstünden bei zeitlich oder geometrisch aufgelöster Modellierung des Sorptionsprozesses nicht vernachlässigbare Temperaturunterschiede zwischen Ein- und Ausgang an der Innenseite des Wärmeübertragers, da das Sorbens ortsfest ist und nicht wie im Falle der Absorption ständig umgewälzt wird.

Der Verzicht auf die interne Auflösung des Adsorptionszyklus im Falle der Adsorption mit dem WK-Modell verursacht damit einen systematischen Fehler, verringert jedoch die Komplexität des Modells, für das ein integraler, stationärer Modellierungsansatz zugrundegelegt wird.

Für die Berechnung des COP ζ Werden im WK-Modell die innerhalb des Modells iterativ

³¹Es handelt sich dabei nicht um eine Einschränkung seitens des NTU-Modells, sondern um eine Beschränkung auf ein NTU-Modell, das möglichst keine auf Zusatzannahmen beruhende Parameter benötigt.

und leistungsabhängig ermittelten (Innen-)Temperaturen T_{innen} der Wärmeübertrager mit der maximalen Desorptionstemperatur $T_{\text{Des}}^{\text{max}}$ bzw. mit der minimalen Adsorbentemperatur $T_{\text{Ads}}^{\text{min}}$ identifiziert, da diese Temperaturen die begrenzenden Faktoren für Anfangs- und Endzustände des Adsorbers bzw. Desorbers am Anfang und Ende der Teilzyklen festlegen. Bei der Berechnung des für die Wärmebilanz benötigten ζ wird der Zyklusverlauf intern berechnet und für die Berechnung der Wärmeumsätze über diesen integriert. Es findet eine Iteration statt, so lange bis das Gleichungssystem geschlossen lösbar ist, d. h. bis Zyklusverläufe identifiziert sind, deren Maximaltemperaturen bei Identifikation mit den Innentemperaturen der Wärmeübertrager eine geschlossene Lösung der Wärmebilanz unter Berücksichtigung des COP ζ ergeben.

Die Berechnung der übertragenen Leistungen der Wärmeübertrager geschieht ohne nochmalige Berücksichtigung des Zyklusverlaufs durch eine Wärmebilanz mit demjenigen ζ , das mit den Temperaturen an den Innenseiten der Wärmeübertrager nach Iteration der Temperaturen (und damit Zyklusverläufe) erreicht würde.

Im Modell wird also zunächst die mittlere treibende Temperaturdifferenz am Wärmeübertrager gegenüber dem realen Zyklus, der eine variable Innentemperatur aufweist, unterschätzt.

Dies bedeutet, dass die von der Temperaturdifferenz zwischen Adsorbens und äußerem Massenstrom abhängige übertragbare Wärmeleistung in erster Linie unterschätzt wird. Stattdessen wird die Leistung an den Wärmeübertragern, an denen die Nutzleistung übertragen wird, durch die Berücksichtigung eines Temperatur- oder Nutzleistungssollwerts festgelegt. Aus dieser ergibt sich eine Temperaturspreizung zwischen Wärmeübertragereintritt und Wärmeübertragerauslass der äußeren Fluidströme des Wärmeübertragers, woraus zusammen mit dem UA-Wert des Wärmeübertragers die bilanzrichtige Innentemperatur folgt. Während im realen Zyklus $T_{\text{Des}}^{\text{max}}$ bei minimaler im Desorptionshalbzyklus auftretender Leistung erreicht wird und damit bei geringer Temperaturspreizung- wird im vorliegenden Modell $T_{\text{Des}}^{\text{max}}$ für die mittlere Leistung im Zyklus berechnet. Bei der beschriebenen Iteration ergeben sich mit dem berechneten ζ die Wärmen, die an den anderen Wärmeübertragern ausgetauscht werden, woraus wiederum analog zu den Wärmeübertragern der Nutzseite die Ausgangstemperaturen folgen (siehe Abbildung 3.17).

Durch dieses Vorgehen wird zwar sichergestellt, dass die während der Teilzyklen benötigten Maximal- und Minimaltemperaturen auch tatsächlich zur Verfügung stehen, es bleibt allerdings unberücksichtigt, dass sie tatsächlich nur ganz am Ende der Teilzyklen benötigt werden und dass bei ihnen auch nur ein sehr geringer Teil der Nutzleistung übertragen wird. Dadurch kann eine Unterschätzung des von der Sorptionswärmepumpe unter den Betriebsbedingungen erreichbaren ζ entstehen. Daraus folgt theoretisch eine Unterschätzung der maximal übertragbaren Leistung an Adsorber und Desorber³², da die als konstant angenommene Innentemperatur an den Wärmeübertragern höher oder maximal genauso hoch liegt wie die bei einem zeitlich aufgelösten Desorptionsprozess zu jedem Zeitpunkt erforderliche Desorptionstemperatur.

³²Da die bereitzustellende Leistung (bzw. Ausgangstemperatur bei gegebenem Massenstrom) eine Eingangsgröße des Modells darstellt, erfolgt beim hier beschriebenen Modell zunächst nur eine Unterschätzung des COP. Die maximale mit einer Adsorbensmenge und gegebenen Wärmeübertragern entnehmbare Leistung, bevor es zum Erliegen des Umsatzes beim Sorptionsprozess kommt, wird durch das in diesem Abschnitt beschriebene, derzeit verwendete Verfahren jedoch unterschätzt, da zur Bestimmung der für den Sorptionsprozess zur Verfügung stehenden Temperaturen zunächst der konservativste Ansatz gewählt wurde.

Zur Auflösung der Problematik kann entweder die Modellierung der Wärmeübertrager verändert werden oder es kann eine während eines Zyklusverlaufs veränderliche Temperatur auf der Innenseite der Wärmeübertrager angenommen werden. Im ersten Fall würde sich die Modellierungskomplexität der Wärmeübertrager erhöhen, da die Annahme konstanter Temperatur auf der Innenseite aufgegeben werden müsste und / oder die Annahme eines konstanten Wärmeübertrager-Gütegrads Φ . Im zweiten Fall müsste alternativ oder zusätzlich das stationäre Adsorptionsmodell ganz oder teilweise aufgegeben werden und es wäre auch zwingend ein maximaler Simulationszeitschritt vorzuschreiben, der eine zeitliche Auflösung des Temperaturverlaufs des Sorptionsprozesses noch zulässt. Dies entspräche einer Verringerung des Simulationszeitschritts um etwa eine Größenordnung und damit einer Verlängerung der Laufzeit von Simulationen mit dem Modell um ebenso ca. eine Größenordnung.

Zur Beibehaltung der als konstant angenommenen Innentemperaturen und eines quasi-stationären Modells würde sich eventuell die Identifikation der Innentemperatur der Wärmeübertrager und Adsorber und Desorber mit der thermodynamischen Mitteltemperatur \tilde{T} des entsprechenden Teilzyklus anbieten. Ohne Weiteres ist dann nicht mehr sichergestellt, dass die maximale bzw. minimale Temperatur des jeweiligen Teilzyklus im zeitlichen Verlauf des Zyklus zur Verfügung steht.

In Abbildungen 3.20 bis 3.22 sind diese Überlegungen beispielsweise für den Teilzyklus der Desorption skizziert. Abbildung 3.20 zeigt die Umsetzung in dieser Arbeit für einen gedachten, im umgesetzten stationären Modell nicht nach außen gekoppelten, zeitlichen Verlauf der Temperatur während eines Desorptionsteilzyklus am Desorber, wobei die Innentemperatur T_{innen} des Desorptionswärmeübertragers wie beschrieben mit der maximalen Desorptionstemperatur $T_{\text{Des}}^{\text{max}}$ identifiziert wird.

In Abbildung 3.21 hingegen wird die Innentemperatur des Wärmeübertragermodells mit der thermodynamischen Mitteltemperatur des Desorptionsprozesses identifiziert. Prinzipiell wäre es möglich, die interne Berechnung des Desorptionsteilzyklus so lange zu iterieren (d. h. die maximale Desorptionstemperatur zu variieren), bis die thermodynamische Mitteltemperatur des Teilzyklus mit der Innentemperatur des Wärmeübertragermodells am Desorber zusammenfällt, so wie derzeit die Iteration mit der maximalen De- und minimalen Adsorptionstemperatur durchgeführt wird, um eine geschlossene Lösbarkeit und das Verfügbarsein dieser Temperaturen an den äußeren Fluidströmen sicherzustellen. Dies könnte jedoch dazu führen, dass die zu diesem Teilzyklusverlauf gehörige maximale Desorptionstemperatur sehr hoch liegt, möglicherweise sogar sehr nahe an der Ausgangstemperatur des externen Wärmeübertragermassenstroms oder sogar über der Ausgangstemperatur. Diese Situation ist in Abbildung 3.22 schematisch dargestellt. Da die Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklaufstemperatur der Primärseite zum Beginn des Teilzyklus größer ist und zum Ende des Zyklus immer weiter abnimmt, wäre unter der Berücksichtigung der Tatsache, dass die sekundärseitig angenommene Temperatur einer Mittelung entspricht, ein Überschreiten primärseitigen Ausgangs- und evtl. sogar der Eingangstemperatur in geringem Maße zulässig. In diesem Falle wären zusätzliche Einschränkungen nötig, um nicht-physikalische Betriebszustände auszuschließen und den Fehler, der durch das Auftreten nicht vorhandener Desorptionstemperaturen verursacht wird, zu bilanzieren.

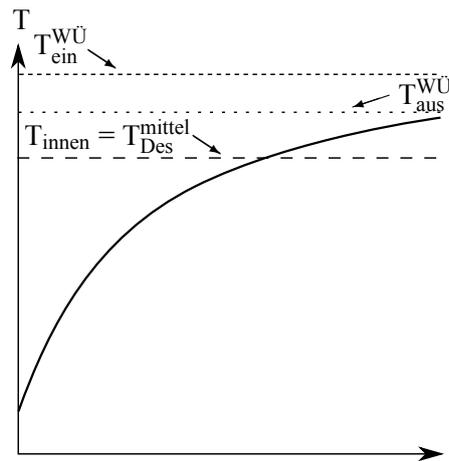


Abbildung 3.21: Identifikation der Innentemperatur des Wärmeübertragers mit der thermodynamischen Mitteltemperatur des Desorptionsprozesses. Prinzipskizze.

In der in dieser Arbeit umgesetzten Implementierung führt die Identifikation der Innentemperatur der Wärmeübertrager mit der maximalen Desorptionstemperatur (Desorber) bzw. der minimalen Adsorptionstemperatur (Adsorber) dazu, dass

1. Die mittlere Innenseiten-Wärmeübertragertemperatur und damit die Ausgangstemperatur am Desorber überschätzt wird, da lediglich die maximale Temperatur des Desorptionszyklus verwendet wird und kein zeitlich variabler Verlauf wie bei Auflösung des Zyklus.
Die bei dieser Temperatur übertragene Leistung wird infolgedessen überschätzt, die bilanziell dem Fluidstrom entzogene Leistung ist jedoch in Übereinstimmung mit dem daraus bestimmten, evtl. zu niedrig berechneten ζ .
Der Einfluss dieses systematischen Fehlers auf das berechnete ζ kann negativ sein, da mit einem zeitvariablen Verlauf zur Übertragung derselben Leistung eine höhere maximale Desorptionstemperatur erreicht werden könnte, da am Ende eines Halbzyklus eine geringere Leistung und damit eine geringere Übertemperatur am Wärmeübertrager ausreichen würde, um die erforderliche Leistung bereitzustellen-sofern diese von der Antriebs-Wärmequelle am Desorber zur Verfügung gestellt werden kann-die dann einem höheren ζ entspräche.
2. Die Innenseiten-Wärmeübertragertemperatur und damit die Ausgangstemperatur am Adsorber unterschätzt wird, da nicht mit einem angepassten Temperaturverlauf gearbeitet wird, sondern während der gesamten Zeit mit der minimalen Adsorptionstemperatur gerechnet wird.
Die bei dieser Temperatur übertragene Leistung wird dementsprechend überschätzt und die Leistung bei höheren Temperaturen unterschätzt. Die bilanziell dem Fluidstrom entzogene Leistung ist unverfälscht.
Der Einfluss auf ζ kann auch hier negativ sein, da analog zu oben bei Berücksichtigung des temperaturvariablen Zyklusverlaufs zur Übertragung derselben Leistung eine noch geringere

3.4. EINORDNUNG DER ENTWICKELTEN GENERISCHEN MODELLE

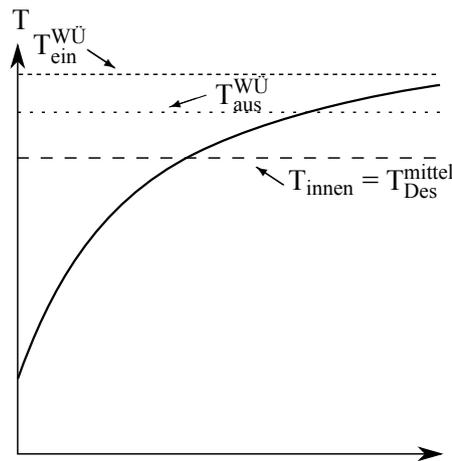


Abbildung 3.22: Identifikation der Innentemperatur des Wärmeübertragers mit der thermodynamischen Mitteltemperatur des Desorptionsprozesses, Überkreuzung mit externen Temperaturen des Wärmeübertragers. Prinzipskizze.

re minimale Adsorptionstemperatur erreicht werden könnte, sofern diese am Adsorber von der Rückkühlung bereitgestellt werden kann.

Die Leistung der Adsorptionswärmepumpe wird durch das derzeit implementierte Verfahren nicht in erster Linie unter- oder überschätzt, da die Berechnung des COP unter Auflösung des gesamten Zyklus anhand der maximalen Desorptions- und minimalen Adsorptionstemperatur erfolgt. Die COPs ζ und damit die erreichbare Leistung in zweiter Linie, wird jedoch konservativ berechnet oder unterschätzt.

Die Leistungen an den Wärmeübertragern werden im Berechnungsverlauf entweder extern direkt (Leistungsregelung) oder indirekt (Temperaturregelung) vorgegeben und die Leistungen der übrigen Wärmeübertrager aus dem intern berechneten COP bilanziell abgeleitet, womit die externen Temperaturdifferenzen der Wärmeübertrager festgelegt sind. Die höhere Leistung bei einer Berücksichtigung des zeitvariablen Verlaufs entspränge also dem Zulassen erhöhter, maximaler Desorptionstemperaturen T_{Des}^{max} am Desorber und / oder verringerter minimaler Adsorptionstemperaturen T_{Ads}^{min} am Adsorber.

Dieser Einfluss des Wärmeübertragermodells ist als Lösung für die Abbildung einer Leistungsabhängigkeit für das Adsorptionswärmepumpenmodell zwar unbefriedigend, konnte jedoch bisher nicht effizient aufgelöst werden, ohne zu einer komplexeren Modellierungsmethode der Wärmeübertrager oder der Auflösung des Temperaturverlaufs während Ad- und Desorptionszyklus überzugehen. Hintergrund ist die gewollte Vereinfachung durch die Anwendung des stationären Modells für den Sorptionsprozess mit einem effizienten Wärmeübertragermodell zur Kopplung an die äußeren Fluidströme.

Bei der Abbildung der Leistungsabhängigkeit für noch nicht existierende Sorptionswärmepumpen

handelt es sich im WK-Modell also um eine konservative Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit des COP ζ . Bei hohen UA-Werten liegt die berechnete Innentemperatur der Wärmeübertrager in der Nähe der Ausgangstemperatur und kann mit der maximalen (Desorption) oder minimalen (Adsorption) Teilzyklustemperatur identifiziert werden, wodurch der durch die hier beschriebene Näherung verursachte Fehler gering bleibt. Werden die UA-Werte klein gewählt, ist mit einem zu großen Anwachsen der Unterschätzung des COP ζ und damit der übertragenen Leistungen zu rechnen.

Bei einer Weiterentwicklung des stationären Modells mit Identifikation der Innentemperatur der Wärmeübertrager mit den thermodynamischen Mitteltemperaturen müsste also eine Lösung gefunden werden, bei der zwar die Innentemperatur des Wärmeübertragers mit der thermodynamischen Mitteltemperatur \tilde{T} des zugehörigen Teilzyklus identifiziert werden kann, aber dennoch die maximale Desorptionstemperatur $T_{\text{Des}}^{\text{max}}$ einen Maximalwert, bzw. die minimale Adsorptionstemperatur $T_{\text{Ads}}^{\text{min}}$ einen Minimalwert nicht über- oder unterschreitet.

Eine weitere Möglichkeit wäre die Modellierung des Wärmeübertragers an Adsorber und Desorber durch einen Gegenstrom-Wärmeübertrager mit variabler Innentemperatur. Zur Bestimmung der dann nötigen maximal zulässigen Temperaturspreizung an der Sekundärseite des Wärmeübertragers müsste dazu eine betriebspunktabhängige Ableitung aus den Wärmekurven unter Berücksichtigung des Wärmerückgewinnungsgrads entwickelt werden. Für die Wärmerückgewinnung müsste dann eine Festlegung getroffen werden, bei welchen Temperaturen diese erfolgt, da die unter Berücksichtigung von Wärmerückgewinnung verfügbaren Temperaturen ebenso in das Modell eingehen müssten. Eine Möglichkeit dazu könnte die tatsächliche, vereinfachende Festlegung auf die Verteilung der Wärmerückgewinnung über die beiden Halbzyklusverläufe sein, z. B. wie in Abbildungen 3.14 und 3.15 dargestellt.

Die Temperaturdifferenz zwischen Anfang und Ende eines Teilzyklus hängt sowohl von den Materialien, als auch von den beteiligten Temperaturniveaus, den Massenströmen, den Eigenschaften der Wärmeübertragerfluide und den Wärmekapazitäten der Adsorbermodule und weiterer Komponenten ab und zusätzlich ist die differentielle Wärme im Zyklusverlauf von den Betriebsbedingungen abhängig. Würde der Zyklus zeitrichtig aufgelöst, so würde die Annahme konstanter Temperaturen an den Innenseiten der Wärmeübertrager zu einer unnötig hohen Entropieproduktion führen, da eine Mehrproduktion von

$$\delta S = \frac{\delta Q}{T_{\text{Des}}^{\text{max}}} - \frac{\delta Q}{\tilde{T}} \quad (3.73)$$

anfiele, worauf auch schon Núñez (2001) in einem ähnlichen Zusammenhang (vgl. Abschnitt 3.3.4) hinweist.

Modellkonzept in TRNSYS

Abbildung 3.23 zeigt konzeptionell die Schnittstellen, über die ein Rechenmodell für eine Systemkomponente in TRNSYS in eine Systemsimulation integriert wird. Der Benutzer kann über eine grafische Schnittstelle Verbindungen zwischen Subroutinen (*Types*) herstellen, so dass Ausgänge

3.4. EINORDNUNG DER ENTWICKELTEN GENERISCHEN MODELLE

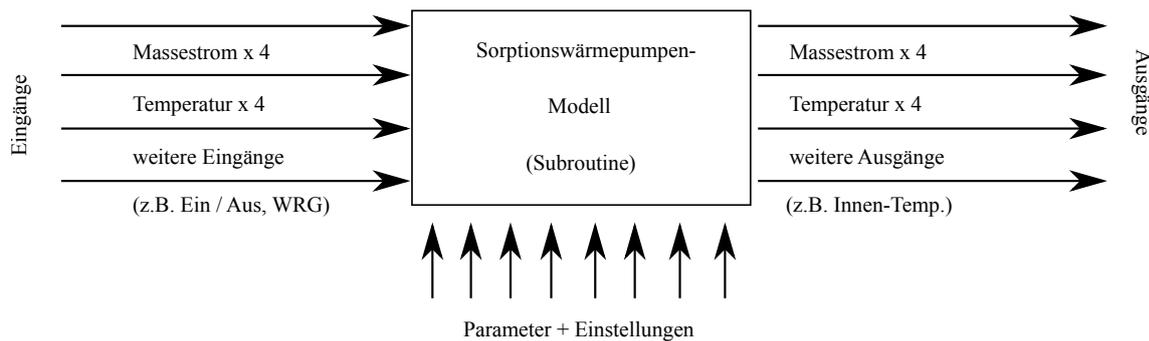


Abbildung 3.23: Prinzipbild Simulationsmodell, schematisch. Der Programmcode wird als *Subroutine* der Gesamtsimulation von einem Gleichungssystemlöser (*Solver*) in jedem Zeitschritt der Simulation mit den Eingangsvariablen belegt und aufgerufen, nach Ablauf werden die Ausgangsvariablen übernommen und an weitere Komponenten der Gebäude- oder Systemsimulation übergeben.

von Subroutinen mit Eingängen anderer Subroutinen gleichgesetzt werden. So entstehen hydraulische Netze, die die Verschaltung der Komponenten in der Realität möglichst genau wiedergeben sollen. In jedem Zeitschritt der Simulation werden die Eingänge jeder Subroutine (die Ausgänge einer anderen sein können) eingelesen. Nach Durchführung des Programmcodes gibt die Subroutine ihrerseits Ausgänge an das nächste Element des Netzes weiter.

Die Subroutine muss Eingänge und Ausgänge aufweisen (vgl. Abbildung 3.23), die bei den hier vorgestellten Modellen u. a. den Massenströmen und deren Temperaturen entsprechen. Das Rechenmodell wird über Parameter konfiguriert. Eine Liste mit Parametern und Ein- und Ausgängen der Routine, die in dieser Arbeit entwickelt wurde, ist im Anhang in Abschnitt A.5 zu finden.

Vergleich des WK-Modells mit Maschinendaten der Sortech ACS 05

Das entwickelte Modell vernachlässigt mehrere bei realen Maschinen auftretende Effekte. Dennoch wurde ein Vergleich mit Maschinendaten einer marktverfügbaren Sorptionswärmepumpe angestellt, um die prinzipielle Anpassbarkeit bei gemeinsamer Berücksichtigung von sensibler und sorptiver Wärmerückgewinnung zu untersuchen und die Implementierung nach Möglichkeit heuristisch zu verifizieren und beobachtbare Effekte zu identifizieren.

Als Vergleichsdaten wurden die Kennlinienabschnitte aus (Mittelbach u. Büttner, 2008), siehe Abbildung 3.24, für die ACS 05 des Herstellers Sortech aus Halle / Saale verwendet, zur Parameterwahl die weiteren Angaben ebenda und zusätzlich Ergebnisse bezüglich Wärmeübertragermasse, Sorbensmasse, Wärmekapazitäten, Menge des Hydraulikwassers und Wärmekapazität der Verrohrungen aus (Schicktanz, 2013). Für die Festlegung der Randbedingungen wie maximaler und minimaler UA-Werte und aktiver Sorbensmasse für die Optimierung wurde ebenfalls auf Ergebnisse aus (Schicktanz, 2013) zurückgegriffen, wobei teilweise von großen Unsicherheiten auszugehen ist, da Schicktanz auf die schwierige exakte Bestimmbarkeit relevanter Größen, wie z. B. der Menge der thermisch effizient angekoppelten Sorbensmasse, hinweist. Die Übertragung von an einer

realen Maschine ermittelten Messwerten auf ein idealisiertes Modell wie das WK-Modell kann die Abweichungen zusätzlich vergrößern.

Es wurde eine Simulationsstudie durchgeführt, um die Übereinstimmung bzw. die Anpassbarkeit von Kennlinien, die sich aus Simulationen mit dem WK-Modell ergeben, mit den Daten aus der Veröffentlichung von (Mittelbach u. Büttner, 2008), zu ermitteln. Dafür wurden mit dem Optimierungsprogramm GenOpt (Wetter, 2011) freie Parameter so gewählt, dass eine möglichst gute Übereinstimmung für jeweils einen der veröffentlichten Kennlinienabschnitte erreicht wird. Einige Beobachtungen aus dieser Studie sind weiter unten zusammengefasst. Mit den für eine mittlere Rückkühltemperatur von 30 °C ermittelten Parametern wurden dann die Betriebstemperaturen und Massenströme wie in (Mittelbach u. Büttner, 2008) eingestellt und die sich ergebenden Kennlinien über der Leistung aufgetragen. Dies ist in Abbildung 3.24 dargestellt.

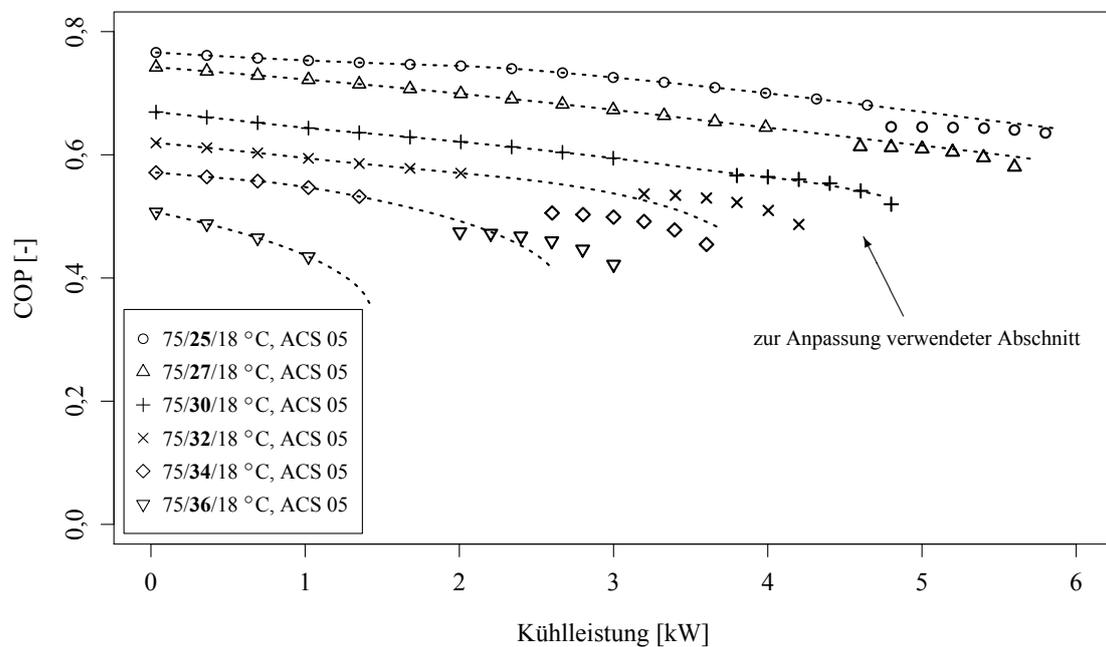


Abbildung 3.24: Vergleich berechneter Kennlinien nach Anpassung des Modells an den Kennlinienabschnitt für 30 °C Rückkühltemperatur (Pfeil), Kennlinienabschnitte aus (Mittelbach u. Büttner, 2008)). Bei den Punktgruppen im rechten Teil der Darstellung handelt es sich um die veröffentlichten Kennlinienabschnitte. Die Punkte links und die gestrichelten Linien sind Berechnungsergebnisse nach Anpassung des Rechenmodells an den Kennlinienabschnitt für 30 °C und anschließender Einstellung der zu den übrigen Kennlinienabschnitten gehörenden Randbedingungen.

Vorgehen zur Anpassung:

Es wurde für den Kennlinienabschnitt bei 30 °C Rückkühltemperatur mit dem Programm GenOpt (Wetter, 2011) der Wärmerückgewinnungsgrad χ , die minimale Halbzykluszeit $t_{Z_{1/2}}$ sowie das jeweilige Übertragungsvermögen $(UA)_i$ der 4 Wärmeübertrager angepasst. Als Zielfunktion für den Optimierer wurde die *root mean square* (RMS)-Abweichung der sich aus dem WK-Modell ergebenden Kennlinie bei den Einstellungen eines jeden Optimierungsschritts von dem veröffentlichten Kennlinienabschnitt verwendet. Die Betriebsbedingungen wurden dabei hergestellt wie in der Veröffentlichung angegeben und in Abbildung 3.24 und Tabelle 3.4 dargestellt. Als Nebenbedingungen wurde gewählt, dass die minimal erlaubte Halbzykluszeit über 2 Minuten liegen muss, der Wärmerückgewinnungsgrad χ zwischen 5 und 50 % und dass die Summe der UA-Werte aller Wärmeübertrager zwischen 10 und 20 kW/K liegen muss und vom Optimierer auf die Wärmeübertrager frei verteilt werden kann.

Trotz der Tatsache, dass von einem gegenseitig übereinstimmend dimensioniertem Adsorber und Desorber ausgegangen werden muss, wurden für den Optimierer alle 4 UA-Werte für die Wärmeübertrager variierbar gehalten, auch um zu prüfen, ob die UA-Werte des Adsorbers und Desorbers vom Optimierer als gleich groß ermittelt werden.

Eine gleichzeitige Anpassung an alle Kennlinienabschnitte (Rückkühltemperatur 25 bis 36 °C) mit übereinstimmenden Parametern (χ , $t_{Z_{1/2}}$, $(UA)_i$) wurde versucht, lieferte jedoch keine zufriedenstellenden Ergebnisse. Da es gut gelingt, zufriedenstellende Anpassungen für jeden einzelnen Kennlinienabschnitt separat zu finden, wurde für die Darstellung in Abbildung 3.24 eine Anpassung an eine mittlere Rückkühltemperatur von 30 °C gewählt und dann die Betriebspunkte aus der zitierten Veröffentlichung berechnet, wie in Abbildung 3.24 gezeigt.

Diskussion:

Man sieht, dass für niedrige Rückkühltemperaturen eine gute Übereinstimmung erreicht wird. Bei höheren Rückkühltemperaturen über 30 °C hingegen wären höhere Wärmerückgewinnungsgrade erforderlich. Dies liegt daran, dass im WK-Modell der Wärmerückgewinnungsgrad χ die sensible und sorptive Wärmerückgewinnung zusammenfasst, während die ACS 05 vermutlich fast ausschließlich sensible Wärme zurückgewinnt. Diese würde sich trotz der unterschiedlichen Rückkühltemperaturen immer in etwa in derselben Größe bewegen, während die Menge der rückgewinnbaren Wärme, deren Anteil mit χ gebildet wird, mit wachsender Rückkühltemperatur wegen des abnehmenden sorptiven Anteils immer weiter abnimmt (die Raute in Abb. 2.4 wird kleiner, der Kältemittelumsatz geringer und der Überlapp der Kurven in Abb. 3.13 wegen der steigenden Rückkühltemperatur geringer), weshalb der zur Anpassung nötige Wärmerückgewinnungsgrad χ (wie in den Anpassungen beobachtbar) anwächst.

Es ist davon auszugehen, dass der reale Wärmerückgewinnungsgrad der Maschine etwas höher liegt als die in Abbildung 3.24 für eine mittlere Rückkühltemperatur ermittelten 19 %, da technische Effekte wie z. B. Totzeiten und thermische Verluste, die zu einer Verringerung des COP führen, in der Anpassung durch eine Herabsetzung des Wärmerückgewinnungsgrads unter dem realen Wert abgebildet werden müssen. Dieser Verdacht wird auch dadurch erhärtet, dass (Schickanz, 2013) den realen Wärmerückgewinnungsgrad mit ca. 30 % abschätzt.

Die Parameterkombinationen, die jeweils zu einer Übereinstimmung mit einem der Kennlinienabschnitte führen, sind nicht eindeutig, da größere UA-Werte der Wärmeübertrager

3.4. EINORDNUNG DER ENTWICKELTEN GENERISCHEN MODELLE

Parameter	Wert
UA (Ads) *	3,05 kW/K
UA (Kon) *	2,38 kW/K
UA (Des) *	3,99 kW/K
UA (Ver) *	3,59 kW/K
Sorbens m_{ads}	Silica Gel 127B, 18 kg
WRG-Grad χ^*	0,19
min. Halbzyklenzeit $t_{Z_{1/2}}^*$	9,35 min
Massenverhältnis $\mu_{WÜ} = \frac{m_{WÜ}}{m_{Ads}}$	1,33
Massenverhältnis $\mu_{Fl.} = \frac{m_{Fl.}}{m_{Ads}}$	0,33

Tabelle 3.4: Parametrierung nach Anpassung an den Kennlinienabschnitt für 75/30/18-15 °C, Massenströme wie in (Mittelbach u. Büttner, 2008) angegeben (Nennmassenströme ACS 05). Die durch den Optimierer ermittelten Parameter sind mit * gekennzeichnet. Zu den Massenverhältnissen siehe Abschnitt 4.2.1.

beispielsweise einen verringerten Wärmerückgewinnungsgrad teilweise kompensieren können und umgekehrt. Die Zielfunktion einer guten Übereinstimmung der Kennlinie des WK-Modells mit den veröffentlichten Kennlinienabschnitten weist also lokale Minima in der Umgebung des vom Optimierer bestimmten Minimums auf, so dass man in der Anpassung zwar ähnliche, aber dennoch unterschiedliche Ergebnisse für die oben genannten Parameter erhalten kann.

Dies zeigt sich auch in der vom Optimierer ermittelten (nicht plausiblen) Unterschiedlichkeit der Adsorber- und Desorberdimensionierung. Die Annahmen für Parameter, die aus der Literatur entnommen werden konnten, weisen teilweise recht große Unsicherheiten auf, so dass die Freiheit in der Anpassbarkeit ebenfalls in der Folge recht groß ist. Da das Modell viele Effekte, die bei der Messung einer Kennlinie einer realen Maschine zum Tragen kommen, nicht berücksichtigt, sind in diesem Zusammenhang die UA-Werte der Wärmeübertrager und der Wärmerückgewinnungsgrad nur noch grob übereinstimmend mit den tatsächlichen Größen und bei extremer Wahl der Parameter bei der Anpassung entsprechend zu interpretieren.

Die zur Anpassung an den Kennlinienabschnitt bei 30 °C Rückkühltemperatur gewählten Parameter sind in Tabelle 3.4 zusammengestellt.

Bewertung:

Eine zuverlässige Nachbildung des Betriebsverhaltens der Sortech-Maschine aus den erfolgten Anpassungen mit diesem Modell ohne weitere Maßnahmen wäre nicht ausreichend gesichert. Die Wahl der Parameter zur Nachbildung der Charakteristika der ACS 05 ist jedoch plausibel.

Trotz der weiter oben genannten Einschränkungen des theoretischen Modells konnten einige weitere Beobachtungen gemacht werden, die im Folgenden diskutiert werden.

Wärmerückgewinnungsverfahren, Wärmerückgewinnungsgrad:

Die in dieser Arbeit vorgenommene Zusammenfassung des Wärmerückgewinnungsgrads, ohne Unterscheidung zwischen sensibler und sorptiver rückgewonnener Wärme, ist nicht günstig zur

detaillierten Abbildung realer Maschinen mit konkreten Wärmerückgewinnungsverfahren. Hier sollten für eine bestmögliche Nachbildung mit dem WK-Modell die WRG-Verfahren sensibel / sorptiv einzeln bilanziert werden.

Für neuartige Adsorptionswärmepumpen oder -wärmepumpenkonzepte sind Verfahren zu entwickeln, wie man den möglichen Wärmerückgewinnungsgrad abhängig von den Betriebsbedingungen und dem Betriebspunkt berechnen oder abschätzen kann. Die Annahme eines konstanten Wärmerückgewinnungsgrads über einen breiten Temperaturbereich führt sonst zu verringerter Ergebnissenauigkeit. Dabei müsste eine Funktion für die abzubildende Maschine ermittelt werden, die mindestens von den Betriebstemperaturen und der Leistung, aber auch von der Zykluszeit abhängt. Gegenwärtig ist der Wärmerückgewinnungsgrad χ in der Implementierung als variabler Eingang des Berechnungsmodells für TRNSYS vorgesehen, so dass die Vorgabe einer geeigneten Abhängigkeit bereits möglich wäre.

Anpassungen an die Kennlinienabschnitte für 25, 30 und 36 °C Rückkühltemperatur zeigen einen Anstieg des vom Optimierer ermittelten Wärmerückgewinnungsgrads von 15 % für den Abschnitt bei 25 °C Rückkühltemperatur über 19 % bei 30 °C Rückkühltemperatur auf über 40 % bei 36 °C Rückkühltemperatur. Dies stützt die Vermutung, dass die Kältemaschine eine näherungsweise konstante Wärme zwischen den Zyklen zurückgewinnt, so dass der Wärmerückgewinnungsgrad zu geringeren Leistungen zunimmt.

Anmerkungen zu freien Parametern:

Neben den angepassten Parametern können weitere variiert werden, um eine noch bessere Anpassung an die Kennlinien einer real existierenden Maschine zu erreichen. Dabei handelt es sich um die Anpassung der Wärmeübertragermasse, der Rohr- und Fluidmassen, die Wärmekapazitäten des Adsorbens, der Wärmeübertrager, der Verrohrungen und des Adsorbens.

Wärmeübertragerverteilung auf Sorber, Desorber, Kondensator und Verdampfer

Die separate Modellierung der einzelnen Wärmeübertrager im TDG- und WK-Modell wirft unmittelbar die Frage zu deren relativer Flächen- bzw. UA-Verteilung auf, da hier Optimierungsspielraum hinsichtlich des Kompromisses zwischen Produktionskosten und Erreichen der maximal möglichen Maschineneffizienz in der Entwicklung von Sorptionswärmepumpen besteht. Bei Berücksichtigung von Kostenfaktoren steht zur Ermittlung der Wärmeübertragerverteilung das sog. Wurzelkriterium zur Verfügung, das auf Absorptionskältemaschinen und unter Zusatzannahmen auf Adsorptionskältemaschinen anwendbar ist (Cerkvenik u. a., 2001). In (Ziegler, 1997, S. 176-187) wird das wirtschaftliche Optimum für endoreversible Maschinen berechnet. Die Investitionskosten gehen durch einen Summand in der zu optimierenden Kostenfunktion ein. Die dabei getroffene Annahme, dass die Investitionskosten für einen Wärmeübertrager linear mit seiner Fläche skalieren, stellt für Adsorptionswärmepumpen eine gröbere Näherung dar als für Absorptionswärmepumpen. Zur Optimierung unter Leistungs- / Effizienz- und Kostengesichtspunkten wird eine Kostenfunktion gebildet, in die die spezifischen Kosten, die Erhöhung des COP ζ und der Leistung bei wachsender Wärmeübertragerfläche eingehen, von der dann eine Optimierung / Minimierung möglich ist. Im hier vorliegenden Abschnitt wird die Flächenverteilung anhand eines Optimierungsergebnisses phänomenologisch untersucht, ohne die Problema-

tik der Festlegung von geeigneten spezifischen Kosten für Adsorptionskältemaschinen aufzulösen.

Zur Abbildung einer gut ausgelegten, zukünftigen Sorptionswärmepumpe müsste die günstigste UA-Verteilung ermittelt und dann im Gesamtmodell angewendet werden. Eine im Sinne einer Maximierung des Maschinen-COPs ζ bestmögliche Verteilung einer gegebenen Gesamt-Wärmeübertragungseffizienz aller Wärmeübertrager hängt vom Betriebspunkt und vom Wärmerückgewinnungsgrad ab.

Parameterstudie zur Optimierung der Wärmeübertragerverteilung beim WK-Modell

Abbildung 3.25 zeigt ein Optimierungsergebnis für die Verteilung der Wärmeübertragerflächen im WK-Modell auf die 4 Wärmeübertrager. Zur Optimierung wurde das Programm GenOpt unter Verwendung eines Partikelschwarm-Algorithmus mit TRNSYS gekoppelt und für einen Betriebspunkt bei 3,8 kW Kühlleistung (Konfiguration in Tabelle 3.5) und bei vorgegebenem Gesamt-Wärmeübertragungsvermögen die Wärmeübertragerverteilung ermittelt, mit der der COP ζ im Betriebspunkt maximal wird. Das Verfahren wurde bei Wärmerückgewinnungsgraden von 10 %, 25 %, 50 % und 75 % durchgeführt.

Es ist zu beachten, dass keinerlei wirtschaftliche Randbedingungen berücksichtigt wurden, d. h. dass die Ergebnisse nicht einer Optimierung unter Einbeziehung der Wirtschaftlichkeit hinsichtlich der Wärmeübertragerauslegung entsprechen. Die Verteilung würde bei einer wirtschaftlichen Optimierung durch die unterschiedlichen Kosten für Adsorber / Desorber, Verdampfer- und Kondensatorwärmeübertrager beeinflusst. Es wurde außerdem eine separate Dimensionierung des Desorberwärmeübertragers zugelassen, obwohl dessen Wärmeübertragungsvermögen bei gleich dimensionierten Komponenten mit dem des Adsorbers übereinstimmt.

In den Optimierungsläufen konnte die Beobachtung gemacht werden, dass die Optima der Flächenverteilungen mit den gemachten Annahmen vergleichsweise flach verlaufen - es lassen sich Wärmeübertragerflächen einzelner Wärmeübertrager auf Kosten eines anderen verringern oder vergrößern, ohne dass sich der COP im hier gewählten Betriebspunkt um mehr als um wenige Prozentpunkte ändert. Daraus lässt sich schließen, dass die Gesamt-Wärmeübertragungsleistung, die der Optimierer auf die 4 Wärmeübertrager verteilen konnte, relativ groß für die vorgegebene Kälteleistung gewählt war, so dass sie erst im Fall deutlich ungünstiger Verteilung der Wärmeübertragerflächen eine signifikante Verringerung des maximalen COP zur Folge hat.

Aus Abbildung 3.25 lassen sich dennoch die Tendenzen ableiten, wie sich die relative Flächenverteilung bei unterschiedlich hohem Wärmerückgewinnungsgrad entwickelt. Es zeigen sich außerdem die Eigenschaften des Modells bezüglich der Berücksichtigung rückgewonnener und nicht rückgewonnener Wärmen - bei hohen Wärmerückgewinnungsgraden ändert sich vor allem die Dimensionierung des Verdampfers und Kondensators, da diese Wärmeübertrager den rückgewonnenen Anteil mittragen müssen, während Adsorber und Desorber bezüglich der rückgewonnenen Wärmen mitskaliert werden (siehe Abschnitt 3.4.1). Die Höhe der nach Optimierung erreichten

3.4. EINORDNUNG DER ENTWICKELTEN GENERISCHEN MODELLE

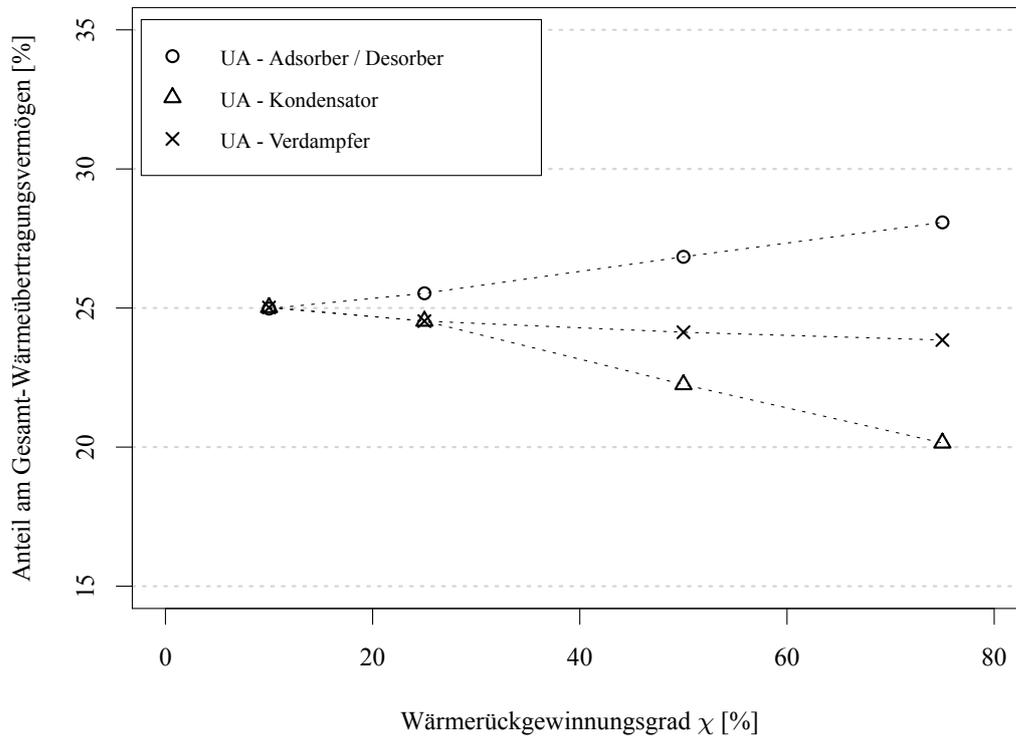


Abbildung 3.25: Optimierte Verteilung des Gesamt-Wärmeübertragungsvermögens U·A auf die Wärmeübertrager bei unterschiedlichen Wärmerückgewinnungsgraden beim WK-Modell. Die gestrichelten Linien dienen zur besseren optischen Verfolgbarkeit.

COPs und die Skalierungsfaktoren für die beiden Wärmeübertrager an Adsorber und Desorber sind in Abbildung 3.26 gezeigt.

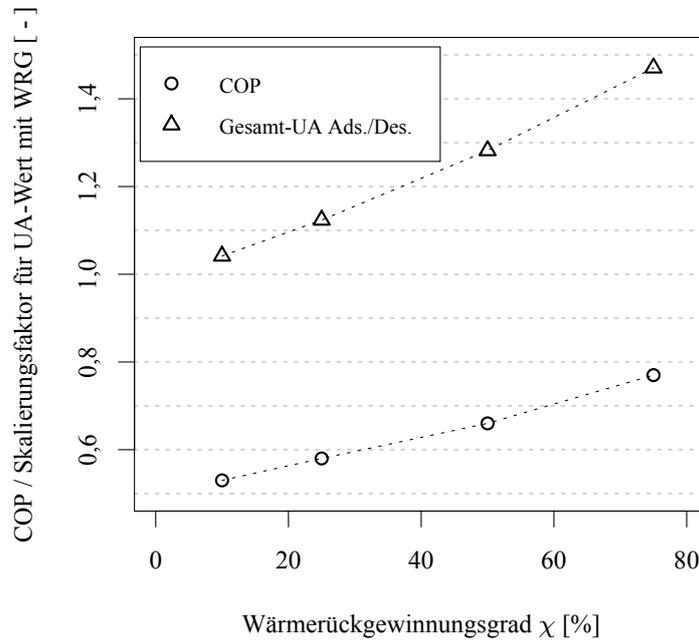


Abbildung 3.26: COP am Betriebspunkt (unten) und Skalierungsfaktor des Gesamt-UA-Wertes von Adsorber und Desorber zum UA-Wert für externe Ankopplung. Das Gesamt-Wärmeübertragungsvermögen beträgt von von 16,4 kW/K bei $\chi = 10$ % bis auf 19,5 kW/K bei $\chi = 75$ %. Die gestrichelten Linien dienen zur besseren optischen Verfolgbarkeit.

Sorbens, Basismenge	Silica Gel 127B, 18 kg
Modus	Kühlung, WK
Desorbervorlauftemperatur T_G	75 °C
Adsorbervorlauftemperatur T_A	32 °C
Kondensatorvorlauftemperatur T_K	32 °C
Verdampfervorlauftemperatur T_V	18 °C
Kaltwasser-Sollwert T_{set}	15 °C
Desorber-Massenstrom \dot{m}_G	1000 kg/h
Kühlwasser-Massenstrom Ads. \dot{m}_A	1350 kg/h
Kühlwasser-Massenstrom Kond. \dot{m}_K	1350 kg/h
Verdampfer-Massenstrom \dot{m}_V	1090 kg/h
Kühlleistung am untersuchten Betriebspunkt P_c	3,8 kW

Tabelle 3.5: Betriebs-Randbedingungen für die durchgeführte Optimierung, vgl. Abbildung 3.25. Masseverhältnisse wie in Tabelle 3.4, WÜ-Material: Aluminium

4 Charakterisierung der Simulationsmodelle für Gebäudeanwendungen

In diesem Kapitel wird zunächst ein Verfahren zur Charakterisierung der generischen Sorptionswärmepumpenmodelle anhand berechneter Leistungskennlinien vorgestellt. Es werden Kennlinien und Kennfelder dargestellt für Betriebsbedingungen, die in weiter unten gezeigten Systemsimulationen häufig auftreten.

Die Kennlinien zur Charakterisierung zeigen Verläufe des COP ζ für Heizen oder Kühlen abhängig von der Nutzleistung und dem Wärmerückgewinnungsgrad χ bzw. dem Carnot-Gütegrad $q_{K/H}$. Um den Einfluss unterschiedlicher Carnot-Gütegrade beim TDG-Modell auf die Kennlinien darzustellen, bzw. den Einfluss unterschiedlicher Wärmerückgewinnungsgrade χ beim WK-Modell, werden Kennfelder erstellt, die sich aus Kennlinienscharen zusammensetzen und eine übersichtliche grafische Darstellung für ζ in Abhängigkeit von der Leistung und $q_{K/H}$ bzw. χ ergeben¹.

Der Vergleich von Kennfeldern für unterschiedliche Adsorbentien oder unterschiedliche Betriebsbedingungen erlaubt eine Beurteilung der Eignung der gewählten Kombination von Wärmeübertragergrößen, Sorbens, Vorlauftemperaturen und geforderter Leistungen für eine Anwendung.

Es werden Berechnungen unter Verwendung von Materialdaten für die Zeolithe FAM-Z02 (SAPO-34) (Kakiuchi u. a., 2005) und Z-13X (Núñez, 2001) sowie Grace Silica Gel 127B² (Riffel u. a., 2011) als Adsorbentien³ für das Kältemittel Wasser dargestellt.

4.1 Dimensionierung für die Wärmeübertrager

Mit dem in Abschnitt 3.3.2 beschriebenen Wärmeübertragermodell kann eine Auslegung der Wärmeübertragerparameter bei gegebenem Massenstrom und gegebener Wärmekapazität des Wärmeträgerfluids des Primärkreises über dessen angestrebter *Betriebscharakteristik* Φ , bzw. auf Basis der erforderlichen sekundärseitigen Temperatur / Innentemperatur erfolgen.

¹Zwischen den dimensionslosen Größen χ und q_H besteht keine unmittelbare quantitative Vergleichbarkeit.

²im Folgenden nur noch *Silica Gel 127B*

³Einen Überblick über Materialdaten dieser und anderer Adsorbentien für Wärmepumpenanwendungen gibt Shmroukh u. a. (2013).

Aus Gleichung 3.26 folgt unmittelbar

$$\Phi = \frac{(T_{\text{ein}} - T_{\text{aus}})}{(T_{\text{ein}} - T_{\text{innen}})} \quad (4.1)$$

und damit

$$T_{\text{innen}} = T_{\text{ein}} - \frac{(T_{\text{ein}} - T_{\text{aus}})}{\Phi} \quad (4.2)$$

bzw. mit $\dot{Q} = \dot{m}c_p (T_{\text{ein}} - T_{\text{aus}})$

$$T_{\text{innen}} = T_{\text{ein}} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c_p \cdot \Phi}. \quad (4.3)$$

Mit bekannter Vorlauftemperatur T_{ein} lässt sich für den Lastpunkt \dot{Q} also die Ausgangstemperatur und dann auf Basis der erforderlichen Innentemperatur T_{innen} die benötigte Betriebscharakteristik Φ bestimmen.

Aus der Betriebscharakteristik Φ kann auf den erforderlichen UA-Wert bei Massenstrom \dot{m} geschlossen werden (aus Gl. 3.28)

$$U \cdot A = \ln(1 - \Phi) \cdot \dot{m}_{\text{fluid}} \cdot c_{\text{fluid}}. \quad (4.4)$$

Abbildung 4.1 zeigt verschiedene UA-Werte bei unterschiedlichen Massenströmen (für Wasser) über die Betriebscharakteristik Φ für das implementierte Wärmeübertragermodell (vgl. Abschnitt 3.3.2).

Für die weiter unten in der vorliegenden Arbeit gezeigten Simulationsergebnisse wurden Werte für die Betriebscharakteristik Φ von 0,775 bis 0,915 für Lastpunkte in der Nähe der angestrebten Nennleistung gewählt, woraus sich an den Wärmeübertragern die für den Heizfall häufig in dieser Arbeit verwendeten 4 kW/K ergeben (s. u.). Die Massenströme müssen für eine Systemsimulation, wie in Abschnitt 5.1 gezeigt, auch unter weiteren Gesichtspunkten wie z. B. dem resultierenden Strombedarf der Pumpen gewählt werden und wurden in Optimierungen angepasst.

Eine in Abschnitt 6.3 dargestellte Untersuchung des Einflusses der Wärmeübertragerflächen auf die erreichbaren Jahresarbeitszahlen in einer Systemsimulation mit dem SSE-Konzept zeigt, dass für geringere Wärmeübertragereffizienzen Einschränkungen in der erreichbaren Jahresarbeitszahl bestehen. Der Einfluss der Verteilung der Wärmeübertragerflächen wurde in Abschnitt 3.4.1 überblicksweise untersucht, woraus sich schließen lässt, dass die hier verwendete Gleichverteilung nur bis etwa 50 % Wärmerückgewinnungsgrad ohne Einfluss bleibt und darüber zu einer Verringerung der erreichbaren COPs und damit der Jahresarbeitszahl führt. Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu wahren, wurde diese Gleichverteilung für die präsentierten Simulationsergebnisse jedoch beibehalten.

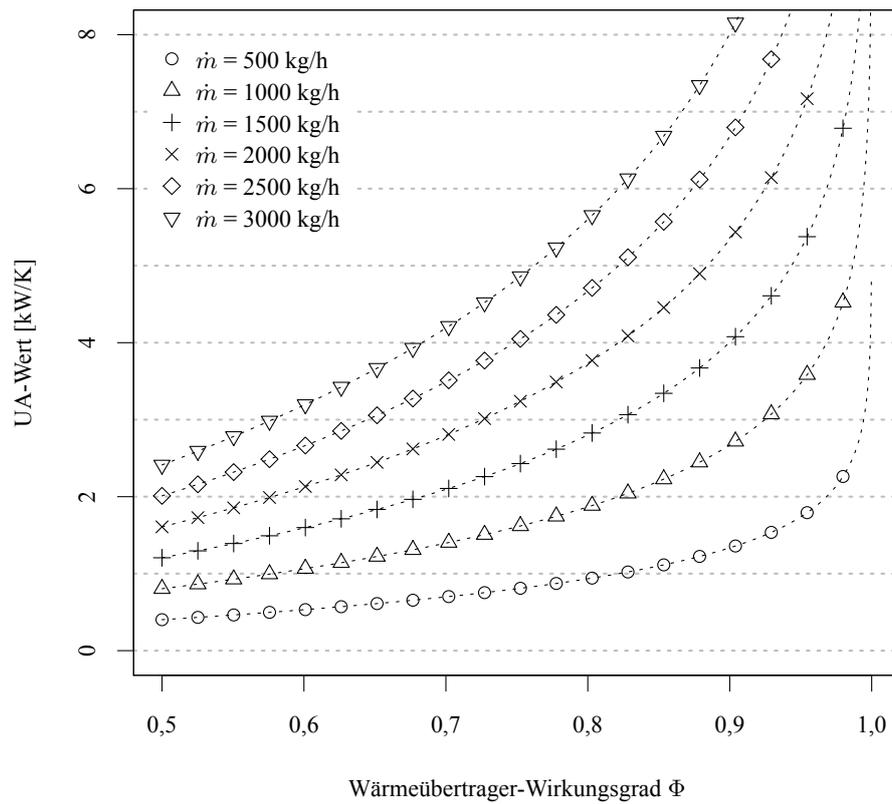


Abbildung 4.1: UA-Wert in Abhängigkeit der *Betriebscharakteristik* Φ bei verschiedenen Massenströmen \dot{m}

4.2 Berechnung von Kennlinien und Kennfeldern

In diesem Abschnitt sollen für die Sorptionspaare Wasser / Zeolith Z-13X, Wasser / FAM-Z02 und Wasser / Silica Gel Kennlinien und Kennfelder gezeigt werden, um einen Überblick über deren grundsätzliche Eignung zum Heizen und Kühlen zu geben und über die erreichbaren COPs bei unterschiedlichen Temperaturkombinationen an Adsorber, Kondensator, Desorber und Verdampfer. Mit den selben Sorptionspaaren wurden Simulationen mit dem entwickelten Verschaltungskonzept für Ab- und Adsorptionswärmepumpen zum Heizen und Kühlen durchgeführt, deren Ergebnisse weiter unten gezeigt werden.

4.2.1 Kennlinien

In diesem Abschnitt werden Kennlinien gezeigt, wie sie mit den generischen Simulationsmodellen berechnet werden können. Kennlinien für den Kühlfall mit TDG- und WK-Modell (Arbeitspaar Wasser / Silica Gel 127B) wurden in (Glück u. Schmidt, 2013) veröffentlicht.

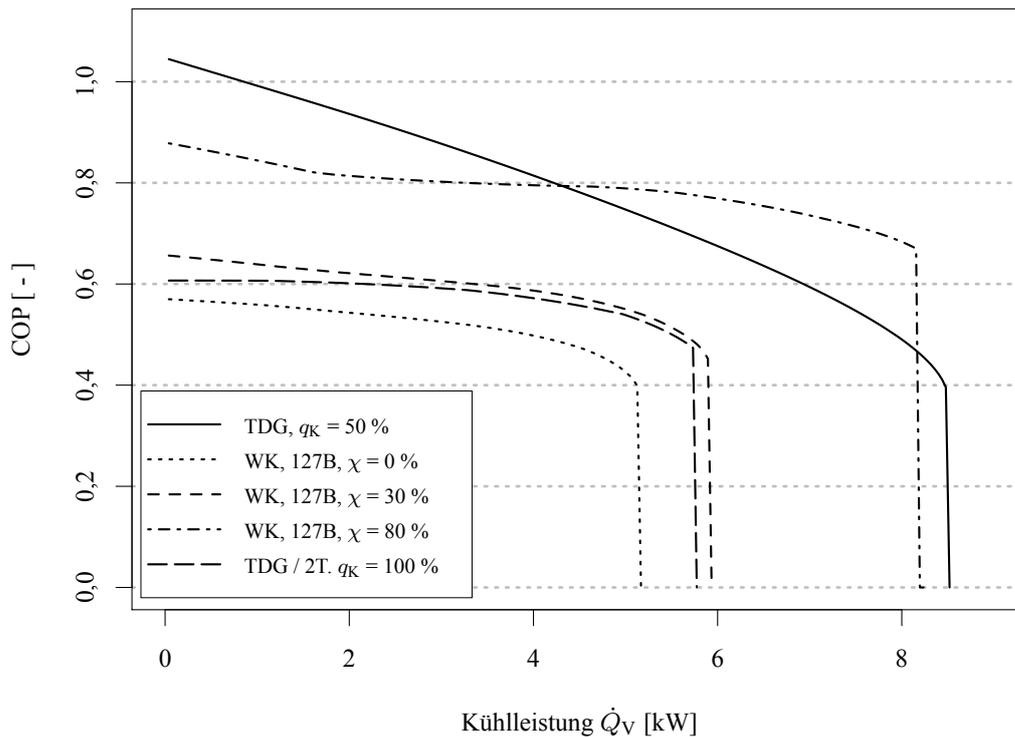


Abbildung 4.2: Kennlinien für den Kühlbetrieb mit den Modellen TDG, WK (127B) und TDG / 2T (vgl. Abschnitt 3.3.4). Die zugrundegelegten Betriebsbedingungen sind in Tabelle 4.1 dargestellt.

Modus	Kühlung, TDG/WK wie angegeben
Sorbens, Basismenge	Silica Gel 127B, 15 kg
Massenverhältnis $\mu_{WÜ} = \frac{m_{WÜ}}{m_{Ads}}$	1,33 ⁴
Massenverhältnis $\mu_{Fl.} = \frac{m_{Fl.}}{m_{Ads}}$	0,33 ⁵
Wärmeübertrager- und Rohrmaterial	Aluminium
Generator-/Desorbervorlauftemperatur T_G	75 °C
Adsorbervorlauftemperatur T_A	32 °C
Kondensatorvorlauftemperatur T_K	32 °C
Verdampfervorlauftemperatur T_V	18 °C
Kaltwasser-Sollwert T_{set}	15 °C ($\Delta T_{Hub} = 3$ K)
Generator-/Desorber-Massenstrom \dot{m}_G	2000 kg/h
Kühlwasser-Massenstrom Ads. \dot{m}_A	2000 kg/h (= \dot{m}_K)
Kühlwasser-Massenstrom Kond. \dot{m}_K	2000 kg/h
Verdampfer-Massenstrom \dot{m}_V	variabel, 0-2000 kg/h
UA-Wert jedes Wärmeübertragers	4 kW/K

Tabelle 4.1: Betriebsbedingungen und Kältemaschinen-Konfiguration zur Kennlinienerstellung, Abb. 4.2

Die Abbildungen 4.2 bis 4.4 zeigen Kennlinien für Sorptionswärmepumpen mit den implementierten Modellen. Beim WK-Modell wurde für den Kühlfall mit Daten des Arbeitspaars Wasser / Silica Gel 127B gerechnet, für den Heizfall mit Daten des Arbeitspaars Wasser / FAM-Z02 bzw. Z-13X. Es wurden je einmal die unterschiedlichen Evaluationsroutinen der Implementierung ausgewählt (außer TDG / 3T) und dann unter denselben Bedingungen die Leistung variiert. Dazu wurde unter ansonsten konstant gehaltenen Betriebsbedingungen der Massenstrom an den Wärmeübertragern, die die Nutzleistung bereitstellen, variiert, d. h. im Kühlfall am Verdampfer und im Heizfall an Sorber und Kondensator.

Für die Berechnungen mit dem WK-Modell sind Kennlinien für 3 Wärmerückgewinnungsgrade gezeigt ($\chi = 0$ %, 30 % und 80 % Wärmerückgewinnung).

Tabellen 4.1 und 4.3 zeigen die Betriebsbedingungen und Maschinenkonfigurationen, für die die Kennlinien erhalten wurden. Das Massenverhältnis $\mu_{WÜ}$ bezeichnet darin das Verhältnis von Wärmeübertragermasse zu Sorbensmasse, d. h.

$$\mu_{WÜ} = \frac{m_{WÜ}}{m_{Ads}} \quad (4.5)$$

und das Massenverhältnis μ_{Fl} das Verhältnis von Wärmeübertragerfluidmasse zu Sorbensmasse

$$\mu_{Fl} = \frac{m_{Fl.}}{m_{Ads}} \quad (4.6)$$

⁴vgl. (Schicktanz, 2013) 1,29

⁵vgl. (Schicktanz, 2013) 0,37

Kühlfall:

Bei zunehmender Kälteleistung (bei zunehmendem Massenstrom am Verdampfer) sinkt die an der Innenseite des Verdampferwärmeübertragers erforderliche Kältemitteltemperatur und damit kontinuierlich der COP ζ . Da es sich bei der Austrittstemperatur am Verdampfer um eine Vorgabe handelt (Temperatur-Sollwert), werden unter den gegebenen Vorlauftemperaturen die Variablen an den anderen Wärmeübertragern berechnet. Mit zunehmender Kälteleistung und sinkendem COP ζ steigen die Adsorber- und Kondensator-Innentemperaturen immer weiter an, während die am Generator bzw. Desorber aufgenommene Leistung und deren Verhältnis zur Verdampferleistung kontinuierlich wächst. Der COP ζ fällt dementsprechend kontinuierlich ab, wobei die Steigung dieses Abfalls umgekehrt proportional zum Wärmerückgewinnungsgrad ist (vgl. Abschnitt 3.3.3). Durch die sich annähernden Innentemperaturen an Adsorber / Kondensator und Desorber bricht die Kennlinie schließlich ab, wenn kein Umsatz mehr stattfindet.

Der Abbruch der Kennlinie wird in allen gezeigten Fällen durch eine zu niedrige Desorptionstemperatur verursacht, was vor allem an der niedrigen Desorbervorlauftemperatur liegt. Die Maximalleistung, die unmittelbar vor dem Abbruch der Kennlinien erreicht wird, hängt bei Berechnung mit dem WK-Modell über den Wärmerückgewinnungsgrad vom COP ζ ab, da bei hohen Wärmerückgewinnungsgraden durch die geringere Wärmeaufnahme am Desorber und die höhere Wärmeaufnahme am Verdampfer auch bei hohen Leistungen noch die Temperatur am Desorber ausreicht.

Wie in Abschnitt 3.3.4 beschrieben, unterscheiden sich die Kennlinien für ζ_{2T} und das WK-Modell ohne Wärmerückgewinnung ($\chi = 0\%$) durch die Reversibilität des Wärmepumpenprozesses im TDG-Modell. Das bedeutet, die Abweichung zwischen den Kennlinien ist ein Maß für die im WK-Modell berücksichtigte Irreversibilität des Sorptionsprozesses (vgl. Abschnitt 3.3.4). Während beim TDG-Modell die Wärme zwischen Sorber und Kondensator gleichverteilt abgegeben wird⁶, wurde beim Modell für ζ_{2T} darauf geachtet, die Wärmen zwischen Adsorber und Kondensator so aufzuteilen, wie es sich aus der Berechnung auf Basis der Wärmekurven ergibt (vgl. Gleichungen 3.42 und 3.46).

Heizfall:

Abbildungen 4.3 und 4.4 zeigen Kennlinien für den Heizfall. Im Heizfall setzt sich die Nennleistung auf der Abszisse aus der Summe zweier Wärmen ($Q_G + Q_V$ bzw. $Q_{S/A} + Q_K$) zusammen, deren Verhältnis vom Wärmerückgewinnungsgrad und vom COP ζ abhängt. Der Verlauf der Kennlinien wird durch dieselben Einflüsse bedingt wie im Kühlfall, allerdings entsteht der Abbruch der Kennlinie durch das Erreichen der minimalen Temperatur am Verdampfer von 0°C oder durch das Unterschreiten der eingestellten minimalen Zykluszeit.

Im Heizfall setzt sich die Nutzleistung aus der Summe der am Sorber und Kondensator abgegebenen Leistungen zusammen. Mit zunehmendem Wärmerückgewinnungsgrad und steigendem COP ζ wird bei gleicher Leistung mehr Wärme am Verdampfer aufgenommen. Durch diese erhöhte Wärmeaufnahme verringert sich die berechnete Verdampferleistung. Sinkt diese so weit ab, dass der Verdampfer einfrieren würde, wird die Rechnung und damit der berechnete Kennlinienverlauf abgebrochen. Erfolgt der Abbruch der Kennlinie durch

⁶Ein andere Verteilung kann über einen Parameter eingestellt werden.

Einfrieren des Verdampfers, so verschiebt sich die maximale Leistung bei höher werdendem Wärmerückgewinnungsgrad deshalb nach links.

Je niedriger der COP ζ , umso größer ist die aufgenommene Wärme am Desorber und umso geringer die aufgenommene Wärme am Verdampfer bei gegebener Heizleistung ($Q_G + Q_V$). Daher werden bei niedrigeren COPs ζ höhere Maximalleistungen erreicht.

Erfolgt der Abbruch der Kennlinie durch das Erreichen der eingestellten minimalen Zykluszeit (hier 5 Minuten), so verschiebt sich die Maximalleistung vor dem Abbruch der Kennlinie mit zunehmendem Wärmerückgewinnungsgrad nach rechts, da die Sorbensmenge mit dem Wärmerückgewinnungsgrad skaliert wird. Für die gezeigten Kennlinien führen die in Tabelle 4.2 genannten Ursachen zum Abbrechen der Kennlinie.

Exemplarische Darstellungen von Wärmekurven an 3 Stellen entlang der Kennlinien sind in Anhang A.2 zu finden. Die Skalenfaktoren zwischen Gesamt-Adsorberwärme und nicht-rückgewinnbarer Adsorberwärme (Auskopplung) sind exemplarisch in Abbildung A.5 gezeigt.

Kennlinie	Abbruchgrund	Leistung
Wasser / FAM-Z02:		
WK, $\chi = 0 \%$	Zykluszeit	41,2 kW
WK, $\chi = 30 \%$	Zykluszeit	42,6 kW
WK, $\chi = 80 \%$	Einfrieren Verdampfer	41,7 kW
TDG / 2T, ($\chi = 0 \%$)	Zykluszeit	40,9 kW (50,4 kW)
Wasser / Z-13X:		
WK, $\chi = 0 \%$	Zykluszeit	61,0 kW
WK, $\chi = 30 \%$	Zykluszeit	64,3 kW
WK, $\chi = 80 \%$	Einfrieren Verdampfer	42,1 kW
TDG / 2T, ($\chi = 0 \%$)	Zykluszeit	52,2 kW (64,6 kW)

Tabelle 4.2: Ursachen für Abbrechen der Kennlinien im Heizfall. Die Angaben in Klammern geben die Maximalleistung ohne Berücksichtigung einer Zykluszeit an.

Anhand von Kennlinien oder Kennfeldern kann gezeigt werden, dass eine Regenerationstemperatur von 120 °C beim Stoffpaar Wasser / FAM-Z02 ausreichend ist und die erzielbaren COPs bei weiterer Erhöhung bereits wieder absinken, da dann der Adsorber nach vollständiger Desorption nur noch sensibel geheizt wird und zu Beginn des anschließenden Adsorptionsprozesses wieder sensibel abgekühlt werden muss, bevor die Adsorption erneut einsetzen kann. Ein Konzept mit höherer Antriebstemperatur wurde daher nicht weiterverfolgt (vgl. Abschnitt 6.3)⁷

Eine Antriebstemperatur von 120 °C wurde als Kompromiss zwischen maximaler Regenerationseffizienz und der niedrigsten benötigten Antriebstemperatur für die Simulationen mit FAM-Z02 als Sorbens in dieser Arbeit beibehalten. Beim Stoffpaar Wasser / Z-13X hingegen wurden 200 °C als Regenerations-Vorlauftemperatur nach Untersuchungen von Kennlinien und Kennfeldern für die weiter unten gezeigten Studien gewählt.

⁷ In Abbildung 6.9 wurde dennoch die Abhängigkeit von Jahresarbeitszahlen im SSE-Konzept in Systemsimulation bei unterschiedlichen Desorber-Vorlauftemperaturen untersucht. Dort führt der beschriebene Effekt wie erwartet zu einer Abnahme der Jahresarbeitszahlen bei zu hoher Desorber-Vorlauftemperatur.

4.2. BERECHNUNG VON KENNLINIEN UND KENNFELDERN

Modus	Heizung, TDG/WK wie angegeben
Sorbens, Basismenge	FAM-Z02, Z-13X, 15 kg
Massenverhältnis $\mu_{WÜ} = \frac{m_{WÜ}}{m_{Ads}}$	1,33
Massenverhältnis $\mu_{Fl.} = \frac{m_{Fl.}}{m_{Ads}}$	0,33
Desorbervorlaufzeit T_G	FAM-Z02: 120 °C, Z-13X: 200 °C
Adsorber-/Kondensatorvorlaufzeit T_A/T_K	37,2 °C
Warmwasser-/Heiz-Sollwert (Ads. + Kond.) T_{set}	43.4 °C ($\Delta T_{Hub} = 6, 2 \text{ K}$)
Verdampfervorlaufzeit T_V	9 °C
Massenstrom Desorber \dot{m}_G	2000 kg/h
Massenstrom Heizkreis (Ads./Kond.) \dot{m}_A/\dot{m}_K	variabel 0-2000 kg/h (= \dot{m}_K)
Massenstrom Verdampfer \dot{m}_V	2000 kg/h
Basis-UA-Wert der Wärmeübertrager	je 4 kW/K
Im WK-Modus eingestellte min. Halbzyklenzeit $t_{Z1/2}$	5 min

Tabelle 4.3: Betriebsbedingungen und Heizbetrieb-Konfiguration zur Kennlinienerstellung, Abb. 4.3 und 4.4. Wärmeübertrager- und Rohrmaterial Aluminium.

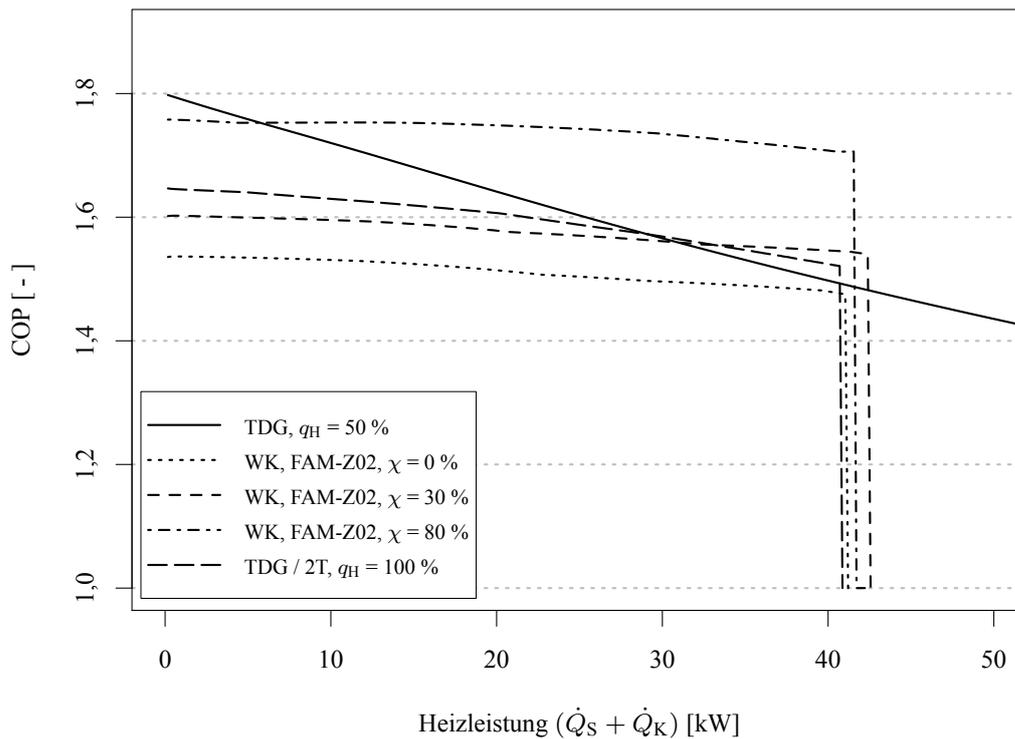


Abbildung 4.3: Kennlinien für den Heizbetrieb mit den Modellen TDG, WK (Wasser / FAM-Z02) und TDG / 2T (vgl. Abschnitt 3.3.4).

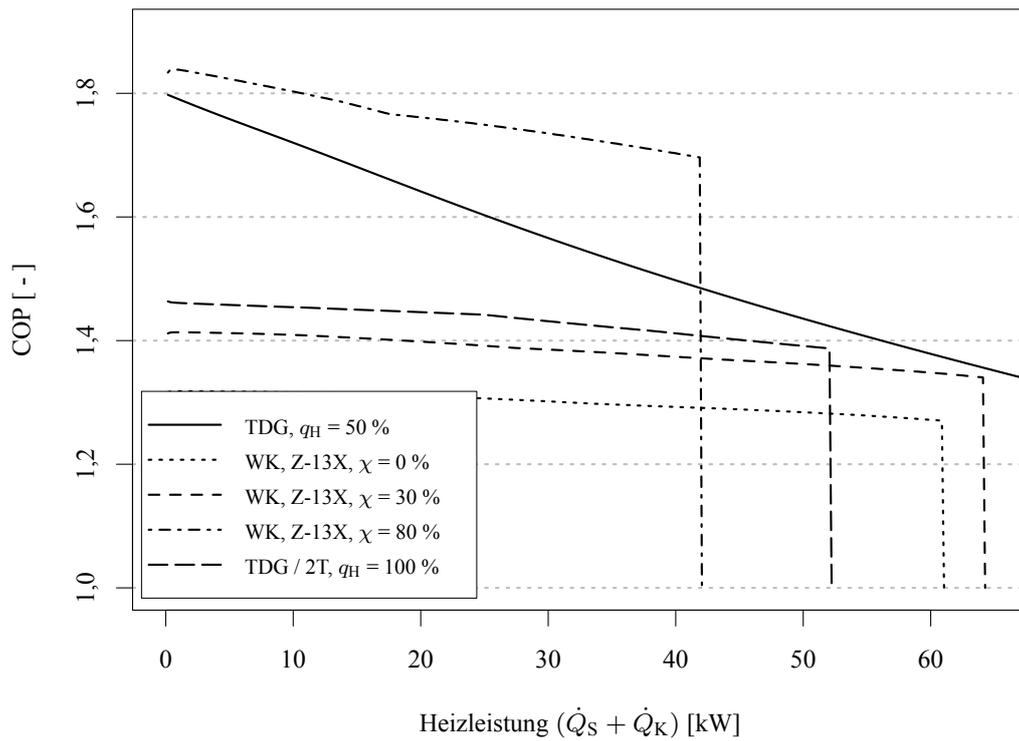


Abbildung 4.4: Kennlinien für den Heizbetrieb mit den Modellen TDG, WK (Wasser / Z-13X) und TDG / 2T (vgl. Abschnitt 3.3.4).

4.2.2 Kennfelder

In diesem Abschnitt werden Kennfelder als Charakterisierungsmethode für TDG- und WK-Modell dargestellt. Die Kennfelder setzen sich aus Kennlinien zusammen, die bei den auf der Ordinate aufgetragenen Carnot-Gütegraden q oder Wärmerückgewinnungsgraden χ erhalten werden. Auf der Abszisse aufgetragen ist wie bei den Kennlinien in Abbildungen 4.2 und 4.3 die Nutzleistung⁸.

Die Kennfelder können dazu dienen, mit dem TDG-Modell bei ansonsten gegebenen Einstellungen (z. B. UA-Werten der Wärmeübertrager, Massenströme etc.) einen Überblick über theoretisch erreichbare COPs ζ bei unterschiedlichen Gütegraden q zu erhalten. Mit dem WK-Modell (hier für Wasser / FAM-Z02 und für Wasser / Z-13X) kann die Erstellung von Kennfeldern dazu dienen, einen Überblick über die Kennlinien zu erhalten, die sich bei gegebenen Einstellungen und Stoffpaaren im Heiz- oder Kühlbetrieb ergeben und diese zu vergleichen, bzw. Parameterstudien durchzuführen, ohne die Anwendung bereits miteinzubeziehen.

Es wird ausdrücklich darauf hingewiesen, dass der Carnot-Gütegrad q nicht mit dem Wärmerückgewinnungsgrad χ identifiziert oder direkt verglichen werden kann, d. h. es wird keine quantitative Vergleichbarkeit der beiden Variablen zugrundegelegt.

Kennfelder für den Heizbetrieb

In diesem Abschnitt werden beispielhaft Kennfelder für Wasser / FAM-Z02 und Wasser / Z-13X gezeigt, um die oben gemachten Ausführungen zu verdeutlichen und Charakteristika des TDG- und WK-Modells zu verdeutlichen.

Die Vorlauftemperaturen werden wie für Fall 5 aus Tab. 1, VDI 4650 (VDI 4650, 2007) gewählt, d. h. wie für ein 55 / 45-Heizungssystem. Außer bei den Kennfeldern für das TDG-Modell wird eine Verdampfer-Vorlauftemperatur von 9 °C gewählt. Es handelt sich dabei um eine Vorlauftemperatur, die von Systemen mit Luft, Wasser und Sole als Umwelt- bzw. Verdampferwärmequellen erreicht werden kann - bei solarer Unterstützung oder hohen Außentemperaturen sind die Betriebsbedingungen noch günstiger, z. B. in der Übergangszeit an Anfang und Ende der Heizperiode.

Abbildungen 4.5 und 4.6 zeigen Kennfelder, wie sie mit dem TDG-Modell unter den in Tabelle 4.4 angegebenen Betriebsbedingungen erhalten werden. Sie stellen als thermodynamische Obergrenze eine Vergleichsmöglichkeit dar.

Bei den eingezeichneten Linien handelt es sich um Isolinien des COP ζ , deren Zahlenwert jeweils angegeben ist. Um die Leistung zu verändern, wurde wie oben im Kühlfall der Massenstrom am Verdampfer variiert, im Heizfall der Massenstrom an Adsorber und Kondensator (Massenstromverhältnis zwischen Adsorber und Kondensator immer als 1 gewählt).

⁸Wie bei den oben gezeigten Kennliniendarstellungen wird die Leistungsabhängigkeit durch eine Erhöhung des Massenstroms zur Erhöhung der erforderlichen Leistung eingestellt, wodurch sich die Temperaturen an den Innenseiten der Wärmeübertrager verändern. Die anderen Massenströme werden währenddessen konstantgehalten, um nur eine Variable auf der Abszisse (bzw. die Summe nur zweier Variablen) zu verändern. Alternativ könnte der Temperaturhub verändert werden oder es könnten die Massenströme gekoppelt verändert werden. Im Heizfall wurde eine Auftragung über der kombinierten Leistung an Sorber und Kondensator gewählt, auch wenn sich die Wärmeverteilung entlang der Abszisse verändert.

4.2. BERECHNUNG VON KENNLINIEN UND KENNFELDERN

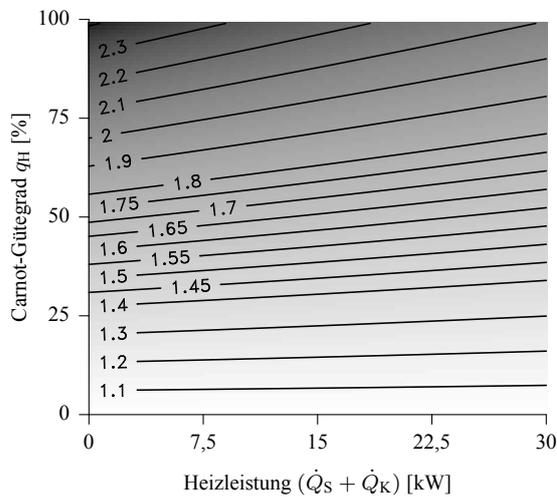


Abbildung 4.5: Kennfeld TDG (Heizen),
 $T_V^{\text{ein}} = 5 \text{ °C}$

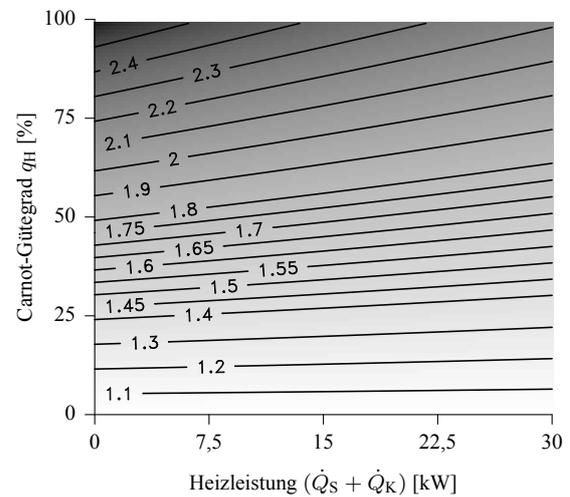


Abbildung 4.6: Kennfeld TDG (Heizen),
 $T_V^{\text{ein}} = 9 \text{ °C}$

Modus	Heizung, TDG
Generatorvorlauftemperatur T_G	120 °C
Adsorbervorlauftemperatur T_A	37,2 °C
Kondensatorvorlauftemperatur T_K	37,2 °C
Warmwasser-/Heiz-Sollwert (Ads. + Kond.) T_{set}	43,4 °C ($\Delta T_{\text{Hub}} = 6, 2K$)
Verdampfervorlauftemperatur T_V	5 bzw. 9 °C, siehe Abb.
Massenstrom Generator \dot{m}_G	2000 kg/h
Massenstrom Heizkreis/Ads. \dot{m}_A	variabel 0-2000 kg/h (= \dot{m}_K)
Massenstrom Heizkreis/Kond. \dot{m}_K	variabel 0-2000 kg/h
Massenstrom Verdampfer \dot{m}_V	2000 kg/h
UA-Wert jedes Wärmeübertragers	100 kW/K

Tabelle 4.4: Betriebsbedingungen für Kennfelderstellung mit dem TDG-Modell

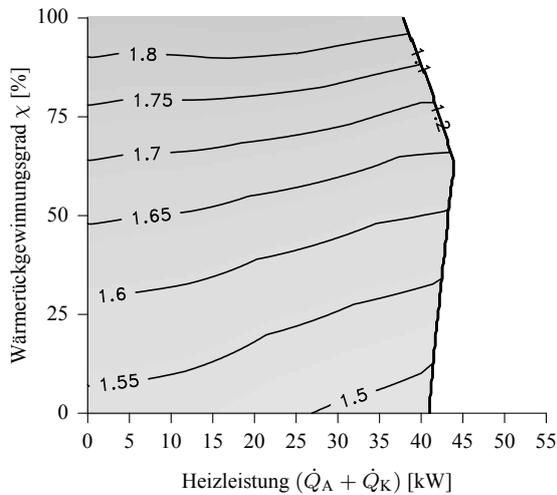


Abbildung 4.7: Kennfeld WK, FAM-Z02,
 $T_G^{\text{ein}} = 120^\circ\text{C}$, $T_V^{\text{ein}} = 9^\circ\text{C}$,
 $UA_i = 4 \text{ kW/K}$

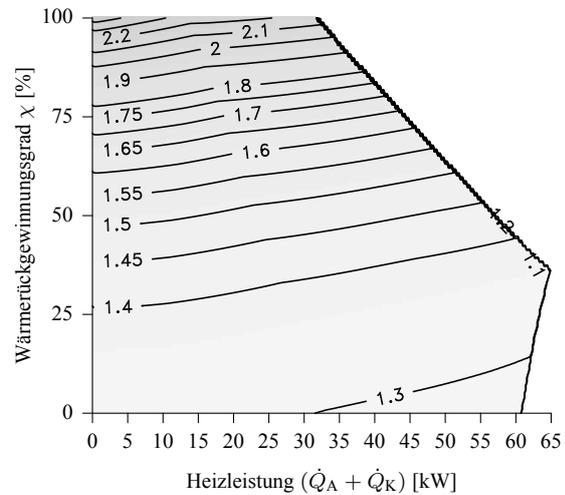


Abbildung 4.8: Kennfeld WK, Z-13X,
 $T_G^{\text{ein}} = 200^\circ\text{C}$, $T_V^{\text{ein}} = 9^\circ\text{C}$,
 $UA_i = 4 \text{ kW/K}$

Da beim TDG-Modell keine Eigenschaften eines Stoffpaars und damit keine Festlegung bezüglich der Frostsicherheit des Kältemittels eingehen, wurden die Kennfelder ohne Berücksichtigung eines möglichen Einfrierens des Verdampfers erstellt. Es wurden dieselben Randbedingungen wie in Abbildung 4.5 zugrundegelegt.

Die Betriebsbedingungen werden in Anlehnung an VDI 4650, Tab. 1, Index 5 wie in Tabelle 4.5 gewählt, mit Wärmeübertragerdaten wie für die weiter unten folgenden Simulationsergebnisse für das SSE-Konzept. Nach dem in Abschnitt 4.1 vorgestellten Auslegungsverfahren wurden die Wärmeübertrager mit jeweils $UA = 4 \text{ kW/K}$ relativ groß gewählt - für ein kosteneffizient zu produzierendes Gerät könnten kleinere Wärmeübertragerflächen geplant werden, um einen Kompromiss zwischen Minimierung der Wärmeübertragerverluste und Kosteneffizienz des Wärmepumpensystems zu erreichen (vgl. Abschnitt 6.3). Abbildungen 4.7 und 4.8 zeigen Kennfelder für die Stoffpaare Wasser / FAM-Z02 und Wasser / Z-13X für den Heizbetrieb.

Abbildung 4.7 zeigt die Kennlinien für weitere Wärmerückgewinnungsgrade über die in Abbildung 4.3 gezeigten hinaus. Wie weiter oben beschrieben, treten zwei Gründe für den Abbruch der Kennlinien / den Wärmepumpenbetrieb bei einer Maximalleistung in Erscheinung: im unteren Bereich erhöht sich die Maximalleistung mit der abhängig von der am Adsorber anfallenden Gesamtwärme (ausgekoppelt und rückgewonnen) skalierten Sorbensmenge. Ab $\chi = 58 \%$ verringert sich die Maximalleistung wieder, da die höher werdenden COPs eine erhöhte Wärmeaufnahme am Verdampfer zur Folge haben, die den Verdampfer einfrieren lässt. Im unteren Bereich ist also die Zykluszeit begrenzend, im oberen Bereich die aufnehmbare Wärme am Verdampfer.

4.2. BERECHNUNG VON KENNLINIEN UND KENNFELDERN

Modus	Heizung, WK
Basis-Sorbensmenge	15 kg
Massenverhältnis μ_{WT}	1,33
Massenverhältnis μ_{FL}	0,33
Desorbervorlauftemperatur T_G	120 °C oder 200 °C, siehe Abb.
Adsorbervorlauftemperatur T_A	37,2 °C
Kondensatorvorlauftemperatur T_K	37,2 °C
Warmwasser-/Heiz-Sollwert (Ads. + Kond.) T_{set}	43,4 °C ($\Delta T_{Hub} = 6, 2K$)
Verdampfervorlauftemperatur T_V	9 °C
Massenstrom Desorber \dot{m}_G	2000 kg/h
Massenstrom Heizkreis/Ads. \dot{m}_A	variabel 0-2000 kg/h (= \dot{m}_K)
Massenstrom Heizkreis/Kond. \dot{m}_K	variabel 0-2000 kg/h
Massenstrom Verdampfer \dot{m}_V	2000 kg/h
UA-Wert jedes Wärmeübertragers	4 kW/K
Im WK-Modus eingestellte min. Halbzyklenzeit $t_{Z1/2}$	5 min

Tabelle 4.5: Betriebsbedingungen für Kennfelderstellung mit dem WK-Modell (Heizbetrieb), Abbildungen 4.7 und 4.8.

Abbildung 4.8 zeigt ein Kennfeld für das Stoffpaar Wasser / Z-13X bei einer Desorbervorlauftemperatur von $T_G^{ein} = 200$ °C, ansonsten übereinstimmend konfiguriert.

Kennfelder für den Kühlbetrieb

In diesem Abschnitt werden Kennfelder für den Kühlfall gezeigt. Dabei wird genauso verfahren wie bei den Kennfeldern zum Heizfall - zunächst wird ein Kennfeld mit dem TDG-Modell erzeugt, das eine Abschätzung theoretisch erreichbarer COPs bei den Vorlauftemperaturen ermöglicht. Weiter unten gezeigte Kennfelder für das WK-Modell geben einen Eindruck der Charakteristika des WK-Modells beim Kühlen.

Für den Kühlfall werden die Vorlauftemperaturen und Sollwert-Temperaturen gewählt, die für die weiter oben gezeigten Kennlinien verwendet wurden und sich an dem Vergleich von mit dem WK-Modell berechenbaren Kennlinien mit denen der Sortech ACS 05 in Abschnitt 3.4.1 orientieren.

Die Betriebsbedingungen und Maschinenkonfiguration sind in Tabelle 4.6 zusammengestellt und orientieren sich an den Betriebsbedingungen, die in Abschnitt 3.4.1 für den Vergleich mit einer realen Maschine eingestellt werden mussten und in Abschnitt 4.2.1 ebenfalls für den Kühlfall gewählt wurden. Anders als für den Heizfall in den vorangegangenen Abschnitten wurde hier der Massenstrom am Verdampfer-Wärmeübertrager variiert, um die Leistung zu variieren. Die Kaltwasser-Vorlauftemperatur sowie der Kaltwasser-Sollwert (Austrittstemperatur am Verdampfer-Wärmeübertrager) wurde dabei konstantgehalten, genauso wie alle anderen Betriebsbedingungen.

Abbildung 4.9 zeigt das Kennfeld des TDG-Modells mit sehr großen UA-Werten der Wärmeübertrager.

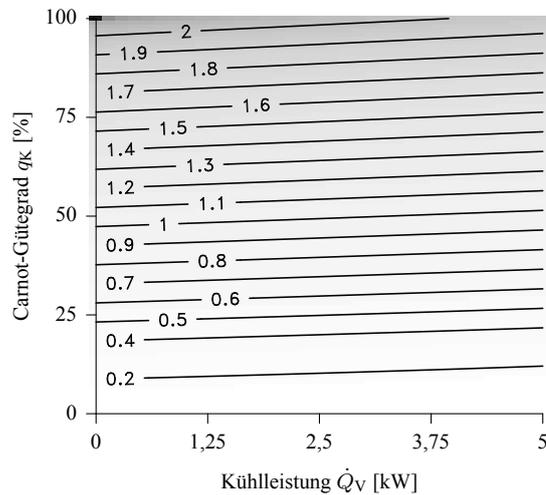


Abbildung 4.9: Kennfeld TDG (Kühlen), $UA_i = 100 \text{ kW/K}$

4.2. BERECHNUNG VON KENNLINIEN UND KENNFELDERN

Modus	Kühlung, TDG, WK, siehe Abb.
Basis-Sorbensmenge im WK-Modus	20 kg
Massenverhältnis μ_{WT}	1,33
Massenverhältnis μ_{FL}	0,33
Generator- / Desorbervorlauftemperatur T_G	75 °C
Adsorber- / Kondensatorvorlauftemperatur T_A/T_K	32 °C
Kaltwasser-/Kühl-Sollwert (Verd.) T_{set}	15 °C ($\Delta T_{Hub} = 3$ K)
Verdampfer- vorlauftemperatur T_V	18 °C
Massenstrom Generator / Desorber \dot{m}_G	1000 kg/h
Massenstrom Heizkreis / Ads. \dot{m}_A	1350 kg/h (= \dot{m}_K)
Massenstrom Heizkreis / Kond. \dot{m}_K	1350 kg/h
Massenstrom Verdampfer \dot{m}_V	variabel, 0-1700 kg/h

Tabelle 4.6: Betriebsbedingungen für Kennfelderstellung mit dem TDG- bzw. WK-Modell zum Kühlen

Die Kennfelder in Abbildungen 4.10 und 4.11 zeigen die COPs, die mit dem WK-Modell bei denselben Vorlauftemperaturen erhalten werden, Abbildung 4.10 für Silica Gel 127B näherungsweise ohne Wärmeübertragereinfluss ($UA_i = 100$ kW/K)⁹, Abbildung 4.11 mit jeweils $UA = 2$ kW/K.

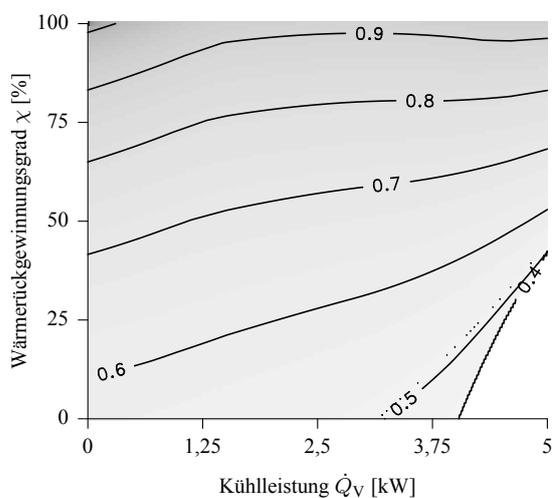


Abbildung 4.10: Kennfeld WK (Kühlen),
Silica Gel 127B,
 $UA_i = 100$ kW/K

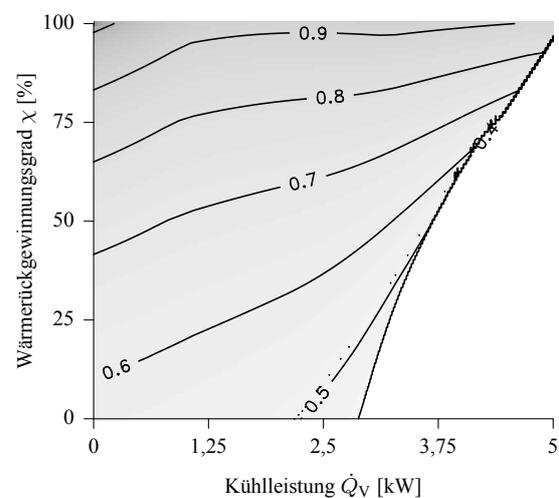


Abbildung 4.11: Kennfeld WK (Kühlen),
Silica Gel 127B,
 $UA_i = 2$ kW/K

⁹Die Deformationen der Kennlinienverläufe bei sehr hohen Wärmerückgewinnungsgraden werden durch Ungenauigkeiten in der Berechnung des COP in der Nähe des Falles von 100 % Wärmerückgewinnung verursacht (oberer rechter Rand in Abbildung 4.10 und 4.11).

4.3 Berechnung von Norm-Jahresarbeitszahlen nach VDI 4650

In diesem Abschnitt werden zur Charakterisierung berechnete Norm-Nutzungsgrade nach VDI 4650 (VDI 4650, 2007) für das WK-Modell zusammengestellt.

Die Norm sieht mehrere Umweltwärmequellen, wie z. B. Erdwärmesonden oder thermische Solar Kollektoren vor, legt jedoch kein konkretes Kopplungs- oder Betriebskonzept zugrunde. Es werden COPs ζ_i in 5 vorgegebenen Lastpunkten von 13 %, 30 %, 39 %, 48 % und 63 % mit jeweils dazu angegebenen Vor- und Rücklauftemperaturen bestimmt und daraus ein Norm-Jahresnutzungsgrad

$$\eta_{N,h} = \frac{5}{\sum_{i=1}^5 \frac{Q_{g,i}}{P_{th,i}}} \quad (4.7)$$

berechnet. Die Norm macht weiterhin Vorgaben zur Berechnung einer Jahresheizzahl $\zeta_{N,h}$ ¹⁰, die hier jedoch nicht berechnet wird, da die darin eingehende elektrische Stromaufnahme eine Zusatzannahme erfordern würde, die nicht aus dem Rechenmodell (WK) hervorgeht.

Für die Vorlauf- und Rücklauftemperaturen in Tabelle 1 der Norm wird wie bei den weiter unten gezeigten Simulationsergebnissen für das SSE-Konzept ein 55 / 45-Heizsystem zugrundegelegt. Die in der Norm zugrundegelegten Vorlauftemperaturen in Abhängigkeit der Last sind in Tabelle 4.7 dargestellt.

Lastpunkt	Rel. Wärmeleistung	Wärmequellen:				
		VL [°C]	RL [°C]	Erdreich [°C]	Luft [°C]	Luft+Solar [†] [°C]
1	0,13	26,0	24,8	9	16,2	21,8
2	0,30	32,6	29,6	8	10,9	16,5
3	0,39	35,6	31,7	7	8,4	14,0
4	0,48	38,5	33,8	6	5,7	11,3
5	0,63	43,4	37,2	5	1,2	6,8

Tabelle 4.7: Verwendete Randbedingungen aus (VDI 4650, 2007), für 55/45-Heiznetz. †: Laut VDI 4650 gelten die angegebenen Werte nur für Wärmepumpen mit Verdampferleistungen bis 2 kW (absolut), für andere Fälle liegen lt. Norm keine Daten vor.

Zur Berechnung des Jahresnutzungsgrads $\eta_{N,h}$ werden die in Tabelle 4.9 angegebenen Umweltwärmequellen berücksichtigt, d. h. für Erdreich nach Tabelle 2 der Norm und für Luft als Wärmequelle nach Tabelle 4 mit $t_{a,N} = -10$ °C mit der Erweiterung nach Tabelle 5 bei solarer Unterstützung. Die sich ergebenden Vorlauftemperaturen am Verdampfer sind in Tabelle 4.7 dargestellt. Für den Betrachtungsfall der solaren Unterstützung eines Sorptionswärmepumpensystems wurde mit den in Tabelle 5 der Norm für Flachkollektoren angegebenen Temperaturaufschlägen für 8 m² Aperaturfläche gerechnet (Zeile 2 in Tabelle 4.9). In einer TRNSYS-Simulation, die die 5 Lastpunkte mit Betriebstemperaturen abhängig von der gewählten Umweltwärmequelle anfährt und dann die 5 COPs zu den Lastpunkten für das Postprocessing berechnet, werden die Lastpunkte durch die

¹⁰nicht zu verwechseln mit der Definition von ζ in der vorliegenden Arbeit

4.3. BERECHNUNG VON NORM-JAHRESARBEITSAHLEN NACH VDI 4650

Desorber-Vorlauftemperatur / FAM-Z02	120 °C
Desorber-Vorlauftemperatur / Z-13X	200 °C
Sorbensmenge	20 kg
Massenverhältnis μ_{WT}	1,33
Massenverhältnis μ_{Fl}	0,33
UA-Werte der Wärmeübertrager	4 kW/K
Massenstrom Desorber	2000 kg/h
Massenstrom Verdampfer	2000 kg/h
Massenstrom Sorber, Kondensator	je nach Lastpunkt (Norm)

Tabelle 4.8: Konfiguration für Berechnungen nach VDI 4650

vorgegebenen Vor- und Rücklauftemperaturen, sowie über den Massenstrom an den gegebenen Punkten für eine Wärmepumpe mit einer Heiz-Nennleistung von 20 kW (Festlegung) berechnet.

Wärmequelle(n)	$\eta_{N,h}$ bei 25 % WRG	$\eta_{N,h}$ bei 50 % WRG	$\eta_{N,h}$ bei 75 % WRG
Wasser / FAM-Z02:			
Luft, ohne solare Unterstützung	1,45	1,52	1,60
Erdreich	1,61	1,70	1,80
Luft, solar unterstützt	1,65	1,77	1,94
Wasser / Z-13X:			
Luft, ohne solare Unterstützung	1,32	1,42	1,63
Erdreich	1,42	1,56	1,85
Luft, solar unterstützt	1,44	1,60	1,95

Tabelle 4.9: Berechnete Norm-Jahresarbeitszahlen nach VDI 4650

Tabelle 4.9 zeigt die Ergebnisse. Oberer Teil: Berechnete Werte auf Basis von COPs in den 5 Lastpunkten der VDI 4650 des WK-Modells für Wasser / FAM-Z02 bei 120 °C Desorbervorlauftemperatur und Konfiguration wie in Tabelle 4.8. Unterer Teil: Berechnete Werte für Wasser / Z-13X.

5 Potentialstudien des SSE-Konzepts mit dem TDG-Modell

In diesem Kapitel werden Simulationsergebnisse mit den beschriebenen Modellen bei Integration in Systemsimulationen zur Versorgung von Gebäuden gezeigt, wobei zuerst veröffentlichte Ergebnisse mit dem TDG-Modell zusammengefasst vorgestellt werden und im nächsten Kapitel Parameterstudien mit dem WK-Modell damit verglichen und diskutiert werden.

Es wird das SSE-Konzept (*solar supplied evaporator*) als ein für Sorptionswärmepumpen mit hohem Wärmerückgewinnungsgrad geeignetes Verschaltungskonzept vorgestellt und diskutiert. Das SSE-Konzept zeichnet sich durch die Anwendung einer Sorptionswärmepumpe aus, die mit einem thermischen Solarkollektorfeld und einem großen Solarspeicher als einzige Umweltwärmequelle auskommen kann. Die bereits veröffentlichten Untersuchungsergebnisse werden zunächst zusammengefasst wiedergegeben. Von Bedeutung ist hierbei der Nachweis der erwarteten Erhöhung der effektiven Speicherkapazität des Solarspeichers und die Bestimmung der erreichbaren Jahresarbeitszahlen, sowie der Nachweis einer erwarteten Erhöhung des Kollektornutzungsgrads gegenüber einem gleich dimensionierten Referenzsystem mit Gas-Brennwertkessel. Es werden Ergebnisse bezüglich der möglichen Integration von abgedeckten PVT-Kollektoren, die sowohl Wärme als auch elektrischen Strom bereitstellen können, in das Konzept vorgestellt. Ein im Rahmen dieser Arbeit für das Verschaltungskonzept entwickeltes Speicher-Subsystem wird im Anhang in Abschnitt [A.11](#) vorgestellt.

Weiter unten in dieser Arbeit werden Parameterstudien mit dem WK-Modell gezeigt, in denen der Schwerpunkt auf der Analyse der Bereitstellung der Nutzwärme zum Heizen des Gebäudes liegt. Es wird analysiert, wie sich ein erhöhter Wärmerückgewinnungsgrad in diesem Konzept auf erreichbare Jahresarbeitszahlen für Wärmebereitstellung und auf die im Verlauf eines Jahres auftretenden Betriebszustände und sich daraus ergebende Betriebsstatistiken auswirkt. Es werden mit dem TDG-Modell erhaltene Ergebnisse einander gegenübergestellt und es wird diskutiert, inwiefern die beiden Modelle zur Evaluation eines Verschaltungs- oder Betriebskonzepts, z. B. in Parameterstudien oder Optimierungen, geeignet sind und welche Vor- und Nachteile die Modelle diesbezüglich aufweisen.

Das dazu untersuchte Wohngebäude wird durch eine Heiz- und eine Kühllastzeitreihe abgebildet, die in einer separaten TRNSYS-Simulation ausschließlich des Gebäudes erhalten wurden. Eine mögliche Lastverschiebung durch Nutzung der Gebäudemasse als zusätzlichen Speicher bleibt also in der Simulation des Wärmebereitstellungssystems unberücksichtigt und die Heizlast muss in jedem Zeitschritt exakt gedeckt werden, es können also auch keine Unterdeckungen der Heizlast zugelassen werden. Auch eine weiter unten diskutierte mögliche Wärmerückgewinnung aus der Abluft des Gebäudes zur Temperaturerhöhung des Verdampfervorlaufs bei Frostgefahr benötigt

für eine genauere Analyse eine gekoppelte Berechnung von Versorgungssystem und Gebäude. In dieser Arbeit soll jedoch die Abbildung des Gebäudes und die Untersuchung von Rückkopplungseffekten zwischen Gebäude und Hydraulik bzw. Wärme- und Kältebereitstellung gegenüber der Vorevaluation des Verschaltungssystems konzeptionell in den Hintergrund treten.

5.1 Das SSE-Verschaltungskonzept für Sorptionswärmepumpen

In diesem Kapitel soll die Verbindung zur Anwendung der zuvor vorgestellten und diskutierten Modelle im Bereich der Gebäudesimulation hergestellt werden. Als vielversprechendes Beispiel für die Anwendbarkeit von Sorptionswärmepumpen zum Heizen und Kühlen soll die Integration einer Sorptionswärmepumpe in die Wärme- und Kälteversorgung eines fiktiven sanierten Einfamilienhauses betrachtet werden, das mit einem neuartigen, in dieser Arbeit entwickelten Verschaltungskonzept (*SSE-Konzept*) mit Sorptionswärmepumpe versorgt werden kann. Das System kommt ohne weitere Wärmequelle außer Solarkollektoren aus, die auf dem Dach oder in der Fassade des Gebäudes angebracht werden können. Es ist konzeptionell angelehnt an sorptionsbasierte Konzepte mit solarer Wärmequelle und Speichern hoher Kapazität, die an den Verdampfer einer Wärmepumpe gekoppelt sind wie z. B. aus Projekten wie *HYDES heat storage* (AEE Intec, 2002) oder *MODESTORE* (Gartler u. a., 2004) bekannt. In beiden Projekten sind die Speicher als Sorptions-Langzeitspeicher ausgelegt, während im vorliegenden Fall ein Wasserspeicher dazu dienen soll, auf einer Zeitskala der Größenordnung mehrerer Stunden bis mehrerer Tage den Verdampferverlauf von den Temperaturschwankungen des Solarkollektorfelds zu entkoppeln.

Für elektrische Wärmepumpen existieren ähnliche Konzepte, beispielsweise das kommerziell verfügbare System *Solaera* der Firma Consolar Solare Energiesysteme GmbH (Leibfried, 2011), das über einen Eisspeicher am Verdampfer der Wärmepumpe verfügt. Im Unterschied dazu kann der Verdampferkreis im vorliegenden System nicht den Gefrierpunkt unterschreiten, da es sich um ein ausschließlich mit Wasser (außer Kollektor-Primärkreis) betriebenes System handeln soll, so dass Adsorptionswärmepumpen mit Wasser als Kältemittel zum Einsatz kommen können.

Das SSE-Verschaltungskonzept zeichnet sich durch einen Wasser-Pufferspeicher aus, der dem Kollektor nach- und dem Verdampfer der Sorptionswärmepumpe zum Heizen vorgeschaltet ist. Zur Vorevaluation wurde das Konzept zunächst mit dem TDG-Modell hinsichtlich Heizen und Brauchwarmwasserbereitstellung untersucht (Glück u. Schmidt, 2012) und einmal mit Heizung, Kühlung und Brauchwarmwasserbereitstellung (Glück u. a., 2013).

Die Evaluation kann als Beispiel für Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten dienen, in denen eine vereinfachte Behandlung nach einem statischen Berechnungsverfahren wie nach VDI 4650 nicht ausreichend ist, da der im SSE-Konzept vorgesehene große thermische Speicher im Verdampferkreis die Korrelation zwischen Verdampferverlauf- und Außentemperatur verringert. In diesem Fall können Modelle wie die in dieser Arbeit entwickelten zum Einsatz kommen.

Es wird die mit dem TDG-Modell untersuchte Kopplung von Sorptionswärmepumpe mit PVT-Kollektoren zur Bereitstellung der Umweltwärme gezeigt und zu erwartende Effizienzsteigerungen und dadurch ermöglichte Primärenergieeinsparung diskutiert. Es werden die Randbedingungen für Wärmepumpen in diesem Anwendungsszenario diskutiert und eine günstige Konfiguration mit

Berücksichtigung des Arbeitspaars unter Verwendung des WK-Modells identifiziert. In den folgenden Abschnitten wird das Gesamtkonzept mit Heizung, Kühlung und Brauchwarmwasser dargestellt, der Schwerpunkt für die Auswertungen aber nach einem Ergebnisüberblick der Simulationen mit dem TDG-Modell ausschließlich auf die Gebäudeheizung gelegt.

5.1.1 Hydraulische Verschaltung und Beschreibung der Systemkomponenten

Sorptionsbasiertes Solarkombisystem für sanierte Gebäude

Sanierte Gebäude können einen höheren Heizwärmebedarf und höhere erforderliche Vorlauftemperaturen aufweisen als Neubauten, insb. wenn die vorhandenen Wärmeübergabesysteme, z. B. Konvektorheizkörper, erhalten bleiben und weiterverwendet werden sollen. In diesem Bereich besteht besonders hohes Marktpotential für Sorptionswärmepumpen zum Heizen, da bisher nur ca. 25 % des Gebäudebestands in Deutschland in Bezug auf die Gebäudehülle (Wärmedämmung) saniert wurden ([Diefenbach u. a., 2010](#)) und zumindest ein Teil dieser Gebäude auch nach der Sanierung noch einen relativ hohen Heizwärmebedarf aufweist oder mit einem zukunftsfähigen Wärmebereitstellungssystem ausgestattet werden soll, um darüber hinaus Energie- und Kosteneinsparungen zu erzielen.

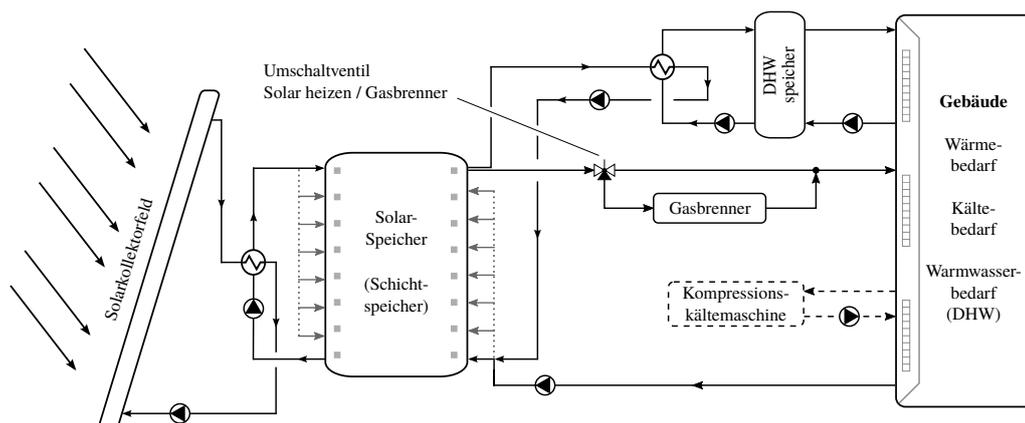


Abbildung 5.1: Verschaltung des Referenzsystems mit Gas-Brennwertgerät als Wärmequelle. Kann Brauchwarmwasser nicht solar bereitgestellt werden, wird zwischen DHW-Speicher und Gebäude mit dem Gasbrenner nachgeheizt (nicht eingezeichnet).

Wird ein großer Teil des Heizwärmebedarfs aus erneuerbaren Quellen bereitgestellt, kann sich der Schwerpunkt von Sanierungsmaßnahmen möglicherweise anstatt auf eine umfangreiche Sanierung der Gebäudehülle auf das technische Versorgungssystem für Wärme, ggf. Kälte und Brauchwarmwasser verschieben. Die Investitionsreihenfolge kann sich zugunsten der Wärmebereitstellung darstellen, so dass ein wirtschaftliches und ökologisches Optimum angestrebt werden kann.

Speicher von Solarkombisystemen¹ oder solar unterstützten Systemen arbeiten in solchen Gebäuden bei Speichertemperaturen von bis zu 95 °C (max. durch Kollektor bereitstellbar) und mindestens 25 - 30 °C (minimale Rücklauftemperaturen). In dieser Arbeit wurde mit dem SSE-Konzept ein Systemkonzept entwickelt, mit dem das Spektrum der genutzten Speichertemperaturen auf bis zu 5 °C Minimaltemperatur erweitert werden kann, wodurch sich die effektive Speicherkapazität um 25 - 35 % für einen Lade- und Entladezyklus erhöhen kann. Durch die damit im Jahresmittel geringere Solarkollektor-Vorlauftemperatur wird zudem der Nutzungsgrad (Definition in Abschnitt 5.1.3) des thermischen Solarkollektors oder der elektrische und thermische Nutzungsgrad eines PVT-Kollektors gegenüber einer Lösung mit fossiler Wärmebereitstellung und gleich großem Solarsystem erhöht. Für die Sorptionswärmepumpe wird durch eine Integration in das SSE-Konzept der erforderliche Temperaturhub zeitweise stark reduziert, da Solarkollektor und Solarspeicher als Umweltwärmequelle vergleichsweise hohe Temperaturen zur Verfügung stellen können, während Erdwärmesonden oder Erdkollektoren zwar Umweltwärme gleichmäßigerer Temperatur bereitstellen können, dafür jedoch auf relativ niedrigem mittleren Temperaturniveau.

Der Solarspeicher, bei dem es sich um einen Schichtspeicher handelt, wird zur Wärmeversorgung des Verdampfers genutzt. Damit entsteht eine solare Versorgung des Verdampfers, die durch einen großen Solarspeicher gepuffert wird. Der Speicher und das Solarsystem können dazu vergleichsweise groß dimensioniert sein. Soll solare Kühlung als Zusatznutzen bereitgestellt werden, kann der Solarspeicher während des Sommers den Generator der Sorptionskältemaschine versorgen.

Alle Komponenten werden mit Wasser als Wärmeträgermedium betrieben. Dies hat den Vorteil, dass eine Direktversorgung mit Heizwasser aus dem Speicher (*direktes solares Heizen*) erfolgen kann, hat jedoch die Einschränkung zur Folge, dass alle Kreise Temperaturen oberhalb von 0 °C beibehalten müssen (außer Kollektorkreis, der mit Frostschutzmittel versehen werden muß). Während sich dies in der Kopplung mit Adsorptionswärmepumpen, die Wasser als Kältemittel verwenden, gut eignet, handelt es sich um eine Einschränkung gegenüber Sorptionswärmepumpen, die am Verdampfer den Gefrierpunkt unterschreiten können, wie z. B. Absorptionswärmepumpen mit dem Stoffpaar Ammoniak / Wasser².

Für den Heizfall wird kein zusätzliches Backupsystem³ benötigt, da die Gaswärmepumpe die Wärme auch ohne solare bzw. sorptive Unterstützung bereitstellen kann. Die Effizienz der Wärmebereitstellung reduziert sich dann auf die eines Gas-Brennwertkessels.

Aus wirtschaftlichen, aber auch gestalterischen Gesichtspunkten erscheint das System in der hier angenommenen Beschränkung auf die Solarkollektoren als erneuerbare Wärmequelle besonders interessant, da wegen der Umweltwärmegewinnung ausschließlich über das Solarkollektorfeld keine andere Niedertemperatur-Wärmequelle außer auf dem Dach oder in der Fassade des Gebäudes installiert werden muss. Damit besteht kein zusätzlicher Bedarf an Bauraum, es sind keine Bohrungen für Erdwärmesonden erforderlich, ebenso keine Bauarbeiten zur Verlegung eines Erdkollektors, keine Erschließung von Grund- oder Brunnenwasser und es ist kein außen aufgestellter Wärmeübertrager erforderlich, obwohl diese Wärmequellen seitens des Verschaltungskonzepts und der Sorptionswärmepumpe zusätzlich nutzbar wären. Als Einschränkung kann hingegen gesehen werden, dass eine nach Süden ausgerichtete Dachfläche vorhanden sein muss. Die Dachfläche wird

¹Systemen, die Heizwärme, Brauchwarmwasser und ggf. Kälte bereitstellen

²Diese wiederum weisen andere Randbedingungen auf, wie z. B. eine nötige Außenaufstellung.

³Für Zusatzsysteme, die eine unterbrechungsfreie Versorgung sicherstellen, hat sich der Begriff des *Backups* etabliert.

5.1. DAS SSE-Verschaltungskonzept für Sorptionswärmepumpen

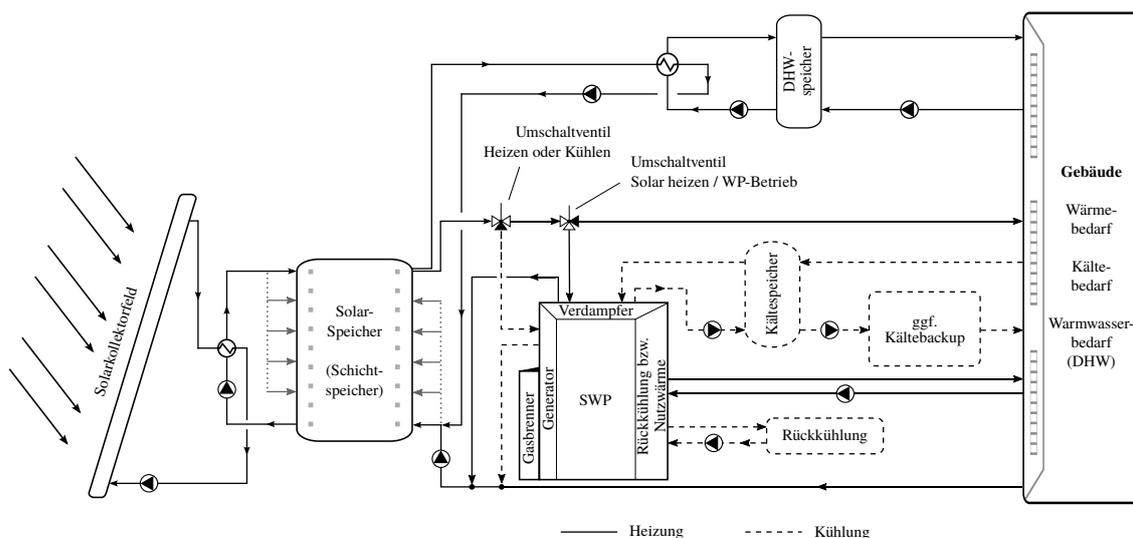


Abbildung 5.2: Systemkonzept mit Solarkollektorfeld als einziger Wärmequelle, rechts vom Solarspeicher: gestrichelte Linien gehören zur Kälteversorgung, durchgezogene zur Wärmeversorgung. Kann Brauchwarmwasser nicht solar bereitgestellt werden, wird zwischen DHW-Speicher und Gebäude mit der Sorptionswärmepumpe nachgeheizt (nicht eingezeichnet).

häufig⁴ bei einer Sanierung ohnehin mit einer Solaranlage versehen, die so für das Heizungssystem genutzt werden kann.

Abbildung 5.2 zeigt eine Weiterentwicklung des in (Glück u. Schmidt, 2012) beschriebenen Systemkonzepts, das in (Glück u. a., 2013) für Heizwärmebereitstellung, Brauchwarmwasserbereitstellung und Kühlung mit einer Sorptionswärmepumpe analysiert wurde⁵. Die Sorptionswärmepumpe wurde dabei mit dem TDG-Modell für Heizen und Kühlen abgebildet. Links dargestellt ist ein Solarkollektorfeld zur Bereitstellung von Warmwasser, das über einen Solarspeicher dem Verdampfer als Wärmequelle dient. Rechts vom Solarspeicher ist eine Sorptionswärmepumpe zum Heizen und Kühlen dargestellt. Ist diese mit einem Gasbrenner am Generator versehen, handelt es sich um eine Gaswärmepumpe, wovon in den hier gezeigten Simulationsergebnissen ausgegangen wird. Im Kühlfall soll die Wärmepumpe bis auf den Hilfsenergieverbrauch solar betrieben werden, d. h. im Kühlbetrieb wird der Generator durch Heißwasser aus dem Solarkollektor versorgt. Zum Heizen ist die Gas-Sorptionswärmepumpe direkt mit dem Wärmeübergabesystem des Gebäudes verbunden. Wird auch Kühlung betrieben, kann zwischen Wärmepumpe und Gebäude ein Kältespeicher zwischengeschaltet werden. Ein

⁴In Baden-Württemberg schreibt das Erneuerbare-Wärme-Gesetz - EWärmeG (2007) bei Sanierung mit konventioneller Wärmebereitstellung eine Ausstattung des Gebäudes mit $0,04 \text{ m}^2$ Solarkollektorfläche pro m^2 Wohnfläche vor. Alternativ kann die Wärmebereitstellung mit einer Wärmepumpe mit elektrischer Jahresarbeitszahl $\geq 3,5$, einem Pellet- oder Scheitholzkessel oder aus Nah- oder Fernwärme oder anderen umweltfreundlicheren Quellen bereitgestellt werden, um den fossilen Energieverbrauch zu reduzieren.

⁵Die Verschaltung der Komponenten zur Abbildung in TRNSYS ist im Anhang in Abschnitt A.7 dargestellt.

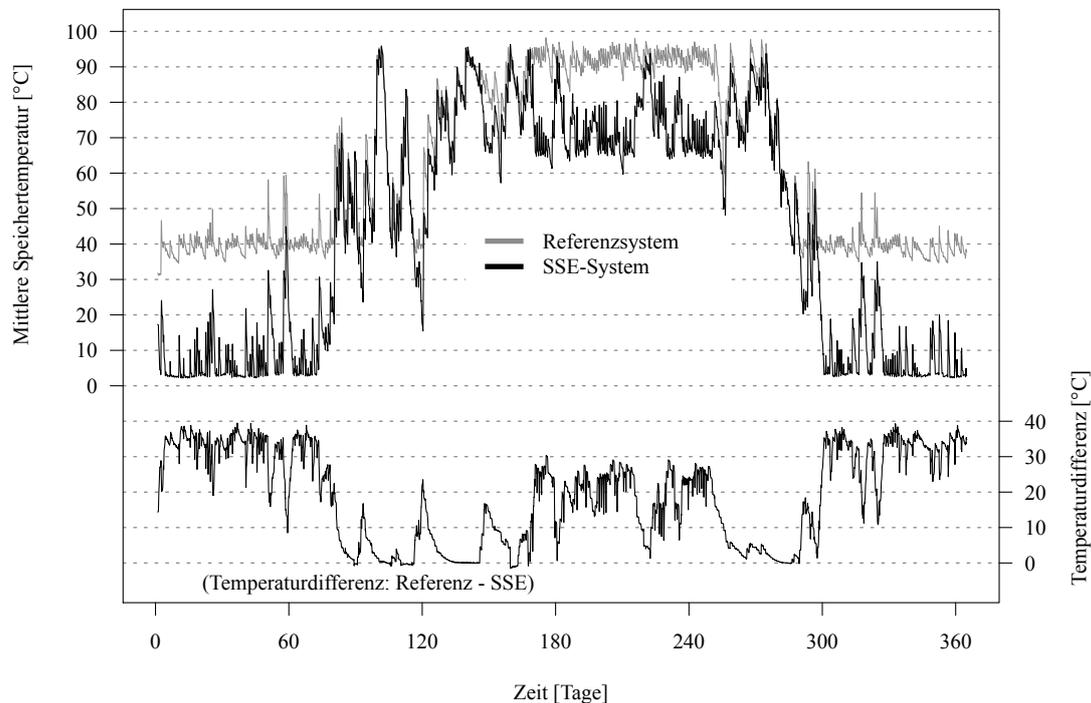


Abbildung 5.3: Beispiel eines Temperatur-Jahresverlaufs für Referenz- und SSE-Konzept in einem Wohngebäude am Standort Freiburg. Unten: Temperaturdifferenz ($\bar{T}_{\text{Ref}}^{\text{Speicher}} - \bar{T}_{\text{SSE}}^{\text{Speicher}}$). Die Temperaturdifferenz des Solarspeichers in den Sommermonaten (v. a. Tage 170 - 250) wird durch eine mitsimulierte sorptionsbasierte solare Kühlung verursacht, die im Referenzsystem nicht vorhanden ist.

Kälte-Backup kann vorgehalten werden, um in Klimata, die auch in sanierten Wohngebäuden signifikant Kühllast verursachen, den Zusatznutzen der Kühlung ununterbrochen sicherstellen zu können. Ein Rückkühlwerk, das im Kühlbetrieb die Abwärme von Sorber und Kondensator abführt, ist nur im Kühlbetrieb erforderlich. Wenn es sich bei der Kühlung um einen nicht essentiellen Zusatznutzen handelt, kann das Rückkühlwerk möglicherweise ohne Reserve dimensioniert werden, im Gegensatz zu Kühlanwendungen für Nichtwohngebäude, in denen eine hohe Verfügbarkeit der Kältebereitstellung erforderlich sein kann (Bürogebäude, Hotels, Versorgung technischer Prozesse).

Der Solarspeicher wird als Schichtspeicher modelliert (verwendet wird *Type 340* in TRNSYS), so dass eine Entnahme auf fester Höhe und Wiedereinspeisung innerhalb eines Kreises auf variabler Höhe ermöglicht wird. Wärmeverluste der Komponenten werden beim Solar- und DHW-Speicher über temperaturabhängige Wärmeverlustkoeffizienten (siehe Tabelle 6.3)

berücksichtigt. Der Brauchwarmwasserbedarf wird mit $12,5 \text{ kWh/m}^2\text{a}$ angenommen (EnEV 2009; DIN 4701-10:2001-02 2003) und mit dem Programm DHWCalc (Jordan u. Vajen, 2005) in ein stochastisches Zeitprofil überführt, das als Brauchwarmwasser-Zapfprofil in der Systemsimulation zugrundegelegt wird.

Beim in Abbildung 5.1 gezeigten Referenzsystem wurde zum Vergleich ein herkömmliches Solar-kombi-System mit solar unterstütztem Gas-Brennwertkessel in TRNSYS modelliert. Kühlung wird nur zum Vergleich durch eine elektrisch betriebene Kompressionskältemaschine bereitgestellt. Alle anderen Randbedingungen wie Kollektor- und Speichergrößen etc. sind identisch dimensioniert.

Heizfall

Im Heizfall kann in diesem Systemkonzept die Nutzwärme zur Zuführung zum Gebäude aus drei verschiedenen Quellen zur Verfügung gestellt werden.

1. Falls die Temperatur, die der Solarkollektor liefern kann, ausreicht oder die verfügbare Temperatur im Solarspeicher ausreichend hoch ist, kann direkt aus einer dieser beiden Quellen geheizt werden. In beiden Fällen wird Warmwasser aus dem Solarspeicher der Wärmeübergabe des Gebäudes zugeführt. Beim direkten Heizen mit dem Solarkollektor wird dabei die oberste Speicherschicht durchströmt.
2. Steht die erforderliche Temperatur weder durch den Solarkollektor, noch durch den Solarspeicher zur Verfügung, der Speicher kann jedoch eine Temperatur oberhalb von $5 \text{ }^\circ\text{C}$ ⁶ bereitstellen, kann die Sorptionswärmepumpe im Heizmodus betrieben werden, um Heizungswarmwasser auf den erforderlichen Sollwert nachzuheizen. Der Speicherausgang wird dazu mit dem Vorlauf des Verdampferkreises der Wärmepumpe gekoppelt und stellt somit eine Umweltwärmequelle für das Heizsystem dar.
3. Liegt die höchste verfügbare Solarspeichertemperatur unterhalb $5 \text{ }^\circ\text{C}$, muss eine generische Zusatzwärmequelle zur Einfrierverhinderung im Verdampferkreis für die Wärmebereitstellung am Verdampfer der Wärmepumpe zugeschaltet werden. Die Wärmepumpe könnte alternativ im Gas-Brennwert-Modus ($\zeta = 1$) betrieben werden, es ist stattdessen jedoch eine Zusatzwärmequelle im Vorlauf des Verdampfers der Wärmepumpe vorgesehen, um in zukünftigen Arbeiten weitere Wärmequellen, wie z. B. Wärmerückgewinnung aus der Abluft des Gebäudes mit in den Verdampferkreis einkoppeln zu können (vgl. Abschnitt 6.1). Für die weiter unten gezeigten Simulationen wird von einer generischen Zusatzwärmequelle ausgegangen, die den Verdampfervorlauf oberhalb $5 \text{ }^\circ\text{C}$ (Festlegung) halten kann. Für die Bilanzierung wird die dazu erforderliche Wärmemenge wie bei Bereitstellung durch einen (fiktiven) Gas-Brennwertkessel berücksichtigt.

In allen Betriebsmodi wird von einem Schichtspeicher als Solarspeicher ausgegangen, so dass die jeweils höchste verfügbare Temperatur aus dem Speicher als Wärmequelle für den Verdampfer oder zum direkten Heizen oder für Brauchwarmwasser bereitgestellt werden kann,

⁶Willkürliche Festlegung zur Sicherstellung des Nicht-Einfrierens des Verdampferkreises bei Wassersystemen.

bzw. die niedrigste Temperatur dem Kollektor zugeführt werden kann. Überlegungen zur Weiterentwicklung der Speichermodellierung und des Speicherbetriebs sind in Abschnitt A.11 erläutert.

Das Wärmeübergabesystem des Wohngebäudes wird idealisiert modelliert, d. h. es werden keine Wärmeübertrager modelliert, sondern es findet eine Abkühlung des Heizungsvorlauf-Massenstroms um die Temperaturdifferenz statt, die unter Berücksichtigung des Massenstroms und der Wärmekapazität des Wärmeträgerfluids der im Zeitschritt erforderlichen Heizleistung entspricht. Diese Näherung wird vorgenommen, da das Gebäude lediglich als Wärmesenke für das zu analysierende Systemmodell dient. Die Heizungsvorlauftemperatur wurde lastabhängig in Anlehnung an DIN 4701 (DIN 4701-10:2001-02, 2003) modelliert, ohne diese jedoch abhängig von den Außentemperaturen zu berechnen, da die tatsächliche Last aus der zuvor ermittelten Lastzeitreihe des Gebäudes zu jedem Zeitschritt der Systemsimulation hervorgeht und direkt benutzt werden kann. Für die Vorlauftemperatur wird

$$T_{\text{Vorlauf}} = T_0 + T_{\Delta} \cdot \frac{P_{\text{Heizlast}}(t)}{P_{\text{Nennleistung, WP}}} \quad (5.1)$$

verwendet, wobei die Konstanten T_0 und T_{Δ} je nach Sanierungszustand / Sanierungsgrad gewählt werden können. Es wird von einem linearen Zusammenhang ausgegangen, da auch DIN 4702 (DIN 4702-8, 2003) zur Berechnung des Normnutzungsgrads von einer linearen Heizkurve ausgeht, VDI 4650 ebenso. Läge keine Lastzeitreihe vor, würde eine Behandlung nach DIN 4701 erfolgen, wie z. B. in (Gasper, 2008) dargestellt.

Bei T_0 handelt es sich um eine Mindesttemperatur, die über der Raumtemperatur liegt. T_{Δ} ist die maximale lastabhängige Anhebung des Vorlaufs des Übergabesystems an die beheizten Räume, der aus den Vor- und Rücklauftemperaturen in VDI 4650 (VDI 4650, 2007) entnommen werden kann. Für die Simulationen in (Glück u. Schmidt, 2012) und die in den Abschnitten 5.2 bis 6.1 gezeigten Ergebnisse wurde $T_0 = 31 \text{ °C}$, $T_{\Delta} = 24 \text{ °C}$ verwendet, um eine konservative Abschätzung vorzunehmen, falls Konvektorheizkörper in einem teilsanierten Wohngebäude beibehalten werden. Nicht erneuerte Konvektorheizkörper erfordern häufig höhere Vorlauftemperaturen und wurden häufig zur Versorgung des Gebäudes vor der Sanierung für eine maximale Vorlauftemperatur von 70 °C ausgelegt. Für die neueren Parameterstudien ab Kapitel 6 wurde in Übereinstimmung mit (VDI 4650, 2007)⁷ und den Vorgaben aus (EnEV 2009) für Neubauten $T_0 = 26 \text{ °C}$, $T_{\Delta} = 29 \text{ °C}$ in dieser Arbeit verwendet, so dass die Vorlauftemperaturen denen eines 55 / 45-Heizsystems entsprechen.

Sorptionswärmepumpen für Heiz- und Kühlbetrieb

Falls die Sorptionswärmepumpe umkehrbar (d. h. zum Heizen und Kühlen durch Umschalten der Hydraulik) betrieben werden kann, könnten sanierte Gebäude mit einem solchen System evtl. hohe Komfort-Standards aufweisen und eine damit einhergehende Wertsteigerung erzielen, da im Sommer zusätzlich Kälte aus andernfalls ungenutzter *Überschusswärme* des Solarkollektorfelds bereitgestellt werden kann. Da das Solarkollektorfeld im Sommer andernfalls ausschließlich zur

⁷für einen Heizflächenexponent von $\eta = 1,1$

Bereitstellung von Brauchwarmwasser verwendet wird, führt diese Zusatznutzung zu einer Erhöhung des Kollektornutzungsgrads. Unter Klimabedingungen wie in Deutschland können mit einem solchen System solare Deckungsgrade in Bezug auf Kühlung von bis zu 95 % erreicht werden (Glück u. a., 2013), wozu jedoch die Installation elektrisch betriebener Hydraulik und eines Rückkühlwerks erforderlich wäre. Damit könnte das vorgeschlagene System eine Alternative zu großen PV-Systemen darstellen, die eine vergleichsweise geringere Wechselwirkung mit dem elektrischen Netz aufweist, sowohl zu Zeiten hohen Kälte- als auch zu Zeiten hohen Wärmebedarfs⁸. Der Kühlbetrieb während der Sommermonate wurde zur Berechnung aller weiter unten gezeigten Simulationsergebnisse mitsimuliert, in den Parameterstudien ab Kapitel 6 werden jedoch nur noch die Ergebnisse während der Heizperiode ausgewertet.

Integration von PVT-Kollektoren

Bei PVT-Kollektoren handelt es sich um Hybridkollektoren aus einem PV-Modul mit zusätzlicher thermischer Energiegewinnung. Chow (2010) stellt PVT-Kollektoren als thermische Kollektoren mit PV-Modul als Absorber dar. Die Kombination ist konzeptionell vielversprechend, da der Wärmeentzug das PV-Modul kühlt und somit dessen Arbeitspunkt zu höheren Wirkungsgraden verschiebt. Auch durch verringerte Degradation der PV-Zellen kann sich der Betrieb bei niedrigeren Temperaturen positiv auswirken (Zondag, 2008).

Nachteilig ist lediglich, dass die Absorptions- und Emissionseigenschaften eines PV-Moduls ungünstiger sind als bei einem qualitativ hochwertigen Absorber, so dass der optische Wirkungsgrad tendenziell niedriger liegt. Kommt keine Glasabdeckung zum Einsatz, sind des Weiteren die thermischen Verluste hoch und die erreichbaren Temperaturen recht niedrig. Man spricht dann von einem *unabgedeckten* PVT-Kollektor. Mit zusätzlicher Glasabdeckung werden die thermischen Verluste über die Vorderseite reduziert und es sind höhere Temperaturen auf Kosten niedrigerer PV-Effizienz möglich.

Für Wärmeversorgungssysteme wie das SSE-Konzept können abgedeckte⁹ PVT-Kollektoren (z. B. Dupeyrat u. a., 2011) besonders interessant sein, da sie zum Einen ausreichend hohe Temperaturen aus solarthermischer Wärmebereitstellung erreichen und zum Anderen einen elektrischen Ertrag liefern. Durch den mit im Mittel niedrigeren Temperaturen versorgten Solarkollektor profitiert der Stromertrag im SSE-Konzept zusätzlich.

⁸vgl. Beschreibung des *grid interaction index* und *load match index* in Abschnitt 1.1.3

⁹Auch eine Kombination mit unabgedeckten PVT-Kollektoren wäre möglich, wurde bisher jedoch nicht als Wärmequelle im SSE-Konzept untersucht. Wegen des niedrigeren solarthermischen Ertrags wären unabgedeckte PVT-Kollektoren Modellen mit Glasabdeckung und Luftspalt (abgedeckten) nur dann überlegen, wenn der Strom-Mehrertrag die thermischen Verluste überkompensieren würde, wenn der Wärmeertrag auf niedrigem Temperaturniveau die Nachteile überkompensieren würde (als Außenluft-Wärmeübertrager) oder wenn wirtschaftliche Aspekte mitberücksichtigt werden, die derart zugunsten von unabgedeckten PVT-Kollektoren wären, dass sich bei gleichem Investitionsaufwand die Kollektorfläche deutlich vergrößern ließe.

Modellierung von Flachkollektoren und abgedeckten photovoltaisch-thermischen (PVT-) Hybridkollektoren

Das Solarkollektormodell bildet den Kollektor über die Kollektorkennlinie ab, die wie folgt parametrisiert wird (DIN 12975-2, 2006):

$$\eta_{\text{Koll.}} = a_0 - a_1 \cdot \frac{\bar{T}_{\text{Abs}} - T_U}{G} - a_2 \cdot \frac{(\bar{T}_{\text{Abs}} - T_U)^2}{G} \quad (5.2)$$

Da der Solarkollektor-Vorlauf aus der untersten Temperaturschicht des Solarspeichers bereitgestellt wird, ergibt sich durch die im Vergleich zum Referenzsystem niedrigeren mittleren Speichertemperatur im SSE-Verschaltungskonzept eine Erhöhung des Kollektornutzungsgrades (vgl. Abbildung 5.7), die zu einer Verringerung des Primärenergiebedarfs beiträgt.

Um die Flächeneffizienz weiter zu erhöhen, wurde neben der Versorgung des Solarspeichers über einen thermischen Flachkollektor auch die Versorgung mit einem abgedeckten PVT-Kollektor (photovoltaisch und thermisch) untersucht. Tabelle 5.1 zeigt die Eckdaten der untersuchten Solarkollektoren; die Daten des PVT-Kollektors stammen aus (Dupeyrat u. a., 2011).

	Flachkollektor	PVT-Kollektor
Konversionsfaktor a_0 [-]	0,85	0,8
Wärmeverlustkoeffizient a_1 [$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$]	3,47	9,2
quadratischer Wärmeverlustkoeffizient a_2 [$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^2}$]	0,017	0,045
maximaler elektrischer Wirkungsgrad [-]	-	0,087
Temperaturkoeffizient [%/°C]	-	-0,49

Tabelle 5.1: Kollektorparameter Flachkollektor / PVT-Kollektor. PVT-Daten aus (Dupeyrat u. a., 2011)

Zur Berechnung des Stromertrags eines abgedeckten PVT-Kollektors wird zusätzlich zum thermischen Ertrag die elektrische Wirkungsgradkennlinie ausgewertet, die (Dupeyrat u. a., 2011) entnommen wurde und mit einer Geradengleichung für die Temperaturabhängigkeit parametrisiert wurde.

5.1.2 Beschreibung des abgebildeten Einzonengebäudes

Die Simulationen mit dem SSE-Konzept wurden für ein vereinfachtes Einzonen-Gebäudemodell vorgenommen, das näherungsweise einem sanierten Bestandsgebäude in Deutschland entsprechen soll, bei dem eine Dachisolation vorgenommen wurde, Wärmebrücken beseitigt wurden und die Außenhülle gedichtet wurde. Bei den fiktiven Sanierungsmaßnahmen wurden keine gesetzlichen Rahmenbedingungen oder Förderbedingungen für Deutschland berücksichtigt.

Tabelle 5.2 zeigt eine Auswahl der wichtigsten Kenngrößen des Einzonen-Gebäudemodells.

5.1. DAS SSE-VERSCHALTUNGSKONZEPT FÜR SORPTIONSWÄRMEPUMPEN

Die U-Werte der Fenster wurden so gewählt, dass sie bei einer Sanierungsmaßnahme eines Altbaus zum Einsatz kommen könnten und aktuell qualitativ durchschnittlichen neuen Fenstern entsprechen. Das Wärme- und Kälteversorgungssystem wurde in TRNSYS als Systemsimulation aufgebaut, bei der wie weiter oben beschrieben auf eine Lastzeitreihe als Repräsentation des Gebäudes zurückgegriffen wird, die in einer separaten Simulation des Gebäudes mit einem idealen Heiz- und Kühlsystem am Standort Freiburg erhalten wurde.

Für Simulationen, bei denen die thermische Masse des Gebäudes und deren Speicherwirkung zur Lastverschiebung genutzt werden soll und bei der Unterdeckungen der Last zugelassen werden können sollen, wäre diese Form der Abbildung der Heiz- und Kühllast nicht mehr ausreichend. Die weiter unten diskutierte zeitweise Wärmerückgewinnung aus der Abluft des Gebäudes zur Temperaturerhöhung des Verdampfervorlaufs bei Frostgefahr benötigt jedoch keine gekoppelte Berechnung von Versorgungssystem und Gebäude, da keine Rückkopplung zwischen den Systemkomponenten besteht. Das Gebäude dient in den Systemsimulationen als *Wärme- bzw. Kältesenke*.

6-Personen	
Konditionierte Fläche: 375 m ²	
Jahresheizwärmebedarf	76 $\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{ a}}$
Jahreskühlbedarf	10 $\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{ a}}$
spez. Brauchwarmwasser-Wärmebedarf	12,5 $\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{ a}}$
min. Vorlauftemperatur Heizsystem	26 °C
Raum-Solltemperatur	21 °C (19 °C nachts)
max. Vorlauftemperatur Heizsystem	55 °C
Kühlbetrieb Temperaturen VL/RL (TDG)	15/18 °C
thermisch relevante Luftwechselrate	0,2 h ⁻¹ nachts, 0,525 tags h ⁻¹
U-Wert der Fenster	1,4 $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$
mittlerer U-Wert der Gebäudehülle	0,59 $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$
spez. Wärmeverlust der Gebäudehülle (Transmission)	390 $\frac{\text{W}}{\text{K}}$

Tabelle 5.2: Annahmen für das Einzonen-Gebäudemodell

Die Lastzeitreihe aus der Gebäudesimulation enthält in Stundenwerten berechnete Heizlast, Kühllast, Innentemperatur, Außentemperatur und die Luftwechselrate.

Die Verschaltung der Subsysteme zur Kühlung und Brauchwarmwasser-Bereitstellung orientiert

sich an den Verschaltungen aus (Wiemken u. a., 2013b) unter Verwendung der eigenen Komponentenmodelle (vgl. A.7).

Der zur Nachheizung von Brauchwarmwasser erforderliche Wärmebedarf wird separat berechnet und als Näherung mit konstantem COP bilanziert, um auf eine auf zusätzlichen Festlegungen beruhende reglerbasierte Umschaltung des Heizungssystems zwischen Heizungs- und Brauchwarmwassererwärmung zunächst verzichten zu können.

Der dazu anzusetzende COP hängt vor allem von der Brauchwarmwasser-Bereitungs-temperatur ab und wurde für die Simulationen in dieser Arbeit bei der jeweiligen Parametrierung der Sorptionswärmepumpe zum Heizen vor der Jahressimulation separat abgeschätzt¹⁰.

Zur Modellierung der Kältebereitstellung wird das Sorptionswärmepumpenmodell neben der Integration für den Heizfall ein zweites Mal in die Simulation integriert. Die Modellierung der Regelung wird so vorgenommen, dass der Betrieb dem einer einzigen umkehrbaren Sorptionswärmepumpe entsprechen kann, d. h. es wird der gleichzeitige¹¹ Betrieb ausgeschlossen. Die Sorptionswärmepumpe zum Kühlen kann dann separat parametrierbar und geregelt werden, um den maximalen Umfang von Variationsmöglichkeiten zur Verfügung zu haben. Durch dieses Vorgehen ist der Simulationsbetrieb unter Berücksichtigung ein und desselben Sorptionspaars für Heizung und Kühlung denkbar, aber auch die Simulation einer reversiblen Sorptionswärmepumpe, die theoretisch zum Kühlen saisonal auf ein zweites Adsorberpaar umschalten kann, um zum Kühlen ein anderes Adsorbens oder gar Arbeitspaar zu verwenden als zum Heizen.

Für die im nächsten Kapitel dargestellten Ergebnisse mit dem WK-Modell wird die sorptive Kältebereitstellung vereinfachend immer mit dem TDG-Modell berechnet. Da die Auswertung im Rahmen der Parameterstudien ab Kapitel 6 auf den Heizbetrieb beschränkt bleibt, beeinflusst dies lediglich den Zustand des Solarspeichers zu Beginn der Heizperiode, einem Zeitpunkt, zu dem mit den Klimadaten¹² für den untersuchten Standort Freiburg regelmäßig ausreichend hohe Einstrahlung zur Regeneration des Solarspeichers besteht.

¹⁰Solange keine detaillierte Betrachtung der Brauchwarmwasserbereitung stattfindet und sowohl moderate Vorlauftemperaturen für die Brauchwarmwasserbereitung zugrundegelegt werden, als auch ein Vielfaches an Heizwärmebedarf gegenüber dem Brauchwarmwasserbedarf des simulierten Gebäudes besteht, verursacht die Verwendung eines konstanten Mittelwerts für den COP nur einen geringen Fehler auf die integralen Kennzahlen aus den Jahressimulationen. Für die Simulationsergebnisse in dieser Arbeit, bei deren Berechnung Brauchwarmwasserbereitung berücksichtigt wurde, beträgt beispielsweise der Wärmebedarf für Brauchwarmwasser 14 % des Gesamtwärmebedarfs, wovon mehr als die Hälfte während der Übergangszeit und außerhalb der Heizperiode bei der vergleichsweise großen Kollektorfeldfläche bei der Brauchwarmwasserbereitstellungstemperatur von 45 °C direkt solar bereitgestellt werden kann. Die verbleibenden < 7 % wurden wie beschrieben mit einem konstanten Mittelwert bilanziert. Berechnungen ergaben, dass selbst eine Überschätzung des für die Brauchwarmwasserbereitstellung zugrundegelegbaren COP von beispielsweise 1,5 anstatt 1,0 einen Fehler auf die Gesamt-Wärmebilanz von unter 2,3 % verursachen würde.

¹¹Dies wäre technisch mit einem einzigen Gerät möglich, jedoch nur für Kühlung und gleichzeitige Brauchwarmwasserbereitung sinnvoll denkbar.

¹²Klimadaten aus (Meteonorm, 2014).

5.1.3 Verwendete Kenngrößen

In diesem Abschnitt werden die Kenngrößen für solar unterstützte Versorgungssysteme zum Heizen und / oder Kühlen vorgestellt, die in der vorliegenden Arbeit und den vorausgegangenen Veröffentlichungen zum Thema ausgewertet werden.

Es werden die *solaren Deckungsgrade* für Heizen und Kühlen (nach [Letz u. a. 2009](#); [Weiss 2003](#))

$$\begin{aligned}
 f_{\text{sav}}^{\text{Heizen}} &= \frac{(E_{\text{ref}} - E_{\text{nicht-solar}})}{E_{\text{ref}}} = 1 - \frac{E_{\text{nicht-solar}}}{E_{\text{ref}}} \\
 \Rightarrow f_{\text{sav}}^{\text{Heizen}} &= 1 - \frac{\left(\frac{Q_G}{\eta_{\text{Gas}}} + \frac{Q_{\text{Zus.WQ}}}{\eta_{\text{Zus.WQ}}} + \frac{Q_{\text{DHW}}}{\eta_{\text{Gas}}}\right)}{\left(\frac{Q_{\text{ref}}}{\eta_{\text{ref}}} + \frac{Q_{\text{DHW}}^{\text{ref}}}{\eta_{\text{ref}}}\right)} \quad (5.3)
 \end{aligned}$$

bzw.

$$f_{\text{sav}}^{\text{Kühlen}} = 1 - \frac{\left(\frac{W_{\text{el.}}^{\text{KKM, Backup}}}{\eta_{\text{el.}}}\right)}{\left(\frac{W_{\text{el.}}^{\text{ref, KKM}}}{\eta_{\text{el.}}}\right)} \quad (5.4)$$

berechnet (mit Primärenergieeffizienzen η_i , z. B. $\eta_{\text{Gas}} = 0,95$, bzw. $\eta_{\text{ref}} = 0,95$ und $\eta_{\text{el.}} = 0,35$ für Strom ([Weiss, 2003](#)) und dem Subskript *Zus.WQ* für eine Zusatzwärmequelle). Diese können mit denen eines Referenzsystems verglichen werden, das auf einem Solarkombisystem mit einem solar unterstützten Gas-Brennwertkessel basiert (vgl. auch ([Schreiner, 2013](#))).

Die solaren Deckungsgrade können auf den sog. FSC-Wert (*fractional solar consumption*) bezogen werden, der den maximal theoretisch erreichbaren solaren Deckungsgrad - ohne Speicherung von Solarwärme - angibt, wenn das gesamte Versorgungssystem verlustfrei betreibbar wäre. Der FSC-Wert ([Weiss, 2003](#))

$$\text{FSC} = \frac{Q_{\text{solar, nutzbar}}}{E_{\text{ref}}}, \quad (5.5)$$

wird gebildet mit dem Jahresverbrauch E_{ref} [kWh] eines fiktiven idealen Versorgungssystems

$$E_{\text{ref}} = \sum_1^{12} E_{\text{ref, monatlich}} \quad (5.6)$$

und der theoretisch nutzbaren solaren Wärmeenergie $Q_{\text{solar, nutzbar}}$

$$Q_{\text{solar, nutzbar}} = \sum_1^{12} \min \left[E_{\text{ref, monatlich}}, (A_{\text{Koll}} \cdot G) \right]. \quad (5.7)$$

Die theoretisch nutzbare solare Wärmeenergie $Q_{\text{solar, nutzbar}}$ wird für jeden Monat aus dem Minimum der monatlichen Einstrahlung auf die Kollektorfeldfläche ($A_{\text{Koll}} \cdot G$) [kWh] und dem Wärmebedarf des Gebäudes im selben Monat gebildet, da jeweils nur dieses genutzt werden kann. Der FSC setzt dieses Angebot und den Bedarf E_{ref} [kWh] ins Verhältnis und gibt damit den maximal erreichbaren solaren Deckungsgrad an. Der FSC ist unabhängig

5.2. POTENTIALABSCHÄTZUNGEN FÜR DAS SSE-KONZEPT MIT DEM TDG-MODELL

vom Systemkonzept / Verschaltungskonzept, zieht die monatlich bilanzierte Einstrahlung und Last in Betracht und berücksichtigt keine Speichereffekte zwischen den monatlichen Bilanzierungszeiträumen.

Es werden die erreichbaren Kollektornutzungsgrade

$$\eta_{\text{Koll.}} = \frac{Q_{\text{genutzt, Koll}}}{Q_{\text{Einstrahlung, Koll}}} \quad (5.8)$$

für das Referenzsystem und das SSE-Verschaltungskonzept verglichen, da durch die im Mittel niedrigere Speichertemperatur eine Erhöhung des Kollektornutzungsgrads im SSE-System zu erwarten ist.

Des weiteren wird der *erweiterte Solare Deckungsgrad* $f_{\text{sav,ext}}$ berechnet, der die im Betrieb erforderlichen elektrischen Arbeiten $W_{\text{el.}}$ (wie z. B. von Pumpen, Lüftern) mit einbezieht.

$$f_{\text{sav,ext}}^{\text{Heizen}} = 1 - \frac{\left(\frac{Q_{\text{G}}}{\eta_{\text{Gas}}} + \frac{Q_{\text{Zus.WQ}}}{\eta_{\text{Zus.WQ}}} + \frac{Q_{\text{DHW}}}{\eta_{\text{Gas}}} + \frac{W_{\text{el.}}}{\eta_{\text{el.}}} \right)}{\left(\frac{Q_{\text{ref}}}{\eta_{\text{ref}}} + \frac{Q_{\text{DHW}}^{\text{ref}}}{\eta_{\text{ref}}} + \frac{W_{\text{el.}}^{\text{ref}}}{\eta_{\text{el.}}} \right)} \quad (5.9)$$

$$f_{\text{sav,ext}}^{\text{Kühlen}} = 1 - \frac{\left(\frac{W_{\text{el.}}^{\text{KKM, Backup}}}{\eta_{\text{el.}}^{\text{KKM}}} + \frac{W_{\text{el.}}^{\text{Kühlen}}}{\eta_{\text{el.}}} \right)}{\left(\frac{W_{\text{el.}}^{\text{ref, KKM}}}{\eta_{\text{el.}}^{\text{KKM}}} + \frac{W_{\text{el.}}^{\text{Kühlen}}}{\eta_{\text{el.}}} \right)} \quad (5.10)$$

Wird der elektrische Ertrag von PVT-Kollektoren in dieser Arbeit im erweiterten solaren Deckungsgrad $f_{\text{sav,ext}}$ berücksichtigt, wird dieser im Zähler mit der Primärenergieeffizienz für Strom abgezogen.

Weitere Bewertungsgrößen, die in der vorliegenden Arbeit nicht ausgewertet wurden, sind z. B. in (Weiss, 2003; Schreiner, 2013; Eppler, 2013) zu finden.

5.2 Potentialabschätzungen für das SSE-Konzept mit dem TDG-Modell

Grundsätzlich handelt es sich beim SSE-Konzept um ein spezielles Verschaltungskonzept, für das eine reine Behandlung nach VDI 4650 womöglich nicht ausreichend ist, da sowohl die hohe Kollektorfeldfläche, als auch das vergleichsweise große Volumen des Solarspeichers und die hohen auftretenden Verdampfertemperaturen darin nicht ausreichend berücksichtigt würden. Das Konzept wurde daher in dynamischen Systemsimulationen mit TRNSYS unter Anwendung der entwickelten generischen Wärmepumpenmodelle evaluiert. Es wurden Potentialstudien vorgenommen und Parameterstudien durchgeführt.

5.2. POTENTIALABSCHÄTZUNGEN FÜR DAS SSE-KONZEPT MIT DEM TDG-MODELL

In diesem Abschnitt wird ein Überblick über die theoretisch erreichbaren Kennzahlen mit dem SSE-Konzept / TDG-Modell in der Kombination mit einem zugrundegelegten Wohngebäude (Kenndaten in Tabelle 5.2) gezeigt. Potentialstudien dazu wurden in (Glück u. Schmidt, 2012) und (Glück u. a., 2013) veröffentlicht¹³. Es wird eine Abschätzung vorgenommen, inwiefern eine Wärmerückgewinnung aus der Gebäude-Abluft zur Anhebung der Verdampfervorlauftemperatur genutzt werden kann.

Gebäude wie in Tabelle 5.2	
Generator-Vorlauftemperatur (Heizfall)	120 °C
Generator-Vorlauftemperatur (Kühlfall)	variabel / Speichertemperatur (max.)
Carnot-Gütegrade Heizen / Kühlen q	0,5
maximal-COP TDG-Modell	2,2
Kollektorfeldfläche	25 m ²
spez. Speichervolumen	0,1 $\frac{\text{m}^3}{\text{m}^2}$
Solarspeichervolumen	2,5 m ³
Kaltwasserspeicher	1,5 m ³
Brauchwarmwasserspeicher	0,5 m ³
Nennleistung Sorptionswärmepumpe (Heizen)	14 kW
Nennleistung Sorptionswärmepumpe (Kühlen)	4,8 kW
UA -Werte der Wärmeübertrager der Sorptionswärmepumpe(n)	4 kW/K
Massenstrom Generator	2380 kg/h
Massenstrom Verdampfer	1400 kg/h
Massenstrom Sorber, Kondensator	je 1190 kg/h
COP für Brauchwarmwasserbereitung	1,45
Brauchwarmwassertemperatur	45 °C

Tabelle 5.3: Grundannahmen zur Systemdimensionierung für die Jahres-/Systemsimulationen des SSE-Konzepts mit dem TDG-Modell. Die Größen bezüglich des Solarsystems, des Gebäudes und Nennleistung der Wärmepumpe gelten auch für die weiter unten gezeigten Simulationsergebnisse mit dem WK-Modell

Hinweise zur Kühlung: Wie bereits erwähnt würde ein Kälte-Backupsystem für Wohngebäude in einem Klima wie in Deutschland nur in Sonderfällen vorgehalten, zumindest wenn die Kältebereitstellung wie hier vorgeschlagen einen aus der Reversibilität der Sorptionswärmepumpe hervorgehenden Zusatznutzen darstellt. In der Systemmodellierung ist dennoch eine Kompressionskältemaschine als Backup vorgesehen, um in einer Simulation mit einer Lastzeitreihe Bilanzfehler bei Nicht-Deckung von Kältelasten durch das Sorptionswärmepumpenmodell auszuschließen. Wie in Abbildung 5.2 ersichtlich, erfolgt durch das elektrische Kälte-Backup nötigenfalls eine Nachkühlung nach dem Kaltwasserspeicher, d. h. das Kälte-Backup arbeitet bei kleinen erforderlichen Temperaturdifferenzen und vergleichsweise hohen Temperatursollwerten. Es erreicht daher in den Simulationen für die geringen bereitgestellten Wärmen einen mittleren EER von 4,5, wobei zur Modellierung diesel-

¹³In (Glück u. Schmidt, 2012) wurde die Kopplung des im Abschnitt 5.1.1 gezeigten Verschaltungskonzepts mit dem TDG-Modell zum Heizen für 3 unterschiedlich große Gebäude untersucht. In (Glück u. a., 2013) wurden drei Sarnierungsvarianten desselben Gebäudes mit Heizung und Kühlung untersucht.

ben Kenndaten zugrundegelegt wurden wie in EvaSolK (Wiemken u. a., 2013b, S. 149) angegeben.

Zur Ermittlung der Kühllast wird ein variabler Raumlufttemperatur-Sollwert zugrundegelegt, der linear von der Außentemperatur des Gebäudes abhängt. Der Sollwert variiert außentemperaturabhängig zwischen 25 und 28 °C (in Anlehnung an (DIN EN 15251, 2012)), die Vorlauftemperatur des Kühlsystems wurde mit 15 °C angenommen, was sich ohne detailliertere Modellierung des Kälteübergabesystems als Kompromiss darstellt (DIN EN 1264:2011, 2011). Bei Flächenübergabesystemen könnten die Vorlauftemperaturen zum Kühlen abhängig von der Kühllast sowohl niedriger, als auch etwas höher sein (z. B. 13-20 °C nach Olesen, 2008), wobei bei den niedrigen Vorlauftemperaturen die Vermeidung einer Taupunktunterschreitung beachtet werden müsste (Olesen, 2008). Sollen wie beim Heizen evtl. bestehende Konvektorheizkörper zusätzlich zum Kühlen verwendet werden, müssten die Vorlauftemperaturen je nach Kühllast tendenziell niedriger sein. Bei Kühlung von Wohnräumen sind besondere Randbedingungen zur Vermeidung von thermischem Diskomfort zu beachten (Nevins u. Feyerherm, 1967), (ASHRAE Handbook, 2001, Kapitel 8). Für die hier gezeigten Arbeiten wurde eine konstante Vorlauftemperatur von 15 °C als Kompromiss gewählt, um die Leistungsfähigkeit zum Kühlen zunächst nach ausschließlich technischen Gesichtspunkten bewerten zu können.

Die Nennmassenströme aller Pumpen in den hydraulischen Kreisen ergeben sich aus Auslegungsrichtlinien in (Eicker, 2001) und wurden mit Hilfe eines Optimierers (GenOpt, Partikel-Schwarm-Algorithmus) unter dem Gesichtspunkt der Maximierung von f_{sav} und $f_{sav,ext}$ angepasst. Sie werden anhand der Sorptionswärmepumpenleistung linear skaliert, wenn eine andere Lastzeitreihe verwendet und die Wärmepumpenleistung im selben Zug angepasst werden muss. Die elektrischen Leistungsaufnahmen der Pumpen werden aus dem zeitrichtig bilanzierten Massenstrom und in (Eicker, 2001) angegebenen hydraulischen Wirkungsgraden und hydraulischer Druckabfälle der Fluidkreise¹⁴ abgeschätzt mit

$$P_{el.}^{Pumpe} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_{ges.}}, \quad (5.11)$$

Der Gesamt-Pumpenwirkungsgrad $\eta_{ges.}$ setzt sich dabei aus dem Motorwirkungsgrad η_{Motor} und dem hydraulischen Wirkungsgrad $\eta_{hydr.}$ zusammen. Mit

$$\eta_{ges.} = \eta_{Motor} \cdot \eta_{hydr.}, \quad (5.12)$$

wobei $\eta_{ges.} = 0,35$ pauschal für alle verwendeten Pumpen angenommen wird.

Neben den Massenströmen wurden die wichtigsten Regelparameter (z. B. Abhängigkeit des Kollektormassenstroms von der Bestrahlungsstärke des Kollektors, Regler-Totbänder) durch Optimierungen eingestellt.

Für den Rückkühler der Sorptionswärmepumpe bei der Kühlanwendung werden pauschal 10 W pro Kilowatt Kühlleistung zusätzlich zum Strombedarf der Pumpen des Kreises veranschlagt.

¹⁴Die abgeschätzten Druckabfälle der Fluidkreise reichen von 3,6 mWs für den Generatorkreislauf der Wärmepumpe zum Heizen bis 10,2 mWs für den Kollektorkreis. Druckverluste der Wärmeübertrager der Sorptionswärmepumpe infolge Reibung abgeschätzt auf Basis des Datenblatts der Sortech ACS 08 (Sortech AG, 2010).

5.2.1 Kennzahlen des SSE-Konzepts mit dem TDG-Modell

Abbildung 5.4 zeigt die mit der Systemkonfiguration in Tabelle 5.3 ermittelten solaren Deckungsgrade f_{sav} mit Solarkollektordaten nach Tabelle 5.1.

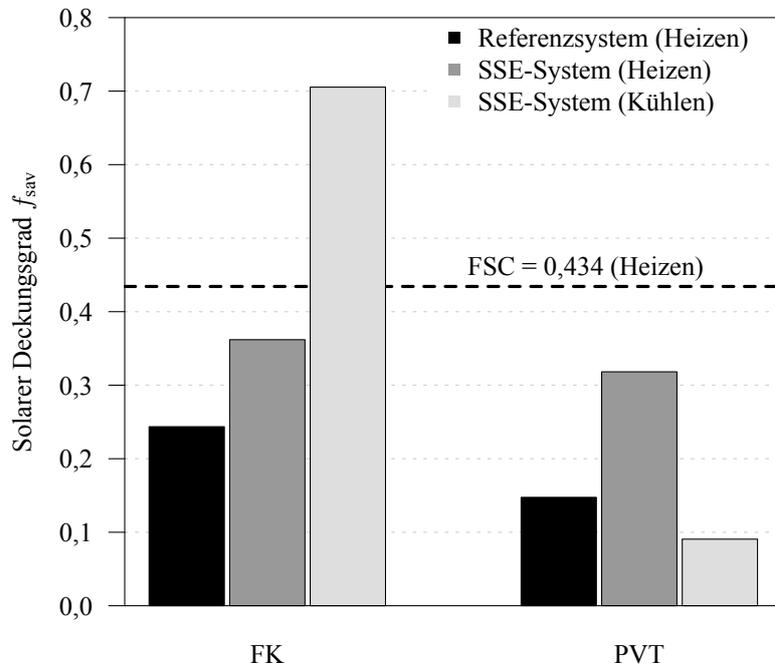


Abbildung 5.4: Solare Deckungsgrade f_{sav} für Heizen und Kühlen, mit q_H bzw. $q_K = 0,5$

	FK	PVT
Referenzsystem (Heizen)	24,4 %	14,7 %
SSE-Konzept (Heizen)	36,2 %	31,8 %
SSE-Konzept (Kühlen)	70,5 %	9,1 %

Tabelle 5.4: Solare Deckungsgrade f_{sav} , vgl. Abbildung 5.4

Man sieht, dass das Versorgungssystem nach dem SSE-Konzept relativ hohe solare Deckungsgrade f_{sav} erreicht und insgesamt eine ca. 1/3 höhere solare Deckung als mit dem Referenzsystem bei gleich groß ausgelegten Kollektorfeldern und Speichergrößen erreicht wird. Die Kennzahlen zeigen eine quantitative Übereinstimmung mit zu erwartenden Kennzahlen, z. B. aus (Drück u. a., 2006) für die in (Glück u. Schmidt, 2012) untersuchten teilsanierten Gebäude.

Eine geeignete Beurteilungsgrundlage für den erreichten solaren Deckungsgrad ist der anteilig erreichte FSC, d. h. wie nahe das untersuchte Versorgungssystem für das betrachtete Gebäude dem

5.2. POTENTIALABSCHÄTZUNGEN FÜR DAS SSE-KONZEPT MIT DEM TDG-MODELL

theoretisch erreichbaren Maximum kommt. Hier erreicht das SSE-Konzept in der vorliegenden Konfiguration 83,4 % des FSC, das Referenzsystem hingegen 56,3 %.

Abbildung 5.5 zeigt die erweiterten solaren Deckungsgrade $f_{\text{sav,ext}}$. In den Fällen mit PVT-Kollektor wurde der Stromertrag im Zähler von Gleichung 5.9 und Gleichung 5.10, gewichtet mit der Primärenergieeffizienz für Strom, abgezogen. Der Stromertrag wurde während der Heizperiode der Heizung zugeschlagen und der Stromertrag außerhalb der Heizperiode der Kühlung.

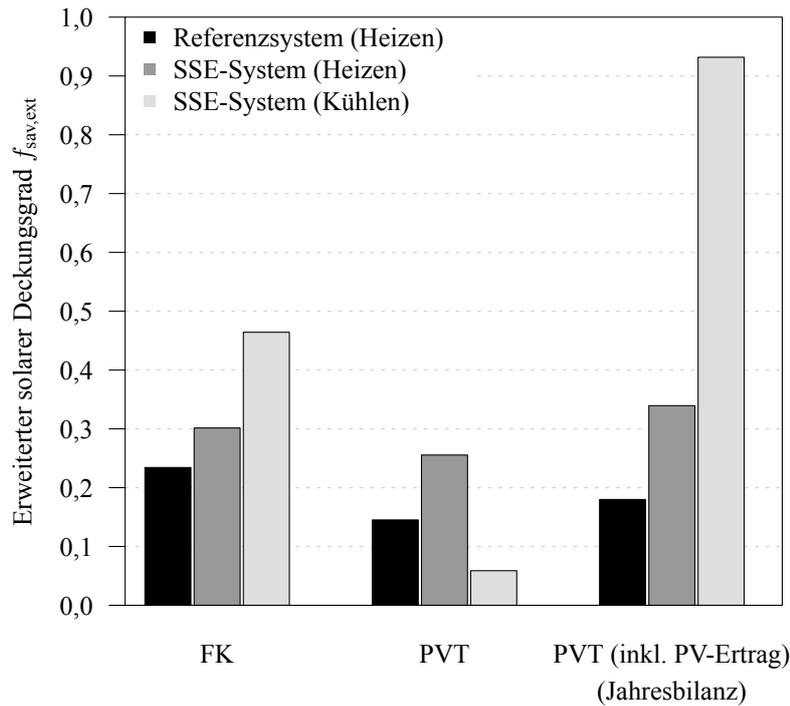


Abbildung 5.5: Erweiterte solare Deckungsgrade $f_{\text{sav,ext}}$ für Heizen und Kühlen

	FK	Differenz	PVT	Differenz	PVT inkl.	Differenz
Referenzsystem (Heizen)	23,4 %	-1,0 %	14,5 %	-0,2 %	18,0 %	+3,3 %
SSE-Konzept (Heizen)	30,2 %	-6,0 %	25,6 %	-6,2 %	33,9 %	+2,1 %
SSE-Konzept (Kühlen)	46,4 %	-24,1 %	5,9 %	-3,2 %	93,2 %	+84,1 %

Tabelle 5.5: Erweiterte Solare Deckungsgrade $f_{\text{sav,ext}}$ für Heizen und Kühlen, mit Differenzen zum solaren Deckungsgrad f_{sav} (vgl. Abbildung 5.5)

Durch die Berücksichtigung der elektrischen Verbräuche der Pumpen in den hydraulischen Kreisen und der Rückkühlung wird der erweiterte solare Deckungsgrad $f_{\text{sav,ext}}$ im Vergleich zu f_{sav} beim SSE-Konzept reduziert, besonders bei Verwendung der thermisch weniger effizienten PVT-Kollektoren. Berücksichtigt man den Stromertrag der PVT-Kollektoren und bilanziert

diesen mit (bilanzielle Berücksichtigung über Verlauf eines Jahres, keine Abbildung von Speicherung), wird diese Verringerung jedoch in beiden Systemkonzepten überkompensiert. Als Kriterium für die Bilanzierung des anfallenden Stromertrags zum Heiz- oder Kühlfall wurde hier das Vorhandensein von Heiz- oder Kühllast im entsprechenden Zeitraum gewählt, mit einem Übergang von der Heiz- zur Kühlperiode pro Jahr und umgekehrt.

5.2.2 Kollektornutzungsgrade für Flach- und PVT-Kollektoren

Eine in den Vergleichssimulationen zwischen Referenz- und SSE-System (Glück u. Schmidt, 2012) festgestellte Erhöhung des Kollektornutzungsgrads beim SSE-System zeigt sich in der Betriebsstatistik der Solarkollektoren wie in Abbildung 5.6 gezeigt (Glück u. Schmidt, 2012).

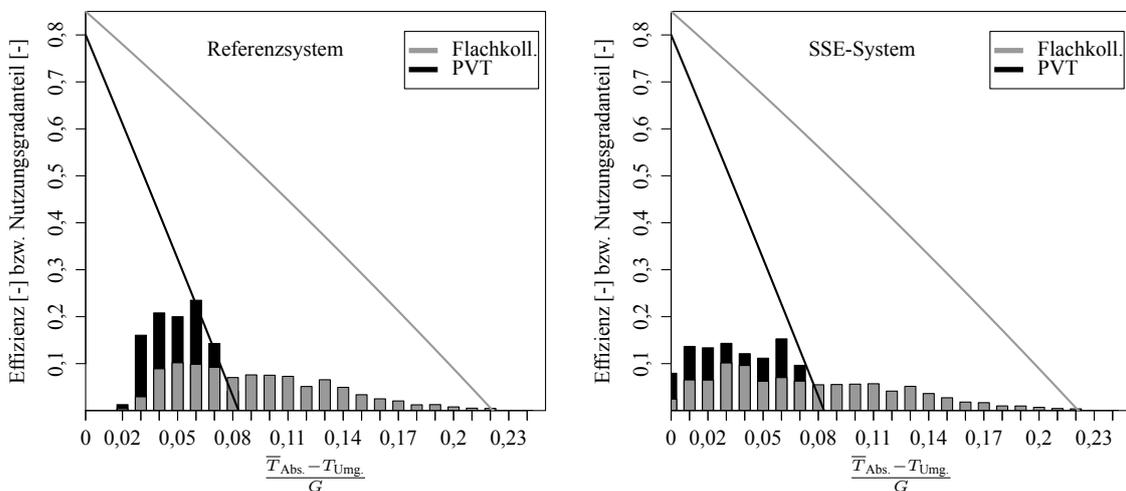


Abbildung 5.6: Kennlinien und Betriebshistogramme (Häufigkeit) für FK- und PVT-Kollektoren im Referenz- und SSE-System (rechts), PVT: thermische Kennlinie. Die Balken geben den Zeitanteil des Betriebs bei der jeweiligen reduzierten Temperaturdifferenz am Gesamtbetrieb in einer Jahressimulation an.

Der Betrieb des Solarspeichers bei niedrigeren mittleren Temperaturen führt dazu, dass die Solarkollektoren im Mittel bei niedrigeren Eingangstemperaturen betrieben werden, so dass sich der Jahres-Kollektornutzungsgrad (siehe Abbildung 5.7) entsprechend erhöht¹⁵.

¹⁵Als Analogon aus dem Bereich elektrischer Wärmepumpen sei an dieser Stelle auf die Arbeiten zur Kopplung von PVT-Kollektoren mit einem effizienten Wärmebereitstellungssystem mit elektrischer Wärmepumpe und Eisspeicher verwiesen (Glück u. a., 2014).

5.2. POTENTIALABSCHÄTZUNGEN FÜR DAS SSE-KONZEPT MIT DEM TDG-MODELL

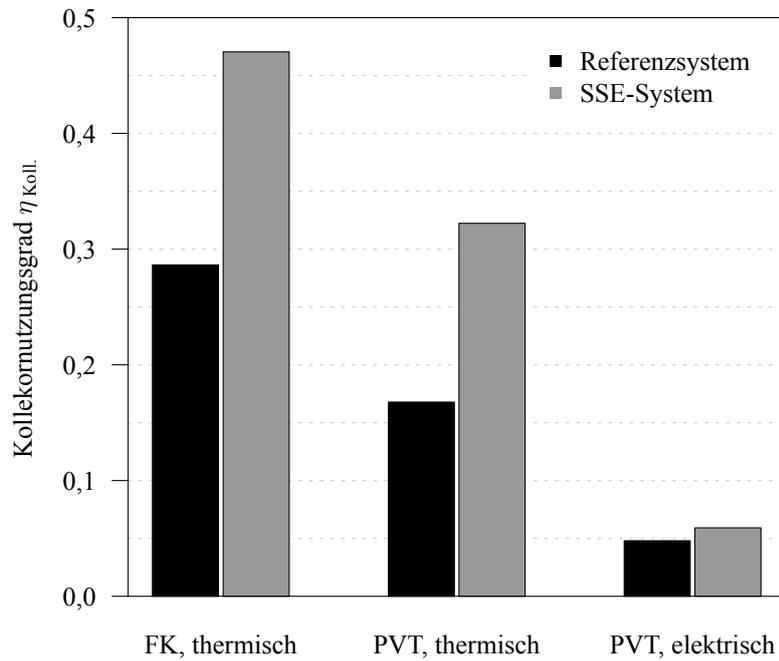


Abbildung 5.7: Kollektornutzungsgrade für Referenz- und SSE-System

Tabelle 5.6 zeigt die Kollektornutzungsgrade mit dem SSE-Konzept und dem Referenzsystem. Wie erwartet erhöht sich der Kollektornutzungsgrad beim SSE-Konzept deutlich durch die verringerten Speichertemperaturen. Der Effekt ist für den Stromertrag ebenfalls relevant, auch wenn hier der Mehrertrag als Absolutwert weniger ins Gewicht fällt als beim Wärmeertrag.

	FK	PVT, thermisch	PVT, elektr.
Referenzsystem	28,6 %	16,8 %	4,8 %
SSE-Konzept	47,0 %	32,2 %	5,9 %

Tabelle 5.6: Kollektornutzungsgrade für Referenz- und SSE-System

6 Parameterstudien mit TDG- und WK-Modell

Während im vorangegangenen Abschnitt der Fokus auf theoretisch erreichbaren Kennzahlen mit dem SSE-Verschaltungskonzept selbst lag, wird hier nun in Parameterstudien und Sensitivitätsanalysen der Schwerpunkt auf den Vergleich der Ergebnisse und sich ergebenden Aussagen bei Verwendung des TDG-Modells und des WK-Modells, aber auch auf den Vergleich der beiden Modelle selbst, verlagert. Zunächst wird in einer Potentialstudie gezeigt, inwiefern der Wärmebedarf der generischen Zusatzwärmequelle durch eine Wärmerückgewinnung aus der Abluft des Gebäudes gedeckt werden könnte.

Anschließend wird in Parameterstudien der Einfluss unterschiedlicher Gütegrade beim TDG-Modell oder unterschiedlicher Wärmerückgewinnungsgrade beim WK-Modell auf die erreichbaren Jahresarbeitszahlen mit dem SSE-Konzept gezeigt.

Abschließend wird untersucht, inwieweit beide Modelle im Entwicklungsprozess einer Sorptionswärmepumpe für eine bestimmte Anwendung zum Einsatz kommen könnten. So wäre beispielsweise denkbar, eine Vorstudie mit so wenig Einschränkungen wie möglich mit dem TDG-Modell durchzuführen und dann im Verlauf des Entwicklungsprozesses mit einer Adsorptionswärmepumpe Betriebsstatistiken, wie die Analyse der Häufigkeit auftretender Temperaturkombinationen oder die Auswahl eines geeigneten Arbeitspaars mit dem WK-Modell, durchzuführen. Zu diesem Zweck werden Betriebsstatistiken für das SSE-Konzept mit TDG- und WK-Modell gegenübergestellt.

Die mögliche Kältebereitstellung, die im Wohngebäude ohnehin einen optionalen Zusatznutzen darstellen soll, wird unter Verwendung des TDG-Modells mitsimuliert, bleibt für die Studien in diesem Kapitel jedoch unberücksichtigt. Der Fokus liegt im vorliegenden Kapitel auf der Sensitivitätsanalyse der Kennzahlen der Wärmebereitstellung zum Heizen und zur Brauchwarmwasserbereitung bei verschiedenen Wärmerückgewinnungsgraden und auf der Analyse der Verteilung der Betriebszustände bei TDG- und WK-Modell in Rechnungen mit dem SSE-Konzept. Insgesamt werden für die Studien die Bedingungen wie weiter oben (Tabelle 5.3) angegeben zugrundegelegt.

6.1 Wärmerückgewinnung aus der Gebäude-Abluft

In den durchgeführten Jahressimulationen des SSE-Verschaltungskonzepts kommt es vor, dass vom Speicher nur niedrige Temperaturen bereitgestellt werden können, wenn nicht genügend Einstrahlung vorliegt. Da die Simulationen sich bisher auf reine Wasser-Systeme (als Wärmeträgerfluid) beschränken, dürfen die Temperaturen in den Fluidkreisen niemals unter den Gefrierpunkt fallen - eine Einschränkung, die den Verdampferkreis betreffen kann, wenn die Wärmepumpe dauerhaft Wärme entzieht, ohne dass das Solarkollektorfeld den Speicher wieder aufwärmen kann. Deshalb wurde unter Berücksichtigung einer Reserve als unterer Temperaturgrenzwert für die Fluidkreise 5 °C gewählt.

Im Heizbetrieb kann (insb. bei Wärmepumpen mit hohen COPs und korrespondierend vergleichsweise höherem Wärmebezug aus dem Speicher) die Temperatur im Verdampferkreis oder im unteren Bereich des Solarspeichers im Winter regelmäßig auf diesen niedrigen Wert fallen und die Temperatur kann sogar durch weitere Wärmeaufnahme am Verdampfer die Frostgrenze erreichen. Unmittelbar vor dem Eintritt des Verdampferfluidkreises in den Verdampfer des Sorptionswärmepumpenmodells wurde deshalb eine generische Zusatzwärmequelle zur Bilanzierung vorgesehen, um im Bedarfsfall eine entsprechende Temperaturanhebung vorzunehmen¹. Der Wärmebedarf dieser Zusatzwärmequelle wird in den oben gezeigten Simulationen (zum Treffen einer konservativen Annahme) bilanziert wie bei Bereitstellung durch einen Gas-Brennwertkessel. In einer Umsetzung des SSE-Konzepts würde der Wärmebedarf jedoch idealerweise durch eine weitere erneuerbare Wärmequelle versorgt - z. B. durch Nutzung lokal vorhandener geeigneter Quellen. Diese könnten auch oberhalb der in den Simulationen festgelegten Temperatur-Untergrenze von 5 °C Zusatzwärme bereitstellen.

Geringer Aufwand würde als Zusatzwärmequelle eine Abluftwärmerückgewinnung des Gebäudes zur Versorgung des Verdampferkreises mit zusätzlicher Niedertemperaturwärme verursachen. Diese Option zur Anhebung der Verdampfervorlauftemperatur wird in dieser Arbeit vorgeschlagen, da dazu ausschließlich eine zentrale Abluftanlage benötigt würde, die nicht nur das Einfrieren des Verdampfers zuverlässig verhindern könnte, sondern auch durch die kontinuierliche Bereitstellung des Wärmestroms aus der Abluft schon bei Temperaturen weit oberhalb der Frostgrenze eine ständige Erhöhung des Verdampfervorlaufs ermöglichen würde. Für dieses Verfahren wird im vorliegenden Abschnitt eine Abschätzung gegeben.

In einer Potentialstudie wurde ermittelt, inwiefern sich durch eine Wärmerückgewinnung aus der Abluft des Gebäudes die Verdampfer Temperatur anheben ließe, um ein Einfrieren des Verdampfers auszuschließen. Gleichzeitig wurde untersucht, zu welchem Anteil für das betrachtete Gebäude der Wärmebedarf zur Frostvermeidung durch eine Wärmerückgewinnung aus der Gebäudeabluft gedeckt werden könnte.

Für die Studien wurde noch kein Verfahren in die dynamische Simulation integriert, sondern es wurden bisher ohne Festlegung auf ein konkretes Rückgewinnungsverfahren die Wärmen wie folgt bilanziert.

Die aus der Gebäudeabluft rückgewinnbare Wärmeleistung kann abgeschätzt werden mit

$$\dot{Q}_{\text{WRG}}^{\text{Abluft}} = c_p^{\text{Luft}} \cdot \rho^{\text{Luft}} \cdot \dot{V} \cdot \Delta T, \quad (6.1)$$

wobei für c_p^{Luft} in einer konservativen Abschätzung die spezifische Wärmekapazität von trockener Luft verwendet werden kann. Bei ΔT handelt es sich um die Temperaturdifferenz, um die die Abluft beim Wärmerückgewinnungsverfahren abgekühlt wird. Eine endliche Wärmerückgewinnungseffizienz (Betriebscharakteristik Φ) des Rückgewinnungsverfahrens muss zusätzlich berücksichtigt werden. Für die vorliegende Studie wurde $\Phi = 0,7$ zugrundegelegt (Recknagel u. a., 2007, Schaubilder Kap. 4.4).

Ohne Zugrundelegung eines Wärmerückgewinnungsverfahrens ist weiterhin eine Annahme für

¹Zur Betriebsfrequenz der generischen Zusatzwärmequelle mit TDG- und WK-Modell siehe auch Abschnitt 6.4.

ΔT zu treffen. Da die Grenztemperatur zur Aktivierung der generischen Zusatzwärmequelle in der Simulation mit $\geq 5 \text{ }^\circ\text{C}$ gewählt wurde, wurde für einen Mittelwert der Ablufttemperatur von $20 \text{ }^\circ\text{C}$ (tags $21 \text{ }^\circ\text{C}$, nachts $19 \text{ }^\circ\text{C}$) für die Abschätzung des Wärmerückgewinn-Potentials $\Delta T = 15 \text{ K}$ gewählt. Es handelt sich dabei um eine konservative Abschätzung, da für die untenstehenden Ergebnisse noch nicht berücksichtigt wurde, dass auch oberhalb von $5 \text{ }^\circ\text{C}$ Verdampferkreistemperatur bereits Wärmerückgewinnung aus der Abluft erfolgen kann. Die rückgewinnbaren Leistungen ohne Berücksichtigung einer Wärmerückgewinnungseffizienz betragen nach Gleichung 6.1 z. B. kontinuierlich $3,67 \text{ kW}$ bei einer Luftwechselrate von $n = 0,6 \text{ h}^{-1}$ und $2,75 \text{ kW}$ bei $n = 0,45 \text{ h}^{-1}$ für das gewählte Raumvolumen des angenommenen Gebäudes.

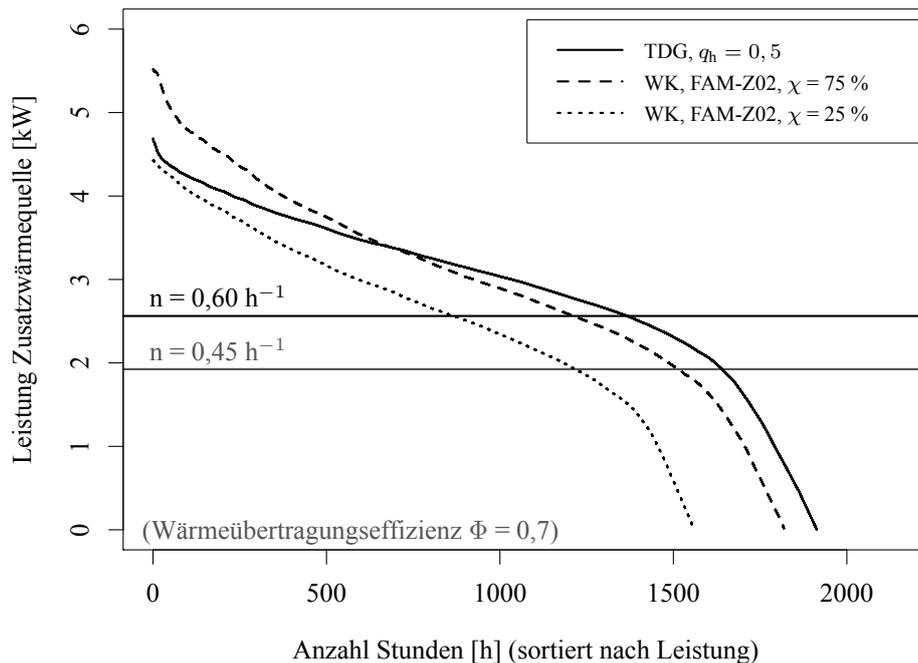


Abbildung 6.1: Jahres-Dauerlinien der Leistung der generischen Zusatzwärmequelle im Verdampferkreis. Die waagrechten Linien zeigen die kontinuierlich rückgewinnbare Wärmeleistung aus der Gebäudeabluft, wenn erst ab $\leq 5 \text{ }^\circ\text{C}$ Wärme zurückgewonnen wird, mit einer Rückgewinnungseffizienz von $\Phi = 0,7$. Dauerlinien für Luftwechselrate $n = 0,6 \text{ h}^{-1}$, waagrechte Linie für $n = 0,45 \text{ h}^{-1}$ entspricht teilweiser Abluftwärmenutzung (75 %) beim selben Gesamtluftwechsel.

Abbildung 6.1 zeigt 3 Jahres-Dauerlinien für die Leistung der generischen Zusatzwärmequelle aus Jahressimulationen mit dem TDG-Modell und dem WK-Modell. Es wurde für die Rechnungen im vorliegenden Abschnitt ein kontinuierlicher Luftwechsel von $n = 0,6 \text{ h}^{-1}$ angenommen. Die Parametrierung wurde dabei wie in Tabelle 6.3 für die Systemkomponenten und Tabellen 5.3 für das TDG-Modell bzw. die Maschinenparameter aus 4.3 für das WK-Modell vorgenommen.

Es handelt sich bei den Dauerlinien um die Leistungen der generischen Zusatzwärmequelle, die in den Jahressimulationen erforderlich sind, um ohne Wärmerückgewinnung am Vorlauf des Ver-

6.1. WÄRMERÜCKGEWINNUNG AUS DER GEBÄUDE-ABLUF

dampfers jederzeit eine Temperatur von $\geq 5 \text{ °C}$ sicherzustellen. Sie wurden absteigend nach der Höhe der Leistung sortiert.

Die waagrechten Linien zeigen die kontinuierlich rückgewinnbare Leistung aus der Abluft unter Berücksichtigung einer Betriebscharakteristik Φ des dazu nötigen Wärmeübertragers von 0,7. Die Luftwechselrate wurde mit $n = 0,6 \text{ h}^{-1}$ angenommen. Ausgehend vom hygienischen Mindestluftwechsel von $0,41 \text{ h}^{-1}$ gemäß (DIN 1946-6, 2009) für das untersuchte Gebäude handelt es sich hierbei um einen hohen Wert für ein Wohngebäude. In Abbildung 6.1 ist zusätzlich die Linie für $0,45 \text{ h}^{-1}$ gezeigt. Trotz der Möglichkeit, bereits oberhalb von 5 °C ein Wärmerückgewinnungsverfahren zu betreiben, ist nur Wärmerückgewinnung ab 5 °C berücksichtigt.

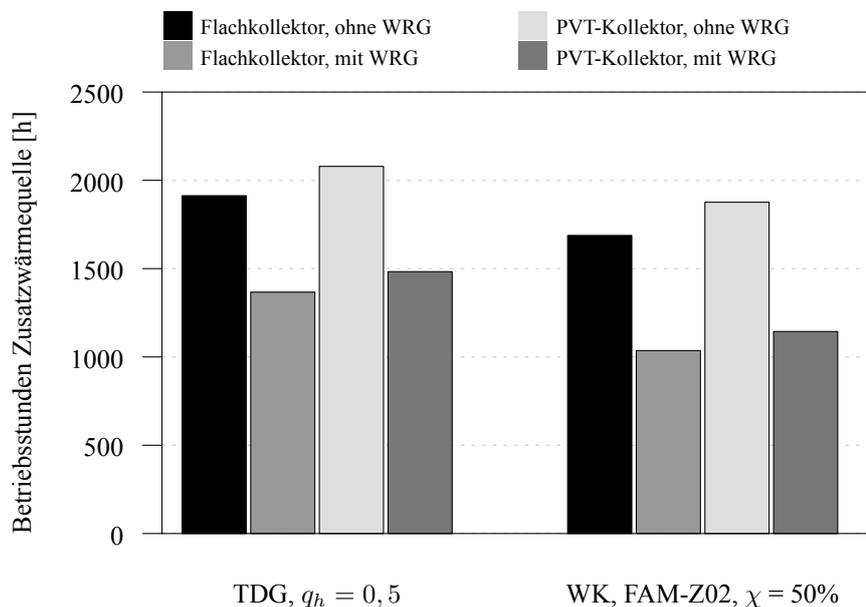


Abbildung 6.2: Verbleibende Betriebsstunden der Zusatzwärmequelle bei Wärmerückgewinnung aus der Gebäudeabluf ab 5 °C Verdampfervorlauftemperatur

	TDG-Modell, $q_H = 0,5$	WK-Modell, FAM-Z02, $\chi = 0,5$
	Betriebsstunden [h]	Betriebsstunden [h]
Flachkollektor ohne WRG	1913	1688
Flachkollektor mit WRG	1367	1036
PVT-Kollektor, ohne WRG	2079	1876
PVT-Kollektor, mit WRG	1483	1144

Tabelle 6.1: Verbleibende Betriebsstunden der generischen Zusatzwärmequelle bei Wärmerückgewinnung aus Gebäudeabluf ab 5 °C Verdampfervorlauftemperatur, mit TDG- und WK-Modell, vgl. Abbildung 6.2

In Abbildung 6.2 und Tabelle 6.1 sind die verbleibenden Betriebsstunden der Zusatzwärmequelle dargestellt, die in einer dynamischen Simulation mit Vergleich der Leistungen in jedem Zeitschritt erhalten wurden. Die mögliche Reduktion von Stunden mit Betrieb der Zusatzwärmequelle in der gezeigten Abschätzung beträgt etwa 29 % beim TDG-Modell und etwa 39 % beim WK-Modell. Die rückgewinnbaren Wärmen für den Fall dass die Wärmerückgewinnung erst ab 5 °C betrieben wird, sind in Abbildung 6.3 und Tabelle 6.2 zusammengestellt.

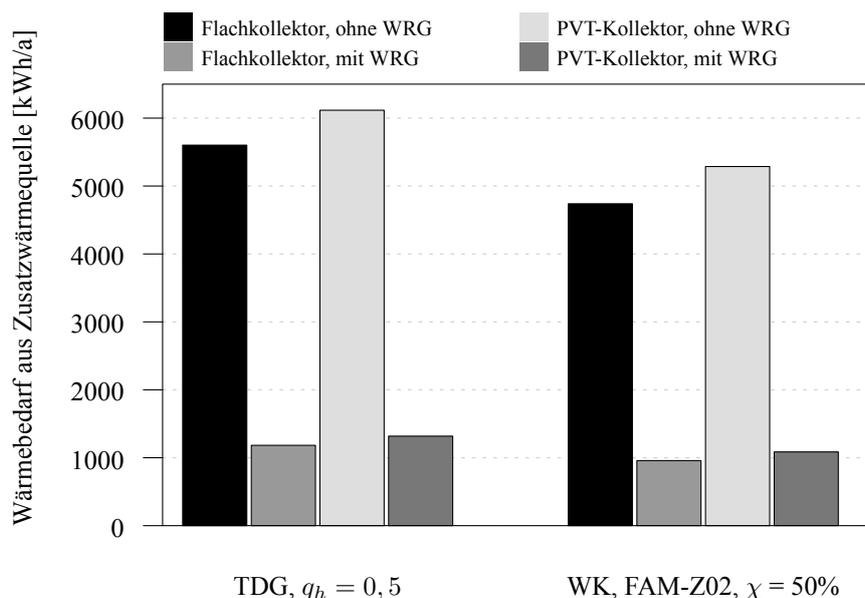


Abbildung 6.3: Verbleibende Wärmen bei Wärmerückgewinnung aus der Gebäudeabluft ab 5 °C Verdampfvorlaufstemperatur, die von der generischen Zusatzwärmequelle gedeckt würden, mit TDG- bzw. WK-Modell

	TDG-Modell, $q_H = 0,5$ Wärme [kWh]	WK-Modell, FAM-Z02, $\chi = 0,5$ Wärme [kWh]
Flachkollektor ohne WRG	5602	4739
Flachkollektor mit WRG	1183	958
PVT-Kollektor, ohne WRG	6116	5287
PVT-Kollektor, mit WRG	1318	1086

Tabelle 6.2: Verbleibende Wärmen bei Wärmerückgewinnung aus Gebäudeabluft ab 5 °C Verdampfvorlaufstemperatur, die von der generischen Zusatzwärmequelle gedeckt würden, mit TDG- bzw. WK-Modell, vgl. Abbildung 6.3

Die noch erforderliche Wärme reduziert sich um etwa 80 % bei Rechnung mit beiden Modellen unter Bilanzierung der Wärmen.

6.2. VERGLEICH VON JAHRESARBEITSZAHLEN UND SOLAREN DECKUNGSGRADEN

Diese Ergebnisse legen als untere Abschätzungen nahe, dass möglicherweise eine gänzliche oder zumindest noch weitergehende Deckung der Zusatzwärme aus rückgewonnener Wärme aus der Gebäudeabluft möglich sein könnte. Prinzipiell kann diese - unter Berücksichtigung eines effizienten Einsatzes des dazu erforderlichen elektrischen Aufwands - bereits bei höheren Temperaturen genutzt werden, so dass sie weiterhin als Möglichkeit zur Anhebung der Verdampfervorlauftemperatur während der Heizperiode angesehen werden kann. Diese kann ein Ansteigen der erreichbaren Jahresarbeitszahl zur Folge haben, bzw. eine kleinere Dimensionierung des Kollektorfelds und Solarspeichers ermöglichen.

Die Zusammensetzung der Wärmen zur Deckung des Bedarfs des Gebäudes kann Abschnitt 6.4 entnommen werden. Die Konfiguration aus Abschnitt 5.2.1 erreicht bei Senkung der Wärme, die die generische Zusatzwärmequelle für den Verdampferkreis bereitstellen muss, um 80 % solare Deckungsgrade f_{sav} von 45 % bzw. 42 % (Flachkollektor / PVT, vgl. Abbildung 5.4 bzw. Tabelle 5.4).

6.2 Vergleich von Jahresarbeitszahlen und solaren Deckungsgraden

In diesem Abschnitt wird in Parameterstudien der Einfluss unterschiedlicher Gütegrade beim TDG-Modell oder unterschiedlicher Wärmerückgewinnungsgrade beim WK-Modell auf die erreichbaren Jahresarbeitszahlen mit dem SSE-Konzept gezeigt. Es werden zunächst Parameterstudien mit dem TDG-Modell dargestellt, aufgrund derer die erreichbaren Kennzahlen eingegrenzt werden können. Anschließend wird unter Verwendung des WK-Modells analysiert, wie Materialauswahl und Wärmerückgewinnungsgrad die Kennzahlen eingrenzen und eine Vorevaluation, z. B. der in Frage kommenden Arbeitspaare, ermöglichen können.

Abbildungen 6.4 und 6.5 zeigen theoretisch erreichbare Jahresarbeitszahlen mit dem TDG-Modell bei unterschiedlichen Carnot-Gütegraden q_H und die dabei erreichbaren solaren Deckungsgrade f_{sav} als Anteil des FSC.

Da es sich bei der Multiplikation mit dem Carnot-Gütegrad um eine lineare Skalierung handelt, weist auch die Jahresarbeitszahl trotz nichtlinearer Effekte durch gekoppelte Komponenten in der Systemsimulation näherungsweise diese Abhängigkeit auf.

Abbildung 6.6 zeigt Jahresarbeitszahlen, wie sie mit dem WK-Modell bei Berücksichtigung ausschließlich der Wärme- und Brauchwarmwasserbereitstellung für die oben dargestellte Kombination aus Gebäude- und Versorgungssystemdimensionierung im SSE-Konzept erhalten werden. Hier dargestellt sind analog zu den Darstellungen für das TDG-Modell die Jahresarbeitszahlen JAZ und der prozentuale Anteil des FSC in Abhängigkeit eines in den Simulationen konstant gehaltenen Wärmerückgewinnungsgrads χ^2 .

Abbildung 6.7 zeigt den Anteil des FSC, der unter denselben Bedingungen erreicht wird.

Tabelle 6.3 zeigt Randbedingungen für die durchgeführten Rechnungen; die weiter oben gemach-

²Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass zwischen den dimensionslosen Größen χ und q_H zwar eine Korrelation besteht - bei höherer Wärmerückgewinnung werden Kennzahlen erreicht, die bei Vergleich mit dem TDG-Modell höheren Carnot-Gütegraden q_H entsprechen - dass jedoch keine unmittelbare quantitative Vergleichbarkeit besteht.

6.2. VERGLEICH VON JAHRESARBEITSAZAHLEN UND SOLAREN DECKUNGSGRADEN

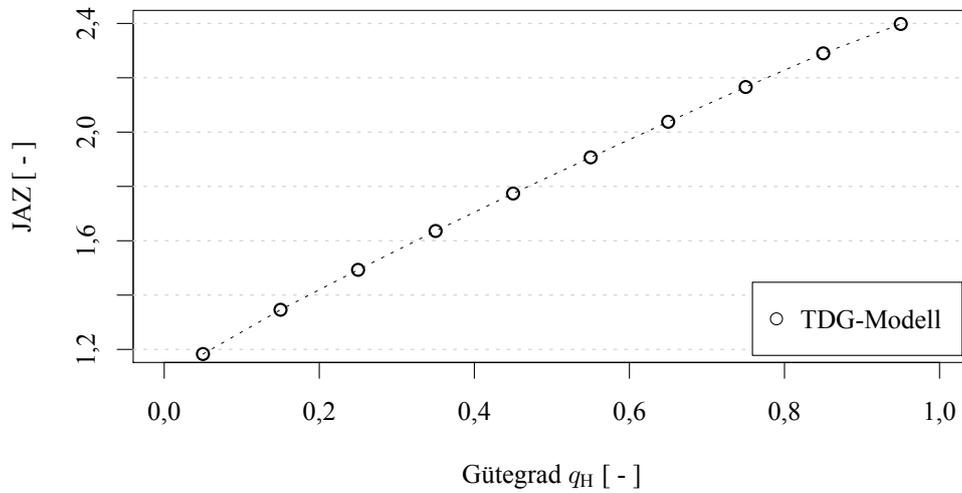


Abbildung 6.4: Jahresarbeitszahlen für das SSE-Konzept mit dem TDG-Modell

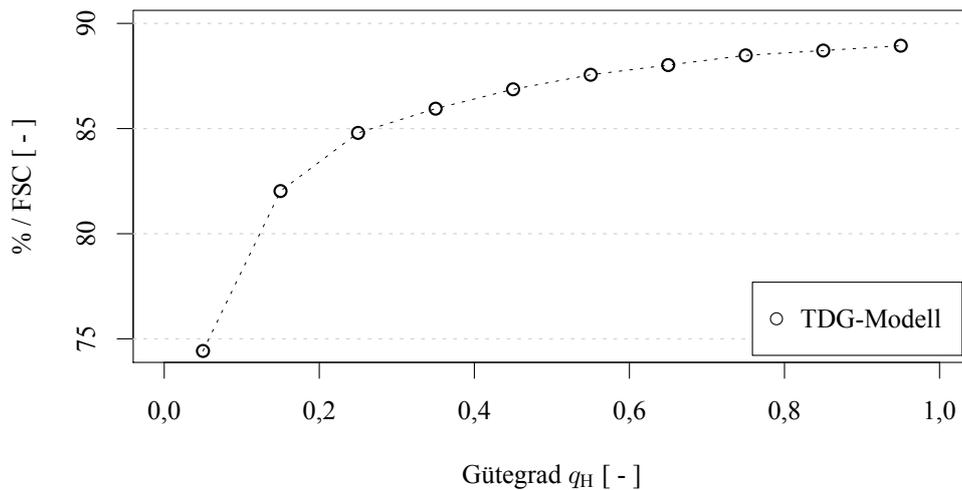


Abbildung 6.5: Anteiliges Erreichen des FSC für das SSE-Konzept mit TDG-Modell, FSC = 0,434

ten Angaben zu Gebäude und Versorgungssystem bestehen weiterhin³. Als Generator- bzw. Desorbervorlauftemperaturen wurden mit 120 °C (TDG, WK mit FAM-Z02) und 200 °C (WK mit

³Einzig bei den Parameterstudien mit dem WK-Modell, bei denen Brauchwarmwasserbereitstellung mitbilanziert wird, wurde eine Abhängigkeit des für jede Einzelsimulation als konstant angenommenen COPs für Brauchwarmwasserbereitstellung berücksichtigt.

6.2. VERGLEICH VON JAHRESARBEITSAHLEN UND SOLAREN DECKUNGSGRADEN

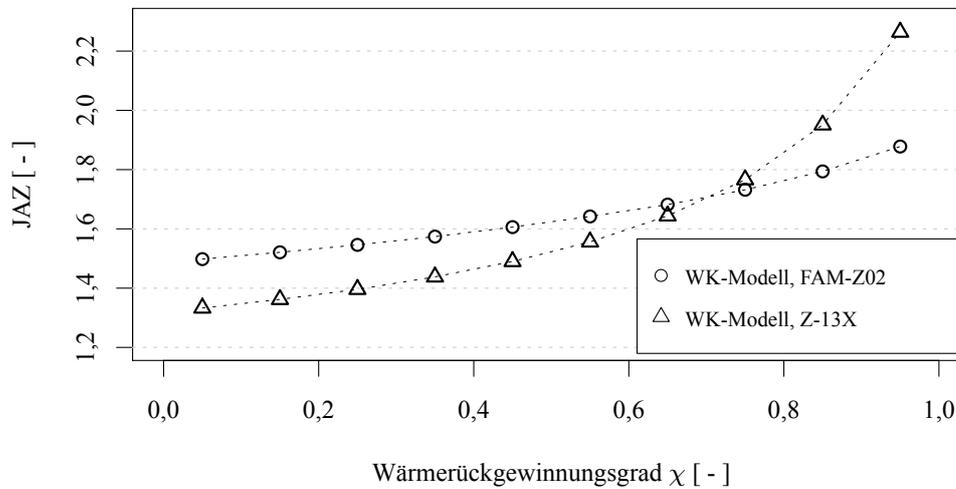


Abbildung 6.6: Jahresarbeitszahlen für das SSE-Konzept mit dem WK-Modell, Desorber-Vorlauftemperaturen: FAM-Z02: $T_G^{\text{ein}} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$, Z-13X: $T_G^{\text{ein}} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$

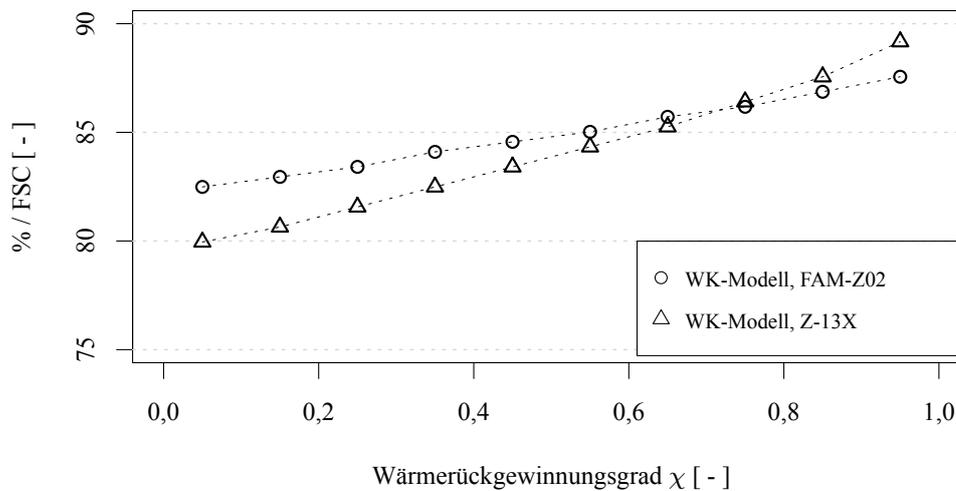


Abbildung 6.7: Anteiliges Erreichen des FSC für das SSE-Konzept mit dem WK-Modell, FSC = 0,434

Z-13X) dieselben Temperaturen verwendet wie für die Kennfelder in Abschnitt 4.2.2.

Die Jahresarbeitszahlen JAZ zeigen eine starke Abhängigkeit vom verwendeten Wärmerückgewinnungsgrad χ bzw. Carnot-Gütegrad q_H , während der Anteil bzgl. FSC zwar ebenfalls von einer

6.2. VERGLEICH VON JAHRESARBEITSZAHLEN UND SOLAREN DECKUNGSGRADEN

	TDG	WK, FAM-Z02	WK, Z-13X
Generator- / Desorbervorlauftemperatur	120 °C	120 °C	200 °C
Kollektortyp	Flachkollektor, 25 m ²		
Thermischer Speicher	2,5m ³ , spez. UA-Wert: 3 W/K [†]		
Gebäude wie in Tabelle 5.2			
Gesamt-Wärmebedarf für Heizen und Brauchwarmwasser: 34,5 MWh/a			

Tabelle 6.3: Randbedingungen für die Parameterstudien in Abbildungen 6.6 bis 6.5. †: verursacht einem Wärmeverlust von ca. 5,5 kWh / 24h bei 100 °C Speichertemperatur

Erhöhung des Wärmerückgewinnungsgrads profitiert, jedoch auch ohne Wärmerückgewinnung ca. 80 % beträgt. Dies liegt zum einen am Beitrag zur solaren Deckung durch direktes Heizen in der Übergangszeit aus Solarkollektor und Solarspeicher und zum anderen daran, dass bei Erhöhung des Wärmerückgewinnungsgrads (bzw. des Carnot-Gütegrads q_H beim TDG-Modell) mehr Wärme über den Verdampfer aufgenommen wird. Da die Fläche des Solarkollektorfelds und die Größe des Solarspeichers konstant gehalten wurden, steht dieser Mehraufnahme nur ein geringfügig (durch die im Mittel niedrigeren Kollektorstromtemperaturen verursacht) erhöhter Solarwärmeertrag gegenüber, so dass es mit steigendem Wärmerückgewinnungsgrad χ (bzw. q_H) häufiger dazu kommt, dass der Solarspeicher nicht ausreichend Solarwärme bereitstellen kann, so dass - ohne Wärmerückgewinnung aus der Gebäudeabluft - die generische Zusatzwärmequelle im Verdampferkreislauf Wärme bereitstellen muss, um ein Einfrieren des Verdampfers zu verhindern (vgl. Abschnitt 6.4, Abbildung 6.11, durch Zusatzwärmequelle bereitgestellte Wärme in Abhängigkeit des Wärmerückgewinnungsgrads χ). Da dies in der Berechnung der Jahresarbeitszahl unberücksichtigt bleibt, kann diese sich weiter erhöhen, während der solare Deckungsanteil weniger stark wächst als die erhöhte Jahresarbeitszahl nahelegen würde. Unter Anwendung einer Abluftwärmerückgewinnung würden sich die Kennzahlen weiter erhöhen als hier dargestellt, da die Verdampferstromtemperatur im Mittel erhöht werden würde und der hier bilanzierte Wärmebedarf der Zusatzwärmequelle zurückginge (vgl. Abschnitt 6.1).

Beim Vergleich der Ergebnisse mit dem WK-Modell kann beobachtet werden, dass die Sorbentien unterschiedlich stark von einer Erhöhung des Wärmerückgewinnungsgrads χ profitieren - und insb. dass für Z-13X erst bei hohen Wärmerückgewinnungsgraden hohe Jahresarbeitszahlen und besonders hohe solare Deckungsgrade erreicht werden. Durch die hohe Desorber-Vorlauftemperatur von 200 °C für die Simulationen mit Z-13X beträgt das Verhältnis aus *Temperatur-Schub* ($T_G - T_{A,K}$) und *Temperatur-Hub* ($T_{A,K} - T_V$) jedoch auch zeitweise im Simulationsverlauf mehr als das Doppelte als für eine Antriebstemperatur von 120 °C.

Das Sorptionspaar Wasser / Z-13X profitiert stärker von einem höheren Wärmerückgewinnungsgrad, was durch die höhere Temperaturdifferenz zwischen mittlerem Temperaturniveau (Adsorber, Kondensator) und dem Desorber verursacht wird und der damit größeren rückgewonnenen Wärme pro Zyklus bei übereinstimmendem Wärmerückgewinnungsgrad zugeschrieben wird. Mit anderen Worten ist die Temperaturbreite des isobaren Desorptionsteilzyklus breiter⁴.

⁴Bei gleichen Adsorber- und Kondensatortemperaturen ist die Breite der Raute in Abbildung 3.10 durch die Desorbertemperatur gegeben.

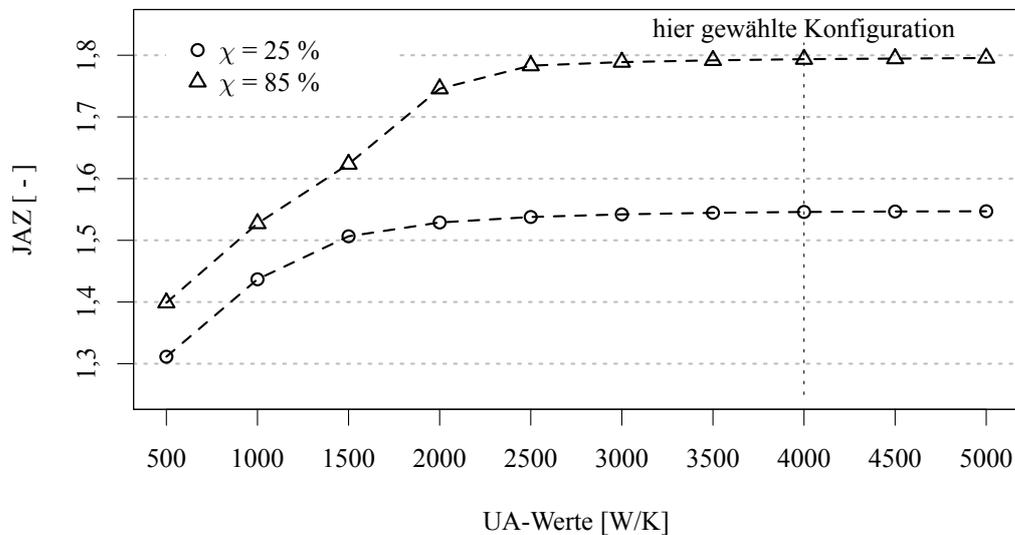


Abbildung 6.8: Auftragung von Jahresarbeitszahlen über dem Wärmeübertragungsvermögen UA, gleichverteilt, WK-Modell, für FAM-Z02

Dieser scheinbare Vorteil relativiert sich, wenn umgekehrt geschlossen wird, dass bei Verwendung von Z-13X sowohl eine höhere Antriebstemperatur erforderlich ist, als auch ein gleicher oder höherer Wärmerückgewinnungsgrad, um gleich hohe Jahresarbeitszahlen oder solare Deckungsgrade zu erzielen wie mit FAM-Z02 - erst bei einem mittleren Wärmerückgewinnungsgrad von 60 % liegen die Materialien gleichauf und erst darüber zeigen sich Vorteile zugunsten der Verwendung von Z-13X bei hohen Wärmerückgewinnungsgraden.

Parameterstudien wie hier gezeigt können als Beispiel betrachtet werden, wie in der Entwicklungsphase eines Versorgungssystems die Modelle herangezogen werden können, um die für die technische Entwicklung zur Verfügung stehenden Freiheitsgrade, wie Vorauswahl von Arbeitspaaren oder Möglichkeiten der Prozessführung, einzuschränken oder das zur Verfügung stehende Potential quantitativ bewerten zu können.

6.3 Parameterstudien zur Jahresarbeitszahl

Nachdem in Abschnitt 6.2 die Sensitivität bezüglich der Wärmerückgewinnungsgrade (WK) und des Carnot-Gütegrads (TDG) dargestellt wurde, soll in diesem Abschnitt die Sensitivität der Jahresarbeitszahlen in Abhängigkeit der Wärmeübertragergrößen und der Verdampfer-Vorlauftemperaturen gezeigt werden.

Sensitivität bezüglich Wärmeübertragerdimensionierung: Abbildung 6.8 zeigt eine Parametervariation für das Wärmeübertragungsvermögen UA der Wärmeübertrager, die alle jeweils den auf der x-Achse angegebenen Wert aufweisen. Die Variation wurde für zwei Wärmerückgewinnungsgrade mit dem WK-Modell für FAM-Z02 durchgeführt.

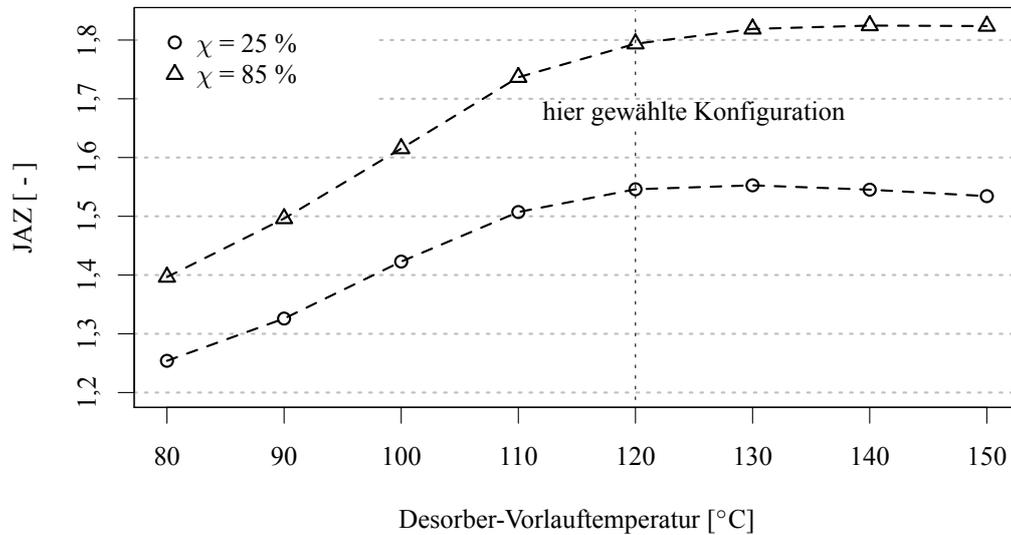


Abbildung 6.9: Auftragung von Jahresarbeitszahlen über der Desorber-Vorlauftemperatur T_G bzw. T_D , WK-Modell, für FAM-Z02

Es zeigt sich, dass die gewählten 4 kW/K eine Größe darstellen (Markierung in Abbildung 6.8), in der die unterschiedlichen Jahresarbeitszahlen in den Studien weiter oben noch nicht signifikant durch Dimensionierung der Wärmeübertrager verringert werden und dass ein nur marginaler Einfluss besteht. Bei wesentlich kleinerer Dimensionierung von z. B. 2 kW/K nähmen die Jahresarbeitszahlen bei hohen Wärmerückgewinnungsgraden bereits signifikant ab.

Sensitivität bezüglich Desorber-Vorlauftemperatur: Prinzipiell ist die zur Regeneration des Adsorbers bereitstellbare Desorber-Vorlauftemperatur bei einer Gaswärmepumpe vergleichsweise geringen Einschränkungen unterworfen, da der Gasbrenner sehr hohe Temperaturen bereitstellen kann. Eine Begrenzung entsteht eher durch die Eigenschaften des Wärmeübertragerfluids sowie technische Randbedingungen wie beispielsweise der Temperaturabhängigkeit bzw. Temperaturstabilität der thermischen Kopplung des Sorbens mit der Wärmeübertrageroberfläche.

Für die Studien in dieser Arbeit wurde für FAM-Z02 eine Desorber-Vorlauftemperatur von 120 °C gewählt⁵, da vermutet wird, dass mindestens bis zu dieser Temperatur mit hydraulischer Standardtechnik gearbeitet werden kann, da beispielsweise DIN EN 442 *Radiatoren und Konvektoren* zum Betrieb mit Wasser oder Dampf mit Temperaturen von bis zu 120 °C gilt.

Die Parameterstudie in Abbildung 6.9 zeigt, dass die erreichbaren Jahresarbeitszahlen sich für das Sorptionspaar Wasser/FAM-Z02 bei dem untersuchten SSE-Konzept noch durch eine Erhöhung der Regenerationstemperatur anheben ließen, wobei der Effekt durch einen höheren Wärmerückgewinnungsgrad χ begünstigt wird. Für den niedrigeren gezeigten Wärmerückgewinnungsgrad von $\chi = 25\%$ zeigt sich bei der Desorber-Vorlauftemperatur von 150 °C ein Rückgang der Jah-

⁵Die Richtlinie 97/23/EG über Druckgeräte muss ab 110 °C berücksichtigt werden, weist jedoch Ausnahmen für Warmwasserheizsysteme auf.

resarbeitszahl, da hier bereits eine weitere Aufheizung des Desorbers im Anschluss an die Desorptionsphase stattfindet, die zu Beginn der Adsorptionsphase durch Entzug sensibler Wärme rückgängig gemacht werden muss, bevor die Adsorption einsetzen kann (vgl. Ausführungen in Abschnitt 4.2.1). Vor einer technischen Umsetzung kann das Potential durch eine Studie wie der hier gezeigten ermittelt werden, so dass Abwägungen hinsichtlich einer möglichen Anhebung der Antriebstemperatur ermöglicht werden⁶.

6.4 Betriebsstatistik und Verteilung von auftretenden Belastungsgraden

Für die Konzeption eines Versorgungssystems, aber auch für die angepasste Entwicklung einer Sorptionswärmepumpe zum Heizen mit einem solchen Versorgungssystem und zur Entwicklung von deren Regelung, kann es nützlich sein, auftretende Belastungsszenarien schon in der Entwicklungsphase zu kennen und berücksichtigen zu können.

In diesem Abschnitt wird gezeigt, dass die entwickelten Modelle dazu dienen können, diesbezüglich Vorberechnungen durchzuführen. Weiterhin werden TDG- und WK-Modell verglichen und es wird untersucht, inwieweit das TDG-Modell vergleichbare Ergebnisse wie das WK-Modell liefert.

Abbildung 6.10 zeigt die Zeitanteile von Betrieb mit Zusatzwärmequelle, direktem Heizen aus Kollektor oder Solarspeicher und Wärmepumpenbetrieb bei unterschiedlichen COPs. Dargestellt sind die Häufigkeiten dieser Betriebszustände für den Verlauf einer Jahressimulation für Wasser / FAM-Z02, ohne Brauchwarmwasserbereitstellung, d. h. analysiert wird ausschließlich der Betrieb zur Heizwärmebereitstellung.

Ganz links gezeigt ist der Zeitanteil, während dem Zusatzwärme aufgewendet werden muss, da bei weiterer Wärmeaufnahme am Verdampfer dieser 5 °C unterschreiten würde. Dabei ist es unerheblich, ob dadurch ein ζ von 1,0 oder höher bei einer Verdampfertemperatur von 5 °C erreicht wird. Die hier bilanzierten Betriebszeiten treten teilweise also zweimal auf - einmal ganz links auf der Abszisse als Teil der Häufigkeit der Betriebspunkte mit Betrieb der Zusatzwärmequelle und einmal in der Verteilung der Betriebspunkte für den Wärmepumpenbetrieb.

Mit der links dargestellten Häufigkeit müsste Zusatzwärme aus einer weiteren Wärmequelle, wie z. B. einer Abluftwärmerückgewinnung, bereitgestellt werden oder die Wärmepumpe müsste zwingend im Gasbrenner-Betrieb bei $\zeta = 1$ arbeiten, um den Verdampferkreis nicht bis zu tieferen Temperaturen abzukühlen. Hier wurde angenommen, dass diese Wärme durch eine generische Zusatzwärmequelle mit ausreichender Leistung bereitgestellt werden kann, um den Verdampfer vorlauf jederzeit auf $\geq 5\text{ °C}$ anzuheben. Bilanziert wurde diese Zusatzwärme in den oben gezeigten Berechnungen wie aus einem zusätzlichen Gasbrenner zur Wärmebereitstellung mit einem Wirkungsgrad von $\eta = 0,95$ bezogen auf den oberen Heizwert. Mit Wärmerückgewinnung aus der Abluft müsste diese Wärme nicht vollends fossil bereitgestellt werden und der bilanzierte Gasverbrauch würde sich verringern (vgl. Abschnitt 6.1).

Ganz rechts aufgetragen ist die Häufigkeit des direkten solaren Heizens. Die Häufigkeiten

⁶Zur Verflüssigung von Wasser bei 120 °C ist ein abs. Druck von 2 bar erforderlich.

6.4. BETRIEBSSTATISTIK UND VERTEILUNG VON AUFTRETENDEN BELASTUNGSGRADEN

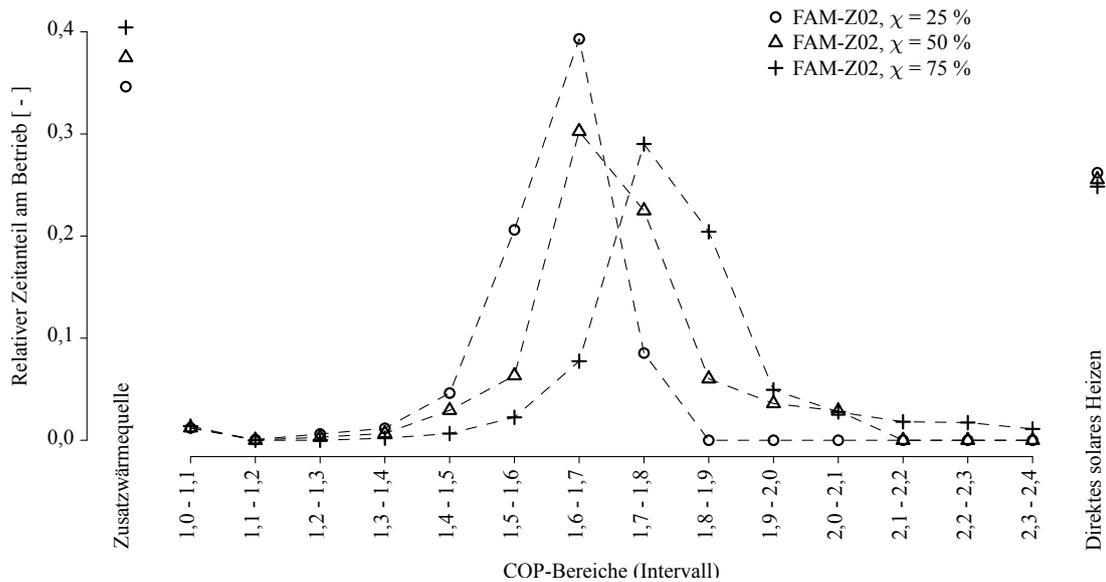


Abbildung 6.10: Häufigkeitsverteilung des COP ζ für Heizbetrieb in einer Jahressimulation des SSE-Konzepts (ohne Brauchwarmwasser), für FAM-Z02, $\chi = 25\%$, 50% und 75% . Der Betrieb von Wärmepumpe und direktem solarem Heizen ergibt 1, d. h. die Betriebszeiten mit Zusatzwärmequelle sind in der Verteilung abhängig vom COP enthalten. Die Verbindung der Punkte dient der besseren optischen Verfolgbarkeit.

des Wärmepumpenbetriebs bei unterschiedlichen COPs und die des solaren Heizens ergeben zusammen 1. Die gesamte Heizlast wird bei Betriebspunkten gedeckt, die in dieser Häufigkeitsverteilung vorkommen.

Wie man sieht, verschiebt sich das Gewicht der Verteilung mit zunehmendem Wärmerückgewinnungsgrad χ nach rechts. Während der davon in guter Näherung entkoppelte, last- und klimadatenabhängige Anteil direkten solaren Heizens näherungsweise unverändert bleibt, hängt der Zeitanteil niedriger Verdampfer-Vorlauftemperaturen (Betrieb Zusatzwärmequelle) proportional mit dem Wärmerückgewinnungsgrad zusammen. Je höher der Wärmerückgewinnungsgrad, umso höher die COPs und damit die Wärmeaufnahme am Verdampfer. Bei gleicher Einstrahlung resultiert daraus eine niedrigere mittlere Speichertemperatur bei hohen Wärmerückgewinnungsgraden im Verlauf der Heizperiode und eine häufigere Notwendigkeit für Wärmezuführung am Verdampfer, bzw. zur Wärmerückgewinnung aus einer anderen Quelle wie der Abluft oder zum Gasbrennerbetrieb ohne Wärmepumpeneffekt.

Besonders deutlich wird dies auch bei der in Abbildung 6.11 gezeigten Verteilung der Wärmen über den dabei auftretenden COPs. Hier zeigt sich bei der aus der Zusatzwärmequelle bereitgestellten Wärme ein wesentlich höherer Wärmebedarf bei 75% mittlerer (konstanter) Wärmerückgewinnung der Adsorptionswärmepumpe im Verlauf der Heizperiode als bei

6.4. BETRIEBSSTATISTIK UND VERTEILUNG VON AUFTRETENDEN BELASTUNGSGRADEN

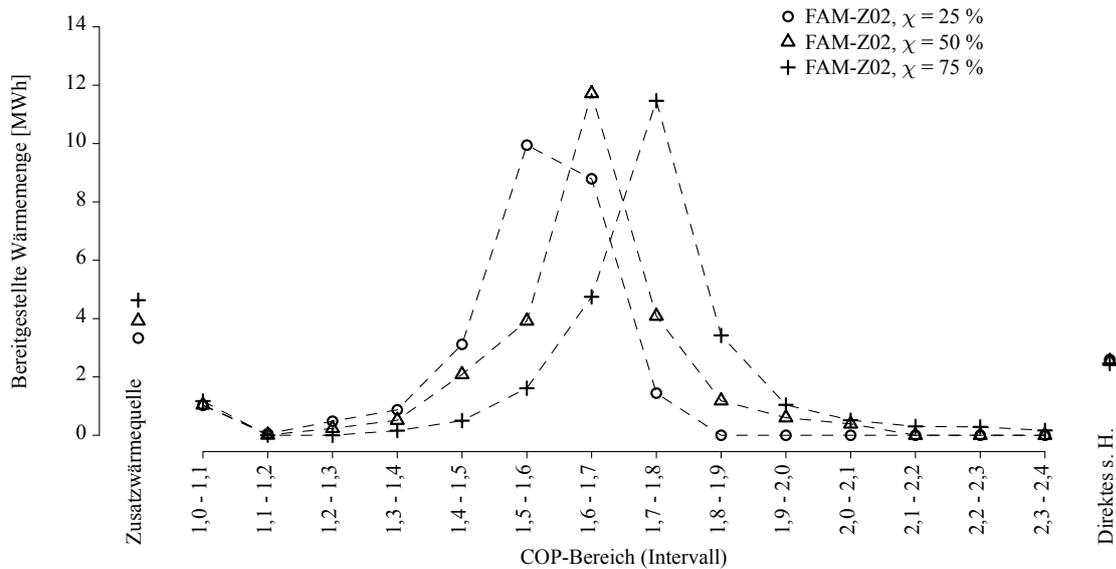


Abbildung 6.11: Bereitgestellte Wärmen bei unterschiedlichen COPs ζ für Heizbetrieb in einer Jahressimulation (ohne Brauchwarmwasser), für FAM-Z02, $\chi = 25\%$, 50% und 75% . Die Verbindung der Punkte dient der besseren optischen Verfolgbarkeit.

25 % mittlerer Wärmerückgewinnung. Es zeigt sich außerdem, dass der Heizwärmeanteil aus der Zusatzwärmequelle signifikant ist. Dies ergibt sich daraus, dass die niedrigen Speichertemperaturen vor allem nach dauerhaft niedriger Einstrahlung und bei damit einhergehender hoher Heizlast auftreten.

Die Verteilung der Wärmen in Abhängigkeit der Wärmepumpen-COPs zeigt ähnliche Charakteristika wie die vorangegangene Darstellung der Betriebshäufigkeit abhängig vom COP ζ - mit höherem Wärmerückgewinnungsgrad χ verschiebt sie sich sukzessive nach rechts. Sowohl die Häufigkeit, als auch die bereitgestellten Wärmen bei hohen COPs nehmen mit dem Wärmerückgewinnungsgrad χ also wie erwartet zu.

Betrachtet man die zum direkten solaren Heizen aufgewendeten Wärmen ganz rechts auf der Abszisse, sieht man beim Vergleich von Abbildung 6.10 und 6.11, dass zwar häufig solar geheizt werden kann (vor allem während der Übergangszeiten zwischen Heiz- und Kühlperiode), der Anteil an der durch direktes Heizen aus Kollektor oder Speicher bereitgestellten Wärme jedoch vergleichsweise gering ist. Das direkte solare Heizen deckt also vor allem die Schwachlastfälle ab, d. h. Zeiten, zu denen bei hoher Einstrahlung und damit hoher Speichertemperatur geringe Heizlast besteht.

Abbildungen 6.12 und 6.13 zeigen die auftretenden COPs über dem Temperaturhub mit dem WK-Modell für FAM-Z02 und Z-13X bei Wärmerückgewinnungsgraden von 25 % und 75 %. Für die Darstellungen wurden in Jahressimulationen die in jedem Zeitschritt auftretenden COPs im Heizbetrieb und die von der Adsorptionswärmepumpe gleichzeitig bereitgestellten

6.4. BETRIEBSSTATISTIK UND VERTEILUNG VON AUFTRETENDEN BELASTUNGSGRADEN

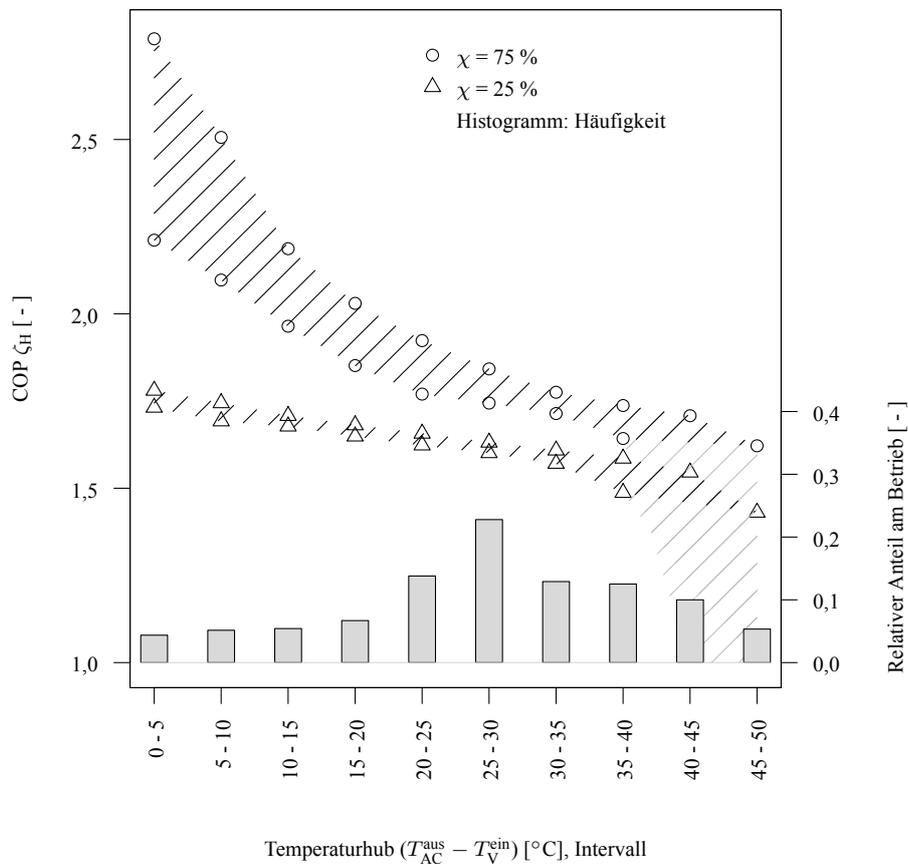


Abbildung 6.12: Auftretende COPs ζ in einer Jahressimulation über Temperaturhuben ($T_{Soll,AC} - T_{Verd., Vorlauf}$), Heizen, FAM-Z02, Wärmerückgewinnungsgrade $\chi = 25\%$ und 75% .

Leistungen aufgezeichnet. Die gestrichelte Fläche zeigt jeweils die Bereiche, in denen Betriebspunkte liegen, das Histogramm unten im Bild, zu dem die rechte Ordinate gehört, zeigt die Häufigkeitsverteilung in einer Jahressimulation. Da die Häufigkeitsverteilungen der Temperaturhuben ($T_{Soll,AC} - T_{Verd., Vorlauf}$), die sich aus derselben verwendeten Lastzeitreihe ergeben, für die beiden gezeigten Wärmerückgewinnungsgrade nur unwesentlich (Abweichung $< 2\%$ in allen Punkten) unterscheiden, ist jeweils nur das Histogramm für den höheren Wärmerückgewinnungsgrad gezeigt. Wie zu erwarten, ähneln sich die Häufigkeitsverteilungen für die Temperaturhuben zwischen FAM-Z02 und Z-13X sehr, lediglich die Verteilungsbreite der COPs unterscheidet sich. Für FAM-Z02 treten bei hohem Temperaturhub vereinzelt bereits Betriebspunkte mit $COP \zeta = 1$ auf, da bei hoher Leistung und hohem Temperaturhub die Innentemperaturen der Wärmeübertrager dazu führen, dass kein Kältemittelumsatz mehr

6.4. BETRIEBSSTATISTIK UND VERTEILUNG VON AUFTRETENDEN BELASTUNGSGRADEN

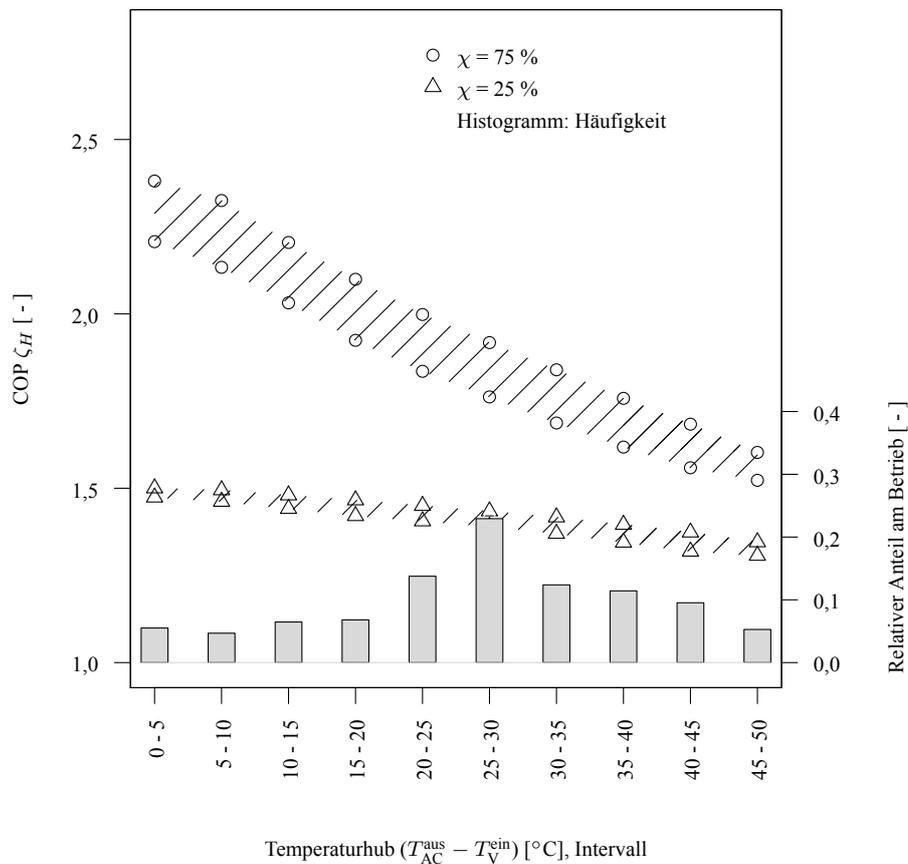


Abbildung 6.13: Auftretende COPs ζ in einer Jahressimulation über Temperaturhuben ($T_{\text{Soll,AC}} - T_{\text{Verd., Vorlauf}}$), Heizen, Z-13X, Wärmerückgewinnungsgrade $\chi = 25\%$ und 75% .

stattfindet.

Abbildungen 6.14 und 6.15 zeigen die Darstellungen für die Betriebshäufigkeit und die Verteilung der Wärmen für Jahressimulationen mit dem TDG-Modell analog zu Abbildungen 6.10 und 6.11. Während sich bei den Parameterstudien in den Abbildungen 6.6 bis 6.5 ähnliche Jahresarbeitszahlen zeigen, sieht man hier, dass sich die Verteilung der COPs und die Betriebshäufigkeit der Zusatzwärmequelle bei Verwendung des TDG-Modells signifikant von denen unter Verwendung des WK-Modells unterscheiden.

Da das TDG-Modell in allen Betriebspunkten COPs > 1 errechnet, auch wenn unter Berücksichtigung der Sorbenseigenschaften mit dem WK-Modell im Gas-Brennwert-Modus gearbeitet werden müsste - liegt die aus der Zusatzwärmequelle aufgenommene Wärme und deren

6.4. BETRIEBSSTATISTIK UND VERTEILUNG VON AUFTRETENDEN BELASTUNGSGRADEN

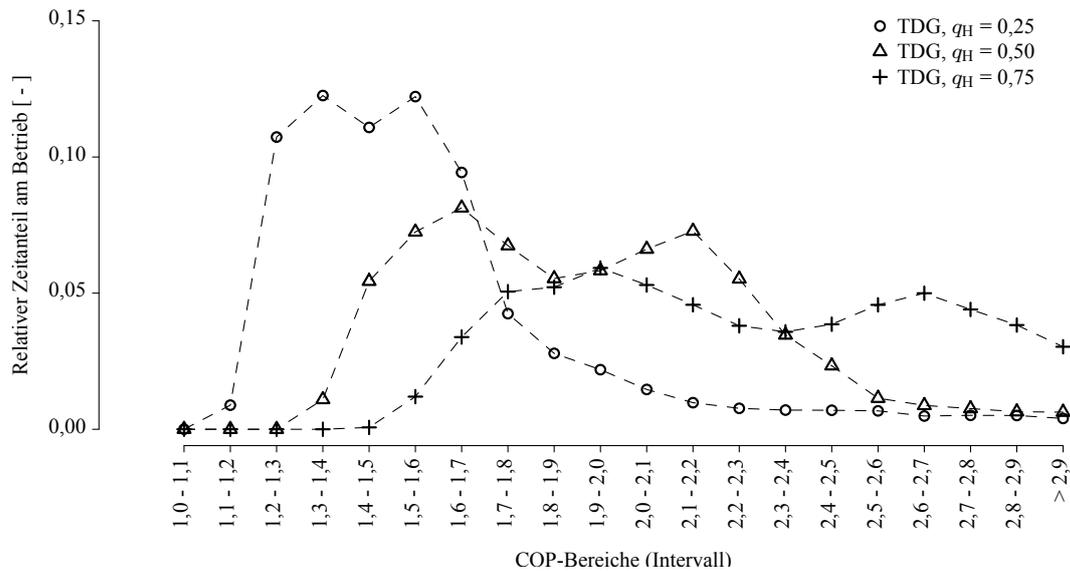


Abbildung 6.14: Häufigkeitsverteilung der COPs ζ für den Heizbetrieb in einer Jahressimulation (ohne Brauchwarmwasser) mit dem TDG-Modell, Carnot-Gütegrade $q_H = 25, 50$ und 75% . Die Häufigkeiten für direktes Heizen und den Betrieb der Zusatzwärmequelle liegen oberhalb des dargestellten Bereichs. Die Verbindung der Punkte dient der besseren optischen Verfolgbarkeit.

Betriebshäufigkeit wegen der noch häufiger auftretenden niedrigen Verdampfervorlauftemperaturen noch höher als beim WK-Modell. Anders als dort erreicht das TDG-Modell häufig für die technische Anwendung unrealistisch hohe COPs, die zu einer hohen anteiligen Wärmeaufnahme aus dem Solarspeicher führen und dessen Temperatur infolgedessen regelmäßig zügig absenken, so dass die Zusatzwärmequelle genutzt werden muss.

Wie erwartet wird die Häufigkeit und der Wärmeanteil durch direktes solares Heizen davon in guter Näherung nicht beeinflusst.

In diesem Vergleich zeigt sich die unterschiedliche Reichweite der beiden Modelle - von der Analysierbarkeit physikalischer Basiszusammenhänge bis zur Systemanalyse oder zum Werkzeug im Entwicklungsprozess in der technischen Vorentwicklung. Grundlagenanalysen oder der physikalisch konsistente Vergleich von Verschaltungskonzepten sind mit dem TDG-Modell durchaus möglich, Vergleiche von auftretenden Belastungsszenarien oder die Häufigkeitsverteilung von Betriebspunkten wird jedoch durch die Nichtberücksichtigung von Materialeigenschaften und Vernachlässigung daraus resultierender Begrenzungen der Leistungsfähigkeit stark beeinflusst.

Abbildung 6.16 zeigt die auftretenden COPs über dem Temperaturhub ($T_{\text{Soll,AC}} - T_{\text{Verd., Vorlauf}}$) mit dem TDG-Modell bei Carnot-Gütegraden q_H von 25% und 75% . Die Darstellung wurde, wie oben für die Abbildungen 6.12 und 6.13 beschrieben, erzeugt. Wegen der bei der Arbeit mit

6.4. BETRIEBSSTATISTIK UND VERTEILUNG VON AUFTRETENDEN BELASTUNGSGRADEN

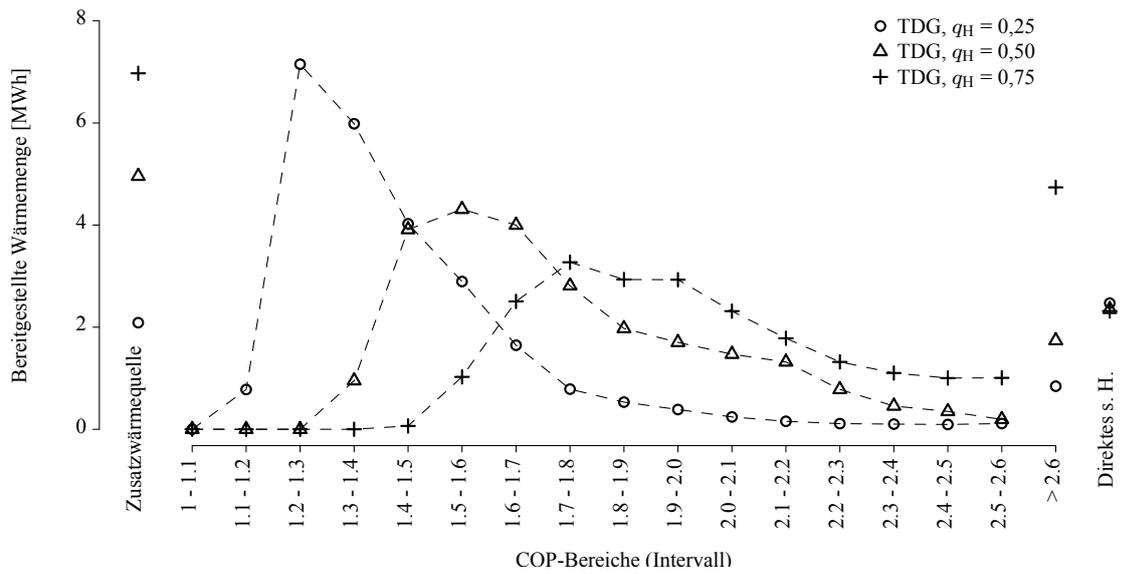


Abbildung 6.15: Bereitgestellte Wärmen bei unterschiedlichen COP ζ für Heizbetrieb in Jahressimulation (ohne Brauchwarmwasser) mit dem TDG-Modell, Carnot-Gütegrade $q_H = 25, 50$ und 75% . Die Verbindung der Punkte dient der besseren optischen Verfolgbarkeit.

dem TDG-Modell geringeren mittleren Speichertemperaturen unterscheidet sich die Verteilung der im Jahresverlauf auftretenden Temperaturhübe von denen in Abbildungen 6.12 und 6.13.

6.4. BETRIEBSSTATISTIK UND VERTEILUNG VON AUFTRETENDEN BELASTUNGSGRADEN

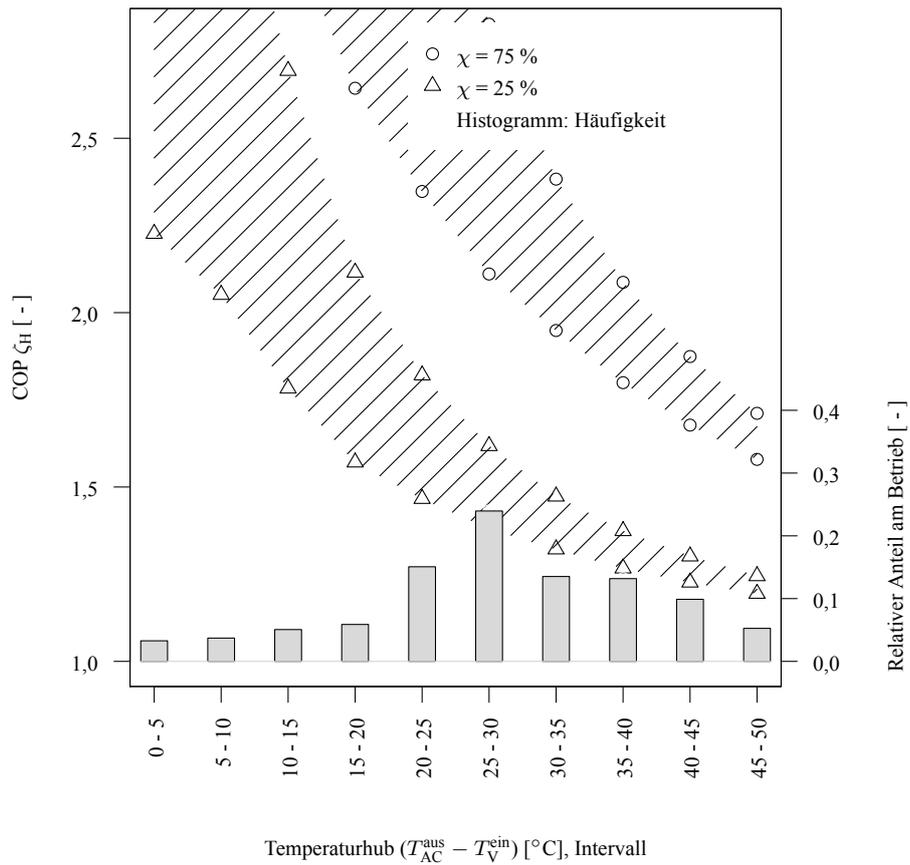


Abbildung 6.16: Auftretende COPs ζ in Jahressimulation über Temperaturhuben ($T_{Soll,AC} - T_{Verd., Vorlauf}$), Heizen, TDG-Modell, Carnot-Gütegrade $q_H = 25 \%$ und 75%

7 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde eine Grundlage dafür geschaffen, das Potential von Sorptionswärmepumpen zum Heizen von Gebäuden mit Rechenmodellen untersuchen zu können, die auf thermodynamischen Annahmen beruhen.

Dazu wurden zwei generische Sorptionswärmepumpenmodelle entwickelt und implementiert. Die Modelle basieren beide auf einem Grundkonzept aus internem Berechnungsmodell mit Wärmebilanz und einer Kopplung an die externen Fluidkreise über ein NTU-Wärmeübertragermodell. Sie zeichnen sich durch einen physikalisch motivierten Ansatz aus und sind besonders für Potentialstudien und Analysen in der frühen Entwicklungsphase geeignet.

Das TDG-Modell eignet sich besonders zur Durchführung von Rechnungen zu Beginn der Vorevaluation, bei denen eine quantitative Bewertung der Simulationsergebnisse im Vergleich zum theoretisch Möglichen erfolgt. Im weiteren Fortschritt von Potentialstudien kann, wenn Adsorptionswärmepumpen betrachtet werden sollen, anschließend mit dem WK-Modell der Bereich möglicher Betriebspunkte unter Berücksichtigung konkreter Materialeigenschaften und eines Wärmerückgewinnungsgrads weiter eingegrenzt werden. Die Modelle wurden in einer gemeinsamen Routine für das Simulationsprogramm TRNSYS implementiert, die sich für Parameterstudien mit Jahres-Systemsimulationen unter energetischer Berücksichtigung der hydraulischen Verschaltung von Versorgungssystemen zum Heizen und Kühlen von Gebäuden eignen.

Die Modelle wurden für Betriebsbedingungen, die bei der Anwendung zum Heizen mit einem dafür konzipierten Solar-Kombi-System für Sorptionswärmepumpen für Wohngebäude auftreten, charakterisiert. Die Darstellung erreichbarer COPs für eine Wärmepumpe in Kennfeldern wurde gewählt, um einen Überblick über die Abhängigkeit des COP bei gegebenen Betriebsbedingungen von einem konstanten Wärmerückgewinnungsgrad zu geben. Im weiteren Verlauf der Arbeiten kann die Abhängigkeit des Wärmerückgewinnungsgrads von den Betriebsbedingungen untersucht werden, wobei die dazu angewandten Wärmerückgewinnungsverfahren bzw. Zyklenkonzepte zu berücksichtigen sein werden. Die Modellierung des Wärmerückgewinnungsgrads χ als Variable ist in der Implementierung bereits vorgesehen.

Der Vergleich von Maschinendaten mit Ergebnissen des WK-Modells zeigte eine grundsätzliche Nachbildbarkeit einer existierenden Maschine mit plausibler Parametrierung. Die Parametrierung des WK-Modells zur Anpassung an Kennlinien der ACS 05 der Firma Sortech ermöglichten mit den Untersuchungen von [Schicktanz \(2013\)](#) übereinstimmende Rückschlüsse in Bezug auf die Auslegung / Verteilung der Wärmeübertrager.

Es wurden Simulationsstudien durchgeführt, zum Einen, um das vorgestellte SSE-Konzept für Sorptionswärmepumpen zur Wärmebereitstellung für Wohngebäude zu untersuchen, zum

Anderen, um die Unterschiede in den erhaltenen Ergebnissen mit den beiden neu entwickelten Simulationsmodellen zu analysieren.

Es zeigt sich, dass im Vergleich mit einem identisch dimensionierten Referenzsystem mit solar unterstütztem Gasbrenner mit dem SSE-Konzept durch niedrigere mittlere Speichertemperaturen erhöhte Kollektornutzungsgrade erreicht werden. Der Wärmeentzug aus der Wärmequelle bei Temperaturen unterhalb der Temperatur des zu beheizenden Raumes stellt eine Möglichkeit zur Anergienutzung über den Verdampfer der Sorptionswärmepumpe dar. Nachteilig hierbei bleibt die Tatsache, dass weiterhin ein Hochtemperaturantrieb für die Sorptionswärmepumpe erforderlich ist - zwar erfolgt zumindest kein Antrieb mit exergetisch hochwertigem Strom, letztlich aber dennoch ein Antrieb durch Verbrennung. Der Vergleich der Primärenergiebedarfe von elektrischen Wärmepumpen und Sorptionswärmepumpen ergab, dass in Bezug auf diese Bewertungsgröße marktverfügbare Sorptionswärmepumpen konkurrenzfähig sein können und zukünftige Sorptionswärmepumpen mit hohen Wärmerückgewinnungsgraden sogar begünstigt sein könnten.

Für die Untersuchungen wurde bewusst ein Gebäude zugrunde gelegt, das theoretisch noch Spielraum zu verbesserter Sanierung der Gebäudehülle bietet und damit zu einer Reduktion des Verbrauchs und zu einer Erhöhung des solaren Deckungsgrads. Bei Gebäuden, bei denen diese Möglichkeit besteht, sollte sie deshalb möglichst wahrgenommen werden. Es existiert jedoch ein Anteil des Gebäudespektrums, der aufgrund bestehender Einschränkungen nicht auf Passivhaus-Niveau oder den besten Stand der Technik sanierbar ist oder für den eine sehr umfangreiche Hüllensanierung bei alternativ bestehender Möglichkeit zur effizienten Wärmebereitstellung wirtschaftlich nicht sinnvoll ist. Für diese Gebäude könnte das SSE-Konzept eine Alternative darstellen, insbesondere dann, wenn die fossile Wärmebereitstellung sogar durch Fernwärmenutzung oder eine andere nicht-fossile Quelle umgangen werden kann. Eine effiziente Wärmerückgewinnung in einem Kopplungskonzept wie dem SSE-Konzept, das sich mit hohen Temperaturen der Umweltwärmequelle auszeichnet, kann helfen hohe Wärmeverhältnisse zu erreichen. Studien zur Identifikation geeigneter Betriebskonzepte und Materialien für neue Anwendungen mit möglicherweise vielfältigen Typen von Wärmequellen können mit den entwickelten Modellen durchgeführt werden.

Die Untersuchung der Nutzung von abgedeckten PVT-Kollektoren als solare Umweltwärmequelle hat sich vielversprechend gezeigt. PVT-Kollektoren profitieren von der Absenkung der mittleren Kollektortemperatur im SSE-Konzept noch stärker als Flachkollektoren. Die Integration bietet sich besonders in milden Klimata, wie an südeuropäischen Standorten, an, wenn im Winter moderate Heizlast anfällt. Insgesamt legt die vergleichsweise hohe Komplexität von solar unterstützten Wärmepumpensystemen, wie sie in der vorliegenden Arbeit diskutiert werden, eine integrierte Entwicklung von Systemkonzept und geeigneter Wärmepumpe nahe. Eine Anpassung des Systems auf die Wärmepumpe bzw. die Auswahl einer Wärmepumpe mit einem geeigneten Arbeitspaar wird maßgeblich sein, um hohe Gesamtsystemeffizienzen zu erreichen.

In der Evaluation des SSE-Konzepts wurden mit den entwickelten Modellen Parameterstudien durchgeführt. In diesen wurden mit dem WK-Modell für Adsorptionswärmepumpen bei recht

geringen Wärmerückgewinnungsgraden ab 25 % Jahresarbeitszahlen von 1,4 für das teilsanierte Wohngebäude erhalten. Dabei ist das Wärmerückgewinnungsverfahren nicht näher spezifiziert worden und setzt sich aus sensibler und sorptiver Wärmerückgewinnung zusammen.

In den Simulationen wurden relativ große solarthermische Kollektorfelder und solarthermische Speichervolumina angenommen. Die Kennzahlen, die anhand VDI 4650 ermittelt wurden, zeigen, dass das WK-Modell geeignet ist, das Potential von Adsorptionswärmepumpen auf Basis der Norm abzubilden. Der Vergleich mit den Kennzahlen, die für das SSE-Konzept erhalten werden, legt nahe, dass beim SSE-Konzept wie in dieser Arbeit simuliert, noch Verbesserungspotential für noch höhere Jahresarbeitszahlen bestehen könnte. Hier könnte eine Identifikation von Gebäudetypen und Klimata unternommen werden, für die sich das SSE-Konzept besonders eignet.

Die durchgeführten Abschätzungen zur Wärmerückgewinnung aus der Gebäudeabluft zeigen, dass ein hoher Anteil der am Verdampfer anzunehmenden Wärme in der untersuchten Gebäude-/Systemkombination durch Wärmerückgewinnung aus der Gebäudeabluft gedeckt werden könnte. Dass nicht der gesamte Wärmebedarf des Verdampfers durch Abluftwärmerückgewinnung gedeckt werden kann, lässt vermuten, dass ein Heizsystem mit Sorptionswärmepumpe, die im Vergleich zu elektrischen Wärmepumpensystemen eine moderatere Wärmeaufnahme am Verdampfer aufweist, in diesem Konzept den besser integrierbaren Wärmepumpentyp darstellen würde.

Für Parameterstudien mit unterschiedlichen Gebäudelastzeitreihen muss nicht unmittelbar das rechenzeiteffiziente Konzept der Kopplung zwischen System- und Gebäudesimulation über Lastzeitreihen aufgegeben werden. Es müssen die Unterdeckungen von Last bilanziert werden, was auch innerhalb der Simulation zwischen Zeitschritten hoher und niedrigerer Lasten erfolgen kann¹, so dass eine kompakte Dimensionierung von Solar- und Versorgungssystem möglich ist, ohne Bilanzfehler zu begehen.

Da nur thermische Verluste der solarthermischen Kollektoren, des Solarspeichers und Mischungseffekte darin berücksichtigt wurden, nicht aber thermische Verluste der übrigen Komponenten, werden, auch verursacht durch die große Dimensionierung des Solarspeichers, hohe solare Deckungsgrade von bis zu 90 % des FSC erreicht.

Es konnte gezeigt werden, dass die erreichbaren Jahresarbeitszahlen stark von einer Erhöhung des internen Wärmerückgewinnungsgrads profitieren können, was die Weiterentwicklung effizienter Wärmerückgewinnungssysteme und -verfahren für Sorptionswärmepumpen zum Heizen nahelegt. Im Vergleich zu einer Erhöhung der Antriebstemperatur erscheint die Anwendung eines effizienten Wärmerückgewinnungsverfahrens als möglicherweise wesentlich kostengünstigere Alternative. Dasselbe gilt für die Wärmequellentemperatur - die Untersuchungen bezüglich erreichbarer COPs bei gegebenem Wärmerückgewinnungsgrad auf Basis berechneter Kennlinien und Kennfelder haben eine geringere Abhängigkeit von hohen Vorlauftemperaturen am Verdampfer bei hohem Wärmerückgewinnungsgrad ergeben.

Der Vergleich der erreichbaren Jahresarbeitszahlen mit zwei unterschiedlichen Sorbentien (FAM-Z02 und Z-13X) veranschaulicht, dass die Ergebnisse nicht unmittelbar quantitativ auf weitere Arbeitsmittelpaare übertragbar sind, da die Sorbentien unterschiedlich stark von einer

¹Für das Projekt *EvaSolK* wurde ein *virtueller Speicher* entwickelt und implementiert, der solche Verfahren ermöglicht. Die Verfahrensweise ist in Abschnitt [A.8](#) beschrieben.

Erhöhung des Wärmerückgewinnungsgrads bei gegebenen Betriebsbedingungen profitieren. In der Weiterverfolgung der aufgenommenen Untersuchungen sollte hier der Zusammenhang zwischen den Eigenschaften des Sorbens und des Anteils sorptiver Wärmerückgewinnung genauer untersucht werden, um so Arbeitspaare zu identifizieren, die sich besonders gut zum Heizen von Gebäuden eignen. Dabei sollten auch schon wirtschaftliche Kriterien, wie die spezifischen Kosten insb. der Sorbentien und Wärmeübertrager mit in Betracht gezogen werden und die Randbedingungen der zur Wärmerückgewinnung eingesetzten technischen Verfahren berücksichtigt werden.

Der Vergleich der beiden Simulationsmodelle hat gezeigt, dass die Berücksichtigung der Materialeigenschaften beim WK-Modell essentiell für die quantitative Belastbarkeit von Ergebnissen aus Jahressimulationen ist. Das TDG-Modell weist hier Unterschiede in der Verteilung der auftretenden COPs auf, die durch die Nichtberücksichtigung der Sorptionsprozesse keine Begrenzung aufweisen, so dass bei entsprechenden Betriebsrandbedingungen sehr hohe COPs berechnet werden. Dies geschieht besonders häufig bei kleinem und besonders großem Temperaturhub, ohne weitere Einschränkung ist im Moment auch eine Berechnung bei kleinerem Temperatur-Schub als Temperatur-Hub möglich - hier wurde in Abschnitt 3.3.2 eine mögliche Erweiterung vorgeschlagen, mit der zur Erweiterung des TDG-Modells ein weiteres Kriterium eingeführt werden könnte, dass der Temperatur-Schub größer sein muss als der Temperaturhub, so dass zumindest sichergestellt würde, dass mit einem beliebigen Arbeitspaar noch ein Umsatz erfolgen könnte.

A Anhang

A.1 Wärmekurven für Wasser / Z-13X, FAM-Z02, 127B

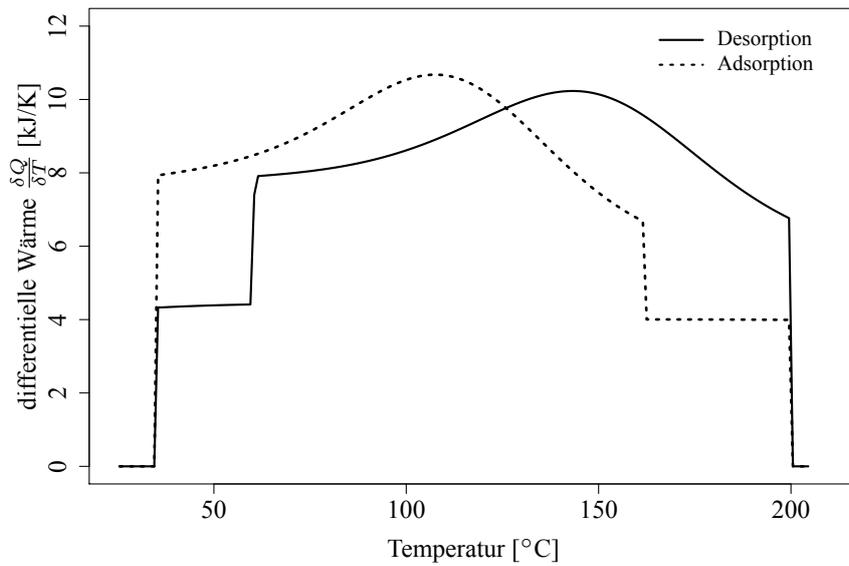


Abbildung A.1: Wärmekurven für Wasser / Z-13X, Adsorption (gestrichelt) und Desorption.
Temperatureinstellungen: $T_V = 10$ °C, $T_A = T_K = 35$ °C, $T_G = 200$ °C.
Massenverhältnis $\mu_{WÜ} = 1,33$, Massenverhältnis $\mu_{Fl.} = 0,33$, für 1 kg Sorbens

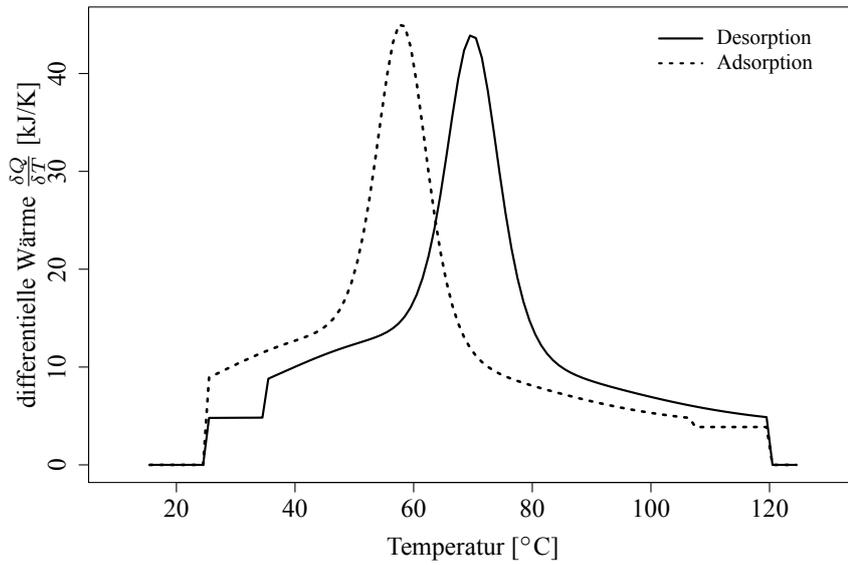


Abbildung A.2: Wärmekurven für Wasser / FAM-Z02, Adsorption (gestrichelt) und Desorption.
 Temperatureinstellungen: $T_V = 10\text{ °C}$, $T_A = T_K = 25\text{ °C}$, $T_G = 120\text{ °C}$

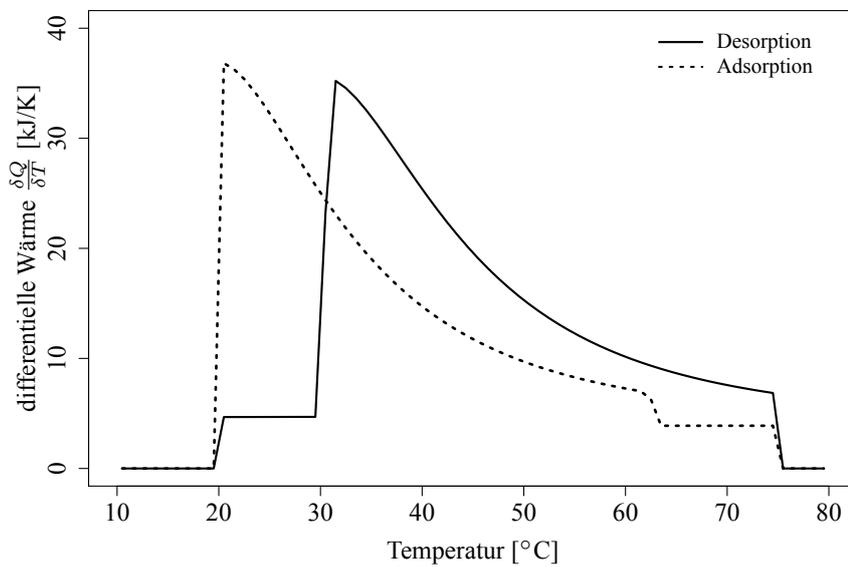


Abbildung A.3: Wärmekurven für Wasser / 127B, Adsorption (gestrichelt) und Desorption.
 Temperatureinstellungen: $T_V = 10\text{ °C}$, $T_A = T_K = 20\text{ °C}$, $T_G = 75\text{ °C}$

A.2 Wärmekurven zu Heizkennlinien

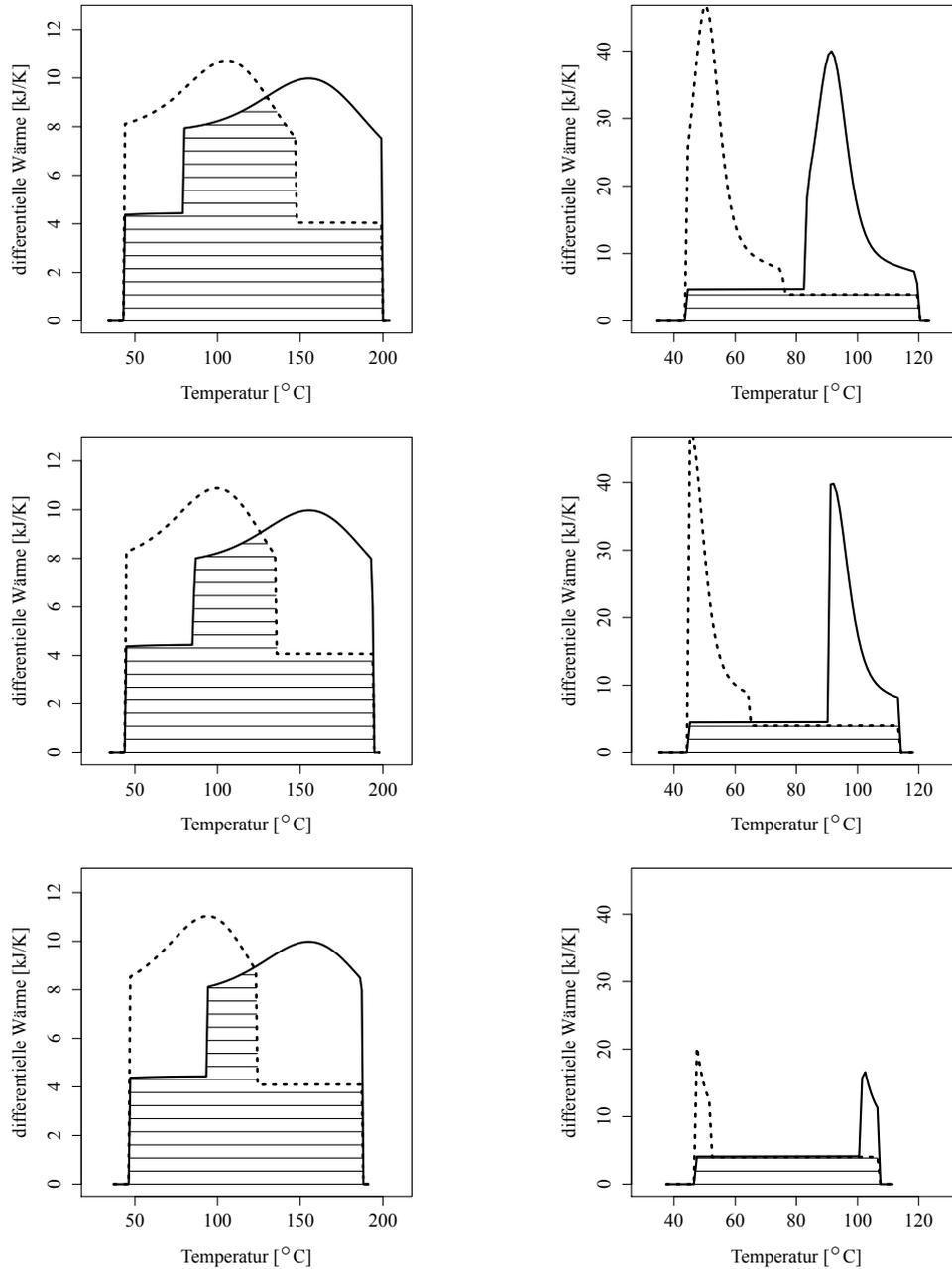


Abbildung A.4: Wärmekurven exemplarisch zu Heizkennlinien in Abschnitt 4.2, Abbildungen 4.3 und 4.4. Adsorption (gestrichelt), Desorption (durchgezogen), rückgewinnbare Wärme (schraffiert). Oben nach unten jeweils bei 1,8 kW, 20,7 kW und 40 kW. Links Wasser / Z-13X. rechts Wasser / FAM-Z02.

A.3 Zu Heizkennlinien: Massenströme Adsorber

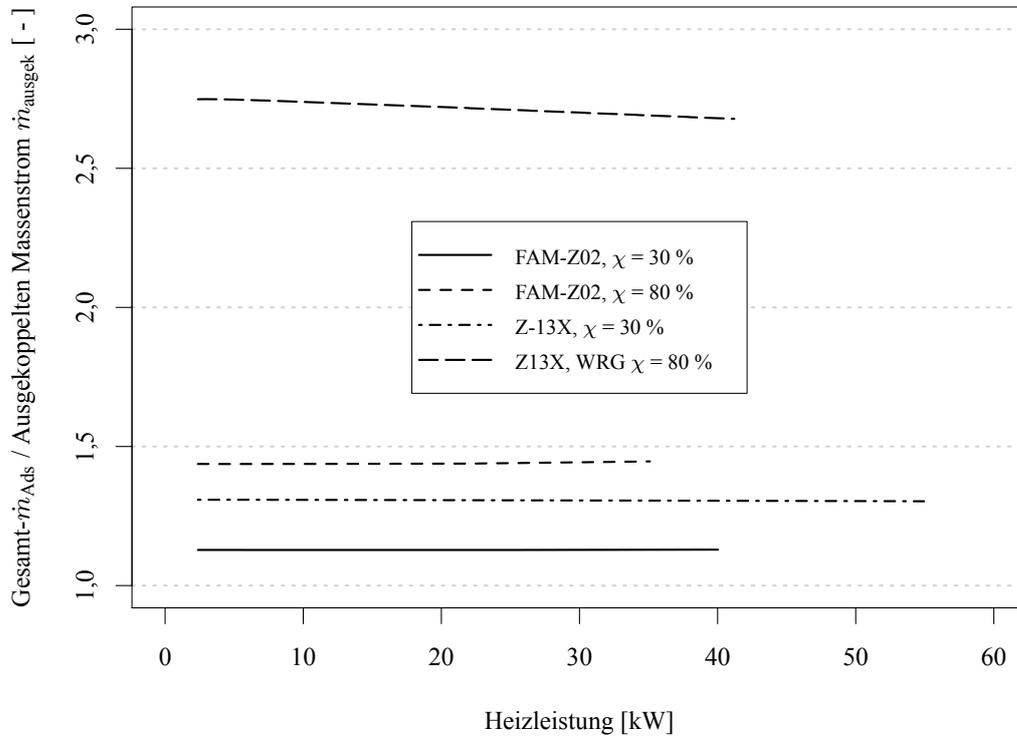


Abbildung A.5: Verhältnisse zwischen Gesamt-Adsorber-Massenstrom \dot{m}_{Ads} und ausgekoppeltem Massenstrom \dot{m}_{ausgek} , bzw. Gesamt-Wärmeübertragungsvermögen UA des Adsorbers und UA-Wert des Wärmeübertragers ohne Wärmerückgewinnung. Für Kennlinien in Abbildungen 4.3 und 4.4.

A.4 Hinweise zur Implementierung der generischen Simulationsmodelle

Die vorgestellten Modelle wurden in mehreren anwendungsangepassten Subroutinen ('Types') für das Simulationsprogramm TRNSYS umgesetzt. Sie enthalten die Implementierung der beschriebenen Berechnungsverfahren im TDG- oder WK-Modell, die vor der Systemsimulation durch Setzen eines Parameters ausgewählt werden können und dann in der Simulation benutzt werden.

Im Folgenden ist das Ablaufdiagramm der TRNSYS-Types beschrieben, der intern auf beide Routinen zurückgreifen kann.

Zu Beginn des Programms (vgl. Abbildung A.6) werden 28 Eingänge und 32 Parameter eingelesen. Diese setzen sich aus physikalischen Eingangs- und Parametrierungsgrößen der beschriebenen Modelle (z. B. U- und A-Werte der Wärmeübertragermodelle), aus Parametern, die zur Berechnung erforderlich sind (z. B. Grenzwerte für die Konvergenz iterativer Methoden, Wahl der Methoden) und aus Eingangsgrößen des jeweiligen Rechenschritts einer Systemsimulation zusammen (z. B. Fluidtemperaturen und Masseströme).

Nachdem eine Konfigurationsphase durchlaufen wurde, in der Regelungsgrößen eingehen, die von einer anderen Systemkomponente wie z. B. einem Regler vorgegeben werden können, wird eine Subroutine zur Berechnung der Wärmeübertragertemperaturen aufgerufen, in die die Wärmekapazität der äußeren Fluidkreise und die Größe der Masseströme an den Wärmeübertragern eingehen.

Zur Berechnung der Wärmebilanz wird zunächst ein genäherter, in etwa zu erwartender COP berechnet, indem die Eingangstemperaturen der Wärmeübertrager in abgewandelte Formen der Gleichungen 3.19 bis 3.22 eingehen. Je nachdem, ob sich das Programm, bzw. die Wärmepumpe, im Heiz- oder Kühlmodus befindet, wird damit die Wärmebilanz vollständig gelöst, so dass mit den berechneten Wärmeübertragereffizienzen die Innenseitentemperaturen der Wärmeübertrager erhalten werden. Hierbei muss geprüft werden, ob die erforderlichen Leistungen noch innerhalb der Nennleistung des für die Systemsimulation konfigurierten Geräts liegen oder diese überschreiten. Wird die Nennleistung überschritten, wird die Leistung auf die Nennleistung begrenzt und die Ausgangstemperaturen werden entsprechend angepasst.

Mit den berechneten Temperaturen an den Innenseiten der Wärmeübertrager wird nun ein neuer COP berechnet, der so lange iteriert und wiederholt in die bereits einmal gelöste Wärmebilanz eingesetzt wird, bis eine Konvergenz erreicht wird. Dabei wird die vom Benutzer gewählte Routine zur Berechnung des COP verwendet. Wählbar sind die in Tabelle A.1 zusammengestellten Methoden.

Am Ende der Ausführung eines jeden Zeitschritts (bzw. im Falle von TRNSYS einer jeden Solveriteration) wird eine Fehlerbehandlung durchgeführt und es werden die Ausgangsvariablen gesetzt, die an die anderen Komponenten der Systemsimulation übergeben werden.

Bei Verwendung des WK-Modells sind zwei Verfahren zur Berechnung der Wärmen in Abhängigkeit der Innenseitentemperaturen der Wärmeübertrager untersucht worden. Die Wärmen Q_i

A.5. PROGRAMMPARAMETER UND EIN- UND AUSGANGSVARIABLEN DER GENERISCHEN MODELLE

Modus	Funktion
0	TDG-Modell mit Gütegrad
1	WK-Modell mit Wärmerückgewinnung
2	Kombiniert: TDG-Modell mit thermodynamischer Mitteltemperatur für T_{Des} aus dem WK-Modell (3T)
3	Kombiniert: TDG-Modell mit thermodynamischen Mitteltemperaturen für T_{Des} und T_{Ads} aus dem WK-Modell (2T)

Tabelle A.1: Berechnungsmodi der implementierten Subroutine für TRNSYS (Type 943)

in Abschnitt 3.3.3 können für alle möglichen Temperaturkombinationen vorberechnet werden, so dass in der Simulation lediglich zwischen den so erhaltenen Ergebnissen interpoliert werden muss. Alternativ ist eine Berechnung in jedem Zeitschritt aufgrund der vorliegenden Innentemperaturen der Wärmeübertrager dynamisch möglich. Die erste Methode hat den Vorteil, dass die Wärmen Q_i nur einmal mit möglichst hoher Auflösung vorberechnet werden müssen und dass die Rechenzeit des WK-Modells in der System- bzw. Gebäudesimulation dadurch wesentlich reduziert wird, da nach dem Einlesen eines nur eine rechenzeiteffiziente, mehrdimensionale Interpolation nötig ist, um die Wärmen Q_i für die Randbedingungen des aktuellen Simulationszeitschritts zu erhalten. Die anschließenden übrigen Berechnungen des WK-Modells sind jeweils gleich.

Wie bereits in Abschnitt 3.3.3 erwähnt, wurde für das Verfahren mit vorberechneten Wärmen auch ein Teil einer zweiten am Institut existierenden Implementierung im Rahmen dieser Arbeit für die Berechnungen in TRNSYS verfügbar gemacht. Die Berechnung der Wärmen geht auch bei diesem Verfahren auf Núñez (2001) zurück und wurde im Rahmen der Arbeiten von V. Schwamberger mit Weiterentwicklungen in Matlab implementiert, woraus vorberechnete Daten für die Evaluation in TRNSYS übernommen werden können. Dies ermöglicht die Benutzung von Routinen zur Berechnung der Sorptionsgleichgewichte, die zum gegenwärtigen Zeitpunkt nur für Matlab zur Verfügung stehen. Die Unterschiede betreffen die Berechnung der Verdampfungsenthalpie von Wasser mit XSteam (Holmgren, 2007), auf Basis von (Wagner u. a., 2000) und die Berechnung der Wärmekapazität des Adsorbats. In der Implementierung, die die Wärmen ohne Vorbereitung anhand der Innentemperaturen der Wärmeübertrager bestimmt, muss hingegen mit genäherten thermodynamischen Eigenschaften von Wasser gearbeitet werden (tabellierte Werte und Näherungsgleichungen, vgl. (Núñez, 2001)) und die Wärmekapazität des Adsorbats wird als konstant angenommen (siehe Abschnitt 3.3.3 bzw. Otten, 1989; Cacciola u. Restuccia, 1995).

A.5 Programmparameter und Ein- und Ausgangsvariablen der generischen Modelle

Nicht alle Größen sind in allen Betriebsmodi aktiv / werden berücksichtigt, einige sind nur zu Testzwecken in der Implementierung vorgesehen bzw. für zukünftige Weiterentwicklungen reserviert. Nicht verwendete oder für die in dieser Arbeit beschriebenen Modelle nicht relevante Größen sind teilweise zusammengefasst.

Eingangsvariablen

Nr.	Bez.	Beschreibung
1-4		(für Einlesen von Daten benötigt)
5	TInG	Vorlauftemperatur Generator / Desorber
6	TInA	Vorlauftemperatur Sorber
7	TInC	Vorlauftemperatur Kondensator
8	TInE	Vorlauftemperatur Verdampfer
9	MDotA	Massestrom Sorber
10	MDotG	Massestrom Generator / Desorber
11	MDotC	Massestrom Kondensator
12	MDotE	Massestrom Verdampfer
13	OnOrOff	Betrieb: Ein / Aus
14	TempOrPower	Regelung: Sollwert ist Leistung oder Temperatur
15	TSetpointC	Temperatur-Sollwert Kühlen
16	TSetpointH	Temperatur-Sollwert Heizen
17	PowerSetpointC	Leistungs-Sollwert Kühlen
18	PowerSetpointH	Leistungs-Sollwert Heizen
19	HEXMode	Wärmeübertrager: Ein / Aus
20	HeatOrCool	Betrieb: Heizen oder Kühlen
21	WRGShareStr	WK-Modell: Wärmerückgewinnungsgrad χ
22-24		(nicht verwendet: andere WRG-Bilanzmethoden)
25	QualFac	TDG-Modell: Gütegrad q
26	ACD	ggf. Wärmeverteilung zw. Sorber / Kondensator (TDG)
27	TEnv	Umgebungstemperatur

Tabelle A.2: Eingangsvariablen der generischen Simulationsmodelle (TDG / WK)

A.5. PROGRAMMPARAMETER UND EIN- UND AUSGANGSVARIABLEN DER GENERISCHEN MODELLE

Ausgangsvariablen

Nr.	Bez.	Beschreibung
1-7		(für Implementierung benötigt)
8	QDotA	Wärme Sorber
9	QDotC	Wärme Kondensator
10	QDotG	Wärme Generator / Desorber
11	QDotE	Wärme Verdampfer
12	TInsA	Innentemperatur WÜ/Sorber
13	TInsC	Innentemperatur WÜ/Kondensator
14	TInsG	Innentemperatur WÜ/Generator bzw. Desorber
15	TInsE	Innentemperatur WÜ/Verdampfer
16	TOutA	Ausgangstemperatur WÜ/Sorber
17	TOutC	Ausgangstemperatur WÜ/Kondensator
18	TOutG	Ausgangstemperatur WÜ/Generator bzw. Desorber
19	TOutE	Ausgangstemperatur WÜ/Verdampfer
20	COPCool	Kühl-COP (je nach Modus aktiv)
21	COPHeat	Heiz-COP (je nach Modus aktiv)
22	COPCoolWRG	Kühl-COP mit WRG (je nach Modus aktiv)
23	COPHeatWRG	Heiz-COP mit WRG (je nach Modus aktiv)
24	EffectivenessA	Wärmeübertragercharakteristik Φ Sorber-WÜ
25	EffectivenessC	Wärmeübertragercharakteristik Φ Kondensator-WÜ
26	EffectivenessG	Wärmeübertragercharakteristik Φ Generator- bzw. Desorber-WÜ
27	EffectivenessE	Wärmeübertragercharakteristik Φ Verdampfer-WÜ
28	counter	Zähler für Iterationen bis Konvergenz
29-34		(für Implementierung benötigt) Prüfgrößen
35-38	shr-nr, shr-AhrA, shr-nrAC, shr-GAC	Verhältnisse der Wärmen mit / ohne Wärmerückgewinnung
39-48		Prüfgrößen zur Ursachenbestimmung im Fall $\zeta = 1$ (Heizen), bzw. $\zeta = 0$ (Kühlen), z. B. Unterschreitung min. Zykluszeit, Eis im Verdampfer

Tabelle A.3: Ausgangsvariablen der generischen Simulationsmodelle (TDG / WK)

Parameter

Nr.	Bez.	Beschreibung
1-7		(nur für Implementierung benötigt)
8	c	Wärmekapazität ext. Fluid
9	etaA	Modifikationsgröße WÜ Sorber
10	etaC	Modifikationsgröße WÜ Kondensator
11	etaG	Modifikationsgröße WÜ Generator / Desorber

A.5. PROGRAMMPARAMETER UND EIN- UND AUSGANGSVARIABLEN DER
GENERISCHEN MODELLE

12	etaE	Modifikationsgröße WÜ Verdampfer
13	RatedPowerH	Nennleistung Heizen
14	RatedPowerC	Nennleistung Kühlen
15	kHEX_A	U-Wert des WÜ Sorber
16	kHEX_C	U-Wert des WÜ Kondensator
17	kHEX_E	U-Wert des WÜ Verdampfer
18	kHEX_G	U-Wert des WÜ Generator / Desorber
19	A_A	A-Wert des WÜ Sorber
20	A_C	A-Wert des WÜ Kondensator
21	A_E	A-Wert des WÜ Verdampfer
22	A_G	A-Wert des WÜ Generator / Desorber
23	eps	(nur für Implementierung benötigt)
24	acc	Abbruchkriterium Iteration (Implementierung)
25	COPLimit	optional: TDG-Modell: Maximal-COP
26	EvalMode	Modus 1-4: TDG, WK, 2T, 3T
27	TDGCase	TDG-Modell: Fall aus (Hellmann, 2006)
28		(für Implementierung benötigt)
29	sorbent_cool	aktive Sorbensmasse Kühlfall
30	sorbent_heat	aktive Sorbensmasse Heizfall
31	min_minutes_c	minimale Zykluszeit Kühlfall
32	min_minutes_h	minimale Zykluszeit Heizfall
33	mincop_cool	optional: TDG: Regelung: minimaler COP Kühlfall
34	mincop_heat	optional: TDG: Regelung: minimaler COP Heizfall

Tabelle A.4: Parameter der generischen Simulationsmodelle (TDG / WK)

Zusätzliche Parameter für WK-Modell

Nr.	Beschreibung
1	Adsorbens (Auswahl W/A-Kurve des Materials)
2	Adsorbensmasse
3	spez. Wärmekapazität Adsorbens
4	Masse Ads-Wärmeübertrager
5	spez. Wärmekapazität Ads-Wärmeübertrager
6	Masse Verrohrungen
7	spez. Wärmekapazität Verrohrungen
8	ggf.: spez. Wärme des Adsorbats
9	Dichte des Adsorbens
10	ggf.: Dichte des Kältemittels

Tabelle A.5: Für WK-Modell zur Vorberechnung der Wärmekurven zusätzliche Parameter

A.6 Programmablaufplan TDG-/WK-Modell

Abbildung [A.6](#) auf der nächsten Seite zeigt den Programmablaufplan der für TRNSYS implementierten Routine mit integriertem TDG- und WK-Modell.

A.6. PROGRAMMABLAUFPLAN TDG-/WK-MODELL

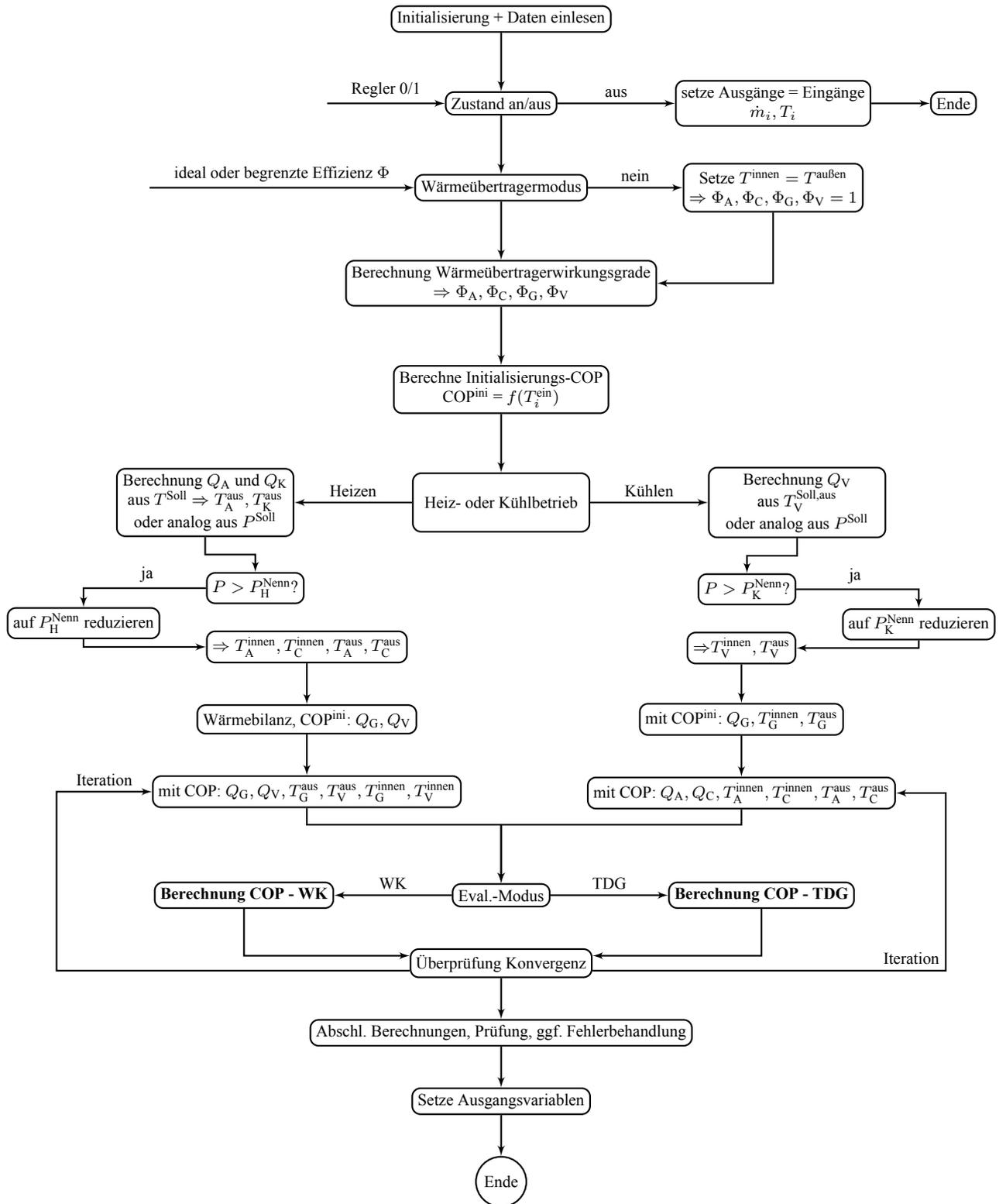


Abbildung A.6: Ablaufdiagramm der Subroutine für TRNSYS zur Simulation von Sorptionswärmepumpen mit dem TDG- oder WK-Modell

A.7 Hydraulische Verschaltungen zur Abbildung des SSE-Konzepts in den Simulationen

Die Abbildungen A.7 bis A.13 zeigen Skizzen der hydraulischen Verschaltung der Types (abgekürzt T), die das in Abbildung 5.2 gezeigte SSE-Konzept abbilden sollen. Abbildung A.12 zeigt das Heizsystem des damit verglichenen Referenzsystems. Das in Abbildung A.13 gezeigte Kältebereitstellungssystem unterscheidet sich nicht zwischen SSE-Konzept und Referenzsystem, es ist lediglich im Referenzsystem die thermisch angetriebene Kältemaschine deaktiviert. Der virtuelle Speicher (Type 924) in Abbildung A.13 ist in Abschnitt A.8 kurz beschrieben, er dient zu Pufferung von Lasten, wird jedoch bei der Berechnung der in dieser Arbeit gezeigten Simulationsergebnisse nicht verwendet, dasselbe gilt für die entwickelte Speichererweiterung mit Beschreibung des abgebildeten Einzonengebäudes in Abschnitt A.11 bzw. deren Position in Abbildung A.9 gezeigt ist.

Abgebildet sind nur die hydraulischen Verbindungen. Auf die Darstellung externer Ein- und Ausgänge, Regelungsverbindungen und Datenübergaben sowie zum Simulationszeitpunkt erfolgreicher Berechnungen zur Überwachung oder zur Berechnung von Kenngrößen wurde aus Gründen der Übersichtlichkeit verzichtet.

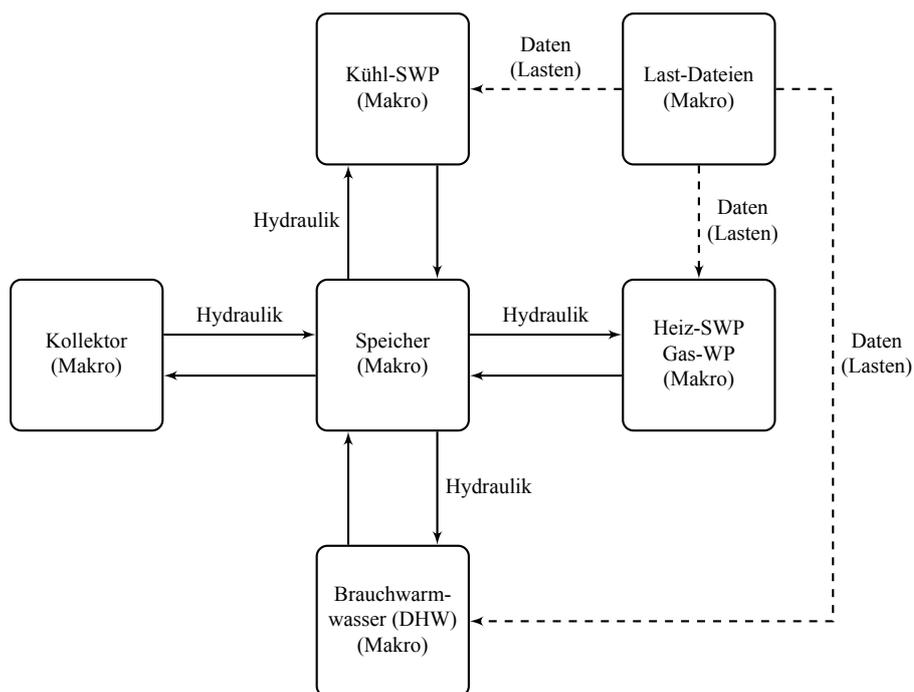


Abbildung A.7: Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Überblick

A.7. HYDRAULISCHE VERSCHALTUNGEN ZUR ABBILDUNG DES SSE-KONZEPTS IN DEN SIMULATIONEN

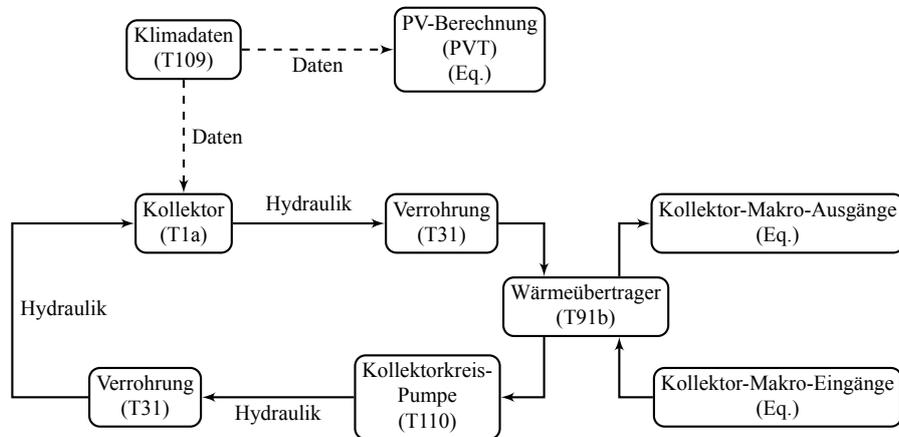


Abbildung A.8: Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Kollektormakro (links in Abb. A.7)

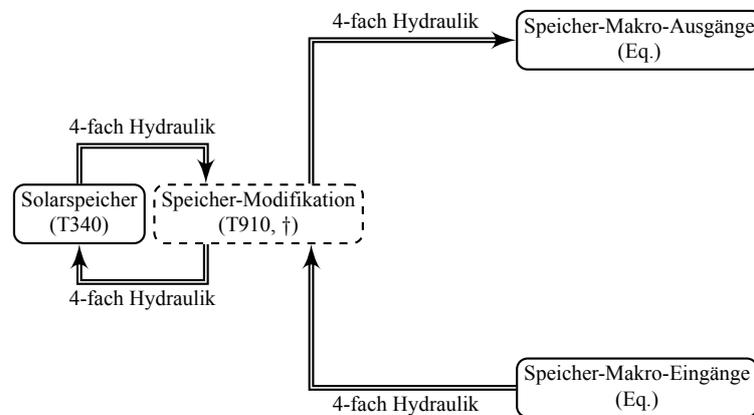


Abbildung A.9: Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Speichermakro (Mitte in Abb. A.7).

†: in dieser Arbeit deaktiviert, ohne Wirkung. 4-fach Hydraulik zur Verbindung mit Kollektor, Brauchwarmwasser, Heizwärmebereitstellung, Kältebereitstellung

A.7. HYDRAULISCHE VERSCHALTUNGEN ZUR ABBILDUNG DES SSE-KONZEPTS IN DEN SIMULATIONEN

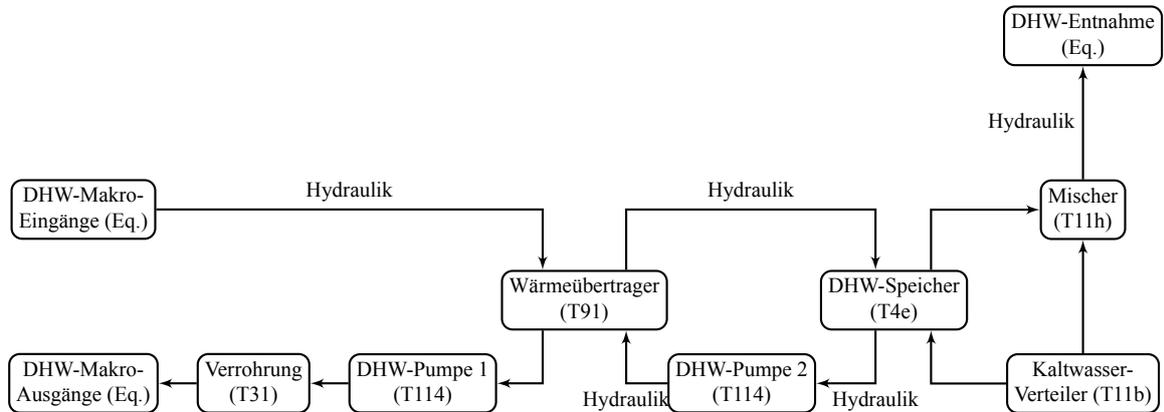


Abbildung A.10: Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Brauchwarmwasser- / DHW-Makro (unten in Abb. A.7).

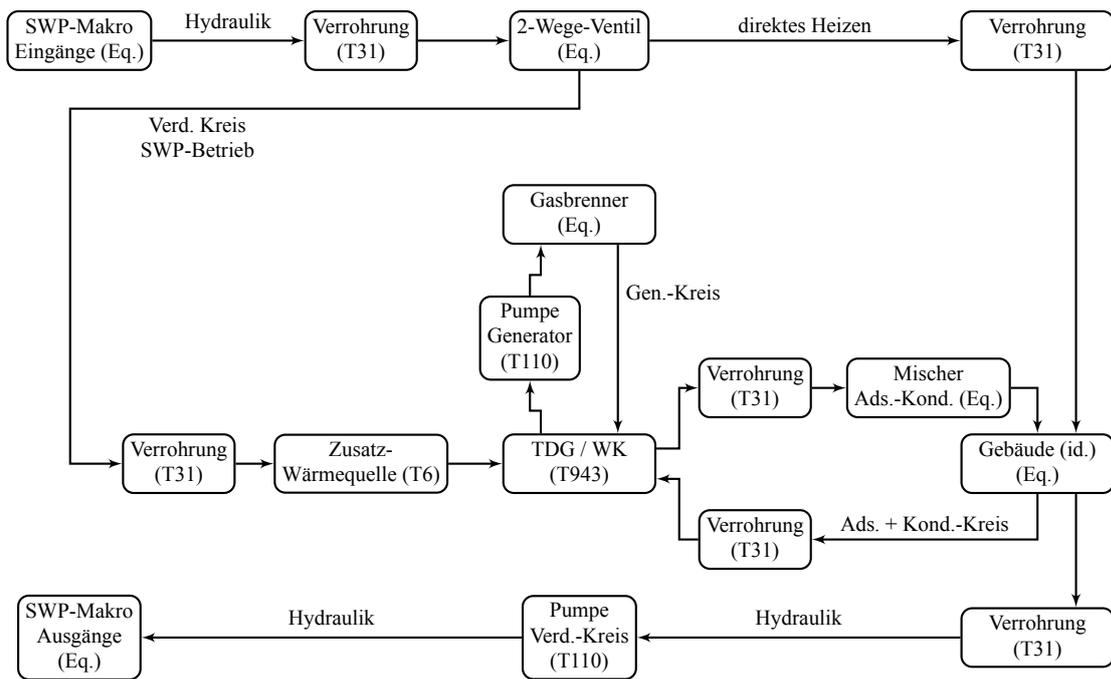


Abbildung A.11: Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Sorptionssystem Heizwärmebereitstellung (rechts in Abb. A.7).

A.7. HYDRAULISCHE VERSCHALTUNGEN ZUR ABBILDUNG DES SSE-KONZEPTS IN DEN SIMULATIONEN

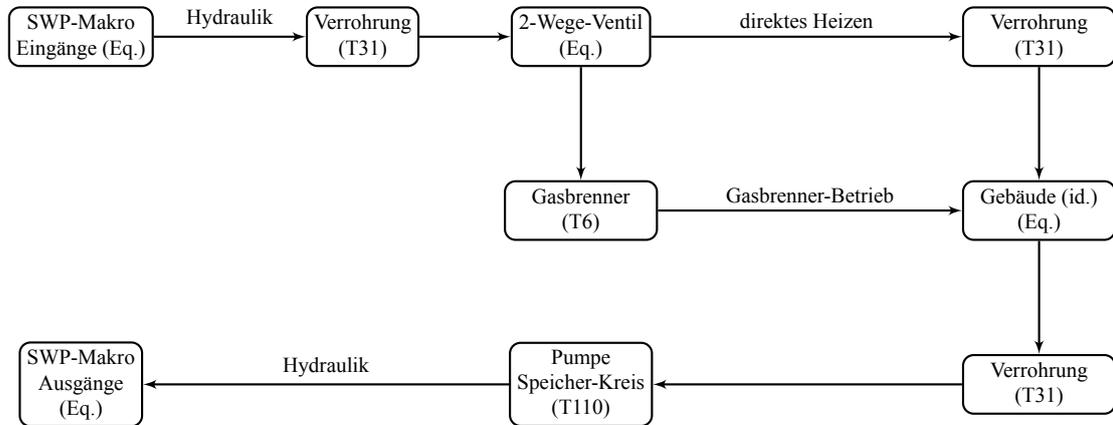


Abbildung A.12: Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Heizwärmebereitstellung Referenzsystem (ersetzt *Heiz-SWP-Makro* rechts in Abb. A.7).

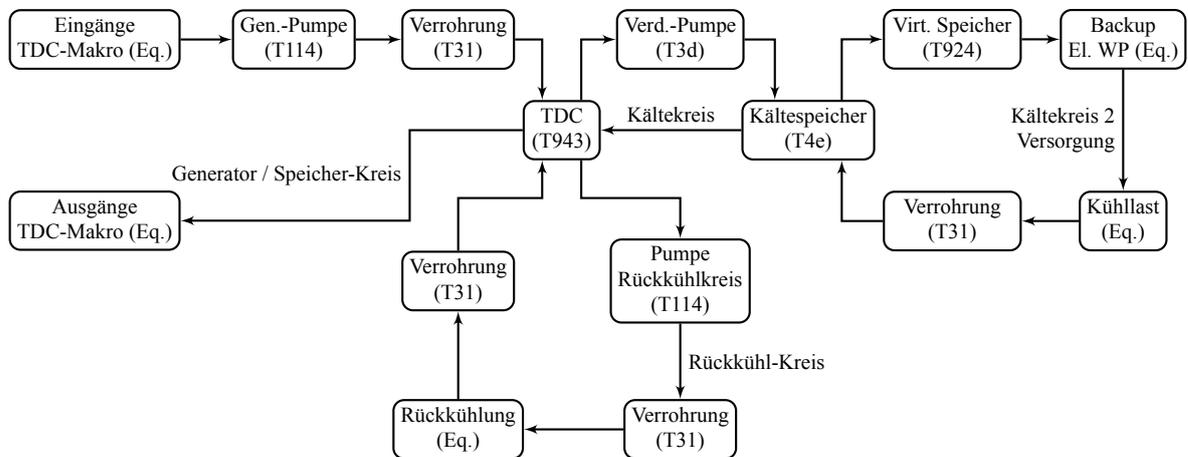


Abbildung A.13: Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Kühlsystem mit Sorptionskältemaschine (oben in Abb. A.7).

A.8 Virtueller Speicher für entkoppelte Simulationen

In der Arbeit wird an mehreren Stellen darauf verwiesen, dass der Lastzeitreihenansatz für die Abbildung des Gebäudes in der Systemsimulation in seiner Reichweite begrenzt ist. Als Zwischenlösung wurde im Rahmen von EvaSolK ein *virtueller Speicher* entwickelt, der in gedanklicher Näherung die Gebäudemasse repräsentieren soll, wenn seitens des Wärmebereitstellungssystems nur begrenzte Leistung zur Verfügung steht oder auf andere Weise Lasten nicht gedeckt werden können.

In diesem Fall wird der Leistungsbedarf zum Heizen oder Kühlen in einem Zeitschritt der Simulation für eine Zone oder das simulierte Gebäude, das durch eine Lastzeitreihe repräsentiert wird, nicht gedeckt. Die überschüssige Last würde in einer gekoppelten Simulation mit einem Gebäude dazu führen, dass das Gebäude die Solltemperatur nicht erreicht und damit im nächsten Zeitschritt höhere Last erzeugen, als wenn die Last gedeckt worden wäre.

In einer Lastzeitreihensimulation hingegen verfällt die ungedeckte Last, wodurch ein Bilanzfehler entsteht.

Bei der entwickelten Subroutine für TRNSYS handelt es sich um eine Simulationskomponente, die die überschüssige Last zwischenspeichert und entweder zu einer im nächsten Zeitschritt anfallenden Leistung addiert oder eine Temperatur verändert, z. B. die eines Massestroms um die zwischengespeicherte Wärme verringert oder erhöht. Im Fall mehrerer aufeinanderfolgender Zeitschritte mit ungedeckter Last wird diese im Speicher bilanzrichtig aggregiert.

Ist eine Lastzeitreihensimulation z. B. wegen langer Simulationslaufzeit bei Kopplung mit dem Gebäude erforderlich, kann diese Komponente dazu dienen, eine Zwischenlösung zu implementieren, die zumindest Bilanzfehler ausschließt. Eine Dokumentation ([Glück, 2012](#)) steht zur Verfügung.

A.9 Heizen und Kühlen mit elektrischem Strom - Kaltdampfprozess

Eine kompakte Beschreibung der thermodynamischen Grundlagen und der technischen Prinzipien des Kaltdampfprozesses, ist zum Beispiel in (Kaltschmitt u. a., 2013, Kap. 9.1.1) zu finden. Auf eine detaillierte Beschreibung wird hier verzichtet, elektrische Wärmepumpentypen deren Arbeitsprinzip auf einem Kaltgasprozess beruht ebenso.

Es wird mit einem elektrisch betriebenen Kompressor ein kontinuierlicher Prozess betrieben, bei dem das Kältemittel durch Erniedrigung des Drucks im Verdampfer verdampft und auf hohem Druckniveau im Kondensator kondensiert. Am Verdampfer wird durch die Aufnahme der Verdampfungsenthalpie beim erzwungenen Verdampfen des Kältemittels Wärme aus der Umgebung (bzw. aus einem angeschlossenen Fluidkreis) aufgenommen. Im Kondensator wird durch die freiwerdende Kondensationsenthalpie Wärme auf hohem Temperaturniveau frei, d. h. es wird Wärme abgegeben. Das Kältemittel wird mittels einer Drossel entspannt und so auf Verdampferdruckniveau gebracht.

Zusammenfassend unterhält der Prozess unter Aufnahme elektrischer Energie zwei Druckniveaus und somit zwei Temperaturniveaus. Damit kann Wärme bei einer nutzbaren Temperatur aus dem Prozess aufgenommen oder an den Prozess abgegeben werden, wenn dieser an der jeweils anderen Komponente Wärme aufnehmen oder abgeben kann, wobei dies bei einer Temperatur erfolgen kann, die für den nachgeschalteten Prozess nicht direkt nutzbar wäre.

Elektrische Wärmepumpen können sich umkehrbar betreiben lassen, d. h. für die Heiz- und Kühlfunktion nutzen, wenn das Kältemittel dies bei den in beiden Betriebsmodi auftretenden Verdampfer- und Kondensatortemperaturen zulässt und die Hydraulik entsprechend aufgebaut ist¹. D. h. es ist technisch relativ einfach möglich, mit demselben Gerät je nach Anforderung Wärme oder Kälte bereitzustellen. Im Vergleich mit den in Abschnitt 1.1.1 ff. beschriebenen Sorptionswärmepumpen können Kompressionskältemaschinen sowohl Wärme als auch Kälte unter Aufnahme vergleichsweise großer Mengen elektrischen Stroms - und damit reiner Exergie - bereitstellen. Man definiert die (elektr.) Leistungszahl bzw. den EER (*energy efficiency ratio*)

$$\text{EER} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_{\text{el.}}} \quad \text{auch} \quad \text{COP}_K^{\text{KKM}} \quad (\text{A.1})$$

bzw. für den Heizfall

$$\text{COP}_H^{\text{KWP}} = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_{\text{el.}}}, \quad (\text{A.2})$$

wobei die aufgenommene elektrische Energie $\dot{Q}_{\text{el.}} = P_{\text{el.}}$ beim Heizen zum Teil zur Nutzleistung beiträgt, während im Kühlfall die elektrische Energie am Kondensator als zusätzliche abzuführende Wärme anfällt.

Die Kennzahlen EER und $\text{COP}_H^{\text{KWP}}$ gelten nur für die Wärmepumpe. Werden die Bilanzgrenzen weiter definiert, werden weitere Kennzahlen zur Beurteilung des Wärme- bzw. Kältebereitstellungssystems relevant, die in Abschnitt 1.1.3 beschrieben werden.

¹Entweder muss die Hydraulik extern umgeschaltet werden oder Verdampfer und Kondensator müssen intern die Rollen tauschen. Sind die Wärmeübergabesysteme nicht räumlich von Kondensator und Verdampfer getrennt, wie bei Split-Geräten, ist dies die einzige Möglichkeit.

A.10 Hinweise zur Darstellung der Isosterenfelder

Die Isosterenfelder werden in dieser Arbeit schematisch als Auftragungen der Dampfdruckkurven in einem p/T -Diagramm dargestellt, in dem die Achsen mit $(\log p)$ bzw. mit $(-1/T)$ skaliert sind. Diese Darstellung ist empfehlenswert, da die Dampfdruckkurven des Kältemittels - unter der Annahme eines sich näherungsweise ideal verhaltenden Gases - als Geraden darstellbar werden. Der Grund hierfür liegt in der Form der Clausius-Clapeyron-Gleichung, die als Sonderfall der Clausius-Gleichung für den Phasenübergang flüssig \leftrightarrow gasförmig gilt, wenn man als Näherung ein ideales Gas betrachtet. Diese lautet für die Phasengrenze flüssigen und gasförmigen Kältemittels

$$\frac{1}{p} dp = \frac{\Delta h_V}{R \cdot T^2} dT. \quad (\text{A.3})$$

Nimmt man die spez. Verdampfungsenthalpie h_V als konstant (über einen kleinen Bereich) an, erhält man durch Integration die in dieser Darstellung gerade verlaufende Dampfdruckkurve des Kältemittels

$$\ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) = \frac{\Delta h_V}{R} \cdot \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right). \quad (\text{A.4})$$

Für die Verläufe der Isosteren muss Δh_V durch $\Delta h_V + h_{\text{ads}}$ ersetzt werden. Für die Darstellung geht man jedoch von der Näherung aus, dass die Wärmekapazität sich nicht signifikant von der Wärmekapazität der Gasphase unterscheidet, womit die Isosteren ebenfalls zu Geraden in der gewählten Darstellung werden, vgl. (Ruthven, 1984).

A.11 Erweiterung des Schichtspeichers / Solarspeichers

Zur Vorbereitung einer exergetischen Optimierung des Gesamtsystems wurde in (Schreiner, 2013) eine Modifikation für das Schichtspeichermodell (*Type 340*) entwickelt. *Type 340* erlaubt prinzipiell nur eine geschichtete Beladung, mit Entnahme auf festen Positionen. Dies hat zur Folge, dass während einer Jahressimulation die Entnahmehöhe auf der Lastseite fast immer so hoch wie möglich gewählt wird, um möglichst hohe Temperaturen auf der Lastseite zur Verfügung zu haben. Auf der Quellenseite, z. B. für die Verbindung mit dem Solarkollektormodell, wird die niedrigstmögliche Entnahmehöhe gewählt, so dass der Kollektorrücklauf geschichtet in den Solarspeicher eingespeist werden kann. Dies geschieht in der Absicht, den Solarkollektor mit niedrigstmöglichen Temperaturen zu versorgen, um hohe Kollektoreffizienz zu erreichen.

In einer Regelungsoptimierung könnte es jedoch von Vorteil sein, nicht immer aus dem unteren Bereich des Speichers zu entnehmen, sondern je nach Anforderungsprofil z. B. auch den mittleren Speicherbereich zuerst nachheizen zu können.

Konzeptionell sollte das Schichtspeichermodell für eine Rückwärtskompatibilität zunächst unverändert bleiben, weshalb eine zweite, mit dem Schichtspeichermodell zu koppelnde Subroutine in Fortran entwickelt wurde, die die weiterhin fest verteilten Entnahme-Anschlüsse des Speichermodells je nach Anforderungsprofil der übrigen Systemkomponenten und einer aus mehreren Entscheidungsroutinen gewählten Vorgabe auswählt. Die Einschichtung erfolgt unverändert temperaturrichtig, wozu durch dieses Verfahren eine nicht stufenlose, aber näherungsweise temperaturrichtige Entnahme hinzukommt. Abbildungen A.14 veranschaulichen das Konzept.

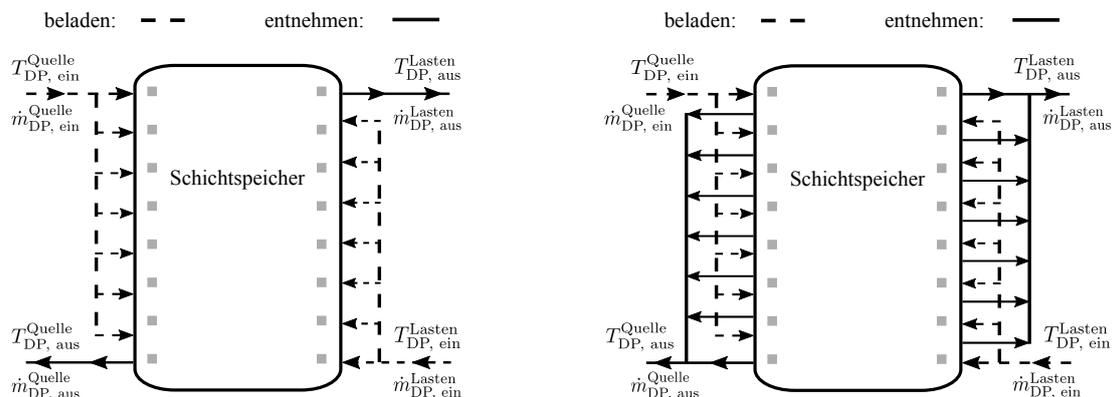


Abbildung A.14: links: Ausgangssituation, *DP* bezeichnet einen *double port* (Ein- und Auslass auf gleicher Höhe im Speicher). rechts: Modifikation zum schichtungserhaltenden Be- und Entladen des Speichers

Abbildungen A.15 und A.16 zeigen das Kopplungskonzept für den Erweiterungstyp *Type 910* zwischen dem Schichtspeichermodell und dem Gebäudemodell.

Die Veröffentlichungen Rosen (2001) und Dincer u. Rosen (2002) zeigen für große Speicher (10 m^3) bei Auflösung von 20 Temperaturzonen eine Exergiedifferenz von 9 % zwischen völliger Durchmischung des Speichers und idealer Schichtung, bei gleichem Energieinhalt des Speichers. Dieses Potential wird durch das verwendete Speichermodell bereits ausgeschöpft.

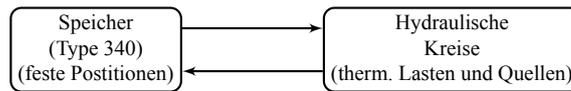


Abbildung A.15: Kopplungsschema zwischen hydraulischen Kreisen und dem Speichermodell ohne Type 910

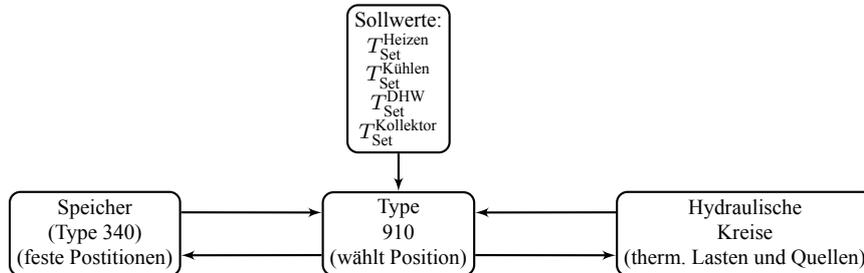


Abbildung A.16: Type 910 wird zwischen das Speichermodell und das Quellen- und Lastenmodell geschaltet und verwaltet die Ein- und Ausgänge des Speichermodells dynamisch nach wählbaren Methoden.

Die Speichermodifikation (*Type 910*) soll der Ermöglichung eines variablen Zugriffs auf die unterschiedlichen Temperaturschichten dienen und wurde u. a. in (Schreiner, 2013) für das in Abschnitt 5.1.1 vorgestellte SSE-Konzept untersucht, mit dem Ergebnis, dass sich der Primärenergieverbrauch des Gesamtsystems bei Verwendung des geschichtet be- und entladbaren Speichers nur geringfügig reduziert, während sich die Exergiebilanz je nach Be- und Entladungsverfahren beim Heizen signifikant verbessern lässt (teilweise > 25 % Exergieeinsparung im Vergleich zum unmodifizierten Schichtspeicher, vor allem durch temperaturrichtige Entnahme beim Sollwert für Heizen). Dass sich die Exergieeinsparung nicht in höheren Primärenergieeinsparungen niederschlägt liegt daran, dass bisher nicht der Primärenergieverbrauch des Gesamtsystems minimiert wurde, sondern dass vor allem auf die maximal erreichbare Exergieeinsparung Wert gelegt wurde. Um die Primärenergieeinsparung durch den veränderten Speicherbetrieb zu maximieren, muss die Wärmepumpen- und Kollektorregelung und -dimensionierung an das veränderte Konzept angepasst werden.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Vereinfachtes Wärmebilanz-Schema für Sorptionswärmepumpen	15
1.2	Vergleich der mittleren monatlichen Einstrahlung und der Heizlast	17
2.1	Vereinfacht: Komponenten Sorptionswärmepumpe	32
2.2	Schematische Darstellung / Temperaturniveaus	33
2.3	Absorptions-Wärmepumpenprozess im p/T-Diagramm, für LiBr	36
2.4	Adsorptions-Wärmepumpenprozess im (log p)/(-1/T)-Diagramm	38
2.5	Schema sensibler Wärmerückgewinnung / 2-Adsorber-Betrieb	39
2.6	Temperaturverläufe der Vor- und Rückläufe einer Adsorptionskältemaschine	40
3.1	Kopplungskonzept / generische Modelle	53
3.2	Sorptionswärmepumpenmodell abstrahiert als 2 gekoppelte Carnot-Prozesse	55
3.3	Gekoppelte Carnot-Prozesse im TS-Diagramm	55
3.4	Veranschaulichung des Wärmeübertragermodells (NTU-Modell)	61
3.5	Vereinfachtes Ablaufschema der Implementierung des TDG-Modells	61
3.6	Modulares Schema des TDG-Modells	62
3.7	COP über dem mittleren Temperaturniveau (TDG-Modell)	63
3.8	Modulares Schema des Adsorptionswärmepumpenmodells (WK-Modell)	66
3.9	Charakteristische Kurven für Adsorbentien und das Kältemittel Wasser	69
3.10	Adsorption: Zyklusverlauf mit Wärmen zur Bilanzierung	71
3.11	Wärmekurven für Wasser/Z-13X	75
3.12	Wärmekurven für Wasser/Z-13X, Anteil nicht rückgewinnbarer Wärme	76
3.13	Wärmekurven für Wasser/Z-13X, Anteil theoretisch rückgewinnbarer Wärme	76
3.14	Wärmekurven für Wasser/Z-13X, theor. rückgewinnbare Wärme bei $\chi = 0,5$ (a)	79
3.15	Wärmekurven für Wasser/Z-13X, theor. rückgewinnbare Wärme bei $\chi = 0,5$ (b)	80
3.16	Veranschaulichung der Wärmeströme bei Wärmerückgewinnung	82
3.17	Vereinfachtes Ablaufschema der Implementierung des WK-Modells	86
3.18	Modulares Schema des kombinierten Modells aus TDG- und WK-Modell	87
3.19	Gegenüberstellung verfügbarer Simulationsmodelle	89
3.20	Prinzipskizze Innentemperatur des WÜ als maximale Desorptionstemperatur	90
3.21	Prinzipskizze Innentemperatur des WÜ als thermodynamischer Mitteltemperatur	93
3.22	Prinzipskizze Innentemperatur des WÜ als thermodynamischer Mitteltemperatur des Desorptionsprozesses, Überkreuzung	94
3.23	Prinzipbild Simulationsmodell in TRNSYS, schematisch	96
3.24	Vergleich berechneter Kennlinien nach Anpassung an Daten der Sortech ACS 05	97
3.25	Optimierte Verteilung des Wärmeübertragungsvermögens	102

3.26	COP am Betriebspunkt und Skalierungsfaktor des Gesamt-UA-Wertes von Adsorber und Desorber	103
4.1	Erforderlicher UA-Wert für Betriebscharakteristik Φ bei untersch. Massenströmen	107
4.2	Kennlinien für den Kühlbetrieb / TDG, WK (127B) und TDG / 2T	108
4.3	Kennlinien für den Heizbetrieb / TDG, WK (FAM-Z02) und TDG / 2T	112
4.4	Kennlinien für den Heizbetrieb / TDG, WK (Z-13X) und TDG / 2T	113
4.5	Kennfeld TDG (Heizen), $T_V^{\text{ein}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$	115
4.6	Kennfeld TDG (Heizen), $T_V^{\text{ein}} = 9 \text{ }^\circ\text{C}$	115
4.7	Kennfeld WK (Heizen), FAM-Z02, $T_G^{\text{ein}} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_V^{\text{ein}} = 9 \text{ }^\circ\text{C}$, $UA_i = 4 \text{ kW/K}$. .	116
4.8	Kennfeld WK (Heizen), Z-13X, $T_G^{\text{ein}} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_V^{\text{ein}} = 9 \text{ }^\circ\text{C}$, $UA_i = 4 \text{ kW/K}$. . .	116
4.9	Kennfeld TDG (Kühlen), $UA_i = 100 \text{ kW/K}$	118
4.10	Kennfeld WK (Kühlen), Silica Gel 127B, $UA_i = 100 \text{ kW/K}$	119
4.11	Kennfeld WK (Kühlen), Silica Gel 127B, $UA_i = 2 \text{ kW/K}$	119
5.1	Verschaltung des Referenzsystems mit Gas-Brennwertgerät als Wärmequelle . . .	125
5.2	Systemkonzept mit Solarkollektorfeld als einziger Wärmequelle	127
5.3	Beispiel eines Temperatur-Jahresverlaufs für Referenz- und SSE-Konzept	128
5.4	Solare Deckungsgrade f_{sav} für Heizen und Kühlen, mit q_H bzw. $q_K = 0,5$	139
5.5	Erweiterte solare Deckungsgrade $f_{\text{sav, ext}}$ für Heizen und Kühlen	140
5.6	Kennlinien und Betriebshistogramme (Häufigkeit) für FK- und PVT-Kollektoren	141
5.7	Kollektornutzungsgrade für Referenz- und SSE-System	142
6.1	Jahres-Dauerlinien Zusatzwärmequelle / Wärmerückgewinnungspotential	145
6.2	Verbleibende Betriebsstunden bei Wärmerückgewinnung aus Gebäudeabluft	146
6.3	Verbleibende Wärmen bei Wärmerückgewinnung aus Gebäudeabluft	147
6.4	Jahresarbeitszahlen für das SSE-Konzept mit dem TDG-Modell	149
6.5	Anteiliges Erreichen des FSC für das SSE-Konzept mit TDG-Modell	149
6.6	Jahresarbeitszahlen für das SSE-Konzept mit dem WK-Modell	150
6.7	Anteiliges Erreichen des FSC für das für das SSE-Konzept mit dem WK-Modell	150
6.8	Jahresarbeitszahlen in Abhängigkeit des Wärmeübertragungsvermögens	152
6.9	Jahresarbeitszahlen in Abhängigkeit der Desorber-Vorlauftemperatur	153
6.10	Häufigkeitsverteilung des COP ζ für Heizbetrieb, WK, FAM-Z02	155
6.11	Bereitgestellte Wärmen bei COPs ζ für Heizbetrieb, WK, FAM-Z02	156
6.12	COPs ζ über Temperaturhüben ($T_{\text{Soll,AC}} - T_{\text{Verd., Vorlauf}}$), WK, Heizen, FAM-Z02	157
6.13	COPs ζ über Temperaturhüben ($T_{\text{Soll,AC}} - T_{\text{Verd., Vorlauf}}$), WK, Heizen, Z-13X . .	158
6.14	Häufigkeitsverteilung des COP ζ für Heizbetrieb, TDG-Modell	159
6.15	Bereitgestellte Wärmen bei COPs ζ für Heizbetrieb, TDG-Modell	160
6.16	COPs ζ über Temperaturhüben ($T_{\text{Soll,AC}} - T_{\text{Verd., Vorlauf}}$), Heizen, TDG-Modell . .	161
A.1	Wärmekurven für Wasser/Z-13X	167
A.2	Wärmekurven für Wasser/FAM-Z02	168
A.3	Wärmekurven für Wasser/127B	168
A.4	Wärmekurven exemplarisch zu Heizkennlinien / WK FAM-Z02 / WK Z-13X	169

A.5	Verhältnisse Gesamtmassenstrom / ausgek. Massenstrom, bzw. UA-Werte	170
A.6	Ablaufdiagramm der Subroutine für TRNSYS (TDG- / WK-Modell)	177
A.7	Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Überblick	178
A.8	Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Kollektormakro	179
A.9	Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Speichermakro	179
A.10	Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Brauchwarmwasser	180
A.11	Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Sorptionssystem Heizwärmebereitstellung	180
A.12	Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Heizwärmebereitstellung Referenzsystem	181
A.13	Hydraulische Verschaltung in TRNSYS - Kühlsystem	181
A.14	Erweiterung des Schichtspeichers / Solarspeichers	185
A.15	Kopplungsschema Solar-Schichtspeicher ohne Type 910	186
A.16	Kopplungsschema Solar-Schichtspeicher mit Type 910	186

Tabellenverzeichnis

1.1	COPs elektrischer Wärmepumpen nach DIN 18599-5:2012-11	22
1.2	Auflistung einiger marktverfügbarer Sorptionswärmepumpen	26
3.1	Ablaufbeschreibung des TDG-Modells, vgl. Abbildung 3.5	62
3.2	Ablaufbeschreibung des WK-Modells, vgl. Abbildung 3.17	86
3.3	Gegenüberstellung der diskutierten Simulationsmodelle	88
3.4	Parametrierung nach Anpassung für 75/30/18-15 °C an Daten für Sortech ACS 05	99
3.5	Betriebs-Randbedingungen für Optimierung der Wärmeübertrager-Verteilung . .	103
4.1	Betriebsbedingungen / Konfiguration Kennlinien Kühlen	109
4.2	Ursachen für Abbrechen der Kennlinien im Heizfall	111
4.3	Betriebsbedingungen / Konfiguration Kennlinien Heizen	112
4.4	Betriebsbedingungen für Kennfelderstellung mit dem TDG-Modell	115
4.5	Betriebsbedingungen für Kennfelderstellung mit dem WK-Modell (Heizbetrieb) .	117
4.6	Betriebsbedingungen für Kennfelderstellung / TDG- / WK-Modell (Kühlbetrieb)	119
4.7	Verwendete Randbedingungen aus VDI 4650	120
4.8	Konfiguration für Berechnungen nach VDI 4650	121
4.9	Berechnete Norm-Jahresarbeitszahlen nach VDI 4650	121
5.1	Kollektorparameter Flachkollektor / PVT-Kollektor	132
5.2	Annahmen für das Einzonen-Gebäudemodell	133
5.3	Grundannahmen zur Systemdimensionierung / SSE-Konzept	137
5.4	Solare Deckungsgrade f_{sav} , vgl. Abbildung 5.4	139
5.5	Erweiterte Solare Deckungsgrade $f_{sav, ext}$ für Heizen und Kühlen	140
5.6	Kollektornutzungsgrade für Referenz- und SSE-System	142

6.1	Verbleibende Betriebsstunden Zusatzwärmequelle bei WRG aus Gebäudeabluft .	146
6.2	Verbleibende Wärmen bei WRG aus Gebäudeabluft	147
6.3	Randbedingungen für die Parameterstudien in Abbildungen 6.6 bis 6.5	151
A.1	Berechnungsmodi der implementierten Subroutine für TRNSYS (Type 943)	172
A.2	Eingangsvariablen der generischen Simulationsmodelle (TDG / WK)	173
A.3	Ausgangsvariablen der generischen Simulationsmodelle (TDG / WK)	174
A.4	Parameter der generischen Simulationsmodelle (TDG / WK)	175
A.5	Parameter zur Berechnung der Wärmekurven	175

Literaturverzeichnis

- [AEE Intec 2002] AEE Intec: High Energy Density Sorption Heat Storage for Solar Space Heating / AEE Intec, Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energie, Institut für Nachhaltige Technologien. 2002. – Projektbericht
- [Alam u. a. 2000] Alam, K. C. A. ; Saha, B. B. ; Kang, Y. T. ; Akisawa, A. ; Kashiwagi, T.: Heat exchanger design effect on the system performance of silica gel adsorption refrigeration systems. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43 (2000), S. 4419–4431
- [Albers 2011] Albers, J.: *Type 177: Absorption Chiller and Heat Pump - Characteristic Equation Method*. Technische Universität Berlin, Institut für Energietechnik, 2011
- [Albers u. a. 2009] Albers, J. ; Kemmer, H. ; Ziegler, F.: Solar-driven adsorption chiller control by hot and cooling water temperature. In: *Proceedings of 3rd International Conference on Solar Air-Conditioning (OTTI 2009), Palermo, Italy, 2009*
- [Albers u. a. 2013] Albers, J. ; Petersen, S. ; Ziegler, F.: Comparison of a similar control strategy for ab- and adsorption chillers. In: *5th International Conference on Solar Air-Conditioning (OTTI 2013)*, 2013, S. 331–336
- [Albers u. Ziegler 2009] Albers, J. ; Ziegler, F.: Einfluss variabler Volumenströme auf charakteristische Gleichungen für Absorptionskälteanlagen. In: *KI Kälte Luft Klimatechnik* (2009)
- [Albers u. Ziegler 2011] Albers, J. ; Ziegler, F.: Heat transfer calculation for absorption heat pumps under variable flow rate conditions. In: *Proceedings of International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC11), Padua, Italy, 2011*, S. 813–822
- [Aristov 2013] Aristov, Y. I.: Challenging offers of material science for adsorption heat transformation: A review. In: *Applied Thermal Engineering* 50 (2013), Nr. 2, S. 1610–1618
- [ASHRAE Handbook 2001] ASHRAE Handbook: *ASHRAE Handbook Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning, 2001
- [BAFA 2012] BAFA: *Richtlinien zur Förderung von Maßnahmen zur Nutzung erneuerbarer Energien im Wärmemarkt*. Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle 2012
- [BMU 2013] BMU: Erneuerbare Energien in Zahlen - Nationale und internationale Entwicklung / Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit. 2013. – Forschungsbericht
- [Bongs 2013] Bongs, C.: *Experimentelle und mathematisch-numerische Untersuchung von verdunstungsgekühlten, sorptiv beschichteten Wärmeübertragern für die Luftentfeuchtung und Kühlung*, Technische Universität Berlin, Diss., 2013

- [Brockmann u. a. 2002] Brockmann, T. ; Butterweck, C. ; Müller, C. ; Utesch, B. ; Wölting, W. ; ASUE - Arbeitskreis Gaswärmepumpen und Kältetechnik (Hrsg.): *Gaswärmepumpen*. ASUE - Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e. V., 2002
- [Bundesregierung der Bundesrepublik Deutschland 2010] Bundesregierung der Bundesrepublik Deutschland: *Energiekonzept für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung*. 28. September 2010
- [Cacciola u. Restuccia 1995] Cacciola, G. ; Restuccia, G.: Reversible adsorption heat pump: a thermodynamic model. In: *International Journal of Refrigeration* 18 (1995), Nr. 2, S. 100 – 106
- [Cerkvenik u. a. 2001] Cerkvenik, B. ; Poredos, A. ; Ziegler, F.: Influence of adsorption cycle limitations on the system performance. In: *International Journal of Refrigeration* (2001), Nr. 24, S. 475–485
- [Chow 2010] Chow, T. T.: A review on photovoltaic / thermal hybrid solar technology. In: *Applied Energy* 87 (2010), Nr. 2, 365 - 379
- [Critoph u. Zhong 2005] Critoph, R. E. ; Zhong, Y.: Review of trends in solid sorption refrigeration and heat pumping technology. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering* 219 (2005), Nr. 3, S. 285–300
- [Curzon u. Ahlborn 1975] Curzon, F. L. ; Ahlborn, B.: Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output. In: *American Journal of Physics* 43 (1975)
- [Dalibard 2014] Dalibard, A.: *Advanced controls of solar driven adsorption chillers*, Technische Universität Berlin, Diss., 2014
- [Dalibard u. a. 2012] Dalibard, A. ; Eicker, U. ; Ziegler, F.: Dynamische Modellierung von Adsorptionskälteanlagen für Systemsimulationen. In: *Tagungsband, Deutscher Kältetechnischer Verein*, 2012
- [Dalibard u. a. 2013] Dalibard, A. ; Eicker, U. ; Ziegler, F.: Advanced control of solar driven adsorption chillers. In: *Proceedings of 5th International Conference on Solar Air-Conditioning (OTTI 2013), Bad Krozingen, Germany*, 2013
- [Diefenbach u. a. 2010] Diefenbach, N. ; Cischinsky, H. ; Rodenfels, M. ; Clausnitzer, K.-D.: Datenbasis Gebäudebestand / Institut Wohnen und Umwelt (IWU). 2010. – Forschungsbericht. – Datenerhebung zur energetischen Qualität und zu den Modernisierungstrends im deutschen Wohngebäudebestand
- [Diefenbach u. a. 2011] Diefenbach, N. ; Loga, T. ; Gabriel, J. ; Fette, M.: Monitoring der KfW-Programme „Energieeffizient Sanieren“ 2010 und „Ökologisch / Energieeffizient Bauen“ 2006 - 2010 / Institut für Wohnen und Umwelt, Darmstadt, Bremer Energie Institut. 2011. – Forschungsbericht
- [DIN 12975-2 2006] DIN 12975-2: *Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - Kollektoren*. 2006

- [DIN 18599 2012] DIN 18599: *Energetische Bewertung von Gebäuden - Energy efficiency of buildings*. 2012
- [DIN 1946-6 2009] DIN 1946-6: *Raumlufttechnik - Teil 6: Lüftung von Wohnungen - Allgemeine Anforderungen, Anforderungen zur Bemessung, Ausführung und Kennzeichnung, Übergabe/Übernahme (Abnahme) und Instandhaltung*. 2009
- [DIN 4701-10:2001-02 2003] DIN 4701-10:2001-02: *Energetische Bewertung heiz- und raumlufttechnischer Anlagen*. 2003
- [DIN 4702-8 2003] DIN 4702-8: *Heizkessel - Ermittlung des Norm-Nutzungsgrades und des Norm-Emissionsfaktors*. 2003
- [DIN EN 1264:2011 2011] DIN EN 1264:2011: *Raumflächenintegrierte Heiz- und Kühlsysteme mit Wasserdurchströmung*. 2011
- [DIN EN 15251 2012] DIN EN 15251: *Eingangsparameter für das Raumklima zur Auslegung und Bewertung der Energieeffizienz von Gebäuden - Raumluftqualität, Temperatur, Licht und Akustik, Deutsche Fassung EN 15251:2007*. 2012
- [Dincer u. Rosen 2002] Dincer, I. ; Rosen, M. A.: *Thermal Energy Storage. Systems and Applications*. John Wiley & Sons, Ltd., 2002
- [Drück u. a. 2006] Drück, H. ; Bachmann, S. ; Müller-Steinhagen, H.: *Wärmespeicher für Solaranlagen - Historie und zukünftige Entwicklungen*. In: *Statusseminar Thermische Energiespeicherung, 02.-03.11.2006, Freiburg*, 2006
- [Dubinin 1975] Dubinin, M. M.: *Physical Adsorption of Gases and Vapors in Micropores*. In: Cadenhead, D.A. (Hrsg.) ; Danielle, J.F. (Hrsg.) ; M.D., Rosenberg (Hrsg.): *Progress in Surface and Membrane Science* Bd. 9. Academic Press, 1975, S. 1–70
- [Duffie u. Beckman 2006] Duffie, J. A. ; Beckman, W. A.: *Solar Engineering of Thermal Processes*. 3rd. Wiley & Sons, Inc., 2006
- [Dupeyrat u. a. 2011] Dupeyrat, W. ; Ménézo, C. ; Wirth, H. ; Rommel, M.: *Improvement of PV module optical properties for PV-thermal hybrid collector application*. In: *Solar Energy Materials & Solar Cells* (2011), Nr. 95, S. 2028–2036
- [Döll 2011] Döll, Jochen: *Simulation of an Adsorption Chiller Using Artificial Neural Networks*. In: *OTTI - 4th International Conference Solar Air Conditioning, Larnaca, Zypern*, 2011
- [Eicker 2001] Eicker, U.: *Solare Technologien für Gebäude*. 1. Auflage. Teubner, 2001
- [EnEV 2009] EnEV: *Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung - EnEV)*. 2009
- [EnEV 2014] EnEV: *Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung - EnEV)*. 2014

- [Eppler 2013] Eppler, Philipp: *Ermittlung von Kenngrößen zur Bewertung solarthermisch unterstützter Heiz- und Kühlsysteme für Gebäude auf Grundlage einer automatisierten statistischen Analyse von Simulationsdaten*. 2013. – Studienarbeit
- [Erneuerbare-Wärme-Gesetz - EWärmeG 2007] Erneuerbare-Wärme-Gesetz - EWärmeG: Gesetz zur Nutzung erneuerbarer Wärmeenergie in Baden-Württemberg. In: *Gesetzblatt für Baden-Württemberg*, 23. November 2007. Rechts- und Vorschriftendienst Baden-Württemberg, 2007, S. 531–534
- [Feddeck u. Meyer 2005] Feddeck, P. ; Meyer, F.: *Heizen mit Zeolith-Heizgerät*. BINE Informationsdienst, 2005
- [Fujisawa u. Tani 1997] Fujisawa, T. ; Tani, T.: Annual exergy evaluation on photovoltaic-thermal hybrid collector. In: *Solar Energy Materials & Solar Cells* 47 (1997), S. 135–148
- [Gartler u. a. 2004] Gartler, G. ; Jähnig, D. ; Purkarthofer, G. ; Wagner, W.: Development of a high energy density sorption storage system. In: *Proceedings of the EuroSun Conference, Freiburg, Germany*, 2004
- [Gasper 2008] Gasper, R.: *Entwicklung einer kompakten zweimodularen Adsorptionswärmepumpe*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen (RWTH), Diss., 2008
- [Gassel 2005] Gassel, A.: Die Adsorptionskälteanlage - Betriebserfahrungen und thermodynamische Berechnung. In: *KI Kälte Luft Klimatechnik* 34 (2005), Nr. 8, S. 380–384
- [Glück 2012] Glück, C.: *Dokumentation Type 924*. Fachgebiet Strömungsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, 2012
- [Glück u. a. 2014] Glück, C. ; Faßnacht, T. ; Leibfried, U.: Simulationsstudie zur Integration von PV-Modulen und PVT-Kollektoren in ein Solar-Wärmepumpensystem. In: *24. OTTI Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein*, 2014
- [Glück u. a. 2011] Glück, C. ; Roldan Blasco, E. ; Lenz, B. ; Schmidt, F. P.: Potential study of desiccant wheel-based water catchment from air and possible application for climatization. In: *Proceedings of International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC11), Padua, Italy*, 2011, S. 715–723
- [Glück u. Schmidt 2012] Glück, C. ; Schmidt, F. P.: Simulation study of a coupling concept for solar thermal collectors to gas driven sorption heat pumps in new and retrofitted residential buildings. In: *Konferenzband der 10. Internationalen Konferenz für Thermische Solarenergienutzung, Gleisdorf, Österreich*, 2012, S. 222–231
- [Glück u. Schmidt 2013] Glück, C. ; Schmidt, F. P.: A generic adsorption heat pump model for system simulations in TRNSYS. In: *Proceedings of the 5th International OTTI conference on solar air-conditioning, Bad Krozingen, Deutschland*, 2013
- [Glück u. a. 2013] Glück, C. ; Schreiner, F. ; Schmidt, F.-P.: Simulation study of a new type of a solar combi system with a sorption heat pump for solar heating and cooling of residential buildings. In: *Proceedings of Sustainable Building Conference SB13, München*, 2013, S. 1433–1440

- [Hannl u. a. 2012] Hannl, D. ; Neyer, D. ; Rieberer, R. ; Streicher, W.: Stationäres und dynamisches Betriebsverhalten einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskälteanlage - experimentelle Analyse und Simulationsmodellbildung. In: *Konferenzband 10. Internationale Konferenz für Thermische Solarenergienutzung, Gleisdorf, Österreich, 2012*, S. 507–515
- [Hannl u. Rieberer 2012] Hannl, D. ; Rieberer, R.: Analyse einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskälteanlage - Betriebserfahrungen und Simulationsmodellbildung. In: *Tagungsband DKV-Tagung 2012, AA II.1.14, 2012*
- [Härtel 2011] Härtel, M.: *Nachbildbarkeit von marktverfügbaren Sorptionsmaschinen mit generischen Sorptionswärmepumpenmodellen*, Fachgebiet Strömungsmaschinen, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Technologie KIT, Studienarbeit, 2011
- [Hartmann u. a. 2011] Hartmann, N. ; Glück, C. ; Schmidt, F. P.: Economic comparison of thermal and electrical solar cooling: a case study of a typical office building exposed to two different european climates. In: *Renewable Energy* 36 (2011), Nr. 5, S. 1329–1338
- [Hauer 2002] Hauer, A.: *Beurteilung fester Adsorbentien in offenen Sorptionssystemen für energetische Anwendungen*, Technische Universität Berlin, Diss., 2002
- [Hellmann 2006] Hellmann, H.-M.: Carnot-COP for sorption heat pumps working between four temperature levels. In: *International Journal of Refrigeration* 25 (2006), S. 66–74
- [Hellmann u. a. 1999] Hellmann, H.-M. ; Schweigler, C. ; Ziegler, F.: The characteristic equations of absorption chillers. In: *Proceedings of the International Sorption Heat Pump Conference, ISHPC, 1999*, S. 169–172
- [Hellmann u. Ziegler 1999] Hellmann, H.-M. ; Ziegler, F.: Simple absorption heat pump modules for system simulation programs. In: *ASHRAE Transactions* (1999)
- [Henning 2005] Henning, H.-M.: *Modellierung des Verhaltens von Adsorptionskältemaschinen*. Mai 2005. – Dokumentation Adsorptionswärmepumpenmodellierung mit T*-Modell. Priv. Kommunikation im Rahmen des Projekts EvaSolK
- [Henning 2007a] Henning, H.-M. (Hrsg.): *Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings: A Handbook for Planners*. 2. Springer, Wien, New York, 2007
- [Henning u. a. 2009] Henning, H.-M. ; Urbaneck, T. ; Morgenstern, A. ; Núñez, T. ; Wiemken, E. ; Thümmler, E. ; Uhlig, U.: *Kühlen und Klimatisieren mit Wärme*. BINE Informationsdienst, 2009
- [Henning 2007b] Henning, Hans-Martin: Solar assisted air conditioning of buildings - an overview. In: *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), S. 1734–1749
- [Henninger u. a. 2011] Henninger, S. K. ; Witte, K. T. ; Földner, G. ; Núñez, T. ; Schossig, P.: Technical and economical review of thermally driven heat pumps. In: *10th IEA Heat Pump Conference* (2011)

- [Herold u. a. 1996] Herold, K. E. ; R., Radermacher ; Klein, S. A.: *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC Press, 1996
- [Holmgren 2007] Holmgren, M.: „XSteam - properties for water and steam“ - verfügbar für Microsoft Excel, LibreOffice Calc und Matlab. Version: August 2007
- [Huang 1963] Huang, K.: *Statistische Mechanik, Band I*. John Wiley & Sons, New York, 1963
- [Jordan u. Vajen 2005] Jordan, U. ; Vajen, K.: DHWCalc: program to generate domestic hot water profiles with statistical means for user defined conditions. In: *Proceedings of ISES Solar World Congress 2005*, 2005
- [Kakiuchi u. a. 2005] Kakiuchi, H. ; Shimooka, S. ; Iwade, M. ; Oshima, K. ; Yamazaki, M. ; Terada, S. ; Watanabe, H. ; Takewaki, T.: Water Vapor Adsorbent FAM-Z02 and its Applicability to Adsorption Heat Pump. In: *Kagaku Kogaku Ronbunshu* 31 (2005), Nr. 4, S. 273–277
- [Kaltschmitt u. a. 2013] Kaltschmitt, M. ; Streicher, W. ; Wiese, A.: *Erneuerbare Energien : Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte*. 5. Auflage. Springer Verlag, 2013
- [Kalz 2009] Kalz, D.: *Heating and cooling concepts employing environmental energy and thermo-active building systems for low-energy buildings*, Universität Karlsruhe (TH), Dissertation, 2009
- [Kays u. London 1984] Kays, W. M. ; London, A. L. ; Crawford, H. B. (Hrsg.) ; Gleason, D. (Hrsg.): *Compact Heat Exchangers*. Third Edition. Mc Graw-Hill Book Company, 1984
- [Kohlenbach 2006] Kohlenbach, P.: *Solar cooling with absorption chillers: Control strategies and transient chiller performance*, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2006
- [Kühn 2013] Kühn, A. (Hrsg.): *Thermally driven heat pumps for heating and cooling*. Universitätsverlag der TU Berlin, 2013
- [L-DCS Technology 2014] L-DCS Technology: <http://www.l-dcs.com/>. 2014. – abgerufen am 20.05.2014
- [Labus 2011] Labus, J.: *Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat*, Universitat Rovira I Virgili, Departament d'enginyeria mecànica, Tarragona, Spanien, Diss., 2011
- [Leibfried 2011] Leibfried, U.: Integrierte Systemlösungen für Bestand und Neubau als Weg zum Erreichen der Klimaziele. In: *21. Symposium Thermische Solarenergie*, 2011
- [Letz u. a. 2009] Letz, T. ; Bales, C. ; Perers, B.: A new concept for combisystems characterization: The FSC method. In: *Solar Energy* 83 (2009), S. 1540–1549
- [Menerga 2014] Menerga: <http://www.menerga.com/Sorpsolair-Typ-72-73.758.0.html>. 2014. – abgerufen am 20.05.2014
- [Meteonorm 2014] Meteonorm: <http://meteonorm.com/de/>. 2014. – abgerufen am 20.05.2014

- [Meunier 1985] Meunier, F.: Second Law Analysis of a Solid Adsorption Heat Pump Operating on Reversible Cascade Cycles: Application to the Zeolite-Water Pair. In: *Heat Recovery Systems* 5 (1985), Nr. 2, S. 133–141
- [Meunier 2013] Meunier, F.: Adsorption heat powered heat pumps. In: *Applied Thermal Engineering* 61 (2013), S. 830–836
- [Meunier u. a. 1996] Meunier, F.; Kaushik, S.C.; Neveu, P.; Poyelle, F.: A comparative thermodynamic study of sorption systems: second law analysis. In: *International Journal of Refrigeration* 19 (1996), Nr. 6, 414 - 421
- [Meunier u. a. 1997a] Meunier, F.; Neveu, P.; Castaing-Lasvignottes, J.: Comparison of Sorption Systems Based on Equivalent Carnot Cycles. In: *ASHRAE Transactions* 103 (1997), Nr. 1, S. 375–383
- [Meunier u. a. 1998] Meunier, F.; Neveu, P.; Castaing-Lasvignottes, J.: Equivalent Carnot cycles for sorption refrigeration. In: *International Journal of Refrigeration* 21 (1998), Nr. 6, S. 472–489
- [Meunier u. a. 1997b] Meunier, F.; Poyelle, F.; LeVan, M.D.: Second-law analysis of adsorptive refrigeration cycles: the role of thermal coupling entropy production. In: *Applied Thermal Engineering* 17 (1997), S. 43–55
- [Miara u. a. 2011] Miara, M.; Günther, D.; Kramer, T.; Oltersdorf, T.; Wapler, J.: Wärmepumpen Effizienz - Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb / Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE. 2011. – Forschungsbericht
- [Mittelbach u. Büttner 2008] Mittelbach, W.; Büttner, T.: Compact adsorption chillers with coated adsorber heat exchangers. In: *Proceedings of the 9th International IEA Heat Pump Conference*, 2008
- [Nevins u. Feyerherm 1967] Nevins, R.; Feyerherm, A.: Effect of floor surface temperature on comfort, part IV: cold floors. In: *ASHRAE Transactions* 72 (1967), Nr. 2049, S. III.2.1 – III.2.8
- [Neyer u. a. 2013] Neyer, D.; Hannl, D.; Nocke, B.: Entwicklung eines Simulationsmodells einer Ammoniak / Wasser-Absorptionskältemaschine für Jahressimulationen in TRNSYS. In: *23. Symposium Thermische Solarenergie (OTTI 2013)*, 2013
- [Nia u. a. 2006] Nia, F.E.; Paassen, D. van; Saidi, M.H.: Modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning. In: *Energy and Buildings* 38 (2006), S. 1230–1239
- [Nienborg u. a. 2012] Nienborg, B.; Petry Elias, A. R.; Wiemken, E.; Zachmeier, P.; Safarik, M.; Glück, C.; Schmidt, F. P.: Perspektiven von solarthermischer und photovoltaischer Kühlung. In: *10th International Conference on Solar Thermal Energy*, 2012
- [Núñez u. a. 2007] Núñez, T.; Mittelbach, W.; Henning, H.-M.: Development of an adsorption chiller and heat pump for domestic heating and air-conditioning applications. In: *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), S. 2205–2212

- [Núñez 2001] Núñez, Tomás: *Charakterisierung und Bewertung von Adsorption für Wärmetransformationsanwendungen*, Universität Freiburg, Diss., 2001
- [Núñez u. a. 2006] Núñez, T. ; Mittelbach, W. ; Henning, H.–M.: Development of a Small-Capacity Adsorption System for Heating and Cooling Applications. In: *HVAC&R Research* 12 (2006), Nr. sup2, 749-765
- [Olesen 2008] Olesen, B.: Radiant Floor Cooling Systems. In: *ASHRAE Journal* (2008), September, S. 16–22
- [OpenEI 2011] OpenEI: *Hourly energy emission factors for Electricity Generation in the United States*. Version: 2011. – (abgerufen 10.05.2014)
- [Otten 1989] Otten, W.: *Simulationsverfahren für die nichtisotherme Ad- und Desorption im Festbett auf der Basis der Stoffdaten des Einzelkorns am Beispiel der Lösungsmitteladsorption*, Diss., 1989
- [Phillips 1976] Phillips, B. A.: Absorption cycles for air-cooled solar air conditioning. In: *ASHRAE Journal* 82 (1976), S. 966–974
- [Polanyi 1932] Polanyi, M.: Section III.-Theories of the adsorption of gases. A general survey and some additional remarks. Introductory paper to section III. In: *Trans. Faraday Soc.* 28 (1932), 316-333
- [Pons u. Poyelle 1999] Pons, M. ; Poyelle, F.: Adsorptive machines with advanced cycles for heat pumping or cooling applications. In: *International Journal of Refrigeration* (1999)
- [Preisler u. a. 2012] Preisler, A. ; Thür, A. ; Neyer, D. ; Focke, H.: Solar Cooling Monitor - Evaluierung Energieeffizienz und Betriebsverhalten von solarthermischen Kühlanlagen zur Gebäudekühlung in Österreich / Österreichisches Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie. 2012. – Forschungsbericht
- [Quiles u. a. 2013] Quiles, P. ; Aguilar, F. J. ; Aledo, S.: Operation and energy efficiency of a hybrid air conditioner simultaneously connected to the grid and to photovoltaic panels. In: *Proceedings of 5th international conference on Solar Air Conditioning (OTTI 2013)*, Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e.V. (OTTI), Regensburg, Germany, 2013, S. 296–301
- [Recknagel u. a. 2007] Recknagel ; Sprenger ; Schramek: *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*. Oldenburg Industrieverlag, 2007
- [Réseau de transport d'électricité 2012] Réseau de transport d'électricité: Activity and sustainable development report 2012 / RTE. 1, Terrasse Bellini TSA 41000, 92919 La Défense Cedex, 2012. – Jahresbericht
- [Riesch 1991] Riesch, P.: *Absorptionswärmetransformator mit hohem Temperaturhub*. Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, 1991

- [Riffel u. a. 2011] Riffel, D. B. ; Schmidt, F. P. ; Belo, F. A. ; Leite, A. P. ; Cortés, F. B. ; Chejne, F. ; Ziegler, F.: Adsorption of water on Grace Silica Gel 127B at low and high pressure. In: *Adsorption* 17 (2011), Nr. 6, 977-984
- [Robur GmbH 2013] Robur GmbH: *Heizsysteme mit Gas-Absorptions-Wärmepumpen und erneuerbare Energien*. Paulinenstraße 94, 88046 Friedrichshafen : Prospekt, 2013
- [Rosen 2001] Rosen, M. A.: The exergy of stratified thermal energy storages. In: *Solar Energy* 71 (2001), Nr. 3, S. 173–185
- [Rubin 1979] Rubin, M. H.: Optimal configuration of a class of irreversible heat engines. In: *Physical Review A* 19 (1979), Nr. 3, S. 1272–1289
- [Ruthven 1984] Ruthven, D. M.: *Principles of Adsorption and Adsorption Processes*. John Wiley & Sons, 1984
- [Sartori u. a. 2012] Sartori, I. ; Napolitano, A. ; Voss, K.: Net zero energy buildings: A consistent definition framework. In: *Energy and Buildings* 48 (2012), Mai, Nr. 0, 220–232
- [Schicktanz 2013] Schicktanz, M.: *Dynamische Modellierung einer Adsorptionskälteanlage unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses von Temperaturfluktuationen*, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2013
- [Schmidt 2004] Schmidt, F. P.: *Optimizing Adsorbents for Heat Storage Applications: Estimation of Thermodynamic Limits and Monte Carlo Simulations of Water Adsorption in Nanopores*, Universität Freiburg im Breisgau, Dissertation, 2004
- [Schnabel 2009] Schnabel, L.: *Experimentelle und numerische Untersuchung der Adsorptionskinetik von Wasser an Adsorbens-Metallverbundstrukturen*, Technische Universität Berlin, Fakultät III - Prozesswissenschaften, Dissertation, 2009
- [Schreiner 2013] Schreiner, F.: *Hydraulische Erweiterung eines neuartigen Kopplungskonzepts zwischen Solarkombisystem und Sorptionswärmepumpe*, Fakultät für Maschinenbau, Fachgebiet Strömungsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, KIT, Diplomarbeit, 2013
- [Schwamberger u. a. 2010] Schwamberger, V. ; Joshi, C. ; Taheri, H. ; Schmidt, F. P.: Stratisorp: Neuartiges Schichtspeichersystem zur Effizienzsteigerung von Adsorptionswärmepumpen und -kältemaschinen / Karlsruher Institut für Technologie, KIT. 2010. – Forschungsbericht
- [Schwamberger u. Schmidt 2013] Schwamberger, V. ; Schmidt, F. P.: Estimating the Heat Capacity of the Adsorbate - Adsorbent System for Adsorption Equilibria Regarding Thermodynamic Consistency. In: *Industrial & Engineering Chemistry Research* 52 (2013), Nr. 47, S. 16958 – 16965
- [Schwamberger u. a. 2011] Schwamberger, Valentin ; Joshi, Chirag ; Schmidt, Ferdinand P.: Second law analysis of a novel cycle concept for adsorption heat pumps. In: *Proc. Int. Sorption Heat Pump Conf. (ISHPC11)*, 2011, S. 991–998

- [Shmroukh u. a. 2013] Shmroukh, A. N. ; Ali, A. H. H. ; Abel-Rahman, A. K.: Adsorption Refrigeration Working Pairs: The State-of-the-Art in the Application. In: *International Journal of Chemical, Materials Science and Engineering* 7 (2013), Nr. 11, S. 25–37
- [Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison 2005] Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison: *TRNSYS, A Transient Simulation Program, User's Manual, Version 17*, 2005. – (Erste veröffentlichte Version war Version 7, 1976)
- [Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison 2012] Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison: *TRNSYS 17 Documentation - Mathematical Reference*, 2012
- [Sortech AG 2010] Sortech AG: *Adsorptionskältemaschine ACS 08 / ACS 15, Produktdatenblatt*. 2010
- [Stach u. a. 2005] Stach, H. ; Mugele, J. ; Jänchen, J. ; Weiler, E.: Influence of Cycle Temperatures on the Thermochemical Heat Storage Densities in the Systems Water / Microporous and Water / Mesoporous Adsorbents. In: *Adsorption* 11 (2005), Nr. 3-4, 393-404
- [T. Núñez 1999] T. Núñez, W. M. H.-M. Henning H. H.-M. Henning: Adsorption Cycle Modeling: Characterization and Comparison of Materials. In: Schweigler, C. (Hrsg.) ; Summerer, S. (Hrsg.) ; Hellmann, H.-M. (Hrsg.) ; Ziegler, F. (Hrsg.): *Proc. Int. Sorption Heat Pump Conference*. Germany : Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V. (ZAE-Bayern), 24-26 März 1999, S. 209–217
- [Tjaden 2013] Tjaden, T.: *Techno-Ökonomischer Vergleich von Solarthermieanlagen mit Photovoltaik-Wärmepumpen-Systemen mittels dynamischer Simulation*, HTW Berlin, Fachbereich 1, Umwelttechnik / Regenerative Energien, Diplomarbeit, 2013
- [Torío u. a. 2009] Torío, H. ; Angelotti, A. ; Schmidt, D.: Exergy analysis of renewable energy-based climatization systems for buildings: A critical review. In: *Energy and Buildings* 41 (2009), S. 248–271
- [Vaillant Deutschland GmbH & Co. KG 2014] Vaillant Deutschland GmbH & Co. KG: *Mit Dreifachtechnologie: die günstigste Gasheizung der Welt*. Berghauser Str. 40, 42859 Remscheid : Prospekt, März 2014
- [VDI 2010] VDI, Verein Deutscher Ingenieure e. V.: Positionspapier - Klimaschutz und Energie-Energie: Handlungsempfehlungen für den Gebäudebereich. (2010)
- [VDI 4650 2007] VDI 4650: *Energetische Bewertung von Gebäuden - Energy efficiency of buildings*. 2007
- [Voss u. a. 2010] Voss, K. ; Sartori, I. ; Napolitano, A. ; Geier, S. ; Gonzalves, H. ; Hall, M. ; Heiselberg, P. ; Widén, J. ; Candanedo, A. ; Musall, E. ; Karlsson, B. ; Torcellini, P.: Load Matching and Grid Interaction of Net Zero Energy Buildings. In: *EuroSun Conference, Graz*, 2010

- [Wagner u. a. 2000] Wagner, W. ; Cooper, J. R. ; Dittmann, A. ; Kijima, J. ; Kretzschmar, H. J. ; Kruse, A. ; Mareš, R. ; Oguchi, K. ; Sato, H. ; Stöcker, I. ; Šifner, O. ; Takaishi, Y. ; Tanishita, I. ; Trübenbach, J. u. a.: The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 122 (2000), Nr. 1, S. 150–184
- [Wang u. a. 2010] Wang, D. C. ; Li, Y. H. ; Li, D. ; Xia, Y.Z. ; Zhang, J. P.: A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010), S. 344–353
- [Wang u. Oliviera 2006] Wang, R. Z. ; Oliviera, R. G.: Adsorption refrigeration - An efficient way to make good use of waste heat and solar energy. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 32 (2006), S. 424–458
- [Wang u. Chua 2007] Wang, X. ; Chua, H. T.: Two bed silica gel - water adsorption chillers: An effectual lumped parameter model. In: *International Journal of Refrigeration* 30 (2007), S. 1417–1426
- [Weiss 2003] Weiss, W. ; Solar Heating and Cooling Executive Committee of the International Energy Agency (IEA) (Hrsg.): *Solar heating systems for houses*. James & James (Science Publishers) Ltd., 2003
- [Wetter 2011] Wetter, M.: *GenOpt, Generic Optimization Program, User Manual, Version 3.1.0*. Simulation Research Group, Building Technologies Department, Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley, 2011
- [Wiemken u. a. 2013a] Wiemken, E. ; Morgenstern, A. ; Schicktanz, M. ; Nienborg, B.: *Planungsleitfaden Solare Kühlung*. Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, 2013
- [Wiemken u. a. 2012] Wiemken, E. ; Nienborg, B. ; Petry Elias, A. R. ; Zachmeier, P. ; Safarik, M. ; Glück, C. ; Schmidt, F. P.: EVASOLK - Evaluation of Solar Cooling in Comparison to Reference Technologies. In: *Eurosun 2012, ISES-Europe Solar Conference*, 2012
- [Wiemken u. a. 2013b] Wiemken, E. ; Safarik, M. ; Zachmeier, P. ; Hagel, K. ; Wittig, S. ; Schweigler, C. ; Nienborg, B. ; Petry Elias, A. R.: Evaluierung der Chancen und Grenzen von solarer Kühlung im Vergleich zu Referenztechnologien / Fraunhofer ISE (Koordination), ILK Dresden, ZAE Bayern. 2013. – Abschlussbericht
- [Witte u. a. 2008] Witte, K. T. ; Albers, J. ; Krause, M. ; Safarik, M. ; Besana, F. ; Sparber, W.: Absorption chiller modelling with TRNSYS - requirements and adaption to the machine EAW Wegracal SE 15. In: *Proceedings of 1st International Congress on Heating, Cooling, and Buildings (EUROSUN 2008)*, 2008
- [Wongsuwan u. a. 2001] Wongsuwan, W. ; Kumar, S. ; Neveu, P. ; Meunier, F.: A review of chemical heat pump technology and applications. In: *Applied Thermal Engineering* 21 (2001), S. 1489–1519

- [Ziegler 1997] Ziegler, F.: *Sorptionswärmepumpen*. Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V. (DKV) Stuttgart, 1997. – Habilitationsschrift
- [Ziegler 2011] Ziegler, F.: Recent developments and future prospects of sorption heat pump systems. In: *International Journal of Thermal Sciences* 38 (2011), Nr. 3, S. 191–208
- [Ziegler u. a. 1999] Ziegler, F. ; Hellmann, H.-M. ; Schweigler, C.: An approximative method for modeling the operating characteristics of advanced absorption chillers. In: *Proceedings of 20th International Congress of Refrigeration IIR/IIF, Sydney (Paper 600)*, 1999
- [Zondag 2008] Zondag, H.A.: Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: A review. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12 (2008), Nr. 4, 891 - 959