

Forschungsbericht zum BMWi-Vorhaben

Leistungsprüfung und ökologische Bewertung von kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen

Akronym „WPSol“

Förderkennzeichen: 0325967A
Laufzeit des Vorhabens: 01.09.2010 bis 31.05.2014
Aufstockung: 01.06.2014 bis 31.08.2015

Bearbeitung: Universität Stuttgart
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)
Harald Drück, Sebastian Bonk, Björn Ehrismann, Sven Stark,
Patrick Frey, Anja Loose
Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart
Tel. 0711/685-63553, Fax 0711/685-63503
E-Mail: drueck@itw.uni-stuttgart.de

Stuttgart, 12. April 2016

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) unter dem Förderkennzeichen 0325967A gefördert. Die Autorinnen und Autoren danken für die Unterstützung und übernehmen die Verantwortung für den Inhalt dieses Berichts.

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Kurzfassung

Das Hauptziel des Forschungsvorhabens „WPSol“ (Leistungsprüfung und ökologische Bewertung von kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen) war die Entwicklung von Verfahren zur dynamischen Leistungsprüfung sowie für die ökologische und primär-energetische Bewertung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung.

Angesichts der ausgeprägten Steigerung der Verkaufszahlen von elektrisch angetriebenen Wärmepumpen sowie der zunehmenden Kombination von Wärmepumpen mit thermischen Solaranlagen ist es erforderlich, dass entsprechende standardisierte Prüfverfahren verfügbar sind. Insbesondere im Hinblick auf eine Charakterisierung des dynamischen Betriebsverhaltens von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen ist diese Voraussetzung bisher nicht erfüllt. Ebenso fehlen bisher Instrumente für eine ganzheitliche ökologische und primärenergetische Bewertung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen.

Im vorliegenden Forschungsbericht wird das komponentenorientierte sogenannte CTSS-Prüfverfahren (CTSS: Component Testing – System Simulation), welches für Anlagen zur solaren Warmwasserbereitung und für solare Kombianlagen bereits zur Verfügung steht und in der europäischen Normenreihe EN 12977 standardisiert ist, erweitert. Durch diese Erweiterung kann das CTSS-Prüfverfahren zukünftig auch zur Prüfung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen verwendet werden, welche elektrische Kompressionswärmepumpen beinhalten.

Am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart steht dafür ein Laborprüfstand zur Verfügung, der es erlaubt, elektrisch angetriebene Wasser/Wasser- und Sole/Wasser-Kompressionswärmepumpen unter stationären und dynamischen Betriebsbedingungen zu untersuchen. Für die Entwicklung und Erprobung des dynamischen Leistungsprüfverfahrens und die Validierung entsprechender Rechenmodelle wurden 2 Wärmepumpen detailliert messtechnisch untersucht.

Für das erweiterte CTSS-Prüfverfahren ist es erforderlich, das thermische Verhalten von Wärmepumpen mathematisch beschreiben zu können. Es wurde daher in diesem Vorhaben ein entsprechendes Rechenmodell zur Beschreibung des thermischen Verhaltens elektrisch angetriebener Wärmepumpen in Verbindung mit Künstlichen Neuronalen Netzen entwickelt. In Kombination mit konventionellen numerischen Modellen sowie den individuellen Parametern aus Laborprüfungen für die anderen Komponenten der Solarthermie-Wärmepumpenanlagen kann damit die jährliche Wärmeleistung einer kompletten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen für definierte Referenzbedingungen mittels Systemsimulationen berechnet werden. Das in dem Vorhaben entwickelte und vorgestellte erweiterte CTSS-Verfahren wurde exemplarisch auf zwei Anlagen angewandt.

Über die thermische Leistungsbewertung hinaus wurde in dem Vorhaben auch ein Verfahren für eine ganzheitliche ökologische Bewertung der Anlagen auf Basis einer Ökobilanzierung (Life Cycle Assessment, LCA) entwickelt, und ebenfalls exemplarisch angewandt.

Zusätzlich zur Entwicklung der ganzheitlichen Prüfverfahren wurden insgesamt sechs kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen im Feldtest über einen Zeitraum von mindestens einem Kalenderjahr detailliert messtechnisch untersucht und deren Betrieb wissenschaftlich begleitet. Die wichtigsten Ergebnisse werden im vorliegenden Forschungsbericht ebenfalls präsentiert.

In Ergänzung zur direkten Projektarbeit erfolgte eine aktive Mitarbeit in dem IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 „Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings“ sowie in diversen nationalen und internationalen Normungsgremien.

Abschließend werden die Inhalte und Ergebnisse des Forschungsberichts zusammengefasst und bewertet sowie weitere Ansatzpunkte für zukünftige Arbeiten aufgezeigt.

Abstract

The combination of solar thermal components and electrically driven compression heat pumps for domestic hot water and space heating systems for smaller single- and multi-family houses is by now already well known among manufacturers in the heating market. However, standardized performance test methods for such combined systems are not yet available, even though standardized test procedures are crucial for the market development by ensuring a high quality level, and also for allowing end customers to compare different system types and configurations with regard to their thermal performance in an objective, transparent and easily understandable manner.

Therefore, the project WPSol is related to the development of performance test methods and the ecological assessment of combined solar thermal and heat pump systems (SHP systems) used for domestic hot water preparation and space heating.

One of the main aims of WPSol was an extension of the already standardized CTSS test method (CTSS: Component Testing – System Simulation) for solar thermal systems and components towards combined solar thermal and heat pump systems (SHP systems), which is presented in this project report. For this purpose a dynamic laboratory test method for the heat pump as one key component of a SHP system has been developed and already successfully applied to brine to water heat pumps and one air to water heat pump. In this process, the heat pump is tested in a laboratory under dynamic operation conditions and based on the hereby acquired test data an artificial neural network (ANN) model is trained in order to characterize the thermal behavior of the heat pump.

With the trained ANN model for the heat pump and numerical models for all other key components of a SHP system, which are tested conventionally according to EN 12975-2:2006 or EN ISO 9806 (solar collector) and EN 12977-3:2012 (hot water store), -4:2012 (combistore) and -5:2012 (controller), the annual thermal performance of the overall system can be calculated for defined reference conditions such as meteorological data and load profiles by using a component based simulation program such as TRNSYS /TRN/.

A subsequent validation of this newly developed test procedure on the basis of in-situ measurements of six combined solar thermal and heat pump systems of different types installed in single-family houses was performed as well.

In addition to the determination of the thermal performances, also a holistic ecological investigation on the basis of Life Cycle Assessments (LCA) has been performed for one combined solar and heat pump system.

The main results of the newly developed CTSS laboratory performance test method, system simulations, extensive field test measurements and Life Cycle Assessments are presented in this project report.

Apart from direct contents of project work, active contributions to the IEA SHC Task 44 and IEA HPP Annex 38 “Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings” have been performed and it was participated in national and international standardization committees.

As conclusion, the contents and results of the research report are summarized and assessed and suggestions for future activities are pointed out.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	II
Abstract	IV
Inhaltsverzeichnis	V
Nomenklatur	XI
Große lateinische Symbole	XI
Kleine lateinische Symbole	XV
Griechische Symbole	XVII
Abkürzungen.....	XIX
Indizes	XXIII
1 Einführung.....	1
1.1 Motivation und Problemstellung.....	1
1.2 Marktübersicht	2
1.3 Zielsetzung und Aufbau des Vorhabens WPSol.....	8
2 Entwicklung eines dynamischen Prüfverfahrens für Wärmepumpen (AP1).....	10
2.1 Beschreibung des CTSS-Prüfverfahrens nach EN 12977.....	10
2.1.1 Prüfung der Komponenten	12
2.1.2 Simulation des Gesamtsystems	14
2.2 Erweiterung des CTSS-Prüfverfahrens.....	14
2.3 Prüfstand für Wasser/Wasser- und Sole/Wasser-Wärmepumpen.....	15
2.3.1 Aufbau und Funktionsweise des Q-Moduls	17
2.3.2 Aufbau und Funktionsweise des S-Moduls.....	17
2.3.3 Messtechnische Ausstattung des Prüfstands	18
2.3.4 Steuerung und Bedienung des Prüfstands	20
2.4 Prüfstand für Luft/Wasser-Wärmepumpen.....	21

3	Entwicklung eines dynamischen Rechenmodells für Wärmepumpen auf Basis Neuronaler Netze (AP2)	22
3.1	Theoretische Grundlagen von Neuronalen Netzen	22
3.1.1	Das biologische Vorbild	22
3.1.2	Was sind Künstliche Neuronale Netze?	22
3.1.3	Aufbau Künstlicher Neuronaler Netze	23
3.1.4	Training Künstlicher Neuronaler Netze	26
3.2	Prinzipieller Aufbau des Rechenmodells für Wärmepumpen.....	28
3.3	Trainings- und Validierungsdaten.....	29
3.4	Bewertungskriterien für die Modellgüte	30
3.5	Definition der Akzeptanzkriterien	31
4	Anwendung des erweiterten CTSS-Prüfverfahrens	32
4.1	Allgemeine Vorgehensweise.....	32
4.2	Anwendung des Prüfverfahrens auf Wärmepumpen	34
4.2.1	Anlage #6 (Sole/Wasser-Wärmepumpe).....	34
4.2.1.1	Beschreibung der Wärmepumpe	34
4.2.1.2	Festlegung und Durchführung der Prüf- und Validierungssequenzen .	35
4.2.1.3	Aufbereitung der Messdaten	37
4.2.1.4	Wahl der Netzstruktur des KNN	37
4.2.1.5	Lernphase des KNN	38
4.2.1.6	Verifizierung	38
4.2.1.7	Validierung.....	38
4.2.1.8	Integration des KNN in die Simulationssoftware.....	40
4.2.1.9	Validierung des numerischen Modells anhand von in-Situ-Messdaten	41
4.2.2	Anlage #5 (Luft/Wasser-Wärmepumpe).....	44
4.2.2.1	Beschreibung der Wärmepumpe	44
4.2.2.2	Festlegung und Durchführung der Prüf- und Validierungssequenzen .	44
4.2.2.3	Aufbereitung der Messdaten	46
4.2.2.4	Wahl der Netzstruktur des KNN	46
4.2.2.5	Lernphase des KNN und Verifizierung.....	47
4.2.2.6	Validierung.....	48
4.2.2.7	Integration des KNN in die Simulationssoftware.....	49

5	Entwicklung von modellbasierten künstlichen neuronalen Netzen (Aufstockung)	51
5.1	Untersuchung der Möglichkeiten zur Verbesserung der Extra-polationsfähigkeit von Künstlichen Neuronalen Netzwerken.....	51
5.1.1	Verbesserung der Extrapolation von KNN-Simulationsmodellen	52
5.1.1.1	Verwendung von sogenanntem a-priori-Wissen	52
5.1.1.2	Erstellen von Kennfeldern mit anschließender Kennfeldextrapolation	53
5.1.1.3	Zusammenfassung der Möglichkeiten zur Verbesserung der Extrapolationsfähigkeit von KNN.....	58
5.2	Erstellung von Grey-Box-KNN	58
5.2.1	Erstellung von Grey-Box-KNN: Ansatz I.....	58
5.2.2	Erstellung von Grey-Box-KNN: Ansatz II.....	64
5.2.3	Zusammenfassung zur Erstellung von Grey-Box-KNN	70
6	Modellierung von Eisbildung und Abtauprozessen an Umgebungsluft-Wärmeübertragern (AP3)	71
6.1	Vereisung des Luftwärmeübertragers bei Luft/Wasser-Wärmepumpen	71
6.1.1	Einführung.....	71
6.1.2	Durchgeführte Untersuchungen	71
6.1.3	Auswertung und Ergebnisse der Feldtestuntersuchungen.....	72
6.1.3.1	Vorbemerkungen zu den untersuchten Feldtestanlagen.....	72
6.1.3.2	Anzahl an Abtauvorgängen und Abtau-Wärmemengen während einer Heizperiode	73
6.1.3.3	Gesamter energetischer Aufwand und Beeinträchtigung der Leistungszahl.....	76
6.1.3.4	„Solares“ Abtauen bzw. solare Unterstützung der Abtauvorgänge	78
6.1.3.5	Zusammenhang zwischen Abtauvorgängen und äußeren Bedingungen	80
6.1.3.6	Abschließendes Fazit zu den Feldtestuntersuchungen	85
6.1.4	Theoretische Untersuchungen und Modellierung der Reif- und Eisbildung.....	86
6.1.4.1	Grundlagen der Reifbildung.....	86
6.1.4.2	Grundlegende Ansätze zur Modellierung der Reifbildung	88
6.1.4.3	Ergebnisse der Untersuchungen mit den Korrelationsgleichungen	89
6.1.4.4	Reifbildungsmodell auf Basis der analytischen Transportgleichungen für Wärme- und Stoffübertragung.....	96
6.1.4.5	Umsetzung des Modells in MATLAB	98
6.1.4.6	Wahl der Transportparameter.....	100

6.1.4.7	Ausgewählte Ergebnisse.....	101
6.1.4.8	Fazit zum hier entwickelten Modell der Reifbildung.....	105
6.1.4.9	Abschließendes Fazit zu den theoretischen Untersuchungen und Modellierung der Reif- und Eisbildung.....	105
6.2	Entstehung von Kondenswasser an Sonnenkollektoren	107
6.2.1	Einführung.....	107
6.2.2	Ziele der Untersuchungen in diesem Projekt	108
6.2.3	Beschreibung des entwickelten Modells	109
6.2.4	Ausgewählte Ergebnisse der Untersuchungen	111
6.2.5	Fazit	117
7	In-Situ Messungen (AP4).....	118
7.1	Einleitung	118
7.2.	Feldtestanlagen und Ergebnisse des Monitorings.....	120
7.2.1	Feldtestanlage #1, Schüco Hybridanlage	120
7.2.1.1	Technische Daten der Anlage.....	121
7.2.1.2	Messtechnik.....	128
7.2.1.3	Ergebnisse des Monitorings	129
7.2.1.4	Fazit Schüco Hybridanlage	135
7.2.2	Feldtestanlage #2, Schüco Luft/Wasser-Wärmepumpe	137
7.2.2.1	Technische Daten der Anlage.....	139
7.2.2.2	Messtechnik.....	142
7.2.2.3	Ergebnisse des Monitorings	142
7.2.2.4	Fazit Schüco Luft/Wasser-Wärmepumpe	146
7.2.3	Feldtestanlage #3, Viessmann Eisspeicher.....	146
7.2.3.1	Technische Daten der Anlage.....	147
7.2.3.2	Messtechnik.....	151
7.2.3.3	Ergebnisse des Monitorings	151
7.2.3.4	Fazit Viessmann Eisspeicheranlage	155
7.2.4	Feldtestanlage #4, Viessmann Erdwärmesonden	156
7.2.4.1	Technische Daten der Anlage.....	157
7.2.4.2	Messtechnik.....	160
7.2.4.3	Ergebnisse des Monitorings	161
7.2.4.4	Fazit Viessmann Erdwärmesondenanlage.....	167
7.2.5	Feldtestanlage #5, Sonnenkraft Luft/Wasser-Wärmepumpe.....	167
7.2.5.1	Technische Daten der Anlage.....	168

7.2.5.2	Messtechnik.....	170
7.2.5.3	Ergebnisse des Monitorings	170
7.2.5.4	Fazit Sonnenkraft Luft/Wasser-Wärmepumpe.....	174
7.2.6	Feldtestanlage #6, Noventec Erdwärmekörbe.....	174
7.2.6.1	Technische Daten der Anlage.....	175
7.2.6.2	Messtechnik.....	179
7.2.6.3	Ergebnisse des Monitorings	179
7.2.6.4	Fazit Noventec Erdwärmekörbe.....	184
7.3	Zusammenfassung der Ergebnisse des Feldtests	184
7.3.1	Definition von Leistungskennzahlen.....	184
7.3.2	BAFA-Innovationsförderung für Wärmepumpen mit verbesserter Systemeffizienz	186
7.3.3	Ergebnisse der Anlagen mit Sole/Wasser-Wärmepumpen	187
7.3.4	Ergebnisse der Anlagen mit Luft/Wasser-Wärmepumpen.....	189
7.3.5	Vergleich mit Ergebnissen aus IEA SHC Task 44 /HPP Annex 38.....	190
8	TRNSYS-Simulationen von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen (AP5)	193
8.1	Einleitung.....	193
8.2	Anlagen Schüco (Feldtestanlagen #1 und #2).....	194
8.2.1	Type Heizung (Type 996)	194
8.2.2	Schüco #1 (Hybridsystem).....	196
8.2.2.1	Umsetzung im TRNSYS „Simulation Studio“	198
8.2.2.2	Auswertung und Zusammenfassung	206
8.2.3	Schüco #2	207
8.3	Anlage Viessmann Eisspeicher (Feldtestanlage #3).....	207
8.4	Anlage Viessmann Erdwärmesonden (Feldtestanlage #4).....	213
8.5	Anlage Sonnenkraft (Feldtestanlage #5).....	213
8.6	Anlage Noventec (Feldtestanlage #6).....	213
9	Ökologische Bewertung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen (AP6)	219
9.1	Einleitung.....	219
9.2	Methode der ganzheitlichen Bewertung	220
9.3	Festlegung von Ziel und Untersuchungsrahmen.....	220
9.4	Sachbilanz	221
9.4.1	Anlage Noventec	221

9.4.2	Anlage Sonnenkraft.....	230
9.4.3	Referenzanlage	243
9.5	Wirkungsabschätzung	246
9.5.1	Kumulierter Energieaufwand	248
9.5.2	ReCiPe Midpoint.....	250
9.5.3	ReCiPe Endpoint	253
9.6	Auswertung	256
9.6.1	Amortisationszeit.....	256
9.6.2	Einsparungen während der Lebensdauer.....	258
9.6.3	Erntefaktor.....	259
9.6.4	Zusammenfassung der Auswertung	260
9.7	Zusammenfassung.....	261
9.8	Ausblick	261
10	Mitarbeit in der IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 „Solar and heat pump systems“ (AP7)	263
10.1	Beschreibung und Struktur von Task 44 / Annex 38.....	263
10.2	Teilnahme an Arbeitstreffen und Industrieworkshops.....	264
11	Öffentlichkeitsarbeit, Normungsarbeit und Dokumentation (AP8)	265
11.1	Vorträge	265
11.2	Veröffentlichungen	267
11.3	Projekttreffen	268
11.4	Normungs- und Gremienarbeit	269
12	Zusammenfassung und Ausblick.....	271
12.1	Diskussion der Ergebnisse	272
12.2	Schlussfolgerung und Ausblick	274
13	Danksagung	276
14	Literaturverzeichnis.....	277

Nomenklatur

Große lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
A	m ²	Fläche
A _{Koll}	m ²	Aperturfläche des Kollektorfelds
ALOP	m ² a	Landwirtschaftliches Landnutzungspotential
AT	a	Amortisationszeit (Amortisation Time)
AZ	-	Arbeitszahl
CED/KEA	kWh _{Eq} bzw. kWh _{Eq} /a	Cumulative Energy Demand / Kumulierter Energieaufwand
COP	-	Leistungszahl (Coefficient of Performance)
COP _{el}	-	Elektrische Leistungszahl
D _{eff}	m ² /s	Effektiver Diffusionskoeffizient
E	-	Fehlerfunktion
E _a	kWh	Jährlicher Verbrauch an elektrischer Energie
E _{el,ref}	kWh	Stromverbrauch der Referenzanlage
E _{el,tot}	kWh	Stromverbrauch der gesamten Anlage
E _{glob}	W/m ²	Globalstrahlung
EAZ	a	Energetische Amortisationszeit
F	-	Mathematische Funktion, Abbildungsfunktion
FDP	kg oil _{Eq}	Verbrauch fossiler Rohstoffe (Fossil Depletion Potential)

Symbol	Einheit	Bezeichnung
FEP	kg P _{Eq}	Frischwasser-Eutrophierungspotential
FETP	kg 1,4-DCB _{Eq}	Frischwasser-Ökotoxizitätspotential
G _{dfu}	W/m ²	Diffusstrahlung in Kollektorebene
G _{hem}	W/m ²	Globalstrahlung in Kollektorebene
GWP	kg CO _{2Eq} oder kg CO _{2Eq} /a	Treibhauspotenzial (Global Warming Potential)
HTP	kg 1,4-DCB _{Eq}	Humantoxizitätspotential
IRP	kg U ²³⁵ _{Eq}	Ionisierendes Strahlungspotential
KEA/CED	kWh _{Eq} bzw. kWh _{Eq} /a	Kumulierter Energieaufwand / Cumulative Energy Demand
L	kg/a	Leckagerate
MDP	kg Fe _{Eq}	Verbrauchspotential von Metallen
MEP	kg N _{Eq}	Marines Eutrophierungspotential
METP	kg 1,4-DCB _{Eq}	Seewasser- Ökotoxizitätspotential
NLTP	m ²	Natürliches Landumwandlungspotential
ODP	kg CFC-11 _{Eq}	Ozonabbaupotential
P	W	Leistung
P _{el}	W	Elektrische Wirkleistungsaufnahme des Prüflings / der Wärmepumpe
P _{el,aux}	W	Elektrische Leistungsaufnahme der Pumpe im Nachheizkreis
P _{el,berechnet}	W	Berechnete elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe
P _{el,gemessen}	W	Gemessene elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$P_{el,Modell}$	W	Vom Modell ausgegebene elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe
PER	kWh	Primärenergiefaktor / Eingesparte Primärenergie (Primary Energy Ratio)
PMFP	kg PM _{10Eq}	Feinstaubbildungspotential
POFP	kg NMVOC	Photochemisches Oxidationspotential
Q	kWh	Wärmemenge
\dot{Q}	W, kW	Wärmestrom, Wärmeleistung
\dot{q}	W/m ²	Wärmestromdichte
\dot{Q}_{aux}	W	Wärmestrom Nachheizkreis
Q_{aux}	kWh	Wärmemenge Nachheizkreis
$\dot{Q}_{berechnet,i}$	kW	Berechneter Wärmestrom im Zeitschritt Δt_i
\dot{q}_f	W/m ²	Fühlbare Wärmestromdichte
$\dot{Q}_{gemessen,i}$	kW	Gemessener Wärmestrom im Zeitschritt Δt_i
\dot{q}_{ges}	W/m ²	Gesamte Wärmestromdichte
\dot{q}_{lat}	W/m ²	Latente Wärmestromdichte
Q_{loss}	kWh	Wärmeverluste des Speichers
$Q_{loss,ref}$	kWh	Wärmeverluste des Speichers der Referenzanlage
\dot{Q}_{sol}	W	Solarstrahlung auf Kollektorfeld
Q_{sol}	kWh	Solarstrahlungssumme auf Kollektorfeld
$\dot{Q}_{Wärmequelle}$	W	Wärmestrom des Wärmequellenkreises
$\dot{Q}_{Wärmesenke}$	W	Wärmestrom des Wärmesenkenkreises
$\dot{Q}_{Wärmequelle,berechnet}$	W	Berechneter Wärmestrom des Wärmequellenkreises

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$\dot{Q}_{\text{Wärmesenke,berechnet}}$	W	Berechneter Wärmestrom des Wärmesenkenkreises
$\dot{Q}_{\text{Wärmequelle,gemessen}}$	W	Gemessener Wärmestrom des Wärmequellenkreises
$\dot{Q}_{\text{Wärmesenke,gemessen}}$	W	Gemessener Wärmestrom des Wärmesenkenkreises
$\dot{Q}_{\text{Wärmequelle,Modell}}$	W	Vom Modell ausgegebener Wärmestrom des Wärmequellenkreises
$\dot{Q}_{\text{Wärmesenke,Modell}}$	W	Vom Modell ausgegebener Wärmestrom des Wärmesenkenkreises
Re	-	Reynolds-Zahl
S _{valid}	-	Ausgangssteuerungssignal
TAP	kg SO _{2Eq}	Terrestrisches Versauerungspotential
TEPT	kg 1,4-DCB _{Eq}	Terrestrisches Ökotoxizitätspotential
TEWI	kg CO _{2Eq}	Gesamtes äquivalentes Treibhauspotential (Total Equivalent Warming Impact)
T _{amb,mean}	°C	mittlere Umgebungstemperatur
T _{inlet}	°C	Eingangstemperatur
T _{outlet}	°C	Ausgangstemperatur
T _{qi}	°C	Eintrittstemperatur Wärmequellenkreis (Q-Modul) in den Prüfling
T _{qo}	°C	Austrittstemperatur Wärmequellenkreis (Q-Modul) aus dem Prüfling
T _{si}	°C	Eintrittstemperatur Wärmesenkenkreis (S-Modul) in den Prüfling
T _{so}	°C	Austrittstemperatur Wärmesenkenkreis (S-Modul) aus dem Prüfling
ULOP	m ² a	Urbanes Landnutzungspotential

Symbol	Einheit	Bezeichnung
V	l, m ³	Volumen
\dot{V}	l/s, m ³ /s	Volumenstrom
\dot{V}_{aus}	l/s, m ³ /s	Austrittsvolumenstrom
\dot{V}_{ein}	l/s, m ³ /s	Eintrittsvolumenstrom
V _{sp,ref}	l	Speichervolumen des Speichers der Referenzanlage
WDP	m ³	Verbrauchspotential von Wasser
YR	-	Erntefaktor (Yield Ratio)

Kleine lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
a ₁	W/(m ² *K)	Wärmedurchgangskoeffizient
a ₂	W/(m ² *K ²)	temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient
b _k	-	Bias (angewendet bei Künstlichen Neuronalen Netzen)
bew	%	Bewölkungsgrad
c _p	J/(kg*K)	Spezifische Wärmekapazität (bei konstantem Druck)
f _{akt}	-	Aktivierungsfunktion (auch Transferfunktion genannt)
f _{prop}	-	Propagierungsfunktion
f _{sav}	%	Anteilige Energieeinsparung
f _{sav,prim}	-	Anteilige Primärenergieeinsparung
f _{sol}	-	Solarer Deckungsanteil

Symbol	Einheit	Bezeichnung
k	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmedurchgangskoeffizient
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{m}_{ges}	kg/s	Gesamtmassenstrom
\dot{m}_{HT}	kg/s	Massenstrom Antriebskreis
\dot{m}_{MT}	kg/s	Massenstrom Rückkühlkreis
\dot{m}_{NT}	kg/s	Massenstrom Kaltwasserkreis
\dot{m}_q	kg/s	Massenstrom Wärmequellenkreis (Q-Modul)
\dot{m}_s	kg/s	Massenstrom Wärmesenkenkreis (S-Modul)
\dot{m}_V	kg/s	Verdichtungsmassenstrom
\dot{m}_W	kg/s	Wachstumsmassenstrom
$\dot{m}_{\text{Wärmequelle}}$	kg/s	Massenstrom der Wärmequelle
$\dot{m}_{\text{Wärmesenke}}$	kg/s	Massenstrom der Wärmesenke
\mathbf{t}	-	Sollwertvektor
t	a, min, s	Zeit
t	°C	Temperatur
t_L	°C	Lufttemperatur
t_{R_o}	°C	Reifoberflächentemperatur
t_W	°C	Temperatur der kalten Oberfläche (Wandtemperatur)
u_k	-	Summenausgang
u_L	m/s	Luftgeschwindigkeit

Symbol	Einheit	Bezeichnung
u_{Wind}	m/s	Windgeschwindigkeit
\mathbf{w}	-	Gewichtsvektor
w_{ki}	-	Gewichte, Verbindungsgewichte
\mathbf{x}	-	Eingabevektor
$\bar{x}_{\text{berechnet}}$	-	Mittelwert der vom Modell berechneten Werte
$\bar{x}_{\text{gemessen}}$	-	Mittelwert der gemessenen Werte
x_i	-	Eingangsgrößen
$x_{i,\text{berechnet}}$	-	Vom Modell berechneter Wert
$x_{i,\text{gemessen}}$	-	Gemessener Wert
x_L	kg/kg	Absolute Luftfeuchte
x_N	-	Eingabevektor
\mathbf{y}	-	Ausgabevektor
y_i	-	Ausgangsgrößen
y_k	-	Neuronenausgang

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
α	W/(m ² *K)	Wärmeübergangskoeffizient
α_R	-	Rückgewinnungsfaktor
β	m ² /s	Stoffübergangskoeffizient
β	kg CO _{2Eq} /kWh	Treibhauspotenzial aus elektrischer Energie

Symbol	Einheit	Bezeichnung
δ_R	mm	Reifdicke
ε_{el}	kWh / kWh	Primärenergiekonversionsfaktor für Strom
ε_{fossil}	kWh / kWh	Primärenergiekonversionsfaktor für Heizöl
ε_Q	%	Relativer Fehler der übertragenen Wärmemenge
η_0	-	Konversionsfaktor
η_{aux}	-	Kesselnutzungsgrad
$\eta_{aux,ref}$	-	Kesselnutzungsgrad der Referenzanlage
η_{Koll}	-	Kollektornutzungsgrad
η_{sol}	-	Nutzungsgrad der Solaranlage
ρ	kg/m ³	Dichte
ϱ	kg/m ³	Dichte
ϱ_R	kg/m ³	Reifdicke
$\lambda_{R,eff}$	W/(m*K)	Effektive Reifwärmeleitfähigkeit
ϑ	°C	Temperatur
ϑ_{amb}	°C	Umgebungstemperatur
ϑ_{aus}	°C	Austrittstemperatur
$\vartheta_{aus,berechnet}$	°C	Berechnete Austrittstemperatur
$\vartheta_{aus,gemessen}$	°C	Gemessene Austrittstemperatur
$\vartheta_{aux,aus}$	°C	Speicheraustrittstemperatur (Nachheizkreis)
$\vartheta_{aux,ein}$	°C	Speichereintrittstemperatur (Nachheizkreis)
ϑ_{ein}	°C	Eintrittstemperatur

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$\vartheta_{HT,aus}$	°C	Austrittstemperatur Antriebskreis
$\vartheta_{HT,ein}$	°C	Eintrittstemperatur Antriebskreis
ϑ_{in}	°C	Eintrittstemperatur
$\vartheta_{MT,aus}$	°C	Austrittstemperatur Rückkühlkreis
$\vartheta_{MT,ein}$	°C	Eintrittstemperatur Rückkühlkreis
$\vartheta_{NT,aus}$	°C	Austrittstemperatur Kaltwasserkreis
$\vartheta_{NT,ein}$	°C	Eintrittstemperatur Kaltwasserkreis
$\vartheta_{W\ddot{a}rmequelle,aus}$	°C	Austrittstemperatur Wärmequellenkreis
$\vartheta_{W\ddot{a}rmequelle,ein}$	°C	Eintrittstemperatur Wärmequellenkreis
$\vartheta_{W\ddot{a}rmesenke,aus}$	°C	Austrittstemperatur Wärmesenkenkreis
$\vartheta_{W\ddot{a}rmesenke,ein}$	°C	Eintrittstemperatur Wärmesenkenkreis
φ_L	%	Relative Luftfeuchte
ϕ	l/h	Luftvolumenstrom durch den Kollektor

Abkürzungen

Symbol	Bezeichnung
ANN/KNN	Artificial Neural Network / Künstliches Neuronales Netz
BAFA	Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle
BR	Bivalent regenerativ (Hydraulischer Kreis in den Schüco-Feldtestanlagen)
BWP	Bundesverband Wärmepumpe e.V.
CH	Geografische Bezeichnung für die Schweiz bei Ecoinvent-Datensätzen

Symbol	Bezeichnung
CTSS	Komponentenorientiertes Prüfverfahren (Component Testing – System Simulation)
DE	Geografische Bezeichnung für Deutschland bei Ecoinvent-Datensätzen
DHW	Trinkwarmwasser (Domestic hot water)
DSTTP	Deutsche Solarthermie-Technologieplattform
EG	Erdgeschoss
EPDM	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (Ethylen-Propylen-Dien-Monomer)
EWS	Erdwärmesonden
FE	Endenergie (Final Energy)
GLO	Geografische Bezeichnung für die ganze Welt bei Ecoinvent-Datensätzen
GOK	Geländeoberkante
HP/WP	Heat Pump / Wärmepumpe
HPP	Wärmepumpenprogramm der IEA (Heat Pump Programme)
HTP	Humantoxizität (Human Toxicity Potential)
HZ	Raumheizung
HS	Heizsystem (Heating System)
HX	Wärmeübertrager (Heat Exchanger)
IA	Index der Übereinstimmung (Index of Agreement)
IEA	Internationale Energieagentur (International Energy Agency)
IGE	Institut für Gebäudeenergetik der Universität Stuttgart
IPCC	Zwischenstaatlicher Ausschuss über Klimaveränderung (Intergovernmental Panel on Climate Change)

Symbol	Bezeichnung
ITW	Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart
JAZ	Jahresarbeitszahl
KNN/ANN	Künstliches Neuronales Netz / Artificial Neural Network
LCA	Ökobilanz (Life Cycle Assessment)
LCI	Sachbilanz (Life Cycle Inventory)
LCIA	Beurteilung der Auswirkungen des Lebenszyklus (Life Cycle Impact Assessment)
MAE	Mittlerer absoluter Fehler (Mean Absolute Error)
MAP	Marktanreizprogramm
MATLAB	MATrix LABoratory (Software für die Lösung diverser mathematischer Probleme)
MID	Magnetisch-induktives Durchflussmessgerät
MBUS	Meter-Bus, Feldbus (Zählerdatenübertragungssystem)
NMVOC	Flüchtige organische Verbindungen ohne Methan (non methane volatile organic compounds)
NRE	Nicht-erneuerbare Energie (Non-renewable Energy)
OG	Obergeschoss
ORC	Thermodynamischer Kreisprozess mit einem anderen Arbeitsmedium als Wasserdampf (Organic Rankine Cycle)
P	Parameter, Parametersatz
PE	Primärenergie (primary energy)
PE	Polyethylen
PEM	Spezielle Fehlerfunktion (Prediction Error Method)
PM	Feinstaub (Particulate Matter)

Symbol	Bezeichnung
PU	Polyurethan
PVC	Polyvinylchlorid
RER	Geografische Bezeichnung für Europa bei Ecoinvent-Datensätzen
RL	Rücklauf
RMSE	Wurzel aus dem mittleren quadratischen Fehler (Root Mean Square Error)
SH	Raumheizung (Space heating)
SHC	Solar Heating and Cooling Programme
SHP	Solarthermie-Wärmepumpenanlage (Solar and heat pump system)
SJAZ	System-Jahresarbeitszahl
SPF	Jahresarbeitszahl (Seasonal Performance Factor)
TRNSYS	Transient System Simulation (Software für dynamische Gebäudesimulationen)
TWW	Trinkwarmwasser
TZS	Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen des Instituts für Thermodynamik Wärmetechnik der Universität Stuttgart
UE	Nutzenergie (Useful energy)
VL	Vorlauf
WMO	Weltorganisation für Meteorologie (World Meteorological Organization)
WMZ	Wärmemengenzähler
WP/HP	Wärmepumpe / Heat Pump

Indizes

Symbol	Bezeichnung
aux	Hilfs-/Zusatz-, die Nachheizung betreffend (auxiliary)
BS	Bisektion (Bisektionsverfahren zur Nullstellensuche)
bSt	Bilanzgrenze vor dem Speicher (Before storage)
BU	Nachheizung (Backup unit)
C	Kühlen (Cooling)
CED	Kumulierter Energieaufwand (Cumulative Energy Demand)
conv	konventionell (conventional)
ctr	Regelung (control)
d	Entsorgung (disposal)
dfu	diffus
e	Emissionen; emittiert
EG	Erdgeschoss
el	elektrisch
Eq	Äquivalent (Equivalent)
FE	Endenergie (Final Energy)
H	Heizen (Heating)
hem	hemisphärisch
HZ	Raumheizung
life	Lebensdauer (lifetime)
m	Wartung (maintenance)

Symbol	Bezeichnung
NRE	Nicht-erneuerbare Energie (Non-renewable Energy)
o	Betrieb (operation)
OG	Obergeschoss
p	Produktion (production)
ref	Referenz, Referenzanlage
RO	Reifoberfläche
sav	Einsparungen (savings)
SC	Sonnenkollektor (Solar collector)
sol	solar
swp	Solarthermie-Wärmepumpenanlage
th	thermisch
UE	Nutzenergie (Useful energy)
TWW	Trinkwarmwasser
Zirk	Zirkulation

1 Einführung

1.1 Motivation und Problemstellung

Im Jahr 2015 wurden in Deutschland etwa 57.000 Heizungs-Wärmepumpen und etwa 12.500 Warmwasser-Wärmepumpen verkauft. Im Vergleich zum Vorjahr ergab sich damit zwar ein Rückgang von 1,7 % bei den Heizungs-Wärmepumpen und ein Rückgang von 6,7 % bei den Warmwasser-Wärmepumpen, angesichts des niedrigen Ölpreises sind dies laut dem Bundesverband Wärmepumpe e.V. (BWP) jedoch positive Zahlen für die Branche. Gegenüber dem Jahr 2010 mit etwa 51.000 verkauften Heizungs-Wärmepumpen und 8.400 Warmwasser-Wärmepumpen bedeuten die letztjährigen Verkaufszahlen eine Steigerung von etwa 10 bzw. 50 %. Die seit April 2015 geltenden höheren Fördersätze für Wärmepumpen durch das Marktanreizprogramm (MAP) lassen weiter steigende Absatzzahlen erwarten /BWP16/.

Bei dem weitaus größten Teil der Anlagen werden Wärmepumpen bisher entweder monovalent, d. h. als eine ausschließliche Wärmepumpenheizung, oder bivalent in Verbindung mit einer fossilen Zusatzheizung zur Gebäudeheizung und/oder Trinkwassererwärmung eingesetzt. Seit einigen Jahren zeichnet sich allerdings ein ausgeprägter Trend zur Kombination von Wärmepumpen mit weiteren regenerativen Wärmequellen ab. Von besonderem Interesse ist in diesem Zusammenhang die Kombination von elektrischen Wärmepumpen mit thermischen Solaranlagen, da sich beide Technologien gut ergänzen.

Derzeit kommen zunehmend neue Anlagen auf den Markt, in denen die Wärmepumpe als Zusatzheizung für eine solare Kombianlage dient (vgl. Marktübersicht in Kapitel 1.2). Der besondere Vorteil einer Kombination aus Wärmepumpe und thermischer Solaranlage kann je nach Anlagenkonzept darin liegen, dass für die Solaranlage eine zusätzliche Wärmesenke mit relativ niedrigem Temperaturniveau zur Verfügung steht. Hierdurch kann der solare Kollektorertrag bzw. der Systemnutzungsgrad der Solaranlage erhöht werden. Für die Wärmepumpe hingegen ergibt sich dabei gleichzeitig eine Wärmequelle mit relativ hoher Temperatur, was sich positiv auf die Arbeitszahl der Wärmepumpe auswirkt. Derartige kombinierte Systeme zur regenerativen Bereitstellung von Heizwärme und Warmwasser in Gebäuden sind in den vergangenen Jahren von verschiedenen Anbietern realisiert worden. Sie werden unter Bezeichnungen wie „Solargeothermie“, „Geo-Solarthermie“ oder als „Solare Wärmepumpe“ bereits kommerziell angeboten. Grundsätzlich wird dabei die solare Wärme von Sonnenkollektoren auf unterschiedliche Weise genutzt. Möglich sind Trinkwassererwärmung, Heizungsunterstützung, Erhöhung der Temperatur am Verdampfer der Wärmepumpe oder eine Regeneration der Erdreichtemperatur in der Umgebung des Bohrlochs von Erdsonden.

Ein weiterer Synergieeffekt ist, dass infolge der Temperaturabsenkung im Sonnenkollektor, bedingt durch den Wärmeentzug im Verdampfer der Wärmepumpe, die Wärmeverluste des Kollektors an die Umgebung stark reduziert werden und damit der solare Ertrag des Kollektors erhöht werden kann. Zudem wird mit diesem Verfahren auch die Nutzung solarer Energie auf einem sehr niedrigen Temperaturniveau – im Winter und in den Übergangsmonaten – ermöglicht, was bisher in dieser Form nicht gegeben war.

Die heute am Markt verfügbaren Technologiekombinationen aus Solaranlage und Wärmepumpe können grob in die folgenden 3 Kategorien unterteilt werden /Met09/:

- Wärmepumpe und Solaranlage arbeiten getrennt voneinander. In Zeiten, in denen die Solarstrahlung nicht ausreicht um den Wärmebedarf zu decken, wird die Wärmepumpe als Zusatzenergiequelle genutzt.

- Wärmepumpe und Solaranlage interagieren miteinander. Die Wärmepumpe nutzt dabei direkt oder indirekt die von der Solaranlage gelieferte Energie als Wärmequelle.
- In den Kollektorkreislauf integrierte Wärmepumpe. Charakteristisch für diese Systeme ist, dass der Absorber bzw. Kollektor direkt vom Kältemittel durchströmt wird und somit die Aufgabe des Verdampfers übernimmt. Die Wärmeabgabe erfolgt durch den im Speicher befindlichen Kondensator.

In Deutschland wird der Markt von den beiden zuerst genannten Konzepten dominiert. Aus diesem Grund konzentriert sich das hier durchgeführte Vorhaben auf diese beiden Technologiekombinationen. Zusätzliche Schwerpunkte liegen hierbei auf der integralen Betrachtung des Gesamtsystems inkl. des Speichers, der Regelung, des ggf. vorhandenen Luft/Wasser-Wärmeübertragers sowie sonstiger peripherer Komponenten, wie z.B. Rohrleitungen.

In fast allen Fällen handelt es sich dabei um sehr flexibel aufgebaute Anlagen, die zumeist aus einzelnen Komponenten, die teilweise von den Anbietern selbst hergestellt sind, zusammengestellt wurden und somit nur sehr schwierig im Hinblick auf ihre Funktions- bzw. Leistungsfähigkeit beurteilt werden können. Die Aussagen vieler Hersteller bzw. Betreiber dieser Anlagen sind dementsprechend widersprüchlich. Neben zahlreichen Marketing- und Werbeaussagen sind bis dato nur wenige gesicherte Erkenntnisse in Bezug auf die tatsächliche Primärenergieeinsparung und Effizienzsteigerung sowie auf die Wirtschaftlichkeit der zusätzlichen Investition bekannt. Die Vergleichbarkeit der Anlagen wird zudem durch zusätzliche Aspekte wie Standortbedingungen (klimatisch und geologisch) und die jeweilige Kombination verschiedenster Komponenten erschwert.

Eine wissenschaftliche Untersuchung, die einerseits die konkreten Auswirkungen einer solarthermischen Anlage auf die Wärmeentzugsleistung einer erdgekoppelten Wärmepumpe, die Verbesserung der Effizienz von Luft/Wasser-Wärmepumpen durch solare Unterstützung sowie die Leistung der Sonnenkollektoren zum Gegenstand hat, liegt bis dato nicht vor. Bisher wurde auch keine systematische Analyse der verschiedenen Systeme und ihrer Anwendungspotenziale in unterschiedlichen Gebieten sowie unter unterschiedlichen Rahmenbedingungen durchgeführt /Hen08/.

Des Weiteren gibt es für die Leistungsprüfung und ökologische Bewertung dieser Systeme noch keine einheitlichen Normen und Standards. Für eine objektive Beurteilung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen im Hinblick auf (Primär-) Energieeinsparung und Umweltverträglichkeit ist es aber notwendig, über entsprechende Prüf- und Bewertungsverfahren zu verfügen. Sowohl für die Prüfung von Solaranlagen (z.B. Normreihe EN 12976 und EN 12977) als auch für die stationäre Prüfung von Wärmepumpen (z.B. VDI 4650, DIN EN 15450) sind bereits genormte Prüfverfahren verfügbar. Für die dynamische Charakterisierung der thermischen Leistungsfähigkeit von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen existierten jedoch vor Abschluss dieses Vorhabens noch keine entsprechenden Verfahren.

1.2 Marktübersicht

Im Rahmen einer Kurzstudie für die Deutsche Solarthermie-Technologieplattform (DSTTP) wurden von der FH Ingolstadt gemäß Herstellerinformationen marktverfügbare Solarthermie-Wärmepumpensysteme betrachtet. Dabei zeigte sich, dass Ende 2008 13 Solarthermie-Wärmepumpensysteme von 11 deutschen und 2 österreichischen Anbietern verfügbar waren /Mül08/. Im Sommer 2009 konnten insgesamt 23 Systeme, davon 17 deutsche, 5

österreichische und ein schwedisches, identifiziert werden, wobei Spezialfälle wie z.B. Systeme mit sogenannten Solardachziegeln, welche über keine weitere Wärmequelle als den Solardachziegel bzw. den Sonnenkollektor für die Wärmepumpe verfügen, und trivalente Hybridsysteme mit drei Wärmequellen nicht mit einberechnet wurden /Loo09/.

Eine prinzipielle Einteilung der Systeme kann z.B. auf Basis der Wärmequelle erfolgen, die vorrangig verwendet wird (Hauptwärmequelle). Abb. 1.1 zeigt die Anbieter mit ihren Systemen, eingeteilt entsprechend den Wärmequellen Erdreich (Sonde oder Erdreichkollektor), Wasser aus Speichern und Umgebungsluft. Die Mehrheit der Anbieter setzt dabei „klassisch“ auf das Erdreich als primäre Wärmequelle, wobei Umgebungsluft gerade bei neu auf den Markt kommenden Systemen immer stärker genutzt wird. Einige Systeme sind so konzipiert, dass sie je nach eingesetzter Wärmepumpe mit unterschiedlichen Wärmequellen betrieben werden können. Als Sonnenkollektor werden von beinahe allen Anbietern klassische Flachkollektoren eingesetzt. Ein Anbieter setzt Vakuumflachkollektoren ein (*thermosolar AG*), zwei Unternehmen bieten auf Kundenwunsch Vakuumröhrenkollektoren an (*Terra Sunenergy GmbH*, *Solvis GmbH & Co. KG*). Die solarthermische Komponente des Solarthermie-Wärmepumpensystems wird von allen Herstellern vorrangig dazu eingesetzt, bei ausreichender Einstrahlung einen Warmwasserspeicher zu beladen und die Solarstrahlung somit direkt zu nutzen, d.h. eine sogenannte „Solare Vorrangschaltung“. Erst bei einem für eine herkömmliche Nutzung nicht mehr ausreichenden solaren Strahlungsangebot bzw. bei zu niedrigen Temperaturen erfolgt durch die solarthermische Komponente die direkte oder indirekte Unterstützung der Wärmepumpe auf der Wärmequellenseite. Einzige Ausnahme ist das System von Rheinzink, welches mit unverglasten Sonnenkollektoren arbeitet.

Bei den neu vorgestellten Systemen ist ein Trend hin zur Erdreichregeneration mittels Solarenergie erkennbar. Als direkte Wärmequelle für die Wärmepumpe wird die Solaranlage nur in wenigen Systemen eingesetzt (*Immosolar GmbH*, *Sun-Systems GmbH*, *Soltex* und in den Systemen mit Luft/Wasser-Wärmepumpe) /Mül08/ /Loo09/.

Zunehmend kommen auch solare Luft/Wasser-Wärmepumpen auf den Markt, welche auf einen Erdreichwärmeübertrager komplett verzichten und auf die damit verbundene Reduktion der Investitionskosten setzen. Diese Systeme unterscheiden sich grundsätzlich von jenen mit Erdwärme als Wärmequelle, da sie neben dem Trinkwasser- oder Kombispeicher keinen zusätzlichen Speicher verwenden. Einzige Ausnahme ist das System SOLAERA der Firma *Consolar*, in dem ein zusätzlicher Latentwärmespeicher auf Basis von Eis integriert ist.

Alle erdgekoppelten Systeme arbeiten mit einem zweiten Speicher, welcher ein Erdreichspeicher, ein zusätzlicher Niedertemperatur- oder ein Latentwärmespeicher sein kann. Latentwärmespeicher kommen bisher nur in Systemen von drei Firmen zum Einsatz (*Consolar*, *Aquasol* und *Terra Sunenergy GmbH*), wobei ausschließlich Wasser/Eis-Speicher verwendet werden. Daher ist das eingesetzte Latentwärmespeichermaterial gewöhnliches Wasser, das bei Wärmeentzug durch die Wärmepumpe bis zur Eisbildung abgekühlt werden kann.

Eine auf der Basis der Hauptwärmequelle untergliederte Übersicht der am Markt verfügbaren Solarthermie-Wärmepumpensysteme ist in Abb. 1.1 dargestellt. Sogenannte parallele Systeme, bei denen keine Interaktion zwischen Wärmepumpe und solarthermischer Anlage stattfindet, sind in dieser Übersicht nicht berücksichtigt, da sie keine Solarthermie-Wärmepumpenanlagen im eigentlichen Sinne darstellen.

Der Marktanteil von Anlagentypen mit Erdreichwärmeübertrager, solchen mit Luft als Wärmequelle für die Wärmepumpe und solchen mit speziellen Anlagenkonzepten wie z.B. Latentwärmespeicher, Hybridkollektoren etc. beläuft sich gegenwärtig geschätzt auf jeweils ein Drittel.

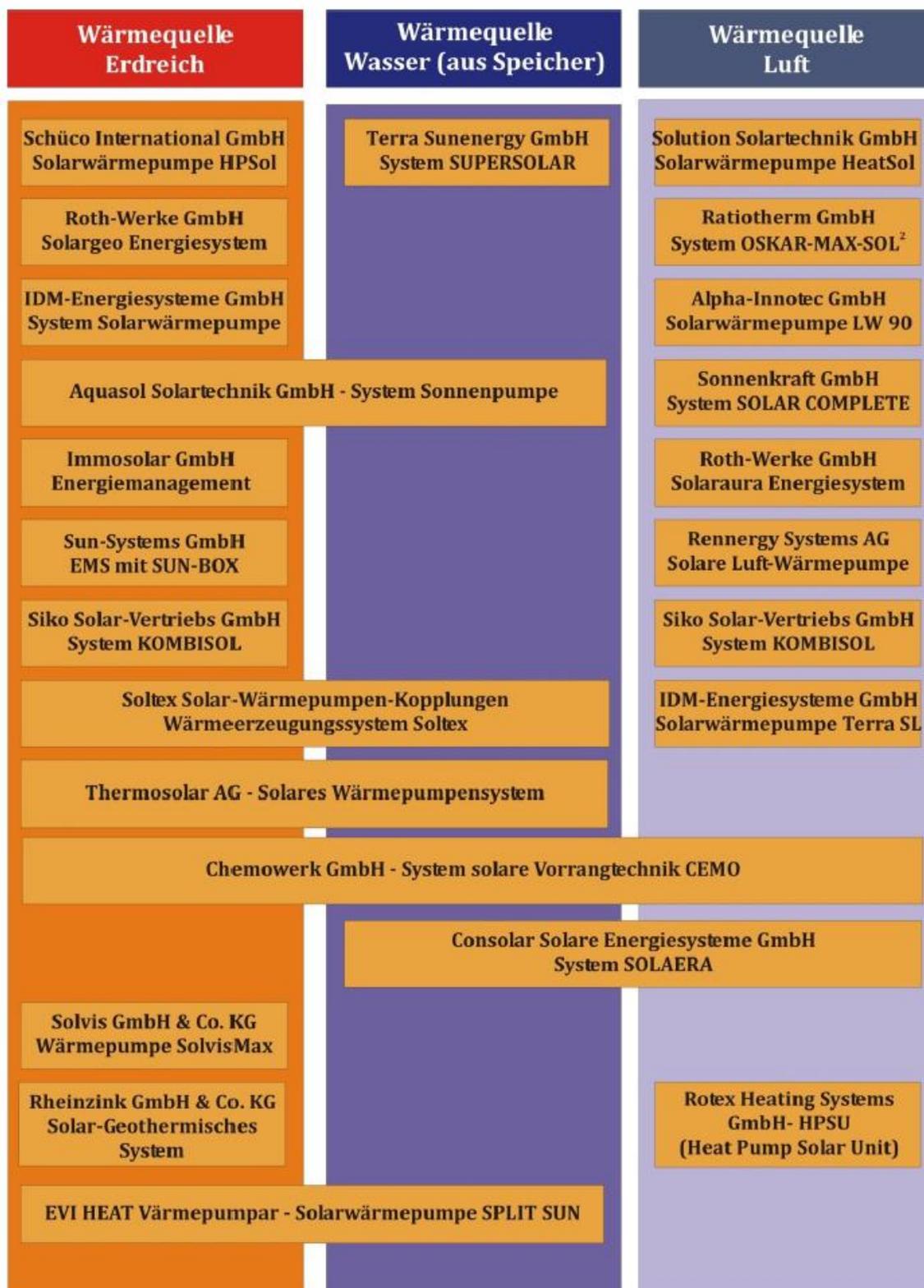


Abb. 1.1.: Übersicht über die marktverfügbaren Solar-Wärmepumpensysteme, unterteilt nach Hauptwärmequelle, Stand: Sommer 2009 /Mül08/ /Loo09/

In Abb. 1.2 ist eine Übersicht der einzelnen Systeme auf Basis des jeweiligen Systemtyps bzw. Speicherkonzepts dargestellt.

TYP A	Parallele Systeme
TYP B, K3	Nutzung Solarwärme direkt oder als Quelle für die WP mit vorgekoppeltem Speicher (Wärmequelle hauptsächlich Erdreich oder Wasser aus dem Speicher)
B1	- mit Erdreichspeicher 1) Schüco International GmbH, Solarwärmepumpe HPSol 2) Roth -Werke GmbH, SOLARGEО Energiesystem 3) IDM-Energiesysteme GmbH, Solarwärmepumpe 4) Siko Solar Vertriebs GmbH, System KOMBISOL 5a) Aquasol Solartechnik GmbH, Sonnenpumpe (Typ Erdsonde) 6) Evi Heat Wärmepumpen SIPS AB, Solarwärmepumpe SPLIT SUN
B2	- mit Energiemanager 7) Immosolar GmbH, Energiemanagementsystem 360° 8) Sun-Systems GmbH, Energiemanagementsystem mit SUNBOX
B3	- mit zweitem Niedertemperaturspeicher 9) Soltex Solar-Wärmepumpen-Kopplungen, System SOLTEX 10) Thermosolar AG, Solares Wärmepumpensystem 11) Chemowerk GmbH, Solare Vorrangtechnik, System CEMO (=König)
B4	- mit Latentwärmespeicher 12) Consolar Solare Energiesysteme GmbH, System SOLAERA 5b) Aquasol Solartechnik GmbH, Sonnenpumpe (Typ Latentspeicher) 13) Terra Sunenergy GmbH, System SUPERSOLAR (= Permasolar)
B5	- spezielle Systeme 14) Solvis GmbH & Co. KG, Wärmepumpe SOLVIS-MAX 15) Rotex Heating Systems GmbH, Rotex HPSU
TYP C, K2	Nutzung Solarwärme direkt oder als direkte Quelle für die WP ohne vorgekoppelten Speicher (Wärmequelle Außenluft) 16) Solution Solartechnik GmbH, Solarwärmepumpe HEATSOL 17) Ratiotherm Heizung und Solartechnik GmbH, OSKAR-MAX-SOL ² 18) Alpha-Innotec Heiz- und Kühlsysteme GmbH, LW 90 Solar 19) Sonnenkraft GmbH, System SOLAR COMPLETE 20) Roth-Werke GmbH, System SOLARAURA 21) Rennergy Systems AG, solare Luft/Wasser-Wärmepumpe 22) IDM Solarwärmepumpe Terra Solar-SL
TYP D, K1, S1	Solarwärme ausschließlich an WP (unverglaste Kollektoren) 23) Rheinzink GmbH & Co. KG, Solar-geothermisches System 24) Ensolaris/sdp-Solardachpfannen GmbH, Solardachpfannen 25) System SUN FUTURE, Haus Design Management

Abb. 1.2.: Marktverfügbare Solar-Wärmepumpensysteme nach Systemtyp bzw. Speicherkonzept, Stand Sommer 2009 /Loo09/

Im Rahmen der IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 wurde eine umfassende Analyse der aktuell in Europa markterhältlichen kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen durchgeführt. Hierbei wurden bis September 2012 mehr als 100 unterschiedliche Systeme identifiziert /Rus13/.

Für die Klassifizierung kombinierter Solarthermie-Wärmepumpenanlagen wurden innerhalb der Task 44 im Wesentlichen zwei Methoden angewendet. Zum einen wird unterschieden in parallele (P), serielle (S) und regenerative (R) Systeme bzw. Kombinationen aus diesen. Zum anderen wurde als graphische Darstellung die sogenannte „Square View“ entwickelt, mit Hilfe derer alle Anlagenkonfigurationen dargestellt werden können. In Abbildung 1.3 ist die Square View am Beispiel der „Jordvarme DC“ der dänischen Firma Dansk Varmepumpe Industrie A/S entsprechend der Methodik der Task 44, d.h. u.a. in englischer Sprache, dargestellt. Alle Hauptkomponenten der jeweiligen Anlage werden als Rechtecke dargestellt, welche bei Nicht-Vorhandensein ausgeblendet werden können. Dies sind Sonnenkollektor, Wärmepumpe und ein Nachheizsystem als Wärmeerzeuger in orange, sowie Wärmespeicher auf der warmen und kalten Seite in blau. Am oberen Rand der Darstellung befinden sich Wärmequellen wie Umweltwärme Sonne, Erdreich, Luft, Wasser und Wärmerückgewinnung, am linken Rand fossile Energiequellen wie Strom und Gas, und rechts die Nutzwärmesenken, d.h. die Trinkwassererwärmung, Raumheizung und Raumkälte. Die Komponenten sind gegenseitig sowie mit den jeweiligen Quellen und Senken über Striche verbunden. Eine fette gestrichelte Linie bedeutet dabei eine Soleleitung, eine dünn gepunktete Linie steht für eine Kältemittelleitung, ein dünner Strich bedeutet fossile Antriebsenergie und ein fetter durchgezogener Strich eine Wasserleitung.

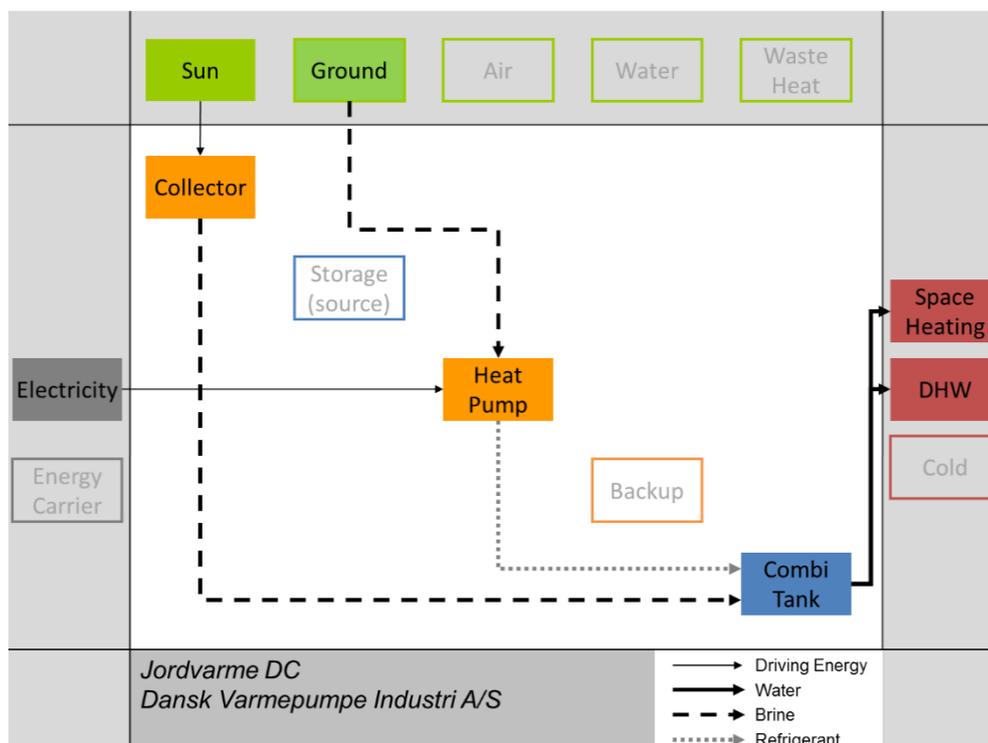


Abb. 1.3.: Square View am Beispiel der „Jordvarme DC“ der dänischen Firma Dansk Varmepumpe Industrie A/S.

Im vorliegenden Beispiel der Jordvarme DC handelt es sich um eine Anlage, bei der solarthermische Flachkollektoren mit einer erdgekoppelten Sole/Wasser-Wärmepumpe kombiniert sind, die beide unabhängig voneinander einen Kombispeicher beladen. Man

spricht in diesem Fall in der Task 44 Nomenklatur von einem parallelen System. Die Jordvarme-Anlage dient zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung und verfügt über kein Nachheizsystem.

Die Marktübersicht wurde nach verschiedenen Kriterien analysiert, siehe Abbildung 1.4. Die untersuchten Systeme sind allesamt in Europa erhältlich, wobei der deutschsprachige Raum (D, AT, CH) bei den Herstellerfirmen dominiert. Eine detaillierte Analyse der identifizierten markterhältlichen Systeme kann dem technischen Bericht aus Task 44 / Subtask A entnommen werden /Rus13/.

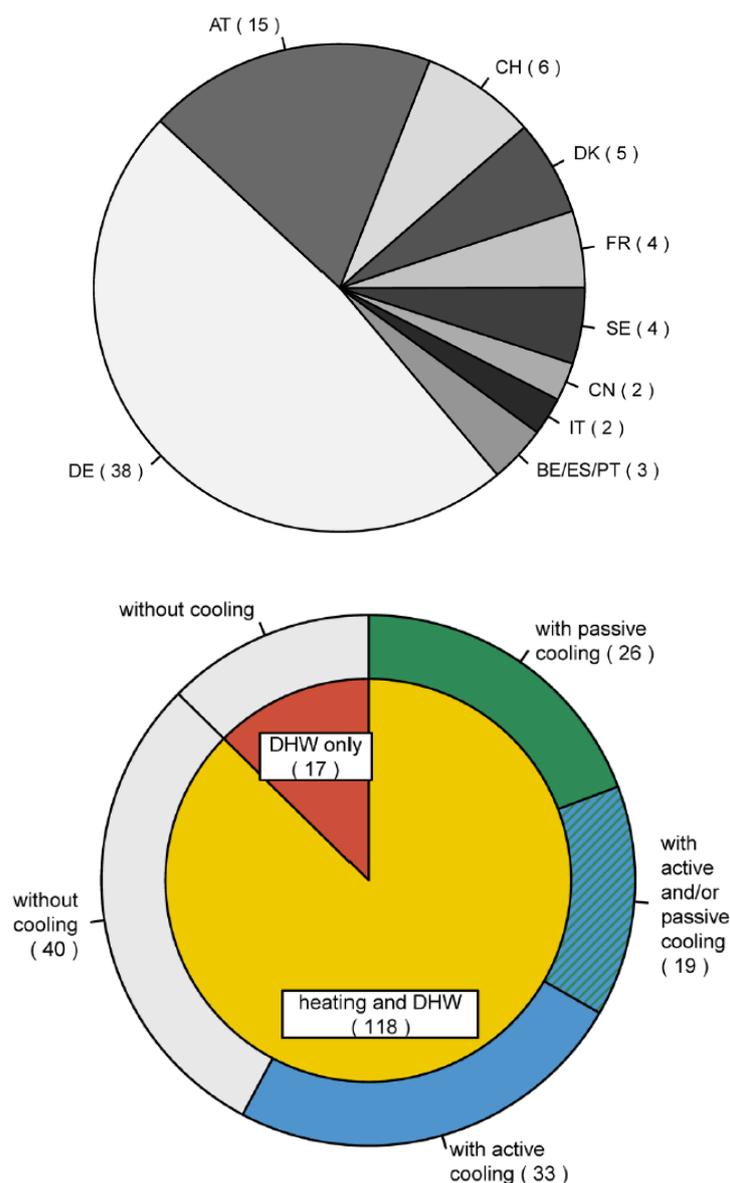


Abb. 1.4.: Statistiken der markterhältlichen Solarthermie-Wärmepumpenanlagen nach Herkunft der Hersteller (oben) und nach Anwendung (unten); direkt übernommen aus /Rus13/

Die Auswertung der Statistik nach Anwendungen der Anlagen (vgl. Abbildung 1.4 unten) zeigt, dass mit 84,5 % der überwiegende Anteil der kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen für die kombinierte Warmwasserbereitung und Raumheizung genutzt wird, wobei in vielen Fällen zusätzlich eine aktive oder passive Kühlung möglich ist.

1.3 Zielsetzung und Aufbau des Vorhabens WPSol

Das Hauptziel des Vorhabens „WPSol“ ist die Entwicklung von **Verfahren zur Leistungsprüfung sowie zur ökologischen und primärenergetischen Bewertung** von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen für die Trinkwassererwärmung und Raumheizung.

Bei dem zu entwickelnden Leistungsprüfverfahren handelt es sich um ein sogenanntes modell-gestütztes Verfahren, wie es z.B. auch bei der dynamischen Prüfung von Sonnenkollektoren nach DIN EN 9806 und bei Anlagen zur solaren Trinkwassererwärmung sowie für solare Kombianlagen nach der europäischen Normenreihe EN 12977 bereits erfolgreich eingesetzt wird /Drü03/. Hierfür ist es erforderlich, sowohl entsprechende Verfahren zur dynamischen Prüfung von Wärmepumpen zu entwickeln als auch die zur numerischen Beschreibung des dynamischen thermischen Verhaltens von Wärmepumpen notwendigen Rechenmodelle zu erstellen.

Das Vorhandensein detaillierter Rechenmodelle zur dynamischen Beschreibung des thermischen Verhaltens kombinierter Solarthermie-Wärmepumpenanlagen ist eine elementare Voraussetzung für die Entwicklung von Verfahren zur Leistungsprüfung sowie zur ökologischen und primärenergetischen Bewertung derartiger Anlagen. Ursächlich hierfür ist, dass als letzter Schritt der Leistungsprüfung die Berechnung des Jahresenergieertrags sowie der benötigten elektrischen Energie des untersuchten Systems erfolgt. Zusätzlich fließen diese Größen in die ökologische und primärenergetische Bewertung der Anlagen ein.

Die Validierung der in diesem Vorhaben entwickelten Leistungsprüfverfahren und Rechenmodelle erfolgte auf der Basis von in-Situ Messungen. Dazu wurden sechs kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen im Feldtest detailliert messtechnisch untersucht.

Ein weiteres Ziel des Projektes ist die Entwicklung von Verfahren für eine ganzheitliche ökologische Bewertung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen.

In diesem Abschlussbericht werden die wesentlichen Inhalte des Forschungsvorhabens zusammengefasst und die Ergebnisse vorgestellt und diskutiert.

Im auf die Einführung folgenden Kapitel 2 wird zunächst das in der europäischen Normreihe EN 12977 standardisierte CTSS-Prüfverfahren (Component Testing – System Simulation) für Anlagen zur solaren Trinkwassererwärmung und für solare Kombianlagen, welches als Ausgangsbasis für die Entwicklung des Leistungsprüfverfahrens dient, erläutert. Anschließend wird die Erweiterung des CTSS-Prüfverfahrens zur Prüfung von Kompressionswärmepumpen in kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen vorgestellt. Im Anschluss wird detailliert auf die Entwicklung eines dynamischen Laborprüfverfahrens für die Prüfung des thermischen Verhaltens elektrisch angetriebener Kompressionswärmepumpen unter dynamischen Betriebsbedingungen eingegangen.

Kapitel 3 beschreibt die Grundlagen von Künstlichen Neuronalen Netzen (KNN). Diese Grundlagen sind für das Verständnis nachfolgender Kapitel unerlässlich. In diesem Kapitel wird zudem die Erstellung der benötigten Rechenmodelle für Kompressionswärmepumpen beschrieben. Als Ansatz wird die experimentelle bzw. messdatenbasierte Systemidentifikation auf Basis Künstlicher Neuronaler Netze (KNN) gewählt. Des Weiteren werden in diesem Kapitel die Bewertungskriterien für die Modellgüte und die Akzeptanzkriterien definiert.

In Kapitel 4 wird das neu entwickelte, auf Wärmepumpen erweiterte CTSS-Laborprüfverfahren exemplarisch auf zwei kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen angewandt, je eine mit einer Sole/Wasser-Wärmepumpe und einer Luft/Wasser-Wärmepumpe. Ergebnisse und Validierungen der Modelle werden aufgezeigt.

In Kapitel 5 wird auf die im Rahmen der Aufstockungsphase weitergeführte Entwicklung von modellbasierten Künstlichen Neuronalen Netzen eingegangen.

Kapitel 6 beschäftigt sich mit der Modellierung von Eisbildung und Abtauprozessen an Umgebungsluft-Wärmeübertragern von Wärmepumpen sowie mit der Kondensation von Luftfeuchtigkeit in Sonnenkollektoren beim Niedertemperaturbetrieb der Kollektoren.

Im Rahmen dieses Forschungsprojektes wurden insgesamt sechs kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen in Deutschland unter realen Betriebsbedingungen messtechnisch untersucht. Die untersuchten Anlagen werden in Kapitel 7 detailliert beschrieben und die wichtigsten Messergebnisse werden vorgestellt.

In Kapitel 8 folgen Simulationsstudien mit der Software TRNSYS /TRN/ für einige der vermessenen Feldtestanlagen.

Das ebenfalls in diesem Forschungsprojekt entwickelte Verfahren für eine ganzheitliche ökologische Bewertung der Anlagen wird in Kapitel 9 vorgestellt und exemplarisch angewandt.

Kapitel 10 beschreibt die Aktivitäten innerhalb des IEA SHC Task44 / HPP Annex 38.

In Kapitel 11 wird auf die innerhalb des Vorhabens durchgeführte Öffentlichkeits- und Normungsarbeit eingegangen und Kapitel 12 fasst abschließend die Inhalte und Ergebnisse des Forschungsprojektes zusammen und gibt einen Ausblick auf mögliche zukünftige Arbeitspunkte.

2 Entwicklung eines dynamischen Prüfverfahrens für Wärmepumpen (AP1)

Standardisierte Prüfverfahren sind eine wichtige Basis und Voraussetzung für ein nachhaltiges Marktwachstum im Bereich der kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen. Obwohl bereits diverse genormte Prüfverfahren und Qualitätsstandards für solarthermische Anlagen und für Kompressionswärmepumpen existieren (z.B. EN ISO 9808, EN 12976, EN 12977 für thermische Sonnenkollektoren und solarthermische Anlagen, EN 14511 für Wärmepumpen), gibt es bislang kein standardisiertes Prüfverfahren für Anlagen mit einer Kombination aus Solarthermie und Wärmepumpe. Insbesondere bei den Wärmepumpen wird bis dato auf Laborprüfungen unter statischen Betriebsbedingungen zurückgegriffen, z.B. zur Bestimmung des sogenannten Coefficient of Performance (COP), bei denen eine Wärmepumpe an definierten Betriebspunkten geprüft wird, d.h. bei konstanten Vorlauftemperaturen im Primärkreis (am Verdampfer) und im Sekundärkreis (auf der Kondensatorseite) und bei konstanten Massenströmen des Wärmeträgermediums. Dies entspricht jedoch nicht den realen Betriebsbedingungen einer Wärmepumpe in Kombination mit einem solarthermischen System, weshalb es neuer Prüfverfahren bedarf, die eine Prüfung von Wärmepumpen auch unter dynamischen Betriebsbedingungen erlauben.

Da eine gezielte technische Entwicklung und ein objektiver Vergleich verschiedener Systeme ohne Prüfverfahren nicht möglich ist, ist es eine wichtige Aufgabe, ein entsprechendes Leistungsprüfverfahren zu entwickeln. Das komponentenorientierte Prüfverfahren (CTSS: Component Testing – System Simulation) für solare Trinkwassererwärmungsanlagen und solare Kombianlagen nach EN 12977:2012 stellt eine gute Grundlage zur Weiterentwicklung für ein Prüfverfahren für kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen dar.

Im vorliegenden Kapitel werden die Grundlagen und die Vorteile des CTSS-Prüfverfahrens erläutert und dargestellt, inwiefern dieses Prüfverfahren erweitert werden muss, damit eine Prüfung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen möglich ist.

2.1 Beschreibung des CTSS-Prüfverfahrens nach EN 12977

Für Anlagen zur solaren Trinkwassererwärmung und für solare Kombianlagen steht bereits das komponentenorientierte CTSS-Prüfverfahren zur Verfügung, welches in der europäischen Normenreihe EN 12977 standardisiert ist. Abbildung 2.1 zeigt schematisch den Ablauf der Prüfung nach dem CTSS-Prüfverfahren. Das Prüfverfahren gliedert sich in zwei Schritte, die Komponentenprüfung zur Bestimmung der benötigten Parameter (Kennwerte) und die Simulation des Gesamtsystems mit der Implementierung der gesamten Anlage in einem Simulationsprogramm sowie der Durchführung der entsprechenden Simulationsrechnungen.

Das CTSS-Prüfverfahren bietet u.a. den Vorteil, dass die Solaranlage für die Leistungsprüfung nicht komplett auf einem Prüfstand aufgebaut werden muss. Stattdessen werden die zentralen Komponenten der Anlage einzeln geprüft. Die durch Parameteridentifikation ermittelten Parameter bzw. Kennwerte werden verwendet, um das thermische Verhalten des Gesamtsystems in einem Simulationsprogramm nachzubilden. Dies ermöglicht die sogenannte „Jahressimulation“, d. h. die dynamische Systemsimulation über die Dauer eines kompletten Jahres für das Gesamtsystem.

2. Entwicklung eines dynamischen Prüfverfahrens für Wärmepumpen

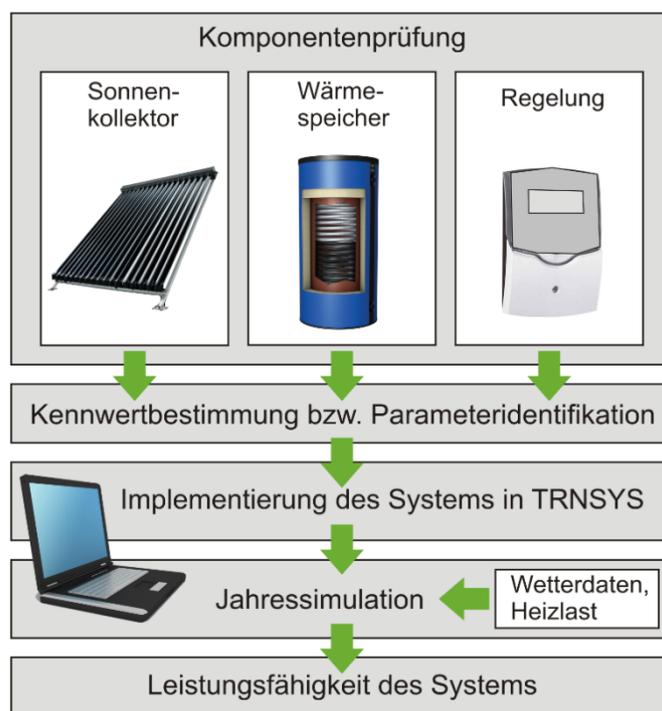


Abb. 2.1: Ablauf der Prüfung nach dem CTSS-Prüfverfahren nach EN 12977

In Tabelle 2.1 sind die für das CTSS-Prüfverfahren maßgeblichen Normen aufgeführt. Durch den komponentenorientierten Ansatz ist das Verfahren äußerst flexibel und auf unterschiedlichste Systemkonfigurationen anwendbar. Dadurch, dass die thermische Leistungsfähigkeit des Systems mittels einer numerischen Simulation ermittelt wird, können unterschiedlichste Randbedingungen bezüglich Wetter und Heizlasten gewählt werden.

Tab. 2.1: Für das CTSS-Prüfverfahren maßgebliche europäische Normen

Nummer	Titel „Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - ...“
DIN EN 12975-1:2006	Kollektoren – Teil 1: Allgemeine Anforderungen
DIN EN ISO 9806:2014	Solarenergie – Thermische Sonnenkollektoren – Prüfverfahren
DIN EN 12977-1:2012	Kundenspezifisch gefertigte Anlagen – Teil 1: Allgemeine Anforderungen an Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung und solare Kombianlagen
DIN EN 12977-2:2012	Kundenspezifisch gefertigte Anlagen – Teil 2: Prüfverfahren für Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung und solare Kombianlagen
DIN EN 12977-3:2008	Kundenspezifisch gefertigte Anlagen – Teil 3: Leistungsprüfung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen
DIN EN 12977-4:2012	Kundenspezifisch gefertigte Anlagen – Teil 4: Leistungsprüfung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung (Kombispeicher)
DIN EN 12977-5:2012	Kundenspezifisch gefertigte Anlagen – Teil 5: Prüfmethoden für Regeleinrichtungen

2.1.1 Prüfung der Komponenten

Das Ziel ist es, für die Hauptkomponenten (thermischer Sonnenkollektor, Speicher, Regelung) alle relevanten Parameter bzw. Kennwerte zu ermitteln, durch die in Verbindung mit einem numerischen Rechenmodell das dynamische thermische Verhalten der jeweiligen Komponente beschrieben werden kann. Dafür wird die jeweilige Komponente verschiedenen Prüfsequenzen unterzogen. Aus den aufgezeichneten Messdaten können die individuellen Modellparameter durch Parameteridentifikation ermittelt werden.

Um die hier angewandte Vorgehensweise zu erläutern, wird die jeweilige Komponente wie z. B. Speicher, Kollektor etc. in Anlehnung an Drück /Drü06/ und Fischer /Fis11/ zunächst allgemein als thermisches System betrachtet. Das thermische System kann sowohl eine reale Komponente wie z. B. ein Speicher oder ein Kollektor als auch eine virtuelle Komponente wie ein numerisches Rechenmodell sein. Das thermische Verhalten des Systems wird durch den Parametersatz P charakterisiert. Werden dem thermischen System bestimmte Eingangsgrößen aufgeprägt so sind die Ausgangsgrößen von dem Parametersatz P und den Eingangsgrößen abhängig, siehe Abbildung 2.2.

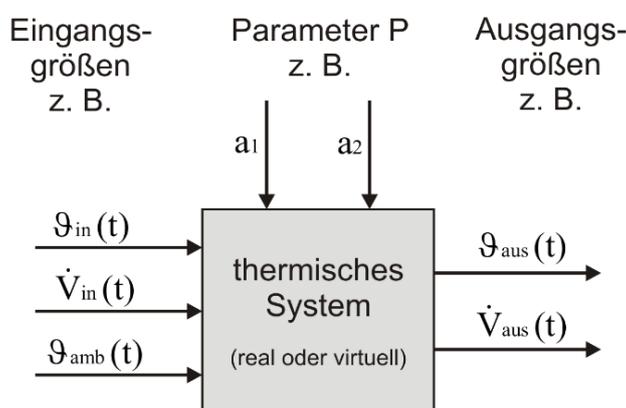


Abb. 2.2: Beispiel für ein allgemeines thermisches System

Aus den Messungen liegen die zeitlichen Verläufe aller relevanten Eingangsgrößen und Ausgangsgrößen an der Komponente (z. B. Speicher, Kollektor etc.) vor. Bei der Parameteridentifikation (siehe Abbildung 2.3) werden die gemessenen Eingangsgrößen in ein numerisches Rechenmodell für die Komponente eingegeben. Die mit dem Modell berechneten Ausgangsgrößen werden mit den gemessenen Ausgangsgrößen verglichen und daraus der Wert einer Zielfunktion gebildet, welcher in einer Form die Abweichung zwischen berechneten Werten und Messwerten widerspiegelt. Häufig wird als Zielfunktion eine Fehlerfunktion z. B. die gemittelte Summe der quadratischen Abweichung der gemessenen von den berechneten Ausgabewerten oder Abwandlungen davon definiert. Um ausgeprägte kurzzeitige Abweichungen z. B. durch die Zeitkonstante der verwendeten Messsensoren oder auch durch Fehlmessungen schwächer zu gewichten als langandauernde geringe Abweichungen, die z. B. durch unzureichende Modellparameter verursacht werden können, ist es zweckmäßig, die Zielfunktion entsprechend zu filtern. Hierzu dient z. B. eine Fouriertransformation der Zielfunktion in den Frequenzbereich. Durch einen Optimierungsalgorithmus, z. B. den Levenberg-Marquart Algorithmus, wird der Parametersatz P solange angepasst, bis die Zielfunktion ihr Minimum erreicht hat. Dieser ermittelte Parametersatz P repräsentiert die bei der Prüfung ermittelten Systemkennwerte, d.h. z. B. Speicherkennwerte, Kollektorkennwerte, etc. /Drü06/ /Fis11/.

2. Entwicklung eines dynamischen Prüfverfahrens für Wärmepumpen

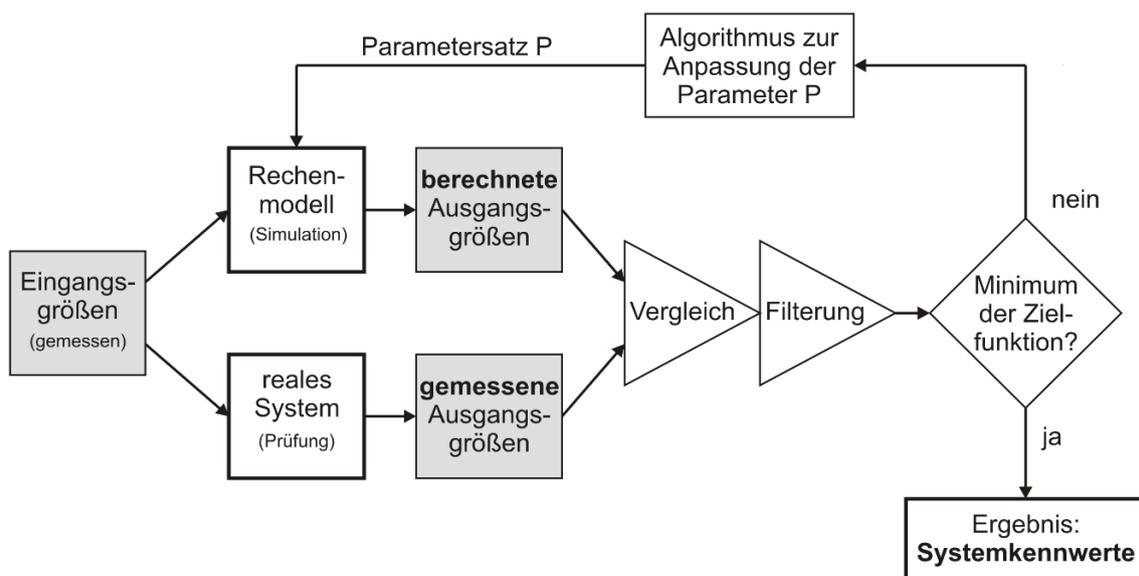


Abb. 2.3: Prinzipielle Vorgehensweise bei der Ermittlung der Systemkennwerte durch Parameteridentifikation

Für die Hauptkomponenten Sonnenkollektor, Speicher und Regelung stehen bereits die folgenden standardisierten Prüfverfahren zur Verfügung:

Leistungsprüfverfahren für thermische Sonnenkollektoren

Thermische Sonnenkollektoren werden nach EN ISO 9806:2014 geprüft. Für die dynamische Simulation des thermischen Verhaltens des geprüften Kollektors sollten folgende Daten ermittelt werden:

- Norm-Parameter zur Beschreibung des Kollektorwirkungsgrades (Konversionsfaktor η_0 , Wärmedurchgangskoeffizient a_1 , temperaturabhängiger Wärmedurchgangskoeffizient a_2)
- Wärmekapazität des thermischen Sonnenkollektors
- Einfallswinkel-Korrekturfaktor für direkte und diffuse Einstrahlung

Leistungsprüfung für Warmwasserspeicher

Warmwasserspeicher für Solaranlagen werden nach EN 12977-3 und Kombispeicher zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung nach EN 12977-4 geprüft. Für die dynamische Simulation des thermischen Verhaltens des Speichers sollten folgende Daten ermittelt werden:

- Höhe, effektives Volumen bzw. effektive Wärmekapazität des Speichers
- Höhe der hydraulischen Anschlüsse für direkt in den Speicher ein- und austretende Fluidströme
- Wärmeverlustrate des gesamten Speichers; bei einer über der Speicherhöhe variierenden Wärmedämmung sollte die Verteilung der Wärmeverlustrate für unterschiedliche Bereiche ermittelt werden.
- Kennwerte, die die Beschaffenheit und den Abbau der thermischen Schichtung beschreiben (z. B. effektive vertikale Wärmeleitfähigkeit).

- Positionen der Temperaturfühler
- Position, Volumen, Übertragungsvermögen und Fähigkeit zur geschichteten Beladung von integrierten Wärmeübertragern
- Position, Ausrichtung und effektiver Wirkungsgrad elektrischer Zusatzwärmequellen

Prüfung der Regelung

Die Funktion der Regelung wird nach einem in der EN 12977-5 beschriebenen Verfahren überprüft. Dafür müssen alle Daten, die für die Implementierung der Regelstrategie im Simulationsprogramm nötig sind, bekannt sein.

2.1.2 Simulation des Gesamtsystems

Das mittels Rechenmodell berechnete thermische Verhalten einzelner Komponenten kann durch die in der Komponentenprüfung ermittelten Parameter an das thermische Verhalten der realen Komponenten angepasst werden. Mit Hilfe einer dynamischen Systemsimulation wird das Verhalten eines (realen) Gesamtsystems oder auch das einzelner (realer) Komponenten unter Berücksichtigung von transienten Bedingungen abgebildet. Hierzu werden die Rechenmodelle inklusive der zuvor ermittelten Parameter der einzelnen Komponenten wie z. B. thermischer Sonnenkollektor, Wärmespeicher, Rohrleitung etc. einer thermischen Solaranlage innerhalb einer Simulationssoftware wie z. B. TRNSYS entsprechend dem hydraulischen Schaltplan miteinander verbunden und die Regelstrategien implementiert. Für die Simulation werden definierte Randbedingungen, wie z.B. meteorologische Referenzbedingungen, d.h. Strahlungsdaten und Umgebungstemperatur sowie Lastprofile für Trinkwassererwärmung und ggf. Raumheizung, aufgeprägt.

Um alle jahreszeitlichen Effekte mit zu berücksichtigen, ist es für solarthermische Anlagen üblich, eine Simulation über die Dauer eines kompletten Jahres durchzuführen. In der Regel ist die thermische Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems von Interesse. Diese wird meist durch die anteilige Energieeinsparung f_{sav} definiert. Die anteilige Energieeinsparung gibt an, wie viel Energie durch die thermische Solaranlage im Vergleich zu einer konventionellen, d.h. nicht solaren Anlage jährlich prozentual eingespart werden kann. Je nach Anwendung können aber auch komponentenorientierte Werte wie z. B. der Kollektorjahresenergieertrag, die Wärmeverluste des Speichers oder die Pumpenlaufzeiten im Vordergrund der Untersuchungen stehen /Fis11/.

2.2 Erweiterung des CTSS-Prüfverfahrens

Durch eine Erweiterung kann das zuvor beschriebene Leistungsprüfverfahren auch zur Prüfung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen verwendet werden. Hierzu ist die Kompressionswärmepumpe als weitere Komponente in das CTSS-Prüfverfahren zu integrieren. In Abbildung 2.4 ist der Ablauf des erweiterten CTSS-Prüfverfahrens schematisch dargestellt. Für die zusätzliche Komponente werden ebenfalls ein numerisches Modell und ein dynamisches Leistungsprüfverfahren benötigt, welches es ermöglicht, die für die dynamische Systemsimulation benötigten Parameter zu ermitteln und das thermische Verhalten der Wärmepumpe zu beschreiben. Anzumerken ist hierbei, dass es für eine Erweiterung der CTSS-Prüfmethode nicht zwingend erforderlich ist, im Zusammenhang mit einer Sole/Wasser-Wärmepumpe für die Komponente „Erdbärmesonde“ eine Komponentenprüfung durchzuführen. Obligatorisch ist allerdings, dass das thermische Verhalten der Erdbärmesonde in der Systemsimulation entsprechend detailliert abgebildet werden kann.



Abb. 2.4: *Prinzipieller Ablauf des erweiterten CTSS-Prüfverfahrens für Solarthermie-Wärmepumpenanlagen*

Für die vorgeschlagene Erweiterung des CTSS-Prüfverfahrens wurde daher ein dynamisches Leistungsprüfverfahren für elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpen entwickelt.

Dazu wurde für die Durchführung der Prüfung von Wasser/Wasser- und Sole/Wasser-Wärmepumpen am ITW/TZS ein geeigneter Prüfstand aufgebaut sowie für die Prüfung von Luft/Wasser-Wärmepumpen in Kooperation mit dem Institut für Gebäudeenergetik (IGE) der Universität Stuttgart ein bestehender Prüfstand verwendet. Der Aufbau der beiden Prüfstände wird in den nachfolgenden Unterkapiteln beschrieben. Zur Charakterisierung des thermischen Verhaltens der geprüften Wärmepumpen wurde ein auf künstlichen neuronalen Netzen basierendes numerisches Modell entwickelt, siehe Kapitel 3.

2.3 Prüfstand für Wasser/Wasser- und Sole/Wasser-Wärmepumpen

Im Rahmen des Projektes WPSol wurde am ITW/TZS ein Prüfstand weiterentwickelt und erprobt, der es erlaubt, Wärmepumpen unter stationären und dynamischen Betriebsbedingungen detailliert messtechnisch zu untersuchen. Die Weiterentwicklung basiert auf einem bereits vor dem Projektbeginn vorhandenen Prüfstand.

Der Prüfstand besteht im Wesentlichen aus zwei Thermostaten sowie zwei separaten Hydraulikmodulen, dem sogenannten „Q-Modul“, das die Wärmequelle emuliert sowie dem „S-Modul“, das die Wärmesenke emuliert. Die Module bilden die zwei externen Kreisläufe, d.h. den Solekreis und den Heizkreis nach, an die eine Wärmepumpe angeschlossen ist. Durch die implementierte Regelung lassen sich realistische Temperaturverläufe an den Eingängen der Wärmepumpe generieren. Dadurch ist es möglich das stationäre und das dynamische

2. Entwicklung eines dynamischen Prüfverfahrens für Wärmepumpen

Betriebsverhalten der Wärmepumpe unter reproduzierbaren und realitätsnahen Randbedingungen zu untersuchen. Abbildung 2.5 zeigt den Prüfstand mit einer installierten Wärmepumpe.

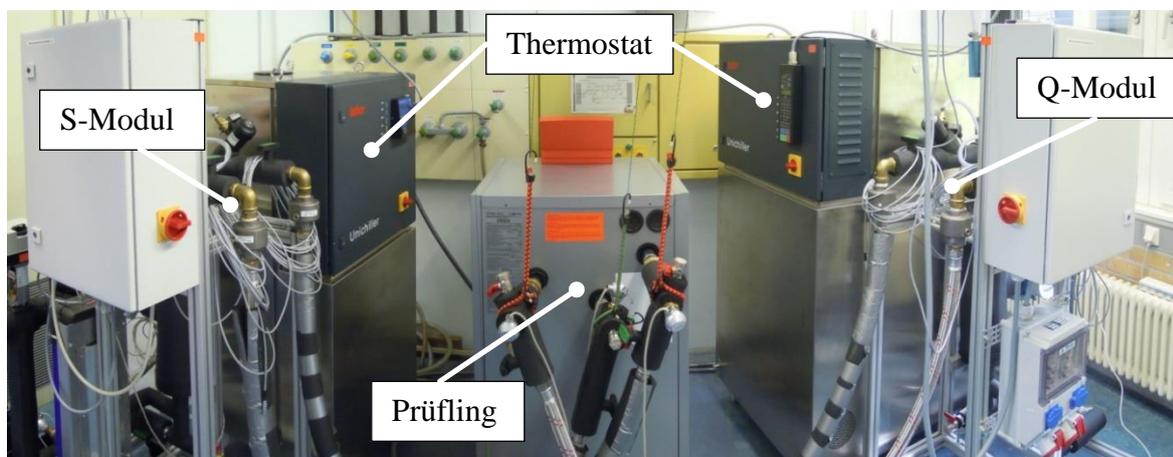


Abb. 2.5: Prüfstand für Sole/Wasser-Wärmepumpen inklusive Prüfling am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart

Das vereinfachte Hydraulikschema des Prüfstands ist in Abbildung 2.6 dargestellt. Nachfolgend werden der Aufbau und die Funktionsweise der Module, die eingesetzte Messtechnik und die Messdatenerfassung beschrieben.

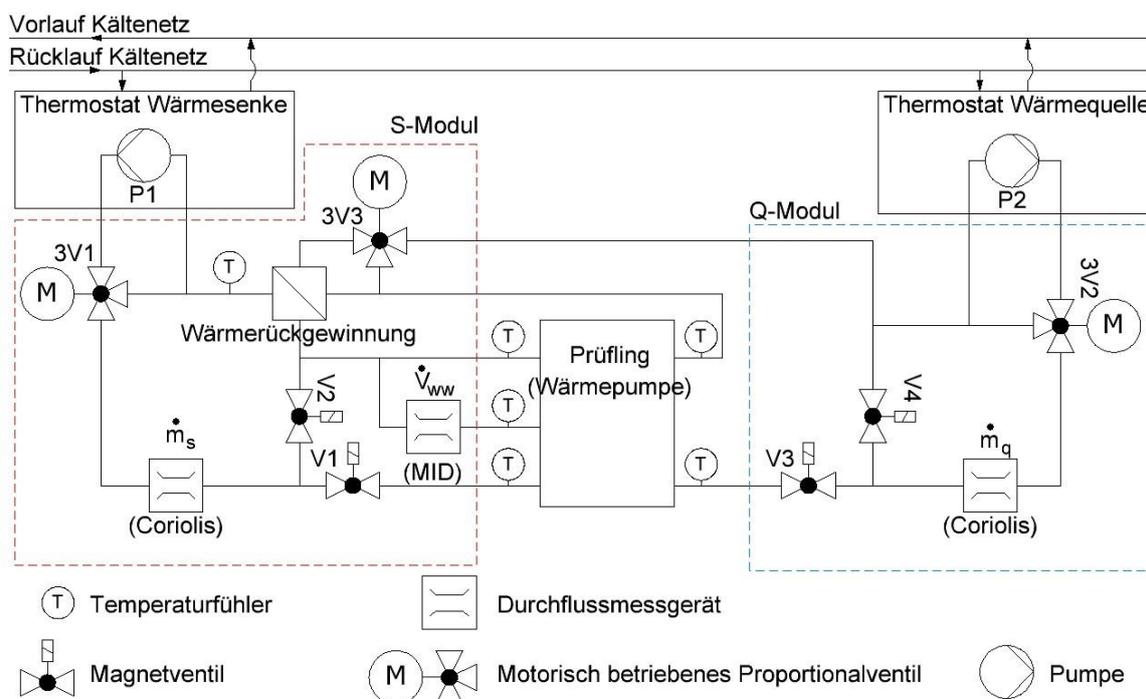


Abb. 2.6: Vereinfachtes Hydraulikschema des Prüfstands für Wärmepumpen am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart

2.3.1 Aufbau und Funktionsweise des Q-Moduls

Mit dem Q-Modul kann die Wärmequelle der Wärmepumpe in einem Temperaturbereich von -20 bis +40 °C und einem Massenstrom bis ca. 3.500 kg/h emuliert werden. Das Modul ist für die Arbeitsmedien Wasser und für Wärmepumpen typische Sole geeignet. Das Arbeitsmedium wird dabei von dem an das Modul angeschlossenen Thermostaten temperiert. Dabei kann eine Heizleistung von bis zu 20 kW sowie eine Kühlleistung bis 3 kW zur Verfügung gestellt werden. Im Kühlbetrieb wird die abgegebene Wärme an das universitätsinterne Kältenetz abgeführt.

Der Thermostat ist mit einer internen Umwälzpumpe mit konstanter Drehzahl ausgestattet. Damit der benötigte Massenstrom durch die Wärmepumpe eingestellt werden kann, befindet sich ein motorisch angetriebenes Drei-Wege-Ventil mit einem Bypass am Austritt des Thermostats. Zusätzlich ist das Modul mit zwei gegenläufig geschalteten Magnetventilen V3 und V4 ist ausgestattet. Mit diesen ist es möglich, den Durchfluss durch die Wärmepumpe zu unterbrechen, ohne die Temperierung zu unterbrechen, was sich positiv auf die Regelgüte auswirkt. Am Ende von Stillstandszeiten der Wärmepumpe steht damit das Arbeitsmedium mit der gewünschten Temperatur und dem gewünschten Massenstrom sofort zur Verfügung.

Der Massenstrom und die Eintritts- und Austrittstemperatur werden mit einem Massenströmmessgerät sowie mit Temperaturfühlern erfasst. Die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe wird über einen Drei-Phasen-Wirkleistungsmessaufnehmer erfasst, der ebenfalls am Q-Modul angebracht ist.

2.3.2 Aufbau und Funktionsweise des S-Moduls

Mit dem S-Modul wird die Wärmesenke einer Wärmepumpe, die in der realen Anwendung einem Heizkreis für Raumheizung und Warmwassererwärmung entspricht, mit einem Temperaturbereich von 0 bis 90 °C und mit einem Massenstrom bis ca. 3.500 kg/h emuliert. In dem S-Modul wird als Arbeitsmedium Wasser eingesetzt. Das Arbeitsmedium wird ebenfalls mittels eines Thermostaten temperiert. Im Normalbetrieb stellt das S-Modul eine Kühlleistung von 30 kW bei 15 °C zur Verfügung und führt dabei die eingetragene Wärme an das universitätsinterne Kältenetz ab. Um schnelle Temperaturwechsel zu ermöglichen sowie für Regelungszwecke steht zusätzlich eine Heizleistung bis zu 2 kW zur Verfügung.

Ein Teil der von der Wärmepumpe erzeugten Wärme wird in dem im S-Modul integrierten Wärmeübertrager der Quellenseite wieder zugeführt. Dabei wird über ein motorisch betriebenes Drei-Wege-Ventil ein Teil des Solemassenstroms durch den Wärmeübertrager geführt und dort erwärmt. Dadurch wird die benötigte Heizleistung des Q-Moduls gemindert und somit elektrische Energie gespart.

Um Wärmepumpen prüfen zu können, die mit einem internen Umschaltventil ausgestattet sind, um zwischen Betriebsarten für Heizung und Trinkwassererwärmung umzuschalten, besitzt das S-Modul einen weiteren hydraulischen Anschluss. Der Durchfluss durch diesen hydraulischen Zweig des S-Moduls wird mit einem zusätzlichen Volumenstrommessgerät (MID1) erfasst.

Die technischen Daten des Prüfstands sind in Tabelle 2.2 zusammenfassend dargestellt.

Tab. 2.2: Technische Daten des Prüfstands für Wärmepumpen am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart

Q-Modul bzw. Wärmequellenmodul (Primärkreis)	
Heizleistung:	20 kW
Kühlleistung:	3 kW
Temperaturbereich:	-20 °C – 40 °C
Volumenstrombereich:	0 m ³ /h – 3,5 m ³ /h
S-Modul bzw. Wärmesenkenmodul (Sekundärkreis)	
Heizleistung:	2 kW
Kühlleistung:	30 kW
Temperaturbereich:	0 °C – 90 °C
Volumenstrombereich:	0 m ³ /h – 3,5 m ³ /h

2.3.3 Messtechnische Ausstattung des Prüfstands

Die Messtechnik des Prüfstands besteht aus Sensoren für Temperaturen, Massen- bzw. Volumenströme, sowie für elektrische Leistungen. Die Messstellen und die Bezeichnungen der Messgrößen sind in Abbildung 2.7 dargestellt. Dieses messtechnische Konzept ermöglicht die Berechnung aller relevanten Größen wie Wärmeströme, Wärmemengen, COP_{th}, etc.

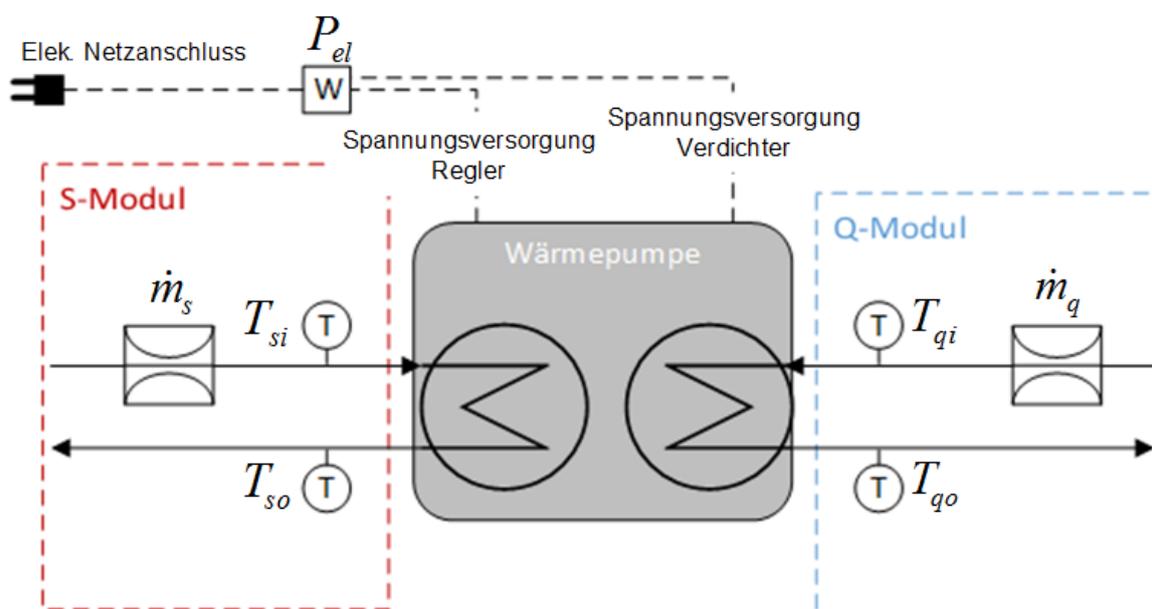


Abb. 2.7: Messstellen am Prüfling und Bezeichnung der Messgrößen des Sole/Wasser-Wärmepumpenprüfstands

Eine Übersicht aller Messstellenbezeichnungen und Messgrößen enthält Tabelle 2.3. Nachfolgend werden die verwendeten Sensoren und die Messstrecke kurz erläutert.

Tab. 2.3: Übersicht der Bezeichnungen der Messstellen und Beschreibung der Messgrößen

Bezeichnung Messstelle	Einheit	Beschreibung
T_{qo}	°C	Austrittstemperatur Wärmequellenkreis (Q-Modul) aus dem Prüfling
T_{qi}	°C	Eintrittstemperatur Wärmequellenkreis (Q-Modul) in den Prüfling
T_{so}	°C	Austrittstemperatur Wärmesenkenkreis (S-Modul) aus dem Prüfling
T_{si}	°C	Eintrittstemperatur Wärmesenkenkreis (S-Modul) in den Prüfling
P_{el}	W	Elektrische Wirkleistungsaufnahme des Prüflings
\dot{m}_q	kg/h	Massenstrom Wärmequellenkreis (Q-Modul)
\dot{m}_s	kg/h	Massenstrom Wärmesenkenkreis (S-Modul)

Temperaturmessung

Für die Bestimmung der Temperaturen werden ausschließlich Platin-Widerstandstemperaturfühler des Typs Pt100 unterschiedlicher Bauart verwendet. Die Temperatur des Mediums in den Rohrleitungen wird direkt am Ein- und Austritt des Prüflings mit Hilfe von Einschraubwiderstandstemperaturfühlern bestimmt. Diese Temperaturfühler wurden zuvor am ITW/TZS kalibriert. Die Standardunsicherheit der Temperaturfühler beträgt $\pm 0,1$ K. Zur Messung der Lufttemperatur im Labor werden ebenfalls Platin-Widerstandstemperaturfühler des Typs Pt100 eingesetzt.

Durchflussmessung

Zur Erfassung der Massenströme im Primär- und Sekundärkreis werden Coriolis-Massendurchflussmessgeräte eingesetzt. Die Messunsicherheit (Herstellerangabe) der installierten Durchflussmessgeräte beträgt $\pm 0,5$ % bei einem Messbereich von 0,5 kg/h bis 6 kg/h.

Elektrische Leistung

Die elektrische Leistungsaufnahme des Prüflings wird mit einem Wirkleistungsmessaufnehmer erfasst. Die Standardunsicherheit des installierten Wirkleistungsmessaufnehmers beträgt ± 2 %. Der Wirkleistungsmessaufnehmer verfügt über einen digitalen Ausgang, so dass weitere Fehler durch eine analog-digitale Signalwandlung entfallen.

In Abbildung 2.8 ist der Aufbau der Messstrecke schematisch dargestellt. Die Messstrecke besteht aus den zuvor beschriebenen Messwertaufnehmern, einem Messdatenerfassungs-/Schaltssystem und einem Messrechner. Das Messdatenerfassungs-/Schaltssystem bzw. Digitalmultimeter Agilent 34970A fragt die von den Messwertaufnehmern gelieferten Rohsignale sequentiell in einem Intervall von 30 s ab und digitalisiert die Signale.

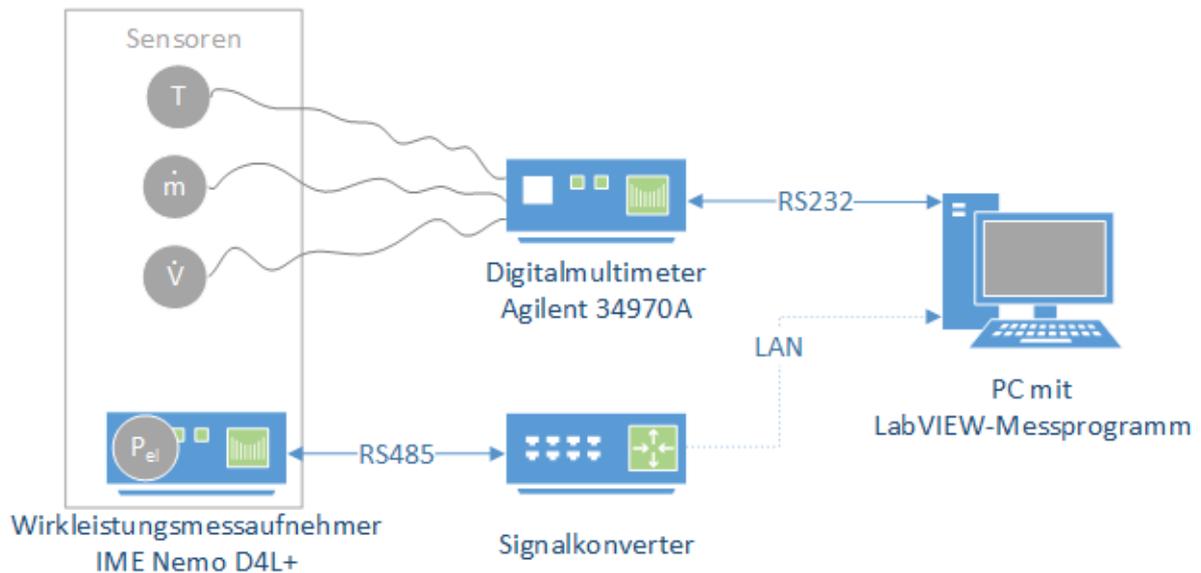


Abb. 2.8: Schematischer Aufbau der Messstrecke

2.3.4 Steuerung und Bedienung des Prüfstands

Für die Steuerung und Bedienung des Prüfstands wurde das Programm „WPTestOnDAFW“ in der LabVIEW-Programmierungsumgebung /Lab16/ erstellt. Dieses Prüfstandprogramm mit grafischer Bedienoberfläche ermöglicht neben einer manuellen Sollwertvorgabe auch den vollautomatischen Betrieb mittels entsprechend vordefinierter Prüfsequenzen. Des Weiteren ermöglicht das Programm die Erfassung, Speicherung und Überwachung der Messdaten. Dazu erfasst das Programm automatisch die gemessenen Rohdaten wie Widerstände und Spannungen und berechnet daraus unter Berücksichtigung der entsprechenden Kalibrierkonstanten die jeweiligen Messwerte wie Temperaturen, Massenströme und elektrische Wirkleistung und weitere relevante Größen wie z.B. Wärmeströme, Wärmemengen, COP_{th} , etc. Durch einen modularen Aufbau ist die Erweiterung des Programms hinsichtlich der Erfassung zusätzlicher Messgrößen jederzeit möglich, um die Prüfung ggf. an produktspezifische Gegebenheiten der Wärmepumpe anpassen zu können.

2.4 Prüfstand für Luft/Wasser-Wärmepumpen

Zur Prüfung von Luft/Wasser-Wärmepumpen im Rahmen des WPSol-Projekts wurde ein am Institut für Gebäudeenergetik (IGE) der Universität Stuttgart vorhandener Prüfstand verwendet. Dieser besteht aus einer Klimakammer, in der die Luft/Wasser-Wärmepumpe aufgestellt wird, einem hydraulischen Kreis sowie einem Steuerungs- und Datenerfassungsmodul, siehe Abbildung 2.9.

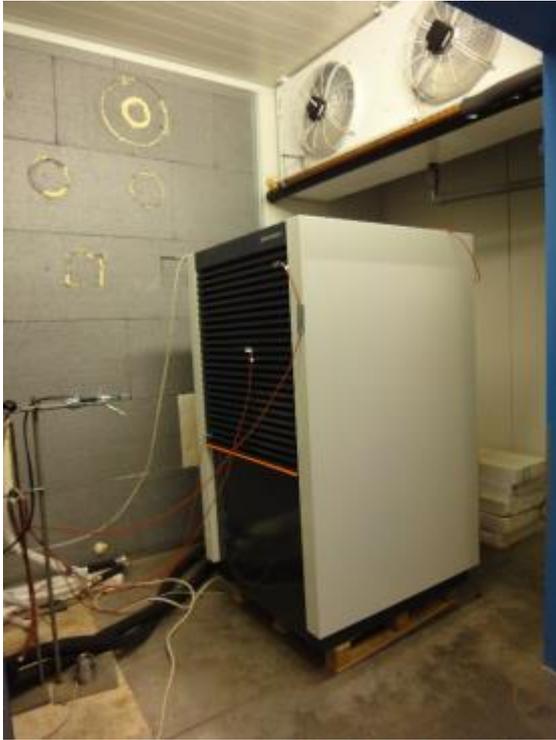


Abb. 2.9: Prüfstand zur Prüfung von Luft/Wasser-Wärmepumpen

Die Klimakammer stellt Luft im Temperaturbereich zwischen -20 °C und $+30\text{ °C}$ und mit einer relativen Feuchte zwischen 20 % und 100 % als Wärmequelle zur Verfügung. Der hydraulische Kreis stellt die Wärmesenke dar. Dieser stellt Wasser als Arbeitsmedium im Temperaturbereich zwischen 20 °C und 90 °C und einem Massenstrom zwischen 0 und 2.500 l/h zur Verfügung.

3 Entwicklung eines dynamischen Rechenmodells für Wärmepumpen auf Basis Neuronaler Netze (AP2)

3.1 Theoretische Grundlagen von Neuronalen Netzen

Dieses Kapitel gibt einen kurzen Überblick über die theoretischen Grundlagen von Künstlichen Neuronalen Netzen (KNN). Eine ausführliche Einführung in die Theorie der Künstlichen Neuronalen Netze findet sich z. B. bei Bishop /Bis95/, Dreyfus /Dre05/, Haykin /Hay99/, Norgaard et al. /Nor99/, Rojas /Roj96/, Hu /Huy02/ und Zell /Zel94/.

3.1.1 Das biologische Vorbild

Die Informationsverarbeitung im menschlichen Gehirn findet nach dem heutigen Kenntnisstand in einer Vielzahl (ca. 10^{11} Neuronen /Zel94/) kleiner Einheiten, den Nervenzellen bzw. Neuronen statt. Diese Nervenzellen sind untereinander vielfältig über die sogenannten Nervenfasern (Axone bzw. Dendriten) vernetzt und geben Information (Impulse) durch zahlreiche Schichten hindurch weiter, vgl. Abbildung 3.1. Das Erlernen von Sachverhalten findet in erster Linie durch die Anpassung der Verknüpfungen statt. Die Verknüpfungen zwischen den Nervenzellen, die sogenannten Synapsen (Verbindungsstellen oder Übergangsstellen) können Impulse hemmen, verstärken oder unterhalb eines gewissen Schwellenwertes gar vollständig unterdrücken. Die Informationsverarbeitung im menschlichen Gehirn läuft im hohen Maße parallel ab, weshalb das Gehirn äußerst komplexe Aufgaben wie z. B. das Erkennen von Mustern oder das Verallgemeinern von Beispielen besser und schneller lösen kann als jeder Computer.

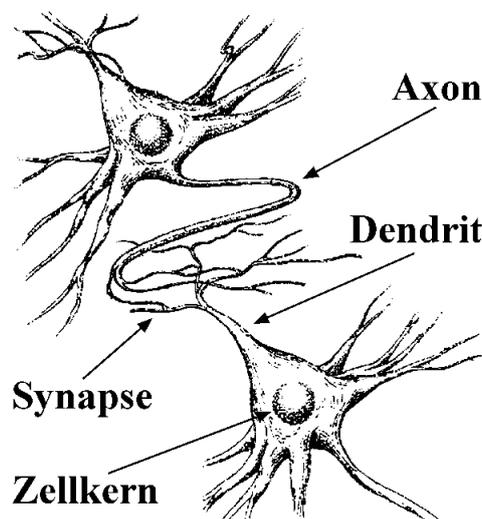


Abb. 3.1: Darstellung zweier miteinander vernetzter biologischer Neuronen /Nau96/

3.1.2 Was sind Künstliche Neuronale Netze?

Künstliche Neuronale Netze (KNN) sind durch biologische neuronale Netze inspirierte mathematische Modelle, die versuchen den Informationsverarbeitungsprozess des Gehirns von Säugetieren nachzuahmen. Zell /Zel94/ definiert Künstliche Neuronale Netze als informationsverarbeitende Systeme, die aus einer großen Anzahl einfacher Einheiten (Zellen, Neuronen) bestehen, die sich Informationen in Form der Aktivierung der Zellen über gerichtete Verbindungen zusenden. Haykin /Hay99/ definiert ein Künstliches Neuronales

3. Entwicklung eines Rechenmodells auf Basis neuronaler Netze

Netz als ein informationsverarbeitendes System, das aus einer Vielzahl von einfachen, miteinander verknüpften Verarbeitungseinheiten (den sogenannten Neuronen) besteht und dadurch zur massiven Parallelverarbeitung in der Lage ist. Künstliche Neuronale Netze ähneln dem menschlichen Gehirn im Hinblick auf folgende Aspekte:

- a) Das Wissen wird durch einen Lernprozess „angelernt“, und
- b) die gewichteten Verbindungen (gerichteten Verbindungen) zwischen den Neuronen, Gewichte oder Verbindungsgewichte genannt, speichern das erlernte Wissen.

Nach Haykin /Hay99/ befähigen die massive parallele Struktur und die Lernfähigkeit Künstliche Neuronale Netze zur Lösung äußerst komplexer Probleme. Im Gegensatz zu herkömmlichen Algorithmen stellen KNN also flexible mathematische Modelle dar, die komplexe Zusammenhänge eigenständig anhand von Beispielen und entsprechend vorgegebener Lernregeln erlernen und mit Hilfe dieses „gelernten“ Wissens und der Generalisierungsfähigkeit komplexe Aufgaben lösen können /Roj96/. KNN sind in der Lage eine gegebene mathematische Funktion beliebig genau zu approximieren, wenn sie entsprechend hinreichend komplex aufgebaut sind /Zel94/. KNN werden im Prinzip als eine Art *black box* verwendet (vgl. Abbildung 3.2), die für eine gewisse Eingabe eine bestimmte Ausgabe erzeugen soll /Roj96/.

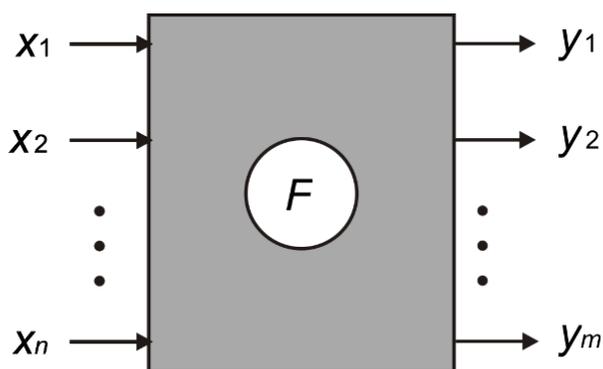


Abb. 3.2: Ein Künstliches Neuronale Netz als black box (nach Rojas /Roj96/)

Mathematisch ausgedrückt erfolgt also die Abbildung eines n-dimensionalen Eingabevektors $\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ in einen m-dimensionalen Ausgabevektor $\mathbf{y} = (y_1, y_2, \dots, y_m)$. Es gilt:

$$F: \mathbf{x} \rightarrow \mathbf{y} \quad (3.1)$$

bzw.

$$F: \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^m \quad (3.2)$$

3.1.3 Aufbau Künstlicher Neuronaler Netze

Künstliche Neuronale Netze bestehen aus einer Vielzahl von einfachen informationsverarbeitenden Einheiten (Verarbeitungseinheiten), den sogenannten Neuronen (auch Zellen, Elemente oder Units genannt). Die einzelnen Neuronen sind je nach Netzstruktur (Netzarchitektur) und Netztopologie miteinander über sogenannte gewichtete Verbindungen vernetzt und in Schichten angeordnet. In der Regel besteht ein KNN aus einer Eingabeschicht, einer oder mehreren verdeckten Schichten und einer Ausgabeschicht. Abbildung 3.3 zeigt ein Beispiel einer schematischen Darstellung einer typischen Netzstruktur (Feedforward-Netz).

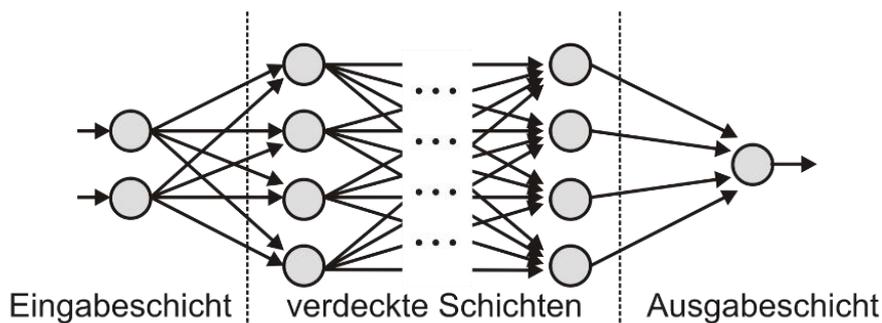


Abb. 3.3: Schematische Darstellung einer typischen Netzstruktur (Feedforward-Netz)

Neben vorwärts gerichteten Verbindungen zwischen zwei aufeinander folgenden Schichten (Feedforward Links) sind auch Verbindungen über mehrere Schichten (Short-Cut Links) hinweg, Verbindungen innerhalb einer Schicht (Cross-Layer Lateral Links) oder Rückkopplungen (Feedback Links, Recurrent Links) möglich /Zel94/ /Ise11/, vgl. Abbildung 3.4:

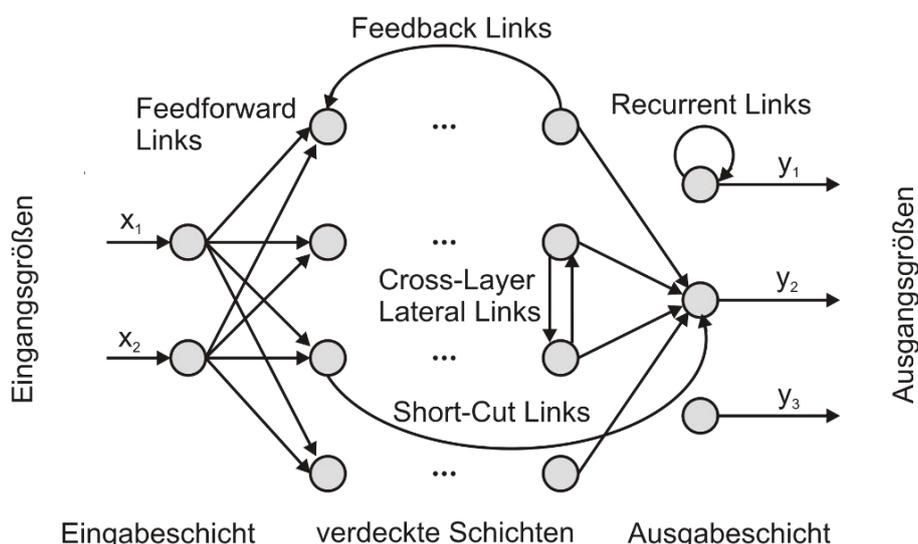


Abb. 3.4: Schematische Darstellung verschiedener Netzstrukturen (nach Isermann und Münchhof /Ise11/)

Die nachfolgende Beschreibung der Informationsverarbeitung innerhalb eines Neurons basiert im Wesentlichen auf den Arbeiten von Hu /Huy02/ und Zell /Zel94/. Abbildung 3.5 zeigt nach der grundlegenden Arbeit von McCulloch und Pitts /McC43/, wie Informationen (Eingangsgrößen, Input) in einem Neuron verarbeitet werden. Neuronen können Informationen entweder von anderen Neuronen oder von außen erhalten. Die Eingangsgrößen (Input) $\{x_i; 1 \leq i \leq n\}$ werden durch Parameter $\{w_{ki}; 1 \leq i \leq n\}$, den sogenannten Gewichten oder Verbindungsgewichten, gewichtet. Die Gewichte bestimmen den Einfluss der Eingangsgrößen auf die Aktivierungsfunktion. Der Parameter b_k wird Bias genannt und entspricht betragsmäßig dem Schwellenwert, der die Schwelle angibt, ab der ein Neuron aktiv ist. Die gewichteten Eingänge werden je nach angewandter Propagierungsfunktion f_{prop} entsprechend kombiniert und aufsummiert und als Summenausgang u_k der Aktivierungsfunktion f_{akt} (auch Transferfunktion genannt) übergeben. Diese lineare oder nicht-lineare Funktion bildet den Summenausgang u_k auf den Neuronenausgang y_k ab und bestimmt somit die Ausgabe des Neurons (Ausgangsgröße, Output).

3. Entwicklung eines Rechenmodells auf Basis neuronaler Netze

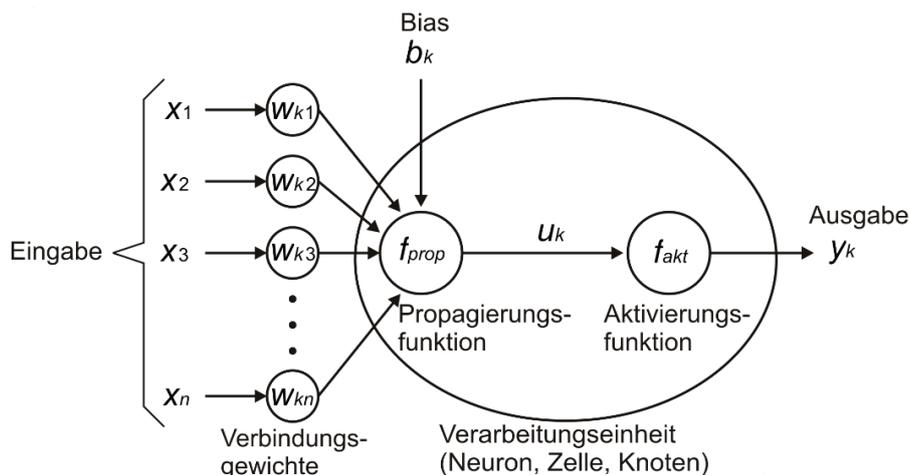


Abb. 3.5: Schematische Darstellung einer einfachen Verarbeitungseinheit (Neuron, Zelle) eines KNN (nach McCulloch und Pitts /McC43/)

Mathematisch kann die Informationsverarbeitung in einem Neuron durch nachfolgende Gleichungen beschrieben werden. Die Propagierungsfunktion f_{prop} gibt an, wie sich die Netzeingabe u_k aus den Eingängen $\{x_i: 1 \leq i \leq n\}$, den Gewichten $\{w_{ki}: 1 \leq i \leq n\}$ und dem Bias b_k berechnet. Es gilt:

$$u_k = f_{prop}(x_1, \dots, x_n, w_{k1}, \dots, w_{kn}, b_k) \quad (3.3)$$

Am häufigsten wird hierbei eine gewichtete Summe der Eingangsgrößen mit einer zusätzlichen Konstante (Bias b_k) der Form

$$u_k = \left(\sum_{i=1}^n w_{ki} * x_i \right) + b_k \quad (3.4)$$

verwendet. Die Aktivierungsfunktion f_{akt} berechnet die Ausgabe y_k des Neurons k . Es gilt:

$$y_k = f_{akt}(u_k) \quad (3.5)$$

Prinzipiell kann als Aktivierungsfunktion jede beliebige eindimensionale Funktion verwendet werden. Häufig werden jedoch s-förmige (sigmoide) Funktionen wie z. B. die nichtlineare, log-sigmoid Funktion

$$f_{akt}(u_k) = \frac{1}{1 + e^{-u_k}} \quad (3.6)$$

oder die nichtlineare, tangens-sigmoid Funktion

$$f_{akt}(u_k) = \frac{2}{1 + e^{-2u_k}} - 1 \quad (3.7)$$

verwendet, da mit diesen in der Praxis gute Ergebnisse erzielt werden.

3.1.4 Training Künstlicher Neuronaler Netze

Wie bereits erwähnt ist eine Hauptcharakteristik von KNN ihre Lernfähigkeit. Im Lern- oder Trainingsstadium werden üblicherweise mit speziellen Lernalgorithmen (Lernregeln) die Verbindungsgewichte und Schwellenwerte dahingehend modifiziert, dass der unbekannte Zusammenhang zwischen Eingabe und Ausgabe möglichst genau abgebildet bzw. eine gute Übereinstimmung zwischen erwünschter und tatsächlicher Ausgabe des KNN erzielt werden kann. Man spricht in diesem Zusammenhang auch von parameteradaptiven Lernverfahren, da die Verbindungsgewichte als Parameter betrachtet werden können. Allgemein lassen sich drei verschiedene Lernverfahren unterscheiden:

1. Überwachtes Lernen
2. Bestärkendes Lernen
3. Unüberwachtes Lernen

Beim **überwachten Lernen** wird dem KNN ein vollständig spezifiziertes Eingabemuster und das entsprechende korrekte vollständig spezifizierte Ausgabemuster (Sollvorgabe, Sollwerte) vorgelegt. Das KNN erlernt die Zusammenhänge zwischen Eingabe (Eingangsgrößen) und Ausgabe (Ausgangsgrößen) anhand der Beispieldaten, den sogenannten Trainingsdaten. Das überwachte Lernen erfolgt also prinzipiell durch den Vergleich eines Ausgabewertes des KNN mit dem entsprechenden Sollwert.

Beim **bestärkenden Lernen** stehen wieder Beispieldaten (Trainingsdaten) zur Verfügung. Allerdings wird dem KNN nicht der Sollwert mitgeteilt, sondern nur, ob die Ausgabe des Netzes richtig oder falsch ist und eventuell noch der Grad der Übereinstimmung. Das heißt das KNN muss bei diesem Lernverfahren selbstständig die richtige Ausgabe finden.

Beim **unüberwachten Lernen** bestehen die Beispieldaten nur aus den Eingabemustern. Dem KNN werden keine Sollwerte und auch keine Angaben darüber mitgeteilt, ob die Ausgabe richtig oder falsch ist. Das KNN versucht selbständig, ähnliche Eingabemuster zu identifizieren und zu klassifizieren.

Da bei den im Projekt „WPSol“ durchgeführten Arbeiten nur das **überwachte Lernen** zur Anwendung kommt, wird im Folgenden nur dieses näher betrachtet. Typische überwachte Lernverfahren führen im Prinzip für die Trainingsdaten mehrmals die nachfolgend genannten Schritte (mit Variationen im Detail) aus /Zel94/:

- Dem KNN werden die Eingabemuster präsentiert.
- Durch Vorwärtspropagierung der angelegten Eingabe durch das KNN werden die Ausgabemuster erzeugt.
- Der Vergleich der Ausgabe mit den Sollwerten liefert einen Fehlervektor.
- Es erfolgt eine Rückwärtspropagierung (backpropagation) der Fehler von der Ausgabeschicht zur Eingabe und eine Berechnung (mit unterschiedlichen Algorithmen) der Änderung der Verbindungsgewichte und Schwellenwerte, die dazu dient, den Fehlervektor zu verringern.
- Anpassung der Verbindungsgewichte und Schwellenwerte um die zuvor berechneten Werte.

3. Entwicklung eines Rechenmodells auf Basis neuronaler Netze

Der Lernvorgang von KNN kann also als ein mehrdimensionales, nichtlineares Optimierungsproblem angesehen werden. Ziel der iterativen Optimierung ist die Minimierung einer Zielfunktion durch die Anpassung der Parameter (Verbindungsgewichte und Schwellenwerte). Als Zielfunktion wird häufig eine Fehlerfunktion, z. B. die gemittelte Summe der quadratischen Abweichung der Sollwerte von den berechneten Ausgabewerten oder Abwandlungen davon definiert. Dieser Ansatz wird auch Prediction Error Method (PEM) genannt /Nor99/.

Die prinzipielle Vorgehensweise beim überwachten Lernen ist in Abbildung 3.6 dargestellt und wird im Folgenden beschrieben.

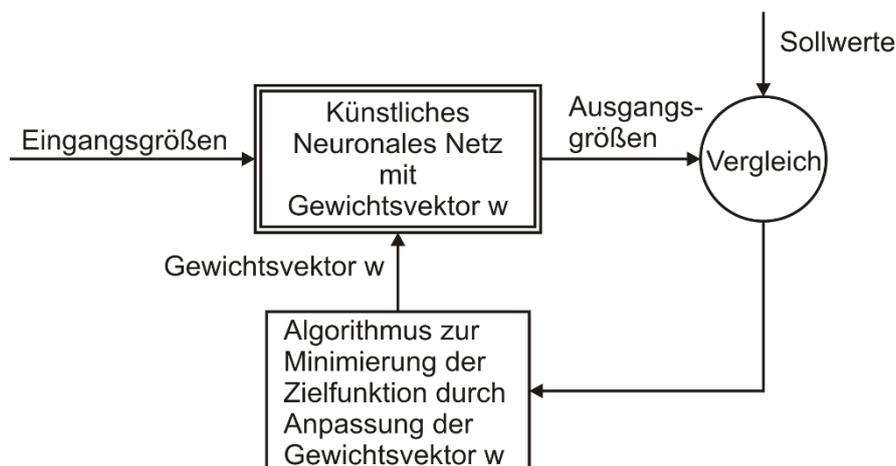


Abb. 3.6: *Prinzipielle Vorgehensweise beim überwachten Lernen*

Während des Lernvorgangs werden dem KNN Trainingsdaten präsentiert. Die Trainingsdaten (Trainingsdatensatz) bestehen aus N vorgegebenen n -dimensionalen Eingabevektoren $\mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_N$ (Eingangsgrößen) und N vorgegebenen k -dimensionalen Sollwertvektoren $\mathbf{t}_1, \dots, \mathbf{t}_N$ (Sollwerte). Die vom KNN berechneten Ausgangsgrößen werden mit den Sollwerten verglichen und eine Fehlerfunktion (Zielfunktion) wird gebildet. Die Fehlerfunktion $E(\mathbf{w}) = E(w_1, \dots, w_n)$ gibt den Fehler an, den das KNN bei den gegebenen Gewichten $\mathbf{w} = (w_1, \dots, w_n)$ über alle Trainingsdaten aufsummiert besitzt. Als Fehlerfunktion wird häufig die gemittelte Summe der quadratischen Abweichungen der Sollwerte von den Istwerten oder Abwandlungen davon definiert. Gibt das KNN die N k -dimensionalen Ausgabevektoren $\mathbf{y}_1, \dots, \mathbf{y}_N$ aus, so gilt für die gemittelte Summe der quadratischen Abweichungen:

$$E(\mathbf{w}) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \|\mathbf{t}_i - \mathbf{y}_i\|^2 \quad (3.8)$$

Mit dem iterativen Optimierungsalgorithmus (z. B. Backpropagation-Algorithmus, Gauss-Newton-Algorithmus, Levenberg-Marquart-Algorithmus, etc.), wird der Gewichtsvektor \mathbf{w} solange verändert, bis die Fehlerfunktion (Zielfunktion) und somit die Abweichung zwischen den berechneten Ausgangsgrößen und den Sollwerten minimiert ist.

Mit fortschreitendem Training wird die Fehlerfunktion also immer weiter minimiert. Ein Iterationsschritt wird auch Epoche genannt. Ab einem bestimmten Punkt erlernt das KNN nicht mehr den allgemeinen Zusammenhang sondern es lernt die Trainingsdaten „auswendig“.

3. Entwicklung eines Rechenmodells auf Basis neuronaler Netze

Dies hat zur Folge, dass das trainierte KNN seine Fähigkeit zur Generalisierung verliert. Man spricht in diesem Zusammenhang von einem *Überlernen*, *Übertrainieren* oder *Overfitting*. Um diesen Effekt zu vermeiden und somit den optimalen Zeitpunkt des Trainingsendes bestimmen zu können wird in der Regel ein zweiter von den Trainingsdaten unterschiedlicher Datensatz (Testdatensatz) verwendet. Nach jedem Trainingsschritt wird das KNN auf den Testdatensatz angewendet und der Fehler der Ausgabe bestimmt. Dieser Fehler wird aber nicht zum eigentlichen Training bzw. zur Anpassung der Gewichte herangezogen. Die Fehlerkurve beider Datensätze wird während des iterativen Trainingsprozesses überwacht. Typischerweise fällt zu Anfang der Fehler beider Datensätze (vgl. Abb. 3.7). Tritt *Overfitting* ein, so steigt der Fehler des Testdatensatzes, während der Fehler der Trainingsdaten weiter sinkt. Das Training sollte idealerweise beim Minimum des Fehlers des Testdatensatzes beendet werden /Bis95/.

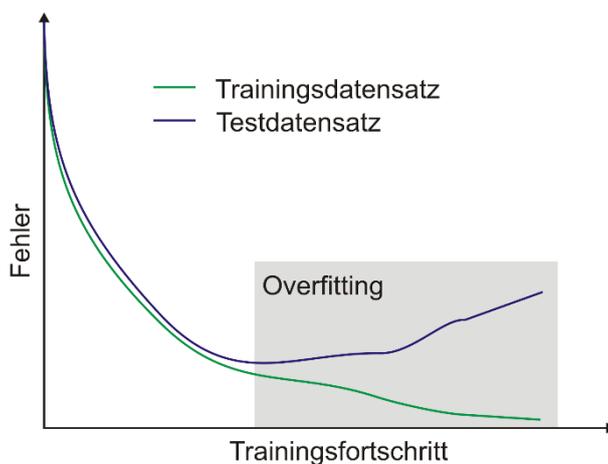


Abb. 3.7: Typischer Verlauf der Fehlerkurven von Trainings- und Testdaten in Abhängigkeit des Trainingsfortschritts

Zur Validierung des trainierten KNN bzw. zur Überprüfung der Güte des Netzes wird in der Regel ein dritter Datensatz (Validierungsdatsatz) verwendet. Bei der Aufteilung der Datensätze (Trainings-, Test- und Validierungsdatsatz) ist darauf zu achten, dass alle Datensätze statistisch die gleiche Grundgesamtheit repräsentieren sollten. Das bedeutet, dass die Daten jedes Datensatzes idealerweise über den gesamten zu betrachtenden Bereich verteilt sein sollten.

3.2 Prinzipieller Aufbau des Rechenmodells für Wärmepumpen

Die Aufgabe des Rechenmodells (WP-Modell) besteht darin, das thermische Verhalten der geprüften Wärmepumpe in Abhängigkeit eines Satzes an Eingangsgrößen wiederzugeben. Dabei werden alle für die dynamische Simulation benötigten Ausgangsgrößen hinreichend genau berechnet. Weiterhin soll die Wärmepumpe als eine in sich geschlossene Einheit abgebildet werden, ohne interne Größen der Wärmepumpe vorzugeben. Das heißt, dass die Eingangsgrößen des Wärmepumpenmodells auf die energetischen Zustände der Eingangsströme (Temperatur, Massenstrom, Wärmekapazität), Zustände der Umgebung der Wärmepumpe sowie Steuerungsparameter beschränkt sind.

Theoretisch könnten alle Eingangsgrößen direkt in ein KNN eingegeben werden und die benötigten Ausgangsgrößen dem KNN entnommen werden. Dies würde allerdings erfordern, dass eine alle Eingangs- und Ausgangsgrößen umfassende Datenbasis für ein erfolgreiches

3. Entwicklung eines Rechenmodells auf Basis neuronaler Netze

Training des KNN für alle Eingangs- und Ausgangsgrößen vorliegt. Da die Zusammenhänge einiger Größen jedoch allgemein und/oder hinreichend genau bekannt sind, kann die Komplexität eines KNN durch eine Reduktion der Eingangs- und Ausgangsgrößen auf ein Minimum gesenkt werden. Dies wird durch einen mehrschichtigen Aufbau des numerischen WP-Modells erreicht. Solch ein Aufbau wird exemplarisch für eine Sole/Wasser-Wärmepumpe in der Abbildung 3.8 dargestellt.

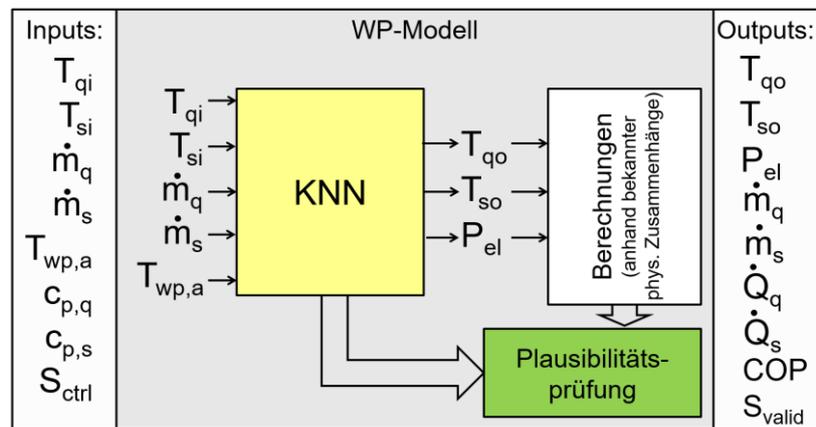


Abb. 3.8: Aufbau des numerischen Modells einer Sole-Wasser-Wärmepumpe

Das WP-Modell besteht also aus einem eingebetteten KNN, das nur mit einer Untermenge des Eingangsvektors aufgerufen wird und das seinerseits nur einige Ausgangsgrößen berechnet (in diesem Fall die Austrittstemperaturen sowie die aufgenommene elektrische Wirkleistung). Aus den durch das KNN berechneten Größen werden mit Zuhilfenahme der restlichen Eingangsgrößen die übrigen Ausgangsgrößen (Wärmeströme, COP) berechnet.

Weiterhin ist das WP-Modell in der Lage, unterschiedliche Betriebsmodi der Wärmepumpe abzubilden. Diese werden in Abhängigkeit des Steuerungsparameters vorgegeben. Im einfachsten Fall unterscheidet das Modell zwischen den Betriebsarten „aktiv“ und „inaktiv“. Je nach Betriebsart werden die Ausgangsgrößen unterschiedlich berechnet.

Als dritte Komponente beinhaltet das WP-Modell eine Plausibilitätsprüfung. Damit wird sichergestellt, dass die von dem Modell berechneten Größen den Gültigkeitsbereich des WP-Modells nicht verlassen. Dies ist insofern besonders wichtig, da das KNN auch Ausgangsgrößen für einen Wertebereich generieren kann, der außerhalb des Trainingsbereichs liegt. Die berechneten Ausgangsgrößen besitzen damit keinen Bezug zum thermischen Verhalten der geprüften Wärmepumpe. Um die Gefahr der Fehlinterpretation der Rechenergebnisse zu reduzieren, wird durch die Plausibilitätsprüfung sichergestellt, dass sowohl alle Eingangsgrößen als auch alle berechneten Ausgangsgrößen im Intervall zwischen dem kleinsten und größten Trainingswert des jeweiligen Parameters liegen. Verlässt einer der Parameter seinen Gültigkeitsbereich, wird dies durch das Ausgangssteuerungssignal S_{valid} ausgegeben, so dass diese Information von der Systemsimulation weiter verarbeitet werden kann.

3.3 Trainings- und Validierungsdaten

Ein wichtiger Punkt bei der Erstellung von Rechenmodellen bzw. bei der Systemidentifikation auf Basis Künstlicher Neuronaler Netze ist die Lernphase (vgl. Kapitel 4). Für die Lernphase werden Trainingsdaten benötigt. Die Trainingsdaten bestehen aus gemessenen

Eingangsgrößen und den entsprechenden Ausgangsgrößen. Die Trainingsdaten sollten den gesamten Betriebsbereich der Wärmepumpe abdecken bzw. für diesen repräsentativ sein.

Mit Validierungsdaten kann eine Überprüfung der Generalisierungsleistung des erstellten Rechenmodells erfolgen. Die Validierungsdaten bestehen ebenfalls aus gemessenen Eingangsgrößen und den entsprechenden Ausgangsgrößen und sollten ebenfalls für den gesamten Arbeitsbereich der Wärmepumpe repräsentativ sein.

Die in diesem Projekt verwendeten Trainings- und Validierungsdaten sowie die Art und Weise, wie diese gewonnen und aufbereitet werden, wird in Kapitel 5 detailliert erläutert.

3.4 Bewertungskriterien für die Modellgüte

Für die Beurteilung der Modellgüte werden Bewertungskriterien benötigt. In den folgenden Abschnitten werden die in dieser Arbeit verwendeten Kriterien zur Bewertung der Modellgüte eingeführt. Dabei handelt es sich sowohl um klassische statistische Qualitätsmaße als auch um weitere für das konkrete Anwendungsgebiet sinnvoll erscheinende Kriterien zur Beurteilung der Modellgüte. Dabei sei $x_{i,berechnet}$ der vom Modell berechnete Wert und $x_{i,gemessen}$ der gemessene Wert. Die Mittelwerte der berechneten bzw. der gemessenen Werte seien $\bar{x}_{berechnet}$ bzw. $\bar{x}_{gemessen}$.

Mean Absolute Error (MAE)

Beim *Mean Absolute Error* (mittlerer absoluter Fehler) werden die Differenzen zwischen den berechneten und den gemessenen Werten betragsmäßig aufsummiert und durch die Anzahl der Messwerte N dividiert, vgl. Gleichung 3.9:

$$MAE = \frac{1}{N} * \sum_{i=1}^N |x_{i,berechnet} - x_{i,gemessen}| \quad (3.9)$$

Root Mean Square Error (RMSE)

Beim *Root Mean Square Error* (Wurzel aus dem mittleren quadratischen Fehler) werden im Gegensatz zum MAE größere Abweichung stärker gewichtet als geringfügige. Der RMSE wird definiert als [Dre05]:

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_{i,berechnet} - x_{i,gemessen})^2}{N}} \quad (3.10)$$

Index of Agreement (IA)

Der *Index of Agreement* (Index der Übereinstimmung) nach Willmott [Wil81] gibt durch einen dimensionslosen Wert IA ($0 \leq IA \leq 1$) an, wie gut die gemessenen Werte durch das Rechenmodell berechnet werden können. Er sagt aus, inwieweit die Berechnung abweichungsfrei ist. Ist $IA = 1$, so besteht keine Abweichung zwischen berechneten und gemessenen Werten. Für die Berechnung des *Index of Agreement* gilt:

$$IA = 1 - \frac{\sum_{i=1}^N (x_{i,berechnet} - x_{i,gemessen})^2}{\sum_{i=1}^N (|x_{i,berechnet} - \bar{x}_{gemessen}| + |x_{i,gemessen} - \bar{x}_{gemessen}|)^2} \quad (3.11)$$

Relativer Fehler der übertragenen Wärmemenge

Als weiteres Bewertungskriterium der Modellgüte dient der relative Fehler der übertragenen Wärmemenge. Dazu wird zunächst für jeden Zeitschritt i der gemessene und der berechnete übertragene Wärmestrom nach den Gleichungen 3.12 und 3.13 ermittelt:

$$\dot{Q}_{gemessen,i} = \rho * c_p * \dot{V} * (\vartheta_{ein} - \vartheta_{aus,gemessen}) \quad (3.12)$$

$$\dot{Q}_{berechnet,i} = \rho * c_p * \dot{V} * (\vartheta_{ein} - \vartheta_{aus,berechnet}) \quad (3.13)$$

Durch Aufsummieren der für den jeweiligen Zeitschritt Δt_i gebildeten Produkte aus Wärmestrom und Zeit werden die gemessenen (vgl. Gl. 3.14) und berechneten (vgl. Gl. 3.15) Wärmemengen bestimmt.

$$Q_{gemessen} = \sum_{i=1}^N (\dot{Q}_{gemessen,i} * \Delta t_i) \quad (3.14)$$

$$Q_{berechnet} = \sum_{i=1}^N (\dot{Q}_{berechnet,i} * \Delta t_i) \quad (3.15)$$

Der relative Fehler ε_Q der übertragenen Wärmemenge wird mit Gleichung 3.16 berechnet:

$$\varepsilon_Q = \frac{Q_{berechnet} - Q_{gemessen}}{Q_{gemessen}} * 100 \% \quad (3.16)$$

Die vorgestellten Bewertungskriterien werden für alle Ausgangsgrößen (Zielgrößen) des Rechenmodells bzw. im Falle des relativen Fehlers der übertragenen Wärmemenge für die zwei hydraulischen Kreise der Wärmepumpe (Wärmequellen- und -senkenkreis) bestimmt.

3.5 Definition der Akzeptanzkriterien

Um eine Entscheidung über die Annahme bzw. Ablehnung des identifizierten Rechenmodells zu treffen, bedarf es eindeutiger Kriterien, im Folgenden Akzeptanzkriterien genannt. Für die Definition der Akzeptanzkriterien werden die bereits in Abschnitt 3.4 definierten Bewertungskriterien für die Modellgüte verwendet. Die Akzeptanzkriterien sind erfüllt, wenn für alle Ausgangsgrößen (Zielgrößen)

- der *Mean Absolute Error* MAE $\leq 1,0$ ist **und**
- der *Root Mean Squared Error* RMSE $\leq 1,0$ ist **und**
- der *Index of Agreement* IA $\geq 0,8$ ist **und**

für alle hydraulischen Kreise der Wärmepumpe

- der relative Fehler der übertragenen Wärmemenge $|\varepsilon_Q| \leq 6,0 \%$ ist.

4 Anwendung des erweiterten CTSS-Prüfverfahrens

4.1 Allgemeine Vorgehensweise

Es wird im Folgenden ein Prüfverfahren zur thermischen Vermessung von Wärmepumpen unter dynamischen Betriebsbedingungen eingeführt, welches neben den eigentlichen Prüfsequenzen auch über eine Validierungssequenz verfügt, anhand der das mit dem Prüfverfahren erstellte Simulationsmodell (Rechenmodell) im Hinblick auf die Erfüllung der Akzeptanzkriterien (vgl. Abschnitt 3.5) überprüft wird.

Prinzipiell kann man die Vorgehensweise bei der Prüfung von Wärmepumpen in die in Abbildung 4.1 aufgeführten Schritte unterteilen. Nachfolgend wird die Durchführung der Prüfungen entsprechend den in Abbildung 4.1 aufgeführten Schritten im Allgemeinen erläutert. In Kapitel 4.2 wird das Prüfverfahren exemplarisch auf eine Sole/Wasser- und eine Luft/Wasser-Wärmepumpe angewandt.

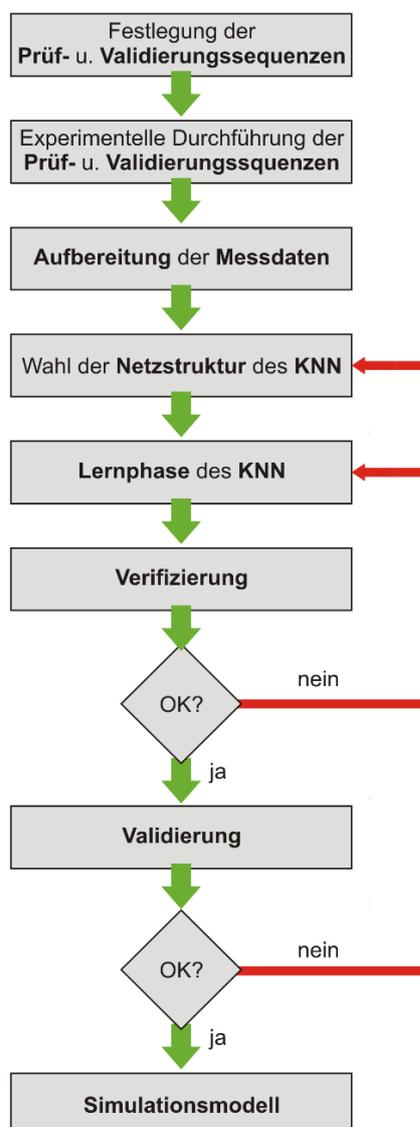


Abb. 4.1: Prinzipielle Vorgehensweise bei der Prüfung von Wärmepumpen nach dem erweiterten CTSS-Prüfverfahren

1. **Festlegung der Prüf- und Validierungssequenzen** – In einem ersten Schritt werden entsprechend dem zulässigen Betriebsbereich des Prüflings (Wärmepumpe) die Prüf- und die Validierungssequenzen festgelegt. Bei den Prüf- oder Validierungssequenzen werden Zeitreihen von Eingangsgrößen (Eintrittstemperaturen und Volumenströme) festgelegt, so dass der Prüfling verschiedene Betriebszustände durchläuft. Dabei muss es sich sowohl um stationäre als auch um instationäre Betriebszustände handeln. Ziel ist die Generierung einer für den gesamten Betriebsbereich des Prüflings repräsentativen Datenbasis, welche als Grundlage für die Erstellung der Trainings- und Validierungsdaten dient.
2. **Experimentelle Durchführung der Prüf- und Validierungssequenzen** – In diesem zweiten Schritt wird der Prüfling (Wärmepumpe) an einen entsprechenden Prüfstand (vgl. Kapitel 2.3) angeschlossen. Dem Prüfling werden die in den Prüf- und Validierungssequenzen festgelegten Eingangsgrößen aufgeprägt und die entsprechenden Ausgangsgrößen gemessen.
3. **Aufbereitung der Messdaten** – Aus den gewonnenen und aufbereiteten Messdaten werden die Trainings- und Validierungsdatensätze erstellt.
4. **Wahl der Netzstruktur des KNN** – Es werden die Netztopologie und die Netzstruktur festgelegt. Während die Anzahl der Neuronen in der Ein- und der Ausgabeschicht über die Anzahl der Eingangs- und Ausgangsgrößen festgelegt ist, ist die Anzahl der verdeckten Schichten und deren Neuronen variabel. Des Weiteren kann der zu verwendende Lernalgorithmus festgelegt werden.
5. **Lernphase des KNN** – In der Lernphase werden dem KNN die Trainingsdaten präsentiert. Durch Anpassung der Gewichte „erlernt“ das KNN den Zusammenhang zwischen den Eingangs- und den entsprechenden Ausgangsgrößen (vgl. Kapitel 3). Nach erfolgter Lernphase steht ein KNN für die Simulation des thermischen Verhaltens des Prüflings zur Verfügung. Das KNN muss in den nachfolgenden Schritten überprüft werden.
6. **Verifizierung** – Bisher ist nur bekannt, dass für die gewählte Netzstruktur (während der Lernphase) eine bestmögliche Lösung gefunden wurde. Durch einen Vergleich der gemessenen Ausgangsgrößen und der vom KNN berechneten Ausgangsgrößen lässt sich die Güte des trainierten KNN beurteilen. Abhängig von den definierten Akzeptanzkriterien (vgl. Abschnitt 3.5) wird das KNN akzeptiert oder verworfen. Werden die festgelegten Akzeptanzkriterien nicht erfüllt, ist ein neuer Identifikationsversuch unter geänderten Bedingungen in den vorherigen Schritten (Wahl der Netzstruktur des KNN, Lernphase des KNN) durchzuführen. Kennzeichen der Verifizierung ist, dass hier der selbe Datensatz verwendet wird, welcher bereits für die Lernphase als Trainingsdatensatz verwendet wurde. Man spricht in diesem Zusammenhang auch von einer Überprüfung der inneren Gültigkeit.
7. **Validierung** – Nachdem mit der Verifizierung die innere Gültigkeit nachgewiesen ist, wird das KNN anhand der Validierungsdatensätze nochmals auf seine Güte hin überprüft und entsprechend den definierten Akzeptanzkriterien (vgl. Abschnitt 3.5) akzeptiert oder verworfen (was einen erneuten Identifikationsversuch bedingt). Kennzeichen der Validierung ist, dass der Datensatz für die Überprüfung (Validierungsdatensatz) nicht mit dem in der Lernphase verwendeten Datensatz (Trainingsdatensatz) identisch ist. Bei der Validierung wird die generelle Gültigkeit bzw. die Fähigkeit zur Generalisierung (d. h. die Verallgemeinerungsfähigkeit der aus den Trainingsdaten erlernten Zusammenhänge auf

andere, bisher unbekannte Daten) des verifizierten KNN überprüft. Man spricht in diesem Zusammenhang auch von einer Überprüfung der äußeren Gültigkeit.

8. **Simulationsmodell** – Nach erfolgreicher Validierung steht das identifizierte Modell bzw. das trainierte KNN zur Simulation des thermischen Verhaltens des Prüflings (Wärmepumpe) zur Verfügung.

Im Rahmen dieses Forschungsprojektes wurde für das erweiterte CTSS-Prüfverfahren ein Ansatz für die Prüfung von Wärmepumpen an einem Prüfstand entwickelt. Es gilt dabei die zuvor beschriebene allgemeine Vorgehensweise bei der Anwendung des erweiterten CTSS-Prüfverfahrens.

Im nachfolgenden Kapitel werden dieser Ansatz exemplarisch auf eine Sole/Wasser- und eine Luft/Wasser-Wärmepumpe angewandt und dabei die einzelnen Schritte der Vorgehensweise detailliert beschrieben.

4.2 Anwendung des Prüfverfahrens auf Wärmepumpen

Im Rahmen des Projektes WPSol wurde jeweils eine Sole/Wasser-Wärmepumpe und auch eine Luft/Wasser-Wärmepumpe sowohl einer Laborprüfung nach dem in Kapitel 2 beschriebenen Verfahren unterzogen als auch während des Betriebs als Komponente eines solarthermischen Wärmepumpensystems im Rahmen des in Kapitel 7 beschriebenen Monitorings von Feldtestanlagen messtechnisch erfasst. Die geprüfte Sole/Wasser-Wärmepumpe wurde in der Feldtestanlage #6 verwendet, die geprüfte Luft/Wasser-Wärmepumpe in der Anlage #5. Nähere Beschreibungen der Gesamtanlagen finden sich in Kapitel 7. Dieses Kapitel 4.2 beschreibt die Laborprüfung der beiden Wärmepumpen nach dem erweiterten CTSS-Verfahren und stellt einen Vergleich zwischen den mit dem numerischen Modell berechneten Ergebnissen und den Messwerten des Monitorings an.

4.2.1 Anlage #6 (Sole/Wasser-Wärmepumpe)

4.2.1.1 Beschreibung der Wärmepumpe

Bei der verwendeten Wärmepumpe handelt es sich um eine Sole/Wasser-Wärmepumpe mit einer thermischen Nennleistung von 12 kW und einer elektrischen Nennleistung von 3 kW des Herstellers „Nelskamp“, die als OEM-Produkt von der Firma Noventec GmbH (vormals ProSolar Fertigungstechnik) vertrieben wird. Als Kältemittel kommt R410a zum Einsatz. Abbildung 4.2 zeigt die im Wärmepumpenprüfstand aufgebaute Wärmepumpe.

Die dargestellte Wärmepumpe entspricht einem typischen Vertreter von Sole/Wasser-Wärmepumpen. Diese besitzt zwei hydraulische Kreise mit jeweils zwei Anschlüssen. Die Ein- und Austrittstemperaturen werden unmittelbar an den Anschlüssen der Wärmepumpe erfasst. Die Wärmepumpe sieht in beiden Kreisen externe Pumpen vor, so dass die Umwälzung der Fluide in beiden Kreisen von im Prüfstand eingebauten Pumpen durchgeführt wird.



Abb. 4.2: Aufbau der Sole/Wasser-Wärmepumpe im Wärmepumpenprüfstand

4.2.1.2 Festlegung und Durchführung der Prüf- und Validierungssequenzen

Der Betriebsbereich der Sole/Wasser-Wärmepumpe, die in diesem Forschungsprojekt untersucht wurde, ist in der Tabelle 4.1 dargestellt. Dieser wurde auf Basis der Herstellerangaben festgelegt.

Tab. 4.1: Übersicht der Bezeichnungen der Messstellen und Beschreibung der Messgrößen

Untersuchter Betriebsbereich	Einheit	Wert
Wärmequellenkreis		
Temperaturbereich (Eintritt)	°C	-10 – 10
Volumenstrom	m ³ /h	0,6 – 2,3
Wärmesenkenkreis		
Temperaturbereich (Eintritt)	°C	25 – 45
Volumenstrom	m ³ /h	1,2 – 1,8

Im Rahmen des in Tabelle 4.1 dargestellten Betriebsbereichs wurden die Prüfsequenzen skaliert. Dabei wurden zum einen über den gesamten Betriebsbereich verteilte quasi-stationäre Betriebspunkte realisiert. Zum anderen wurden der Wärmepumpe sich schnell ändernde Bedingungen aufgeprägt um dadurch das dynamische Verhalten der Wärmepumpe zu untersuchen. Abbildung 4.3 zeigt den Verlauf der Temperaturen und Massenströme während der aufgeprägten Trainingsprüfsequenzen.

Zusätzlich zu den in Abbildung 4.3 dargestellten Daten wurde eine weitere Prüfsequenz durchgeführt, deren Daten lediglich zur Validierung des numerischen Modells verwendet werden. Der Verlauf der Temperaturen und Massenströme während der Validierungssequenz ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

Während dieser Sequenzen werden die Eintrittstemperaturen und Massenströme mit unterschiedlichen Zeitkonstanten zyklisch und antizyklisch variiert.

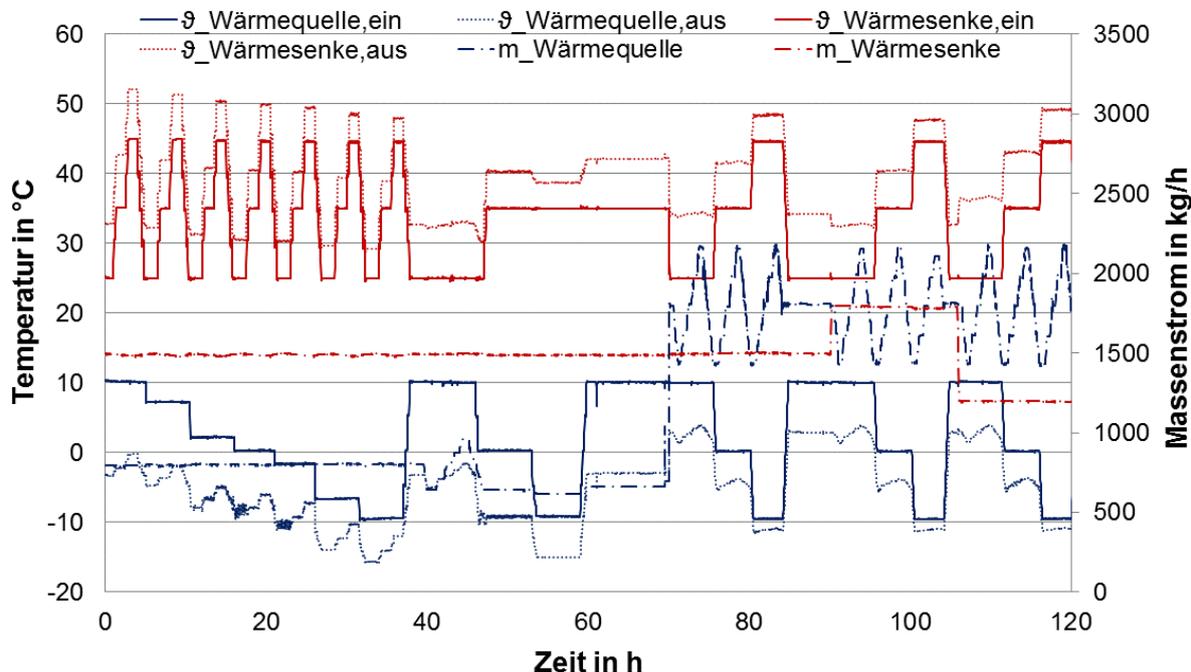


Abb. 4.3: Verlauf der Temperaturen und Massenströme während der Trainingsprüfsequenz der Sole/Wasser-Wärmepumpe

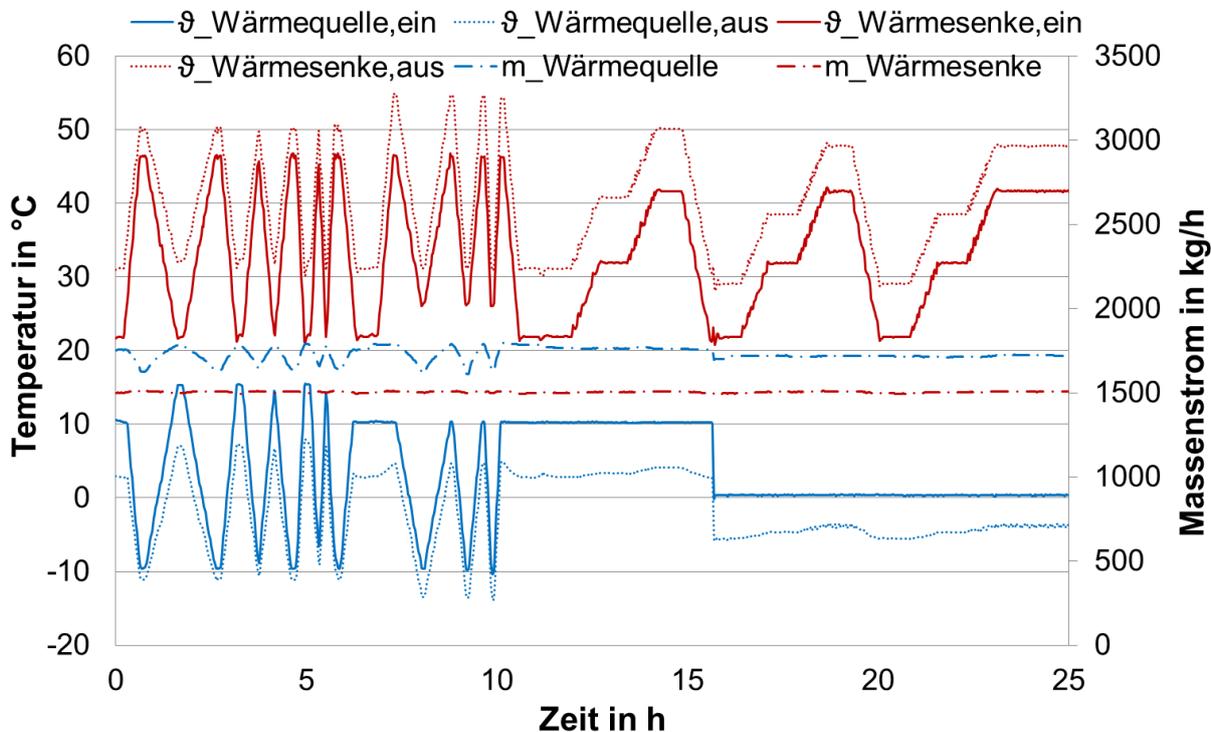


Abb. 4.4: Verlauf der Temperaturen und Massenströme während der Validierungsprüfsequenz der Sole/Wasser-Wärmepumpe

4.2.1.3 Aufbereitung der Messdaten

Die Messdaten werden während der Prüfsequenzen mit Abtastraten zwischen 10 und 30 Sekunden erfasst. Bevor diese für das Training eines KNN verwendet werden können, muss eine Mittelung der Daten auf die bei der Simulation verwendete Zeitschrittweite durchgeführt werden. Da das numerische Modell für Jahresertragsvorhersagen gemäß EN 12977-2 eingesetzt werden soll, wird eine Zeitschrittweite von 90 Sekunden angestrebt. Die Prüfung kann auch in Teilsequenzen erfolgen. Die Ergebnisse der Teilprüfsequenzen werden dann bei der Datenmittelung zusammengefasst.

Nach der durchgeführten Aufbereitung steht eine Datenbasis von ca. 4.900 Datenpunkten als Trainingssequenz und ca. 2.200 Datenpunkten als Validierungssequenz zur Verfügung. Aus der Trainingssequenz wird ein reduzierter Datensatz als Trainingsdaten für das KNN extrahiert. Für die Lernphase werden unterschiedlich große Trainingsdatensätze gebildet, wobei immer gleichmäßig verteilte Werte aus der Trainingssequenz gewählt werden. Beispiele für gebildete Trainingsdatensätze sind Datensätze bestehend aus jedem 10ten/20ten/40ten Datenpunkt der Trainingssequenz. Die nicht als Trainingsdatensatz verwendeten Datenpunkte der Trainingssequenz werden ebenfalls zur Validierung verwendet.

4.2.1.4 Wahl der Netzstruktur des KNN

Es wurde ein Feedforward-Netz mit einer verdeckten Schicht gewählt. Die Anzahl der Neuronen in der Eingabeschicht ist aufgrund der festgelegten Eingangsgrößen 5. Hierbei handelt es sich um die jeweiligen Eintrittstemperatur und Massenströme der 2 hydraulischen Kreise sowie die Umgebungstemperatur der Wärmepumpe. Durch die festgelegten Ausgangsgrößen, nämlich die 2 Austrittstemperaturen der 2 hydraulischen Kreise sowie die aufgenommene elektrische Leistung, beträgt die Anzahl der Neuronen in der Ausgabeschicht 3. Die Anzahl der Neuronen in der verdeckten Schicht ist variabel und wurde durch das Versuchsprinzip („Trial and Error“) auf 8 optimiert. Damit ergibt sich eine sogenannte 5-8-3 Architektur. Als Übertragungsfunktion wird in der verdeckten Schicht eine Tangens-Sigmoid-Funktion und in der Ausgabeschicht eine lineare Übertragungsfunktion verwendet. Als Lernalgorithmus wird der Levenberg-Marquardt Algorithmus gewählt. Das KNN wird in der Programmierumgebung MATLAB /MAT/ unter Verwendung der *Neural Network Toolbox*TM erstellt. Abbildung 4.5 zeigt das Blockschaltbild von dem verwendeten Neuronalen Netz.

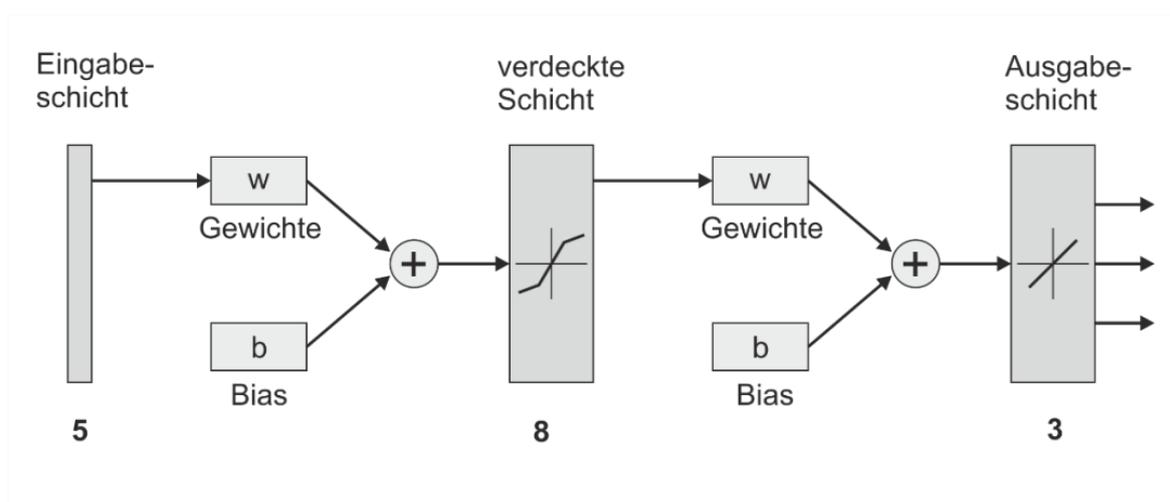


Abb. 4.5: Blockschaltbild des für die Modellierung der Sole/Wasser-Wärmepumpe verwendeten KNN mit 5 Neuronen in der Eingabeschicht, 8 Neuronen in der verdeckten Schicht und 3 Neuronen in der Ausgabeschicht

4.2.1.5 Lernphase des KNN

Um dem Problem des Overfittings (vgl. Kapitel 3.1.4) entgegenzuwirken werden, wie in Abbildung 4.6 dargestellt, von den Trainingsdaten nur 90 % der Daten für die eigentliche Lernphase (Lerndatensatz) und die restlichen 10 % der Daten als Trainings-Testdaten verwendet. Die Aufteilung erfolgt durch eine Zufallsfunktion. Während der Lernphase dient der Lerndatensatz der Optimierung der Verbindungsgewichte. Mit dem Trainings-Testdatensatz wird zeitgleich der Fehler (RMSE) des KNN bestimmt. Ein steigender Fehler wird als Abbruchkriterium für die Lernphase festgelegt.



Abb. 4.6: Aufteilung der Trainingsdaten in Daten für die Lernphase (Lerndaten) und in Trainings-Testdaten

4.2.1.6 Verifizierung

Nach der abgeschlossenen Lernphase steht prinzipiell ein KNN für die Simulation des thermischen Verhaltens der Wärmepumpe zur Verfügung. Allerdings muss jetzt die Güte des trainierten KNN überprüft werden. Dies erfolgt durch einen Vergleich der gemessenen Ausgangsgrößen mit den vom KNN berechneten Ausgangsgrößen. Hierzu werden als Datensatz die Trainingsdaten (bestehend aus 122 Datenpunkten) verwendet. Zur Beurteilung werden die in Abschnitt 3.4 definierten Bewertungskriterien herangezogen. Das trainierte KNN gilt als verifiziert, wenn die in Abschnitt 3.5 festgelegten Akzeptanzkriterien erfüllt sind. In Tabelle 4.2 sind die Ergebnisse der Verifizierung dargestellt.

Tab. 4.2: Akzeptanzkriterien und Ergebnisse der Verifizierung

	MAE [MAE] = K	RMSE [RMSE] = K	IA [IA] = 1	ϵ_Q [ϵ_Q] = %
Akzeptanzkriterium	$\leq 1,0$	$\leq 1,0$	$\geq 0,80$	$\leq \pm 6,0$
Wärmequellenkreis	0,21	0,30	0,9993	0,24
Wärmesenkenkreis	0,28	0,39	0,9990	-0,01
Elektrische Leistung	0,04	0,05	0,9973	0,02

4.2.1.7 Validierung

Nach der erfolgreichen Verifizierung des trainierten KNN erfolgt die Validierung. Ziel der Validierung ist die Beurteilung der Modellgüte für bisher unbekannte Daten und somit gleichzeitig eine Beurteilung der Fähigkeit zur Generalisierung, d. h. die Verallgemeinerungsfähigkeit der aus den Trainingsdaten erlernten Zusammenhänge auf andere, bisher unbekannte Daten des verifizierten KNN.

Für die Validierung werden die Validierungsdatensätze verwendet. Auch für diesen Datensatz wurden die in den Kapiteln 3.4 und 3.5 definierten Bewertungs- und Akzeptanzkriterien herangezogen, siehe Tabelle 4.3.

Tab. 4.3: Akzeptanzkriterien und Ergebnisse der Validierung

	MAE [MAE] = K	RMSE [RMSE] = K	IA [IA] = 1	ϵ_Q [ϵ_Q] = %
Akzeptanzkriterium	$\leq 1,0$	$\leq 1,0$	$\geq 0,80$	$\leq \pm 6,0$
Wärmequellenkreis	0,21	0,30	0,999	0,54
Wärmesenkenkreis	0,23	0,30	0,999	0,10
Elektrische Leistung	0,04	0,06	0,996	-0,40

Nachfolgende Abbildungen 4.7 bis 4.9 zeigen einen Vergleich der berechneten mit der gemessenen mittleren Austrittstemperatur der beiden hydraulischen Kreise (Wärmequellen- und Wärmesenkenkreis). Die Übereinstimmungen zwischen berechneter und gemessener mittlerer Austrittstemperatur sind bei beiden Kreise sehr gut. Die Abweichung liegt abgesehen von einigen wenigen Ausnahmen unter ± 1 K.

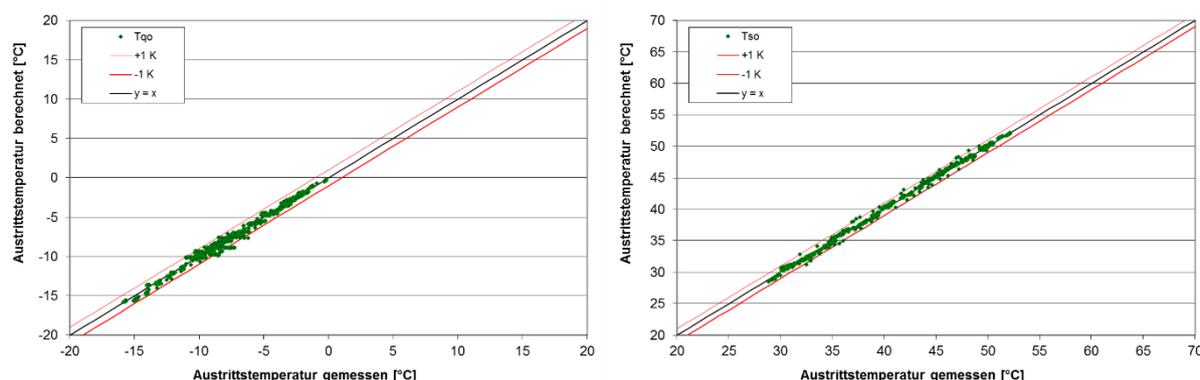


Abb. 4.7: Vergleich der berechneten und gemessenen Austrittstemperaturen für die verwendeten Validierungsdaten im Wärmequellenkreis (links) und Wärmesenkenkreis (rechts)

Betrachtet man die aus den Eintritts- und Austrittstemperaturen berechneten Wärmeströme (siehe Abbildung 4.8), so wird deutlich, dass das thermische Verhalten des Wärmesenkenkreises besser abgebildet wird als das des Wärmequellenkreises. Dennoch liegen auch hier die meisten Werte in den Grenzen von ± 10 %.

Die dritte Ausgangsgröße stellt die aufgenommene elektrische Leistung dar. Der Vergleich zwischen der berechneten und gemessenen elektrischen Leistung wird in Abbildung 4.9 (links) dargestellt. Hier liegt die absolute Abweichung über gesamten Betriebsbereich weitestgehend in den Grenzen von $\pm 0,1$ kW.

4. Anwendung des erweiterten CTSS-Prüfverfahrens

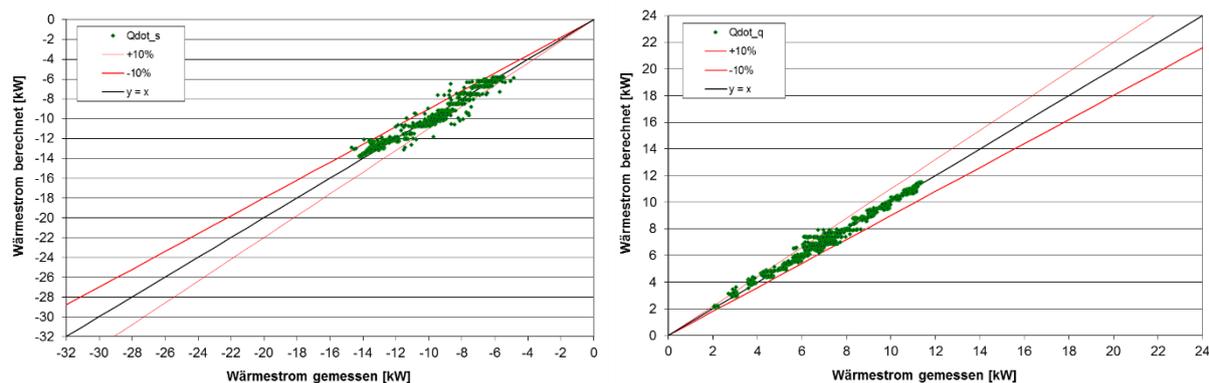


Abb. 4.8: Vergleich der berechneten und gemessenen übertragenen Wärme für die verwendeten Validierungsdaten im Wärmequellenkreis (links) und Wärmesenkenkreis (rechts)

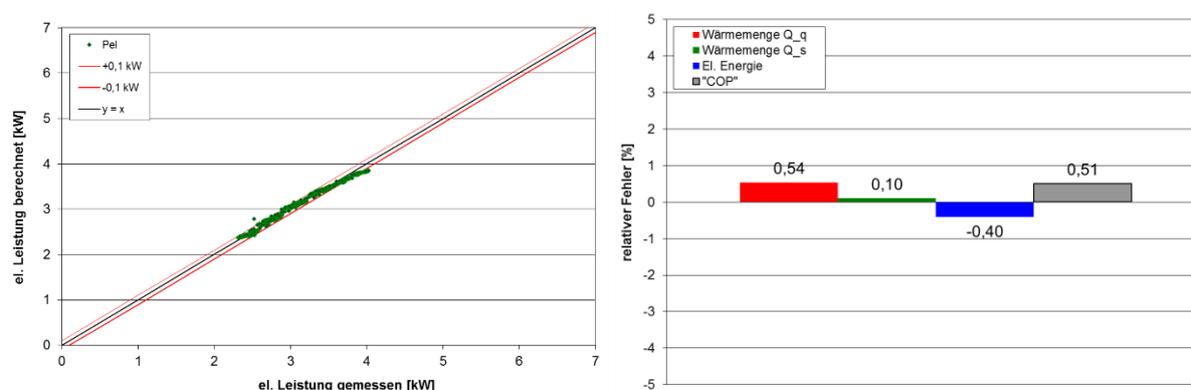


Abb. 4.9: Vergleich der berechneten und gemessenen elektrischen Leistung für die verwendeten Validierungsdaten (links) und die für alle Validierungsdaten resultierenden relativen Fehler (rechts)

Zusätzlich werden für die gesamte Validierungssequenz die Wärmemengen sowie die elektrische Energie berechnet. Die relativen Abweichungen zwischen berechneter und gemessener übertragener Wärmemenge für den jeweiligen hydraulischen Kreis sowie zwischen der berechneten und gemessenen elektrischen Energie liegen jeweils unter 1 %. Aus den Abweichungen zwischen berechneten und gemessenen Wärmemenge des Wärmesenkenkreises und der elektrischen Energie resultiert eine relative Abweichung bei der Arbeitszahl (AZ) von 0,5 % (vgl. Abbildung 4.9 rechts). Die geringen Abweichungen bei den Energiemengen zeigen, dass das angelernete KNN in der Lage ist, das thermische Verhalten mit hoher Genauigkeit wiederzugeben.

4.2.1.8 Integration des KNN in die Simulationssoftware

Bevor das angelernete und validierte KNN zur Durchführung von dynamischen Simulationen zur Jahresertragsvorhersage mittels der Simulationssoftware TRNSYS eingesetzt werden kann, muss eine entsprechende Datenschnittstelle implementiert werden. Da das KNN, wie im Abschnitt 4.2.1.4 beschrieben, in MATLAB verwendet wird, wird zum Datenaustausch zu TRNSYS das Type 155 als Schnittstelle verwendet. Der prinzipielle Aufbau des Schnittstellenprogramms wurde in Abschnitt 3.2 beschrieben. Abbildung 3.8 zeigt die Funktionalität des Schnittstellenprogramms für die hier verwendete Sole-Wasser-Wärmepumpe.

4.2.1.9 Validierung des numerischen Modells anhand von in-Situ-Messdaten

Im Rahmen des Forschungsprojektes WPSol wurde das gleiche Modell der im Labor geprüften Wärmepumpe in einer unter realen Bedingungen funktionierenden Anlage verwendet. Teile der beim Monitoring der Anlage gesammelten Messdaten werden in diesem Kapitel herangezogen, um zu zeigen, dass das erstellte numerische Modell in der Lage ist, den Wärmepumpenbetrieb unter realen Bedingungen wieder zu geben. Damit die berechneten und gemessenen Ergebnisse vergleichbar sind, wurde das Steuerungssignal für das numerische Modell aufgrund von den Laufzeiten der Feldtestanlage generiert, um so die Laufzeiten zu synchronisieren.

Zunächst wird der Verlauf der berechneten und gemessenen Ausgangsgrößen (Austrittstemperaturen beider hydraulischer Kreise und die elektrische Leistung) über einen exemplarischen Ausschnitt von 24 h betrachtet. Alle berechneten Ausgangsgrößen weisen dabei eine qualitativ gute Übereinstimmung mit den gemessenen Ausgangsgrößen auf, vgl. Abbildungen 4.10 bis 4.12. Bei dem Vergleich der Austrittstemperaturen sind lediglich die Temperaturen während der Aktivierungszeit der Wärmepumpe relevant, weil nur während dessen ein Wärmestrom erzeugt wird. Die Aktivierungszeit wird in Abb. 5.10 und 5.11 durch einen positiven Massenstrom angezeigt. In beiden Fällen ist eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und berechneten Austrittstemperaturen festzustellen.

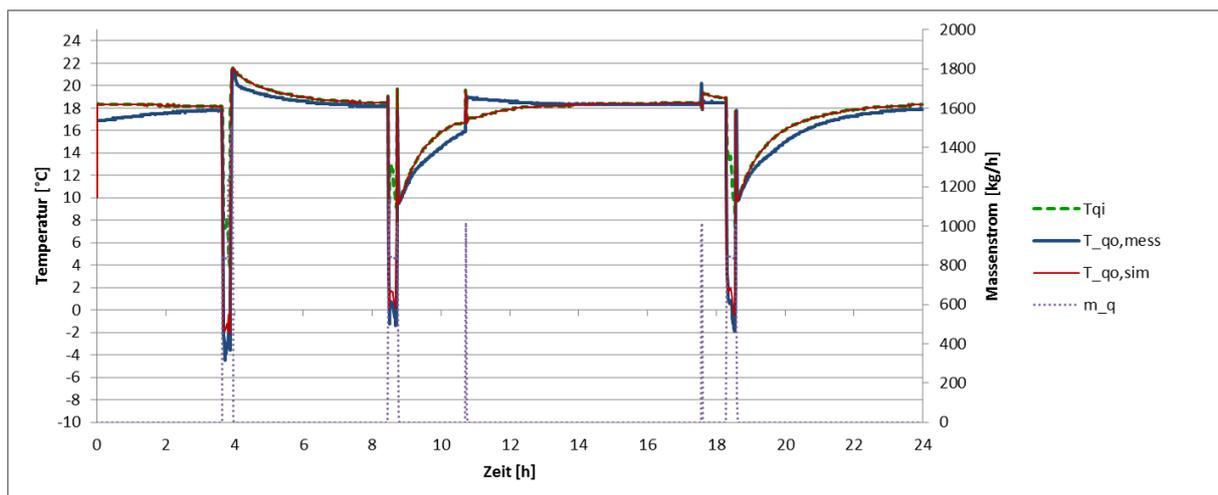


Abb. 4.10: Verlauf der gemessenen und berechneten Austrittstemperaturen im Wärmequellenkreis der Sole/Wasser-Wärmepumpe auf Basis von in-Situ-Daten eines exemplarischen Tages

4. Anwendung des erweiterten CTSS-Prüfverfahrens

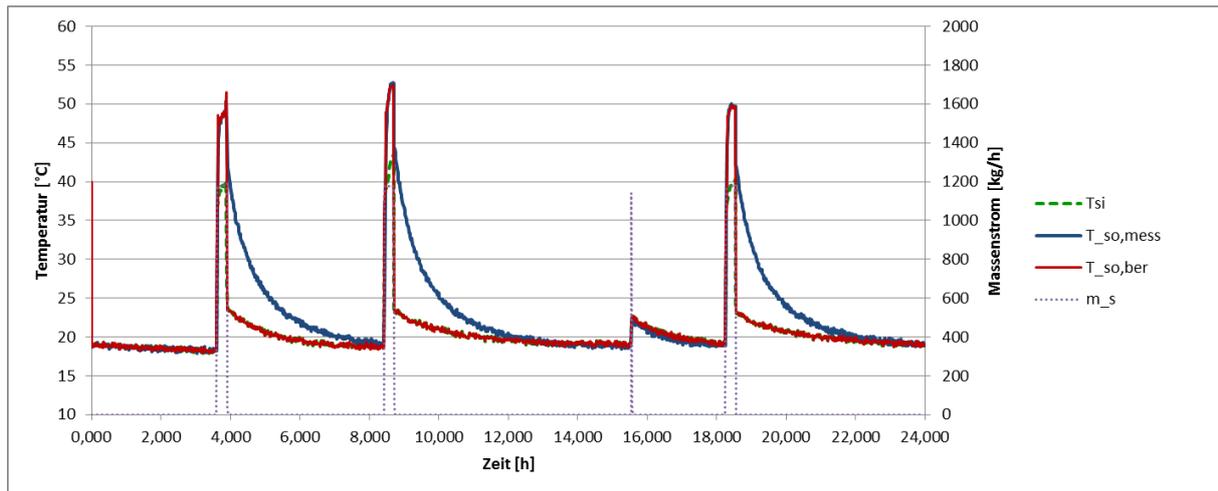


Abb. 4.11: Verlauf der gemessenen und berechneten Austrittstemperaturen im Wärmesenkenkreis der Sole/Wasser-Wärmepumpe auf Basis von in-Situ-Daten eines exemplarischen Tages

Der Vergleich zwischen der berechneten und gemessenen Leistung weist ebenfalls eine sehr gute qualitative Übereinstimmung auf. Die berechnete Leistung entspricht weitestgehend dem Mittelwert der gemessenen Leistung. Dabei lässt die vorhandene Datengrundlage keine weiteren Analysen zu, weil die Streuung der gemessenen elektrischen Leistung im Bereich der Messgenauigkeit liegt.

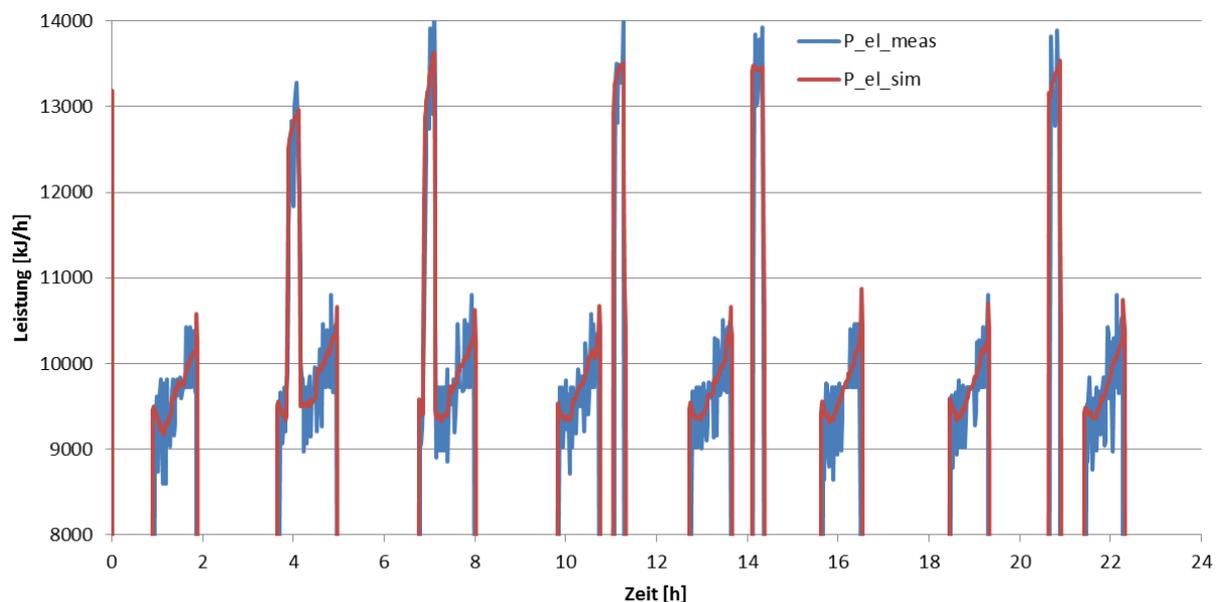


Abb. 4.12: Verlauf der gemessenen und berechneten elektrischen Leistung der Sole/Wasser-Wärmepumpe auf Basis von in-Situ-Daten eines exemplarischen Tages

Bildet man die an einem Tag mit Hilfe der Wärmepumpe erzeugte Wärmemenge auf der Basis der berechneten und gemessenen Temperaturen und des gemessenen Massenstroms sowie die von der Wärmepumpe aufgenommene elektrische Energie, so wird deutlich, dass eine gute Übereinstimmung zwischen den berechneten und gemessenen Werten gegeben ist.

4. Anwendung des erweiterten CTSS-Prüfverfahrens

Die Tageswerte für die jeweils berechnete und gemessene Wärmemenge sowie für die elektrische Energie können Abbildung 4.13 entnommen werden.

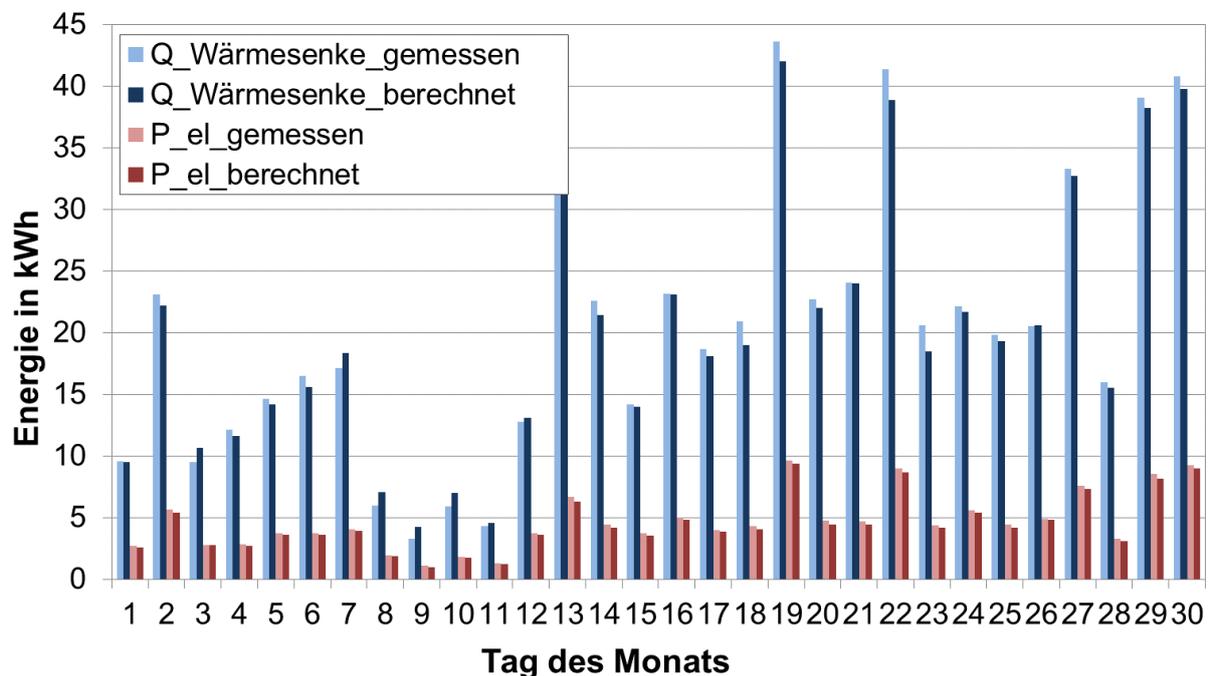


Abb. 4.13: Tageswerte der gemessenen und berechneten abgegebenen Wärmemengen sowie der elektrischen Energie für einen Monat

Auch über einen Zeitraum des gesamten Monats betrachtet weisen die Wärmemengen und die elektrische Energie eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und berechneten Größen dar. Tabelle 4.4 stellt diese Zusammenfassung dar.

Tab. 4.4: Gesamte gemessene und berechnete Wärmemengen und elektrische Energie für einen Monat

	Wärme Wärme- quelle	Wärme Wärme- senke	Elektrische Energie	Monats- Arbeitszahl	Bilanzfehler / Verluste
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[-]	[kWh]
gemessen	509	612	139	4,40	-36
berechnet	474	599	134	4,49	-9
Abweichung	-6,8%	-2,2%	-4,1%	1,9%	4,4%

Aus den Ergebnissen der Tabelle 4.3 wird deutlich, dass die Abweichung zwischen den berechneten und gemessenen Größen geringer als die Unsicherheit ist, die sich auf Grund der nicht vollständig zu schließenden Energiebilanz ergibt (Bilanzfehler/Verluste).

4.2.2 Anlage #5 (Luft/Wasser-Wärmepumpe)

4.2.2.1 Beschreibung der Wärmepumpe

Bei der verwendeten Wärmepumpe handelt es sich um eine Luft/Wasser-Wärmepumpe mit einer maximalen thermischen Nennleistung von 12 kW und einer maximalen elektrischen Leistung von 6,5 kW des Herstellers Sonnenkraft. Die Wärmepumpe kann die thermische Leistung in dem Bereich von 4,5 bis 12 kW modulieren. Als Kältemittel kommt R410a zum Einsatz. Abbildung 4.14 zeigt die in der Klimakammer des Wärmepumpenprüfstands aufgebaute Wärmepumpe.



Abb. 4.14: Luft/Wasser-Wärmepumpe in der Klimakammer zur Prüfung

Die dargestellte Wärmepumpe besitzt einen hydraulischen Kreis für die Wärmesenke mit jeweils zwei Anschlüssen. Die Ein- und Austrittstemperaturen werden unmittelbar an den Anschlüssen der Wärmepumpe erfasst. Die Wärmepumpe sieht in dem Hydraulikkreis eine externe Pumpe vor, so dass die Umwälzung des Fluides von einer im Prüfstand eingebauten Pumpe durchgeführt wird. Der für die Förderung der Luft durch die Wärmepumpe benötigte Ventilator ist Bestandteil der Wärmepumpe. Die für den Antrieb benötigte elektrische Leistung wird zusammen mit der Verdichterleistung erfasst.

4.2.2.2 Festlegung und Durchführung der Prüf- und Validierungssequenzen

Der Betriebsbereich der Wärmepumpe wird auf Basis der Hersteller-Produktdokumentation festgelegt. Die Prüfsequenzen werden entsprechend des Betriebsbereichs skaliert. Der untersuchte Betriebsbereich für die Luft/Wasser-Wärmepumpe ist in Tabelle 4.5 dargestellt.

Tab. 4.5: Untersuchter Betriebsbereich der Sole-Wasser-Wärmepumpe

Untersuchter Betriebsbereich	Einheit	Wert
Wärmequellenkreis		
Temperaturbereich (Eintritt)	°C	-20 – 25
Relative Luftfeuchte	%	40 – 95
Wärmesenkenkreis		
Temperaturbereich (Eintritt)	°C	20 – 60
Massenstrom	kg/h	500 – 2.500

Eine wesentliche Besonderheit der Luft/Wasser-Wärmepumpe gegenüber der Sole/Wasser-Wärmepumpe besteht darin, dass der Betrieb der Luft/Wasser-Wärmepumpe zwischen einem „Heizbetrieb“, bei dem der Umgebung Wärme entzogen und dem Wärmesenkenkreis zugeführt wird, und einem „Abtaubetrieb“, der eine zeitweilige Prozessumkehr darstellt, unterteilt wird. Die Prüfsequenzen müssen beide Betriebsarten anregen.

Analog zur Prüfung der Sole/Wasser-Wärmepumpe wird zunächst eine quasi-stationäre Prüfsequenz durchgeführt. Hierbei wird der Massenstrom der Wärmesenke konstant gehalten. Die Bedingungen der Umgebungsluft werden so eingestellt, dass die Wärmepumpe sowohl in einem stationären Heizbetrieb arbeitet, als auch in einem Wechselbetrieb aus Heizbetrieb und Abtaubetrieb. Weiterhin werden durch kontinuierliche Variation der Umgebungslufttemperatur und -feuchte sowie der Eintrittstemperatur der Wärmesenke Betriebszustände für unterschiedliche Kombinationen erfasst. Abbildung 4.15 zeigt den Verlauf der Temperaturen, Luftfeuchte und des Massenstroms während der quasi-stationären Prüfsequenz.

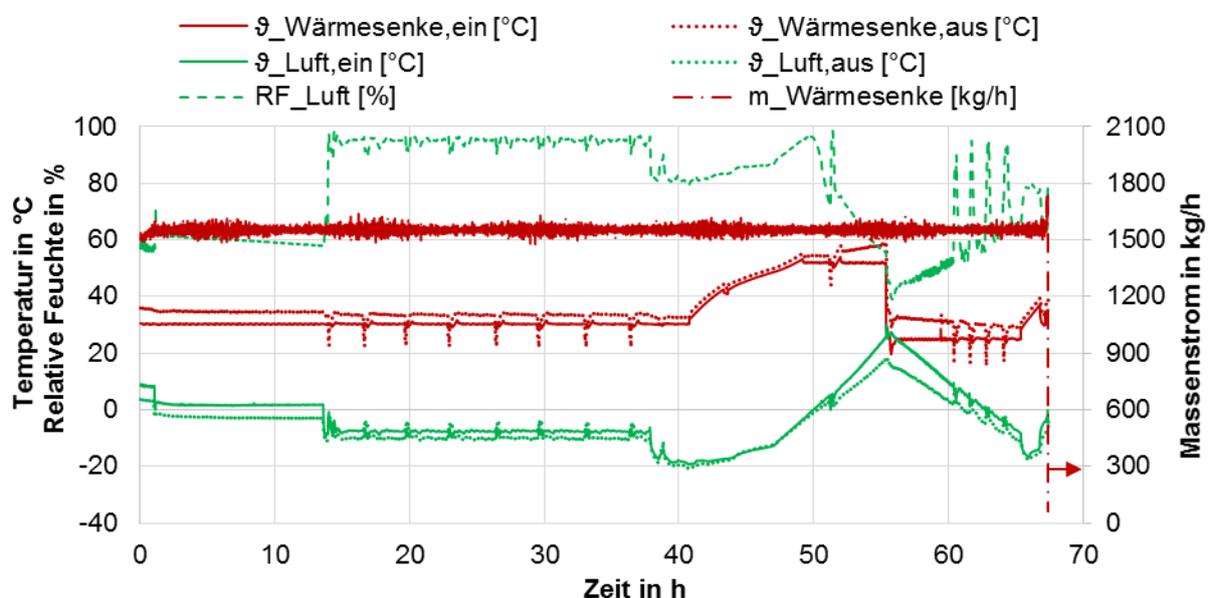


Abb. 4.15: Verlauf der Temperaturen, relativen Feuchte der Luft und des Massenstroms der Wärmesenke während der quasi-stationären Prüfsequenz der Luft/Wasser-Wärmepumpe

In der zweiten Prüfsequenz wird der Massenstrom der Wärmesenke in kurzen Zeitperioden (ca. 2 h) zwischen dem minimalen (500 kg/h) und maximalen (2.500 kg/h) Massenstrom des Betriebsbereichs der Wärmepumpe variiert. Um bei dieser Prüfsequenz ebenfalls möglichst

viele Betriebszustände der Wärmepumpe zu erfassen, wird zusätzlich die Eintrittstemperatur der Wärmesenke in größeren Zeitperioden von ca. 5 h sowie die Lufttemperatur über die gesamte Prüfsequenzdauer variiert. Abbildung 4.16 zeigt den Verlauf der Temperaturen, der Luftfeuchte sowie des Massenstroms während der Prüfsequenz mit Massenstromvariation.

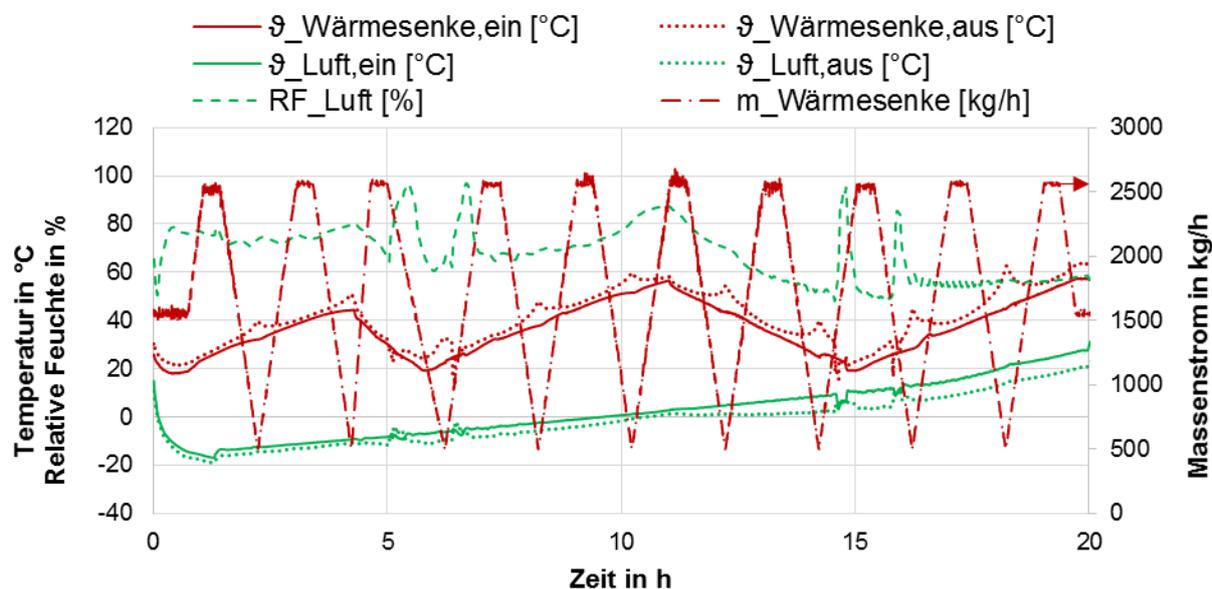


Abb. 4.16: Verlauf der Temperaturen, relativen Feuchte der Luft und des Massenstroms der Wärmesenke während der Prüfsequenz mit Massenstromvariation der Luft/Wasser-Wärmepumpe

4.2.2.3 Aufbereitung der Messdaten

Für die Luft/Wasser-Wärmepumpe wurde das selbe Verfahren angewandt, das bereits im Absatz 4.2.1.3 für die Sole/Wasser-Wärmepumpe beschrieben wurde. Allerdings wurde der Betrieb der Wärmepumpe in die Phasen Heizbetrieb und Abtaubetrieb unterteilt. Für das Training des KNN wurden lediglich Daten des Heizbetriebs verwendet. Nach der durchgeführten Aufbereitung steht eine Datenbasis von ca. 24.200 Datenpunkten als Trainingssequenz und ca. 8.200 Datenpunkte als Validierungssequenz zur Verfügung. Aus der Trainingssequenz wird ein reduzierter Datensatz als Trainingsdaten für das KNN extrahiert. Für die Lernphase werden unterschiedlich große Trainingsdatensätze gebildet, wobei immer gleichmäßig verteilte Werte aus der Trainingssequenz gewählt werden. Beispiele für gebildete Trainingsdatensätze sind Datensätze bestehend aus jedem 40ten Datenpunkt der Trainingssequenz. Die nicht als Trainingsdatensatz verwendeten Datenpunkte der Trainingssequenz werden ebenfalls zur Validierung verwendet.

4.2.2.4 Wahl der Netzstruktur des KNN

Es wurde ein Feedforward-Netz mit einer verdeckten Schicht gewählt. Die Anzahl der Neuronen in der Eingabeschicht ist aufgrund der festgelegten Eingangsgrößen 5. Hierbei handelt es sich um die Eintrittstemperatur und den Massenstrom des hydraulischen Kreises, der Temperatur und relativen Feuchte der Luft am Eintritt der Wärmepumpe sowie den Indikator des Operationsmodus. Durch die festgelegten Ausgangsgrößen, nämlich der Austrittstemperatur des hydraulischen Kreises, der Austrittstemperatur der Luft sowie der aufgenommenen elektrischen Leistung, beträgt die Anzahl der Neuronen in der Ausgabeschicht 3. Die Anzahl der Neuronen in der verdeckten Schicht ist variabel und wurde durch das Versuchsprinzip („Trial and Error“) auf 11 optimiert. Damit ergibt sich eine

sogenannte 5-11-3 Architektur. Analog zur Sole/Wasser-Wärmepumpe wird auch hier als Übertragungsfunktion in der verdeckten Schicht eine Tangens-Sigmoid-Funktion und in der Ausgabeschicht eine lineare Übertragungsfunktion verwendet. Als Lernalgorithmus wird der Levenberg-Marquardt Algorithmus gewählt. Abbildung 4.17 zeigt das Blockschaltbild des verwendeten Neuronalen Netzes.

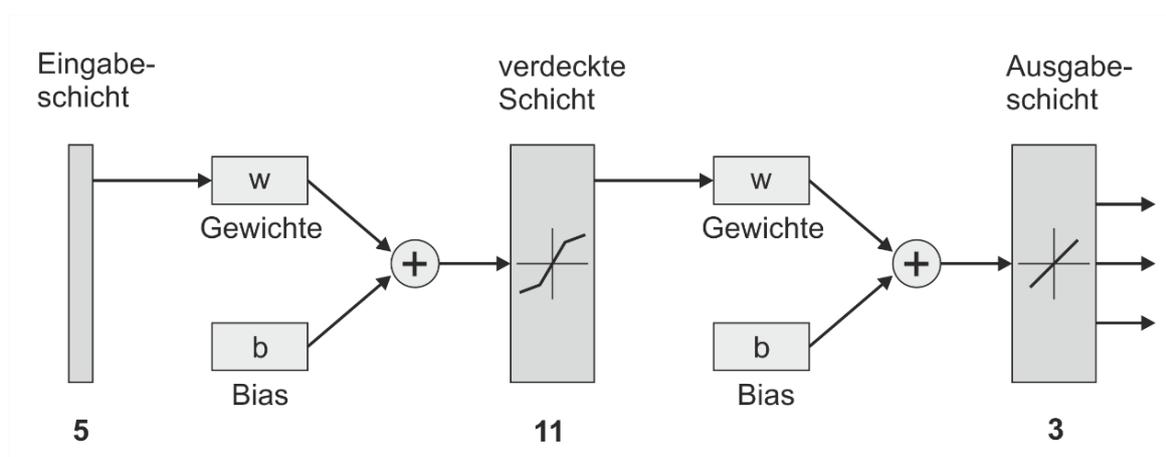


Abb. 4.17: Blockschaltbild des für die Modellierung der Luft/Wasser-Wärmepumpe verwendeten KNN mit 5 Neuronen in der Eingabeschicht, 11 Neuronen in der verdeckten Schicht und 3 Neuronen in der Ausgabeschicht

4.2.2.5 Lernphase des KNN und Verifizierung

Die Lernphase des KNN verläuft analog zur Lernphase des KNN für Sole/Wasser-Wärmepumpen. Hierbei wurde ebenfalls eine Aufteilung der Trainingsdaten zu 90 % in Lerndaten und 10 % Training-Testdaten vorgenommen.

Nach der abgeschlossenen Lernphase erfolgt die Verifizierung durch einen Vergleich der gemessenen Ausgangsgrößen mit den vom KNN berechneten Ausgangsgrößen. Hierzu werden als Datensatz alle Trainingsdaten (bestehend aus 242 Datenpunkten) verwendet. Zur Beurteilung werden die in Abschnitt 3.4 definierten Bewertungskriterien herangezogen. Da für Luft-Wasser-Wärmepumpen der Luftmassenstrom während der Prüfung nicht erfasst wird, kann für den Wärmequellenkreis kein relativer Fehler der übertragenen Energie bestimmt werden. Das trainierte KNN gilt als verifiziert, wenn die in Abschnitt 3.5 festgelegten Akzeptanzkriterien erfüllt sind. In Tabelle 4.6 sind die Ergebnisse der Verifizierung dargestellt.

Tab. 4.6: Akzeptanzkriterien und Ergebnisse der Verifizierung

	MAE [MAE] = K	RMSE [RMSE] = K	IA [IA] = 1	ϵ_Q [ϵ_Q] = %
Akzeptanzkriterium	$\leq 1,0$	$\leq 1,0$	$\geq 0,80$	$\leq \pm 6,0$
Wärmequellenkreis	0,25	0,45	0,9994	-
Wärmesenkenkreis	0,16	0,24	0,9998	-0,02
Elektrische Leistung	0,08	0,11	0,9907	0,19

4.2.2.6 Validierung

Nach erfolgreicher Verifizierung des trainierten KNN erfolgt die Validierung. Ziel der Validierung ist die Beurteilung der Modellgüte für bisher unbekannte Daten und somit gleichzeitig eine Beurteilung der Fähigkeit zur Generalisierung, d. h. die Verallgemeinerungsfähigkeit der aus den Trainingsdaten erlernten Zusammenhänge auf andere, bisher unbekannte Daten des verifizierten KNN. Für die Validierung werden die Validierungsdatensätze verwendet. Auch für diese Datensätze wurden die in Kapitel 3.4 definierten Bewertungskriterien, soweit anwendbar, herangezogen.

Tab. 4.7: Akzeptanzkriterien und Ergebnisse der Validierung

	MAE [MAE] = K	RMSE [RMSE] = K	IA [IA] = 1	ϵ_Q [ϵ_Q] = %
Akzeptanzkriterium	$\leq 1,0$	$\leq 1,0$	$\geq 0,80$	$\leq \pm 6,0$
Wärmequellenkreis	0,38	0,80	0,9982	-
Wärmesenkenkreis	0,22	0,53	0,9992	0,25
Elektrische Leistung	0,07	0,12	0,9902	0,05

Nachfolgende Abbildungen 4.18 links und rechts zeigen einen Vergleich der berechneten mit der gemessenen mittleren Austrittstemperatur der beiden Kreise (Wärmequellen- und Wärmesenkenkreis). Die Übereinstimmungen zwischen berechneter und gemessener mittlerer Austrittstemperatur sind bei beiden Kreise sehr gut. Die Abweichung liegt abgesehen von einigen wenigen Ausnahmen unter ± 2 K.

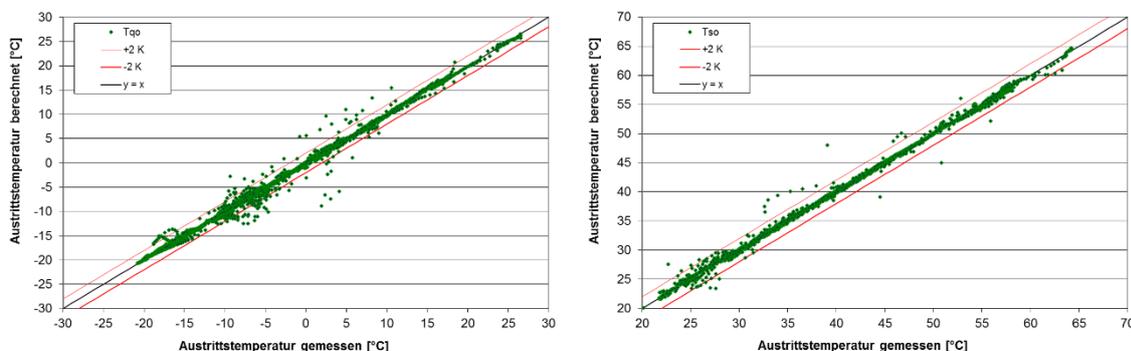


Abb. 4.18: Vergleich der berechneten und gemessenen Austrittstemperaturen für die verwendeten Validierungsdaten im Wärmequellenkreis (links) und Wärmesenkenkreis (rechts)

Betrachtet man die aus den Eintritts- und Austrittstemperaturen berechneten Wärmeströme (siehe Abbildung 4.19 links), so wird deutlich, dass das thermische Verhalten des Wärmesenkenkreises besser abgebildet wird als des Wärmequellenkreises. Dennoch liegen auch hier die meisten Werte in den Grenzen von ± 10 %.

Die dritte Ausgangsgröße stellt die aufgenommene elektrische Leistung dar. Der Vergleich zwischen der berechneten und gemessenen elektrischen Leistung wird in Abbildung 4.19 (rechts) dargestellt. Hier liegt die absolute Abweichung über gesamten Betriebsbereich weitestgehend in den Grenzen von $\pm 0,2$ kW.

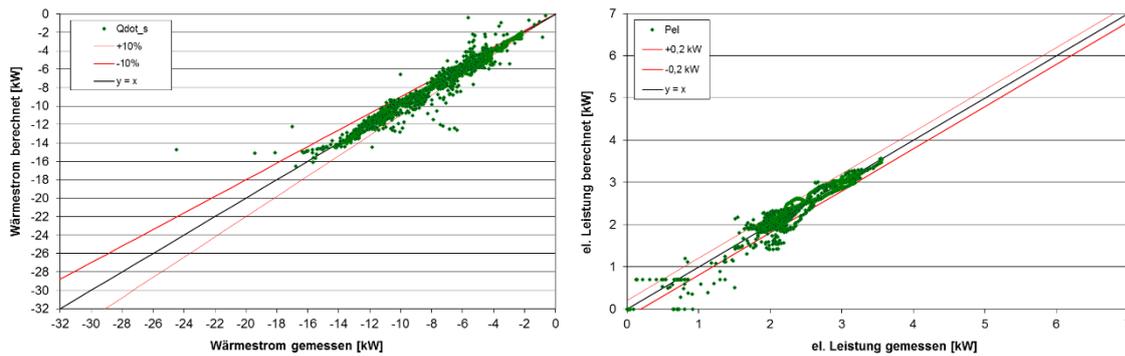


Abb. 4.19: Vergleich der berechneten und gemessenen übertragenen Wärme für die verwendeten Validierungsdaten im Wärmesenkenkreis (links) und der berechneten und gemessenen aufgenommenen elektrischen Leistung (rechts)

Zusätzlich werden für die gesamte Validierungssequenz die Wärmemengen sowie die elektrische Energie berechnet. Die relativen Abweichungen zwischen berechneter und gemessener übertragener Wärmemenge für den Wärmesenkenkreis sowie zwischen der berechneten und gemessenen elektrischen Energie liegen jeweils unter 1 %. Aus den Abweichungen zwischen berechneten und gemessenen Wärmemenge des Wärmesenkenkreises und der elektrischen Energie resultiert eine relative Abweichung bei der Arbeitszahl (AZ) von 0,21 % (vgl. Abbildung 4.20). Die geringen Abweichungen bei den Energiemengen zeigen, dass das angelernte KNN in der Lage ist, das thermische Verhalten mit hoher Genauigkeit wiederzugeben.

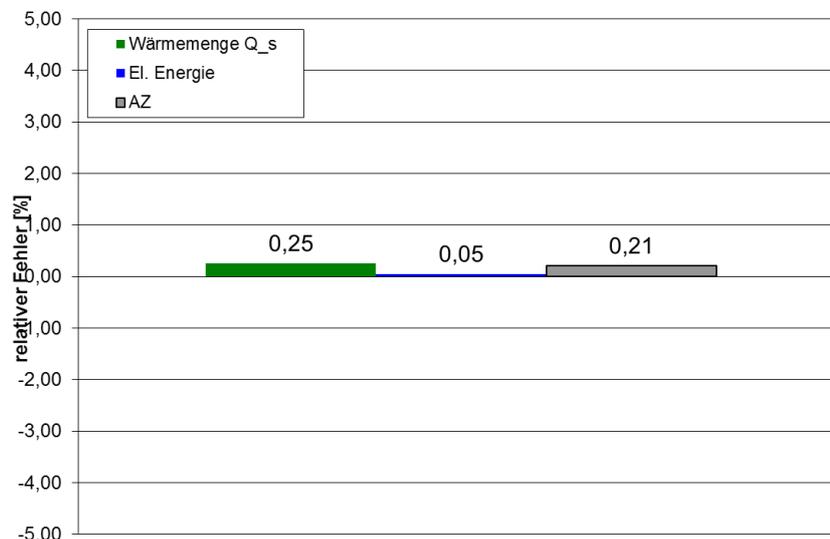


Abb. 4.20: Resultierende relative Fehler für Validierungsdaten

4.2.2.7 Integration des KNN in die Simulationssoftware

Bevor das angelernte und validierte KNN zur Durchführung von dynamischen Simulationen zur Jahresertragsvorhersage mittels der Simulationssoftware TRNSYS eingesetzt werden kann, muss analog zum Vorgehen bei der Sole/Wasser-Wärmepumpe eine entsprechende Schnittstelle zum Datenaustausch zwischen dem MATLAB-KNN und TRNSYS (Type 155) implementiert werden. Der prinzipielle Aufbau des Schnittstellenprogramms wurde in

Abschnitt 3.2 beschrieben. Abbildung 4.21 zeigt die Funktionalität des Schnittstellenprogramms für die hier verwendete Luft/Wasser-Wärmepumpe.

Da die für das Abtauen benötigte Leistung bei der untersuchten Wärmepumpe konstant ist, wird diese im Rahmen der Berechnungen bestimmt. Grundsätzlich ist auch die Verwendung eines weiteren KNN für den Abtaubetrieb möglich. Ob die Ausgangsgrößen mittels des KNN für den Heizbetrieb oder des Abtaubetriebs ermittelt werden, hängt von dem Steuersignal S_{ctrl} ab. Dieses muss von der Regelung der Gesamtanlage vorgegeben werden.

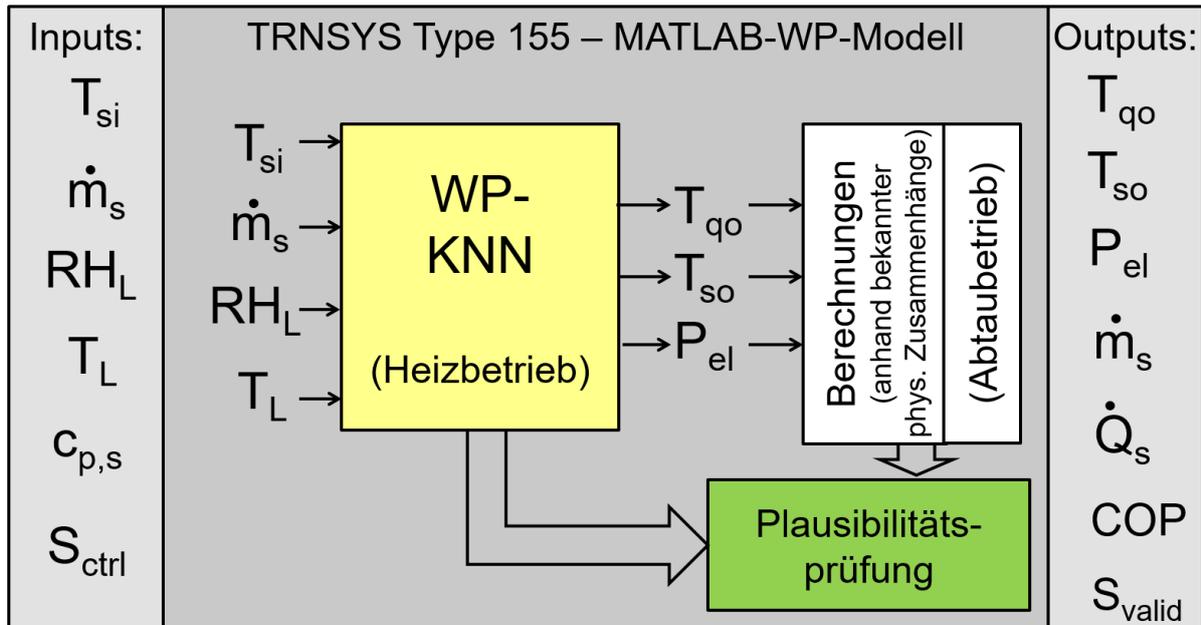


Abb. 4.21: Aufbau des numerischen Modells einer Luft/Wasser-Wärmepumpe

5 Entwicklung von modellbasierten künstlichen neuronalen Netzen (Aufstockung)

Wie in Kapitel 3 und 4 dargelegt, wurden KNN bereits mit gutem Erfolg dazu eingesetzt, das thermische Verhalten und die elektrische Leistungsaufnahme der im Labor untersuchten Wärmepumpen abzubilden. Als eine nicht unwesentliche Einschränkung dieser Methode kann jedoch der dabei zugrunde liegende „Black-Box“-Ansatz angesehen werden, welcher keine Einblicke in die inneren Vorgänge der Systeme und somit auch keine physikalischen Interpretationen erlaubt.

Ein Lösungsansatz, um diesem Nachteil entgegenzuwirken, ist die Entwicklung von „modellbasierten künstlichen neuronalen Netzwerken“, auch „Grey-Box“-Modellierung genannt, welche eine Kombination aus theoretischer Modellbildung und Black-Box-Ansätzen darstellen. Hierdurch ist ein Einblick in die inneren Vorgänge bzw. eine teilweise physikalische Interpretation einzelner Parameter möglich. Dies hat zum einen den Vorteil, dass dieser Modellierungsansatz hierdurch auch für Variations- und Optimierungsrechnungen eingesetzt werden kann. Zum anderen ist hierdurch eine deutliche Verbesserung der Akzeptanz bei der Einbringung des im Projekt WPSol entwickelten, modellbasierten dynamischen Prüfverfahrens in die europäische Normung zu erwarten, da der prinzipielle Aufbau der Rechenmodelle für Wärmepumpen hierdurch analog zu den bereits bei anderen modellgestützten Prüfverfahren verwendeten erscheint, wie sie z.B. in der EN ISO 9806 (Sonnenkollektoren), EN 12976 (vorgefertigte Solaranlagen) und EN 12977-3 und -4 (Warmwasserspeicher) beschrieben sind.

Für die Entwicklung eines solchen Grey-Box-Verfahrens zur Modellierung von elektrischen Kompressionswärmepumpen und anderen auf der Basis von physikalischen Rechenmodellen nicht trivial zu simulierenden Komponenten der Solarthermie-Wärmepumpenanlagen, wie z.B. sogenannte Solardachpfannen oder Erdwärmekörbe, wurden folgende Arbeitspunkte vorgesehen:

- Untersuchung der Möglichkeiten zur Verbesserung der Extrapolationsfähigkeit von KNN-Modellen (KNN: Künstliche Neuronale Netzwerke)
- Entwicklung einer Vorgehensweise zur Erstellung von Grey-Box-KNN exemplarische Anwendung und Validierung

5.1 Untersuchung der Möglichkeiten zur Verbesserung der Extrapolationsfähigkeit von Künstlichen Neuronale Netzwerken

In diesem Teilarbeitspunkt sollen Möglichkeiten untersucht werden, mit denen die Extrapolationsfähigkeit von KNN (für Bereiche, welche nicht durch die verwendeten Trainingsdaten abgedeckt werden) ermöglicht bzw. deutlich verbessert werden kann. Durch diese Vorgehensweise besteht prinzipiell die Möglichkeit, den Umfang der benötigten Trainingsdaten zu reduzieren, da somit die verwendeten Trainingsdaten nicht mehr zwingend den gesamten Betriebsbereich abdecken müssen. Dadurch ist es möglich den entsprechenden Prüfaufwand zu verringern.

In einem ersten Schritt wurde eine Literaturrecherche zu den generellen Möglichkeiten zur Verbesserung der Extrapolationsfähigkeit von KNN für Bereiche, welche nicht durch die verwendeten Trainingsdaten abgedeckt werden, durchgeführt. Es zeigte sich, dass über diese Thematik bisher nur sehr wenige Arbeiten (z.B. McLean et al. /McL94/, Kosanovich et al. /Kos96/, Haley et al. /Hal92/ und Sayyar-Rodsari et al. /Say04/) veröffentlicht wurden und

diese größtenteils nicht relevant für das Erreichen der Ziele dieses Teilarbeitspunktes sind. Es konnte auf Grundlage der durchgeführten Literaturrecherche bisher keine Methode identifiziert werden, mit welcher die Extrapolationsfähigkeit von einem KNN als solches verbessert werden kann.

5.1.1 Verbesserung der Extrapolation von KNN-Simulationsmodellen

Da bisher keine Methode identifiziert werden konnte, mit welcher die Extrapolationsfähigkeit eines KNN als solches verbessert werden kann, soll nachfolgend ein alternativer Ansatz weiterverfolgt werden.

Wie bereits in Kapitel 3.2 dargelegt, wurde ein mehrschichtiger Aufbau des Wärmepumpenmodells gewählt und bisher erfolgreich verwendet. Um das mehrschichtige Wärmepumpenmodell in eine dynamische Simulation einbinden zu können, wurde eine entsprechende Schnittstelle zwischen MATLAB /MAT/ und TRNSYS /TRN/ implementiert (vgl. Kapitel 4.2.1.8). Diese Schnittstelle kann quasi als das eigentliche Simulationsmodell der Wärmepumpe betrachtet werden und wird im Folgenden als KNN-Simulationsmodell bezeichnet. Im Weiteren soll nun versucht werden die Extrapolationsfähigkeit des KNN-Simulationsmodells im Vergleich zur Extrapolationsfähigkeit eines KNN zu verbessern.

Ansätze hierbei sind die Verwendung von sogenanntem a-priori-Wissen in Form von Bedingungen und Plausibilitätsprüfungen und/oder das Erstellen von Kennfeldern und anschließender Kennfeldextrapolation. Das prinzipielle Vorgehen dabei soll nachfolgend beispielhaft an einer Wärmepumpe erläutert werden.

5.1.1.1 Verwendung von sogenanntem a-priori-Wissen

Ausgangsbasis sei ein KNN, mit welchem es möglich ist, das thermische Verhalten und die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe im gesamten Betriebsbereich zu beschreiben. Notwendige Voraussetzung dafür ist die Verwendung von Trainingsdaten, welche für den gesamten Betriebsbereich repräsentativ sind, da KNN zwar prinzipiell eine gute Interpolations- aber eine verhältnismäßig schlechte Extrapolationsfähigkeit besitzen. Dies führt zwangsweise zu einem großen den Umfang an benötigten Trainingsdaten. Sind die Trainingsdaten dahingegen nicht für den gesamten Betriebsbereich repräsentativ, so hängt die Güte des Modells entscheidend von der Extrapolationsfähigkeit ab.

Durch den bereits beschriebenen Aufbau des KNN-Simulationsmodells (vgl. Kapitel 3.2) ist es möglich sogenanntes a-priori-Wissen z. B. in Form von Bedingungen („Wenn-Dann-Funktionen“) zu integrieren und damit den Betriebsbereich, für welchen die Trainingsdaten notwendigerweise repräsentativ sein müssen, deutlich zu reduzieren. Dadurch reduziert sich auch der Umfang der notwendigen Trainingsdaten. Tabelle 5.1 beinhaltet einige Beispiele wie a-priori-Wissen in Form von „Wenn-Dann-Funktionen“ in KNN-Simulationsmodelle implementiert werden kann.

Tab.5.1: Beispiele von möglichen „Wenn-Dann-Funktionen“

„Wenn-Dann-Funktionen“	
Wenn...	Dann...
$\dot{m}_{\text{Wärmequelle}} \leq 0$	$P_{el} = 0, \dot{Q}_{\text{Wärmequelle}} = 0, \dot{Q}_{\text{Wärmesenke}} = 0$
$\dot{m}_{\text{Wärmesenke}} \leq 0$	$P_{el} = 0, \dot{Q}_{\text{Wärmequelle}} = 0, \dot{Q}_{\text{Wärmesenke}} = 0$
$g_{\text{Wärmequelle,aus}} < g_{\text{Wärmequelle,aus,min}}$	$g_{\text{Wärmequelle,aus}} = g_{\text{Wärmequelle,aus,min}}$
$g_{\text{Wärmesenke,aus}} > g_{\text{Wärmesenke,aus,max}}$	$g_{\text{Wärmesenke,aus}} = g_{\text{Wärmesenke,aus,max}}$
$\dot{Q}_{\text{Wärmequelle}} > \dot{Q}_{\text{Wärmequelle,max}}$	$\dot{Q}_{\text{Wärmequelle}} = \dot{Q}_{\text{Wärmequelle,max}}$
$\dot{Q}_{\text{Wärmequelle}} < \dot{Q}_{\text{Wärmequelle,min}}$	$\dot{Q}_{\text{Wärmequelle}} = \dot{Q}_{\text{Wärmequelle,min}}$
$\dot{Q}_{\text{Wärmesenke}} > \dot{Q}_{\text{Wärmesenke,max}}$	$\dot{Q}_{\text{Wärmesenke}} = \dot{Q}_{\text{Wärmesenke,max}}$
$\dot{Q}_{\text{Wärmesenke}} < \dot{Q}_{\text{Wärmesenke,min}}$	$\dot{Q}_{\text{Wärmesenke}} = \dot{Q}_{\text{Wärmesenke,min}}$
$P_{el} > P_{el,max}$	$P_{el} = P_{el,max}$
$P_{el} < \dot{Q}_{\text{Wärmequelle}} + \dot{Q}_{\text{Wärmesenke}}$	$P_{el} = \dot{Q}_{\text{Wärmequelle}} + \dot{Q}_{\text{Wärmesenke}}$

Bei den in Kapitel 4 verwendeten KNN-Simulationsmodellen wurden bereits einige „Wenn-Dann-Funktionen“ erfolgreich verwendet, um den Betriebsbereich für welchen die verwendeten Trainingsdaten repräsentativ sein müssen, deutlich zu reduzieren bzw. die Extrapolationsfähigkeit zu verbessern.

5.1.1.2 Erstellen von Kennfeldern mit anschließender Kennfeldextrapolation

Die Grundidee dieses Ansatzes ist es, mit Hilfe des KNN-Simulationsmodells entsprechende Kennfelder zu erstellen und anschließend eine Kennfeldextrapolation durchzuführen.

Dazu wurde das KNN-Simulationsmodell um einen sogenannten Kennfeldextrapolations-Algorithmus erweitert. Bei dem entwickelten Kennfeldextrapolations-Algorithmus¹ wird bei jedem Zeitschritt geprüft, ob bei der Verwendung des KNN-Simulationsmodells (z. B. in dynamischen Simulationen) eine oder mehrere Eingangsgrößen an das KNN-Simulationsmodell übergeben werden, die den Bereich der verwendeten Trainingsdaten verlassen. Ist dies der Fall, so wird für jede Ausgangsgröße ein entsprechendes Kennfeld erstellt. In einem weiteren Schritt erfolgt eine Extrapolation der Kennfelder, so dass es anschließend möglich ist, die entsprechenden Ausgangsgrößen aus den erstellten und extrapolierten Kennfeldern zu berechnen. In einem letzten Schritt kann dann gegebenenfalls eine Plausibilitätsprüfung der Ausgangsgrößen mit den z. B. in Kapitel 5.2.1 vorgestellten „Wenn-Dann-Funktionen“ erfolgen.

Nachfolgend soll die Vorgehensweise an einem Beispiel veranschaulicht werden. Als Ausgangsbasis wurden mit dem von Marx /Mar15/ validierten Wärmepumpenmodell Type 850 in TRNSYS Trainings- und Validierungsdaten generiert. Die Bereiche der generierten Trainings- und Validierungsdaten sind in Tabelle 5.2 dargestellt.

¹ Bei dem entwickelten Kennfeldextrapolations-Algorithmus wurde die MATLAB-Funktion „RegularizeData3D“ verwendet, welche unter <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/46223-regularizedata3d> veröffentlicht ist.

Tab. 5.2: Bereiche der generierten Trainings- und Validierungsdaten

Untersuchter Betriebsbereich	Trainingsdaten	Validierungsdaten
Wärmequellenkreis		
Temperaturbereich (Eintritt)	32 – 40 °C	20 – 31 °C; 41 – 50 °C
Massenstrom	34.000 – 37.000 kg/h	34.000 – 37.000 kg/h
Wärmesenkenkreis		
Temperaturbereich (Eintritt)	42 – 50 °C	30 – 41 °C; 51 – 60 °C
Massenstrom	27.000 – 30.000 kg/h	27.000 – 30.000 kg/h

Mit den Trainingsdaten wurde ein KNN erstellt. Mit den Validierungsdaten soll die Extrapolationsfähigkeit des KNN mit und ohne Kennfeldextrapolations-Algorithmus untersucht werden.

Wie bereits erläutert, wird mit dem Kennfeldextrapolations-Algorithmus für jede Ausgangsgröße ein Kennfeld erstellt und eine Extrapolation durchgeführt. In den Abbildungen 5.1 bis 5.3 sind Beispiele von erstellten Kennfeldern dargestellt. In den Abbildungen sind die Stützstellen mit welchen das Kennfeld erstellt wurde rot dargestellt. Dieser Bereich entspricht dem Bereich für welchen die verwendeten Trainingsdaten repräsentativ sind. Die verwendeten Stützstellen wurden mit dem KNN erstellt. In einem weiteren Schritt erfolgt dann eine Extrapolation, wodurch der Gültigkeitsbereich des Kennfeldes entsprechend erweitert werden kann. Danach ist es möglich die entsprechenden Ausgangsgrößen aus den erstellten und extrapolierten Kennfeldern zu berechnen.

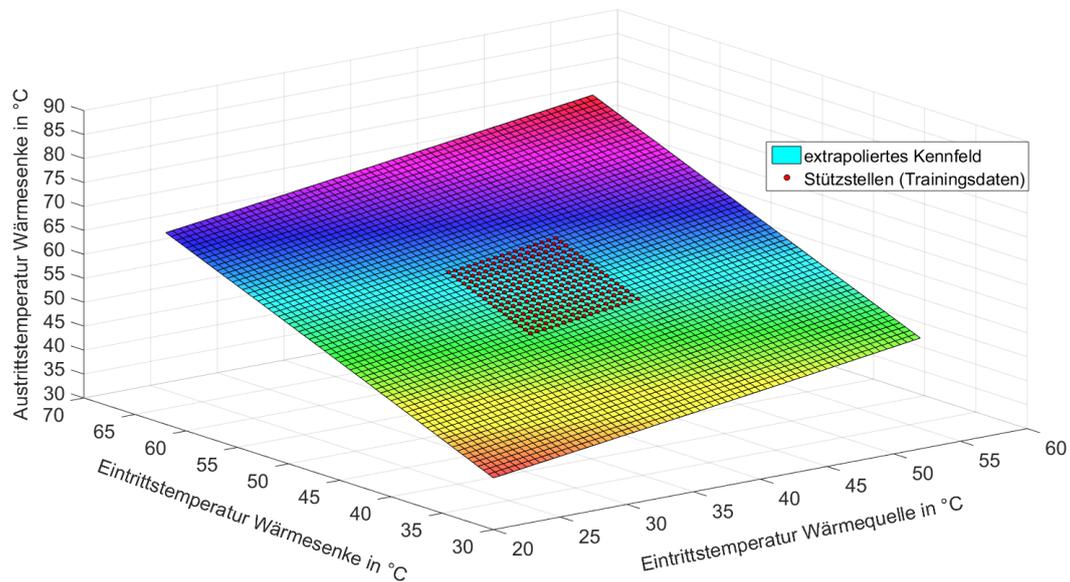


Abb. 5.1: *Beispiel eines extrapolierten Kennfeldes für die Austrittstemperatur des Wärmesenkenkreises bei konstanten Massenströmen in Abhängigkeit der Eintrittstemperaturen*

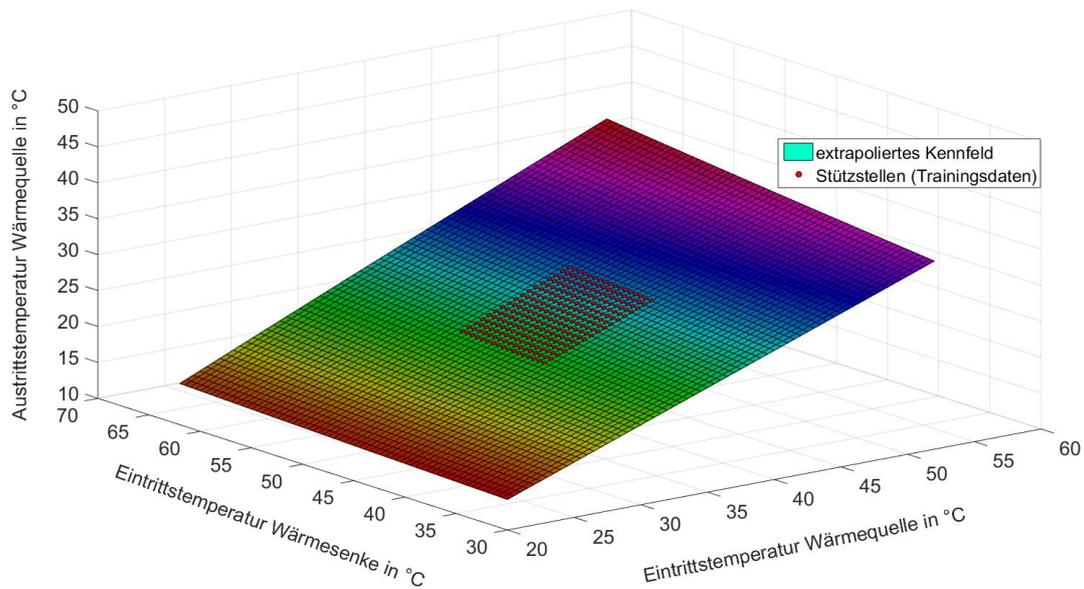


Abb. 5.2: *Beispiel eines extrapolierten Kennfeldes für die Austrittstemperatur des Wärmequellenkreises bei konstanten Massenströmen in Abhängigkeit der Eintrittstemperaturen*

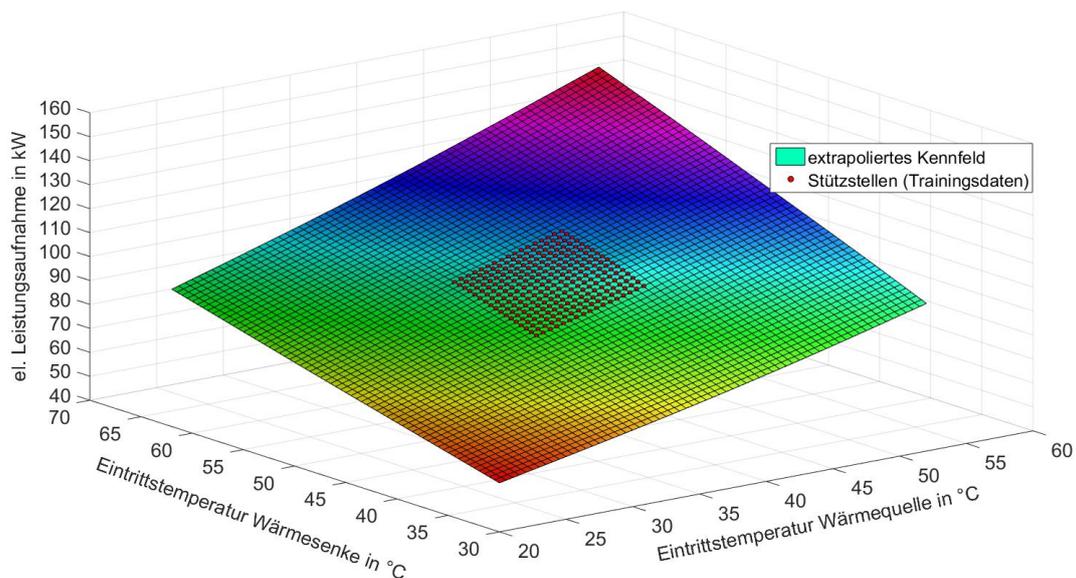


Abb. 5.3: *Beispiel eines extrapolierten Kennfeldes für die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe bei konstanten Massenströmen in Abhängigkeit der Eintrittstemperaturen*

Nachfolgende Abbildungen (Abb. 5.4 bis Abb. 5.6) zeigen den Vergleich der berechneten mit der tatsächlichen Austrittstemperatur der beiden hydraulischen Kreise (Wärmequellen- und Wärmesenkenkreis) und den Vergleich der berechneten mit der tatsächlichen elektrischen Leistungsaufnahme mit (rechts) und ohne (links) Kennfeldextrapolations-Algorithmus. Durch die Verwendung des Kennfeldextrapolations-Algorithmus kann die Übereinstimmung zwischen berechneten und tatsächlichen Werten bei allen drei Austrittsgrößen signifikant verbessert werden.

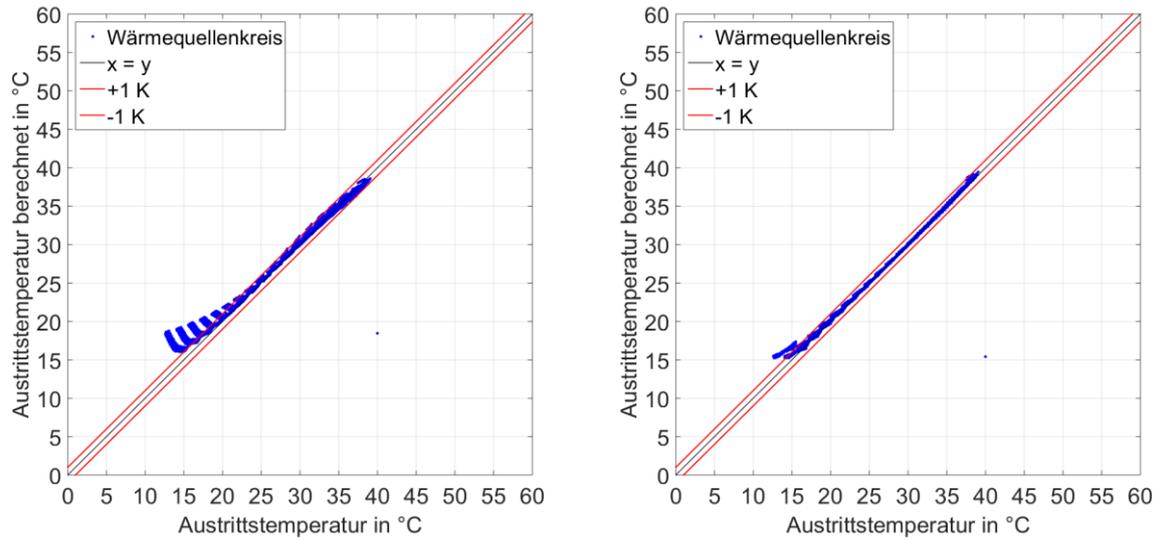


Abb. 5.4: Vergleich der berechneten und der tatsächlichen Austrittstemperaturen des Wärmequellenkreises mit (rechts) und ohne (links) Kennfeldextrapolations-Algorithmus

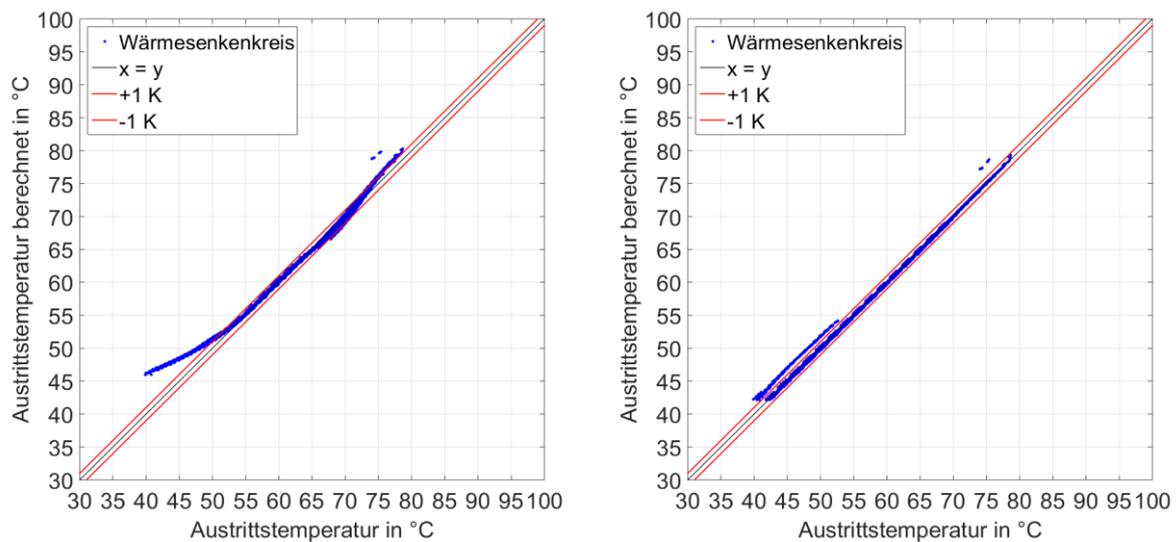


Abb. 5.5: Vergleich der berechneten und der tatsächlichen Austrittstemperaturen des Wärmesenkenkreises mit (rechts) und ohne (links) Kennfeldextrapolations-Algorithmus

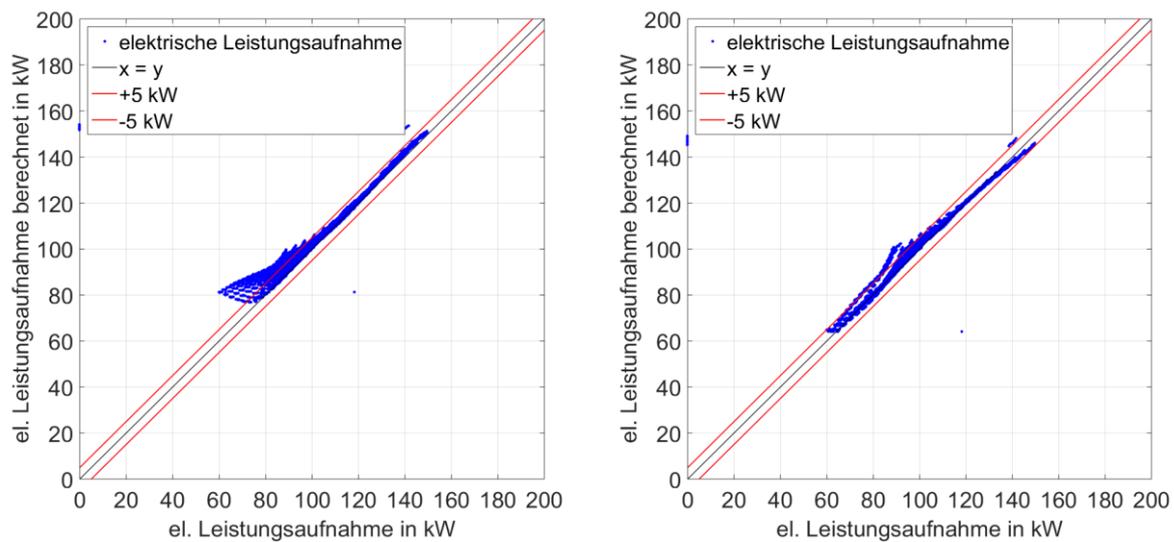


Abb. 5.6: Vergleich der berechneten und der tatsächlichen elektrischen Leistungsaufnahme der Wärmepumpe mit (rechts) und ohne (links) Kennfeldextrapolations-Algorithmus

Die erzielbaren Verbesserungen durch die Verwendung des Kennfeldextrapolations-Algorithmus spiegeln sich auch in Tabelle 5.3 wieder. Darin sind die in Kapitel 3.4 definierten Kenngrößen für die Modellgüte dargestellt.

Tab. 5.3: Ergebnisse der Extrapolation mit und ohne Kennfeldextrapolations-Algorithmus

	MAE	RMSE	IA
Ohne Kennfeldextrapolations-Algorithmus			
Wärmequellenkreis (Austrittstemperatur)	0,8 K	2,4 K	0,97
Wärmesenkenkreis (Austrittstemperatur)	0,9 K	2,4 K	0,98
Elektrische Leistungsaufnahme	4,2 kW	9,3 kW	0,94
Mit Kennfeldextrapolations-Algorithmus			
Wärmequellenkreis (Austrittstemperatur)	0,3 K	2,1 K	0,98
Wärmesenkenkreis (Austrittstemperatur)	0,3 K	2,1 K	0,99
Elektrische Leistungsaufnahme	2,1 kW	7,5 kW	0,97

In Tabelle 5.4 sind die relativen Abweichungen zwischen berechneten und tatsächlichen Energiemengen dargestellt. Auch hier wird deutlich, dass die erzielbaren Ergebnisse durch die Verwendung des Kennfeldextrapolations-Algorithmus signifikant verbessert werden können.

Tab. 5.4: Resultierende relative Abweichungen für die Validierungsdaten

	Relative Abweichung in %	
	Ohne Kennfeldextrapolations-Algorithmus	Mit Kennfeldextrapolations-Algorithmus
Wärmemenge (Wärmequellenkreis)	-7,1	-3,1
Wärmemenge (Wärmesenkenkreis)	5,1	0,6
Elektrische Energie	4,2	1,4
Arbeitszahl	0,9	-0,8

5.1.1.3 Zusammenfassung der Möglichkeiten zur Verbesserung der Extrapolationsfähigkeit von KNN

Es wurden zwei Methoden untersucht, mit denen die Extrapolationsfähigkeit von KNN-Simulationsmodellen (für Bereiche, welche nicht durch die verwendeten Trainingsdaten abgedeckt werden) ermöglicht bzw. zum Teil deutlich verbessert werden kann.

Bei der ersten untersuchten Methode kann sogenanntes a-priori-Wissen in Form von „Wenn-Dann-Funktionen“ integriert werden.

Bei der zweiten untersuchten Methode wird das KNN-Simulationsmodell um einen sogenannten Kennfeldextrapolations-Algorithmus erweitert. Bei dem entwickelten Kennfeldextrapolations-Algorithmus wird bei jedem Zeitschritt geprüft, ob bei der Verwendung des KNN-Simulationsmodells (z. B. in dynamischen Systemsimulationen) eine oder mehrere (maximale Anzahl: Zwei) Eingangsgrößen an das KNN-Simulationsmodell übergeben werden, die den Bereich der verwendeten Trainingsdaten verlassen. Ist dies der Fall, so wird für jede Ausgangsgröße ein Kennfeld erstellt. In einem weiteren Schritt erfolgt eine Extrapolation der Kennfelder, so dass es anschließend möglich ist die entsprechenden Ausgangsgrößen aus den erstellten und extrapolierten Kennfeldern zu berechnen.

Um optimale Ergebnisse zu erzielen, ist es von Vorteil beide Methoden miteinander zu kombinieren.

Bei der Anwendung der hier vorgestellten Methoden sollte aber stets bedacht werden, dass ohne eine Überprüfung nicht zwangsweise von einer Verbesserung der Extrapolationsfähigkeit ausgegangen werden kann.

5.2 Erstellung von Grey-Box-KNN

Prinzipiell gibt es verschiedene Möglichkeiten Grey-Box-KNN zu realisieren. In Rahmen dieses Forschungsprojektes wurden unterschiedliche Vorgehensweisen erarbeitet und untersucht. Im nachfolgenden werden die gewählten Ansätze erläutert und exemplarisch angewandt.

5.2.1 Erstellung von Grey-Box-KNN: Ansatz I

Eine mögliche Vorgehensweise bei der Erstellung eines Grey-Box-KNN mit paralleler Verschaltung ist, das zu modellierende Gesamtsystem zunächst in Teilsysteme zu unterteilen. Dadurch ist es prinzipiell möglich für die Modellierung der Teilsysteme verschiedene Modellierungsansätze zu verwenden. So kann z. B. für ein Teilsystem ein physikalischer Modellierungsansatz und für ein weiteres Teilsystem ein KNN verwendet werden.

5. Entwicklung von modellbasierten künstlichen neuronalen Netzen

Anschließend werden die Modellierungsansätze der Teilsysteme zu einem Modellierungsansatz des Gesamtsystems zusammengeführt, wodurch ein Grey-Box-KNN resultiert. Eine schematische Darstellung eines Grey-Box-KNN bestehend aus zwei Teilsystemen ist in Abbildung 5.7 dargestellt.

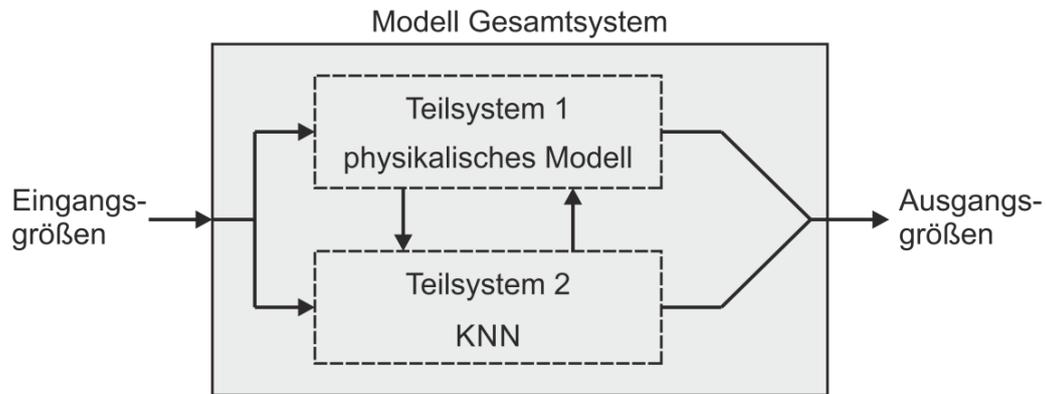


Abb. 5.7: Schematische Darstellung eines Grey-Box-KNN bestehend aus zwei Teilsystemen

Mit dieser Vorgehensweise ist es auch möglich ein Modulares Künstliches Neuronales Netz (MKNN) zu erstellen. In diesem Fall wird für jedes Teilsystem ein separates KNN erstellt. Anschließend werden die Modelle der Teilsysteme wieder zu einem Gesamtmodell des Gesamtsystems zusammengeführt, wodurch ein MKNN entsteht. Eine schematische Darstellung eines MKNN bestehend aus zwei Teilsystemen ist in Abbildung 5.8 dargestellt.

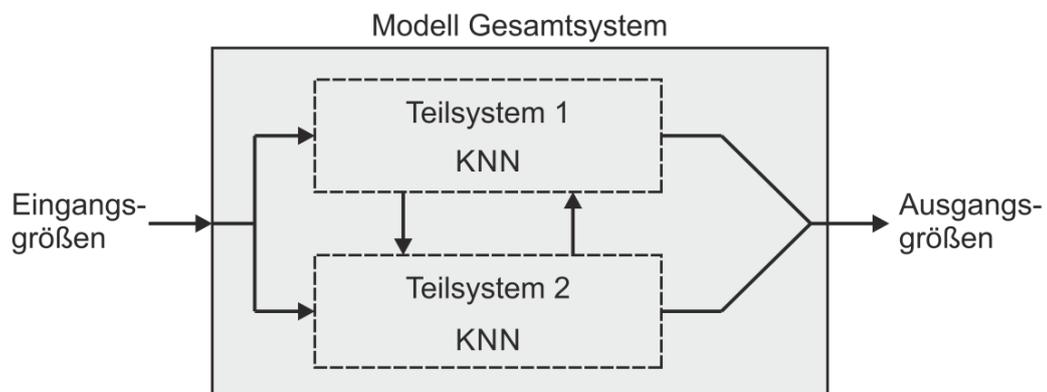


Abb. 5.8: Schematische Darstellung eines MKNN bestehend aus zwei Teilsystemen

Diese Vorgehensweise soll am Beispiel einer 2-stufigen Absorptionskältemaschine mit integriertem Rückkühler (Kälteleistung, nominal: 174 kW; thermische Leistungszahl COP, nominal: 1,2) verdeutlicht werden. Da keine Messdaten einer solchen Absorptionskältemaschine zur Verfügung stehen wird die benötigte Datenbasis mit dem Simulationsprogramm TRNSYS generiert. Die generierte Datenbasis deckt den folgenden Betriebsbereich der Absorptionskältemaschine ab:

Tab.5.5: *Untersuchter Betriebsbereich der Absorptionskältemaschine mit integriertem Rückkühler*

Untersuchter Betriebsbereich	Einheit	Wert
Antriebskreis		
Temperaturbereich (Eintritt)	°C	155 - 185
Massenstrom	kg/h	7.600
Kaltwasserkreis		
Temperaturbereich (Eintritt)	°C	10 - 22
Massenstrom	kg/h	21.400
Umgebungsbedingungen		
Temperaturbereich	°C	18 - 42

Die Datenbasis wird anschließend in Trainings- (bestehend aus 180 Datenpunkten) und Validierungsdaten (bestehend aus 10.075 Datenpunkten) unterteilt. In einem weiteren Schritt wird das Gesamtsystem (d. h. die Absorptionskältemaschine mit integriertem Rückkühler) in ein Teilsystem „Absorptionskältemaschine“ (AbKM) und ein Teilsystem „Rückkühler“ unterteilt. Für jedes Teilsystem wird ein separates KNN erstellt², mit dem es möglich ist das thermische Verhalten des Teilsystems zu beschreiben. Die gewählten Ein- und Ausgangsgrößen (Zielgrößen) der Teilsysteme sind in Abbildung 5.9 dargestellt.

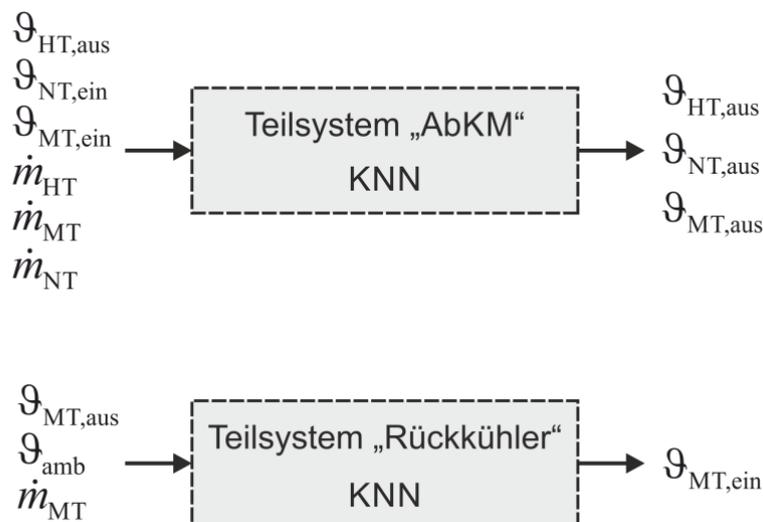


Abb. 5.9: *Gewählte Ein- und Ausgangsgrößen der Teilsysteme ($G_{HT,ein}$: Eintrittstemperatur Antriebskreis; $G_{MT,ein}$: Eintrittstemperatur Rückkühlkreis; $G_{NT,ein}$: Eintrittstemperatur Kaltwasserkreis; G_{amb} : Umgebungstemperatur; \dot{m}_{HT} : Massenstrom Antriebskreis; \dot{m}_{MT} : Massenstrom Rückkühlkreis; \dot{m}_{NT} : Massenstrom Kaltwasserkreis; $G_{HT,aus}$: Austrittstemperatur Antriebskreis; $G_{MT,aus}$: Austrittstemperatur Rückkühlkreis; $G_{NT,aus}$: Austrittstemperatur Kaltwasserkreis)*

² Es soll die zuvor beschriebene Vorgehensweise stellvertretend anhand der Erstellung eines MKNN exemplarisch aufgezeigt werden. Die erzielbaren Ergebnisse bei der Erstellung von Grey-Box-KNN sind vergleichbar.

Für das Teilsystem „AbKM“ werden als Eingangsgrößen die Eintrittstemperaturen und die Massenströme der drei hydraulischen Kreise (Antriebs-, Rückkühl-, Kaltwasserkreis) der Absorptionskältemaschine verwendet. Als Ausgangsgrößen (Zielgrößen) werden die Austrittstemperaturen der drei hydraulischen Kreise gewählt. Für das Teilsystem „Rückkühler“ werden als Eingangsgrößen die Austrittstemperatur und der Massenstrom des Rückkühlkreises der Absorptionskältemaschine und die Umgebungstemperatur verwendet. Als Ausgangsgrößen (Zielgrößen) wird die Eintrittstemperatur des Rückkühlkreises der Absorptionskältemaschine gewählt. Es wird für beide Teilsysteme die Annahme getroffen, dass die Eintrittsmassenströme mit den Austrittsmassenströmen identisch sind³.

Nach der erfolgreichen Lernphase werden die zwei KNN wieder zu einem Gesamtmodell verknüpft, so dass es möglich ist das thermische Verhalten des Gesamtsystem (d. h. der Absorptionskältemaschine mit integriertem Rückkühler) abzubilden. Das Gesamtmodell hat insgesamt sechs Eingangsgrößen ($\vartheta_{HT,ein}$: Eintrittstemperatur Antriebskreis; $\vartheta_{NT,ein}$: Eintrittstemperatur Kaltwasserkreis; ϑ_{amb} : Umgebungstemperatur; \dot{m}_{HT} : Massenstrom Antriebskreis; \dot{m}_{MT} : Massenstrom Rückkühlkreis; \dot{m}_{NT} : Massenstrom Kaltwasserkreis) und zwei Ausgangsgrößen ($\vartheta_{HT,aus}$: Austrittstemperatur Antriebskreis; $\vartheta_{NT,aus}$: Austrittstemperatur Kaltwasserkreis). Darüber hinaus hat das Gesamtmodell zwei interne Größen ($\vartheta_{MT,ein}$: Eintrittstemperatur Rückkühlkreis; $\vartheta_{MT,aus}$: Eintrittstemperatur Kaltwasserkreis), welche zwischen den Teilsystemen bzw. Teilmodellen übergeben werden. Eine schematische Darstellung des MKNN mit den verwendeten Eingangs- und Ausgangsgrößen ist in Abbildung 5.10 dargestellt.

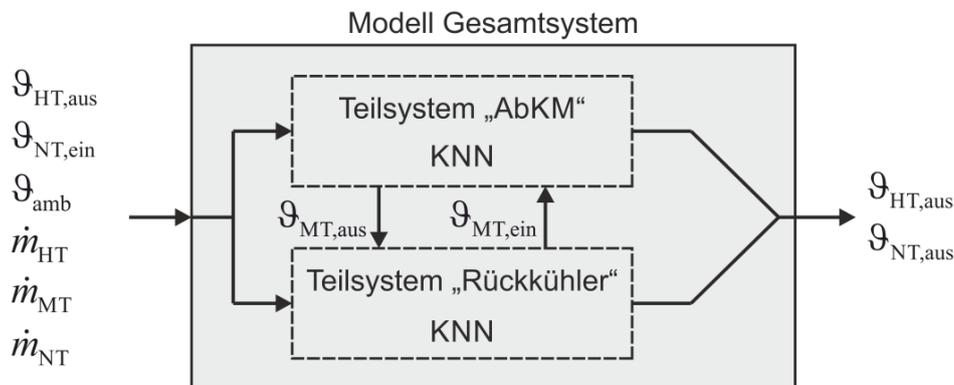


Abb. 5.10: Schematische Darstellung des MKNN einer Absorptionskältemaschine mit integriertem Rückkühler

Als letzter Schritt erfolgt die Validierung, bei der das Gesamtmodell anhand der Validierungsdatensätze auf seine Güte hin überprüft wird. Nachfolgende Abbildungen (Abb. 5.11 bis Abb. 5.13) zeigen den Vergleich der berechneten mit den gemessenen⁴ Austrittstemperaturen der zwei Kreise (Antriebs- und Kaltwasserkreis) und der berechneten mit der gemessenen

³ Somit ist es nicht notwendig die Massenströme als Ausgangsgrößen (Zielgrößen) der KNN zu verwenden.

⁴ Hierbei handelt es sich strenggenommen nicht um gemessene Daten sondern um die mit dem Simulationsprogramm TRNSYS generierten Daten. Aus Gründen der leichteren Verständlichkeit werden die generierten Daten nachfolgend als gemessene Daten bezeichnet.

5. Entwicklung von modellbasierten künstlichen neuronalen Netzen

thermischen Leistungszahl. Die Übereinstimmung zwischen berechneter und gemessener Austrittstemperatur ist bei beiden Kreisläufen sehr gut. Die Abweichung liegt abgesehen von einigen wenigen Ausnahmen unter $\pm 1\text{ K}$. Die resultierende Abweichung der thermischen Leistungszahl liegt abgesehen von wenigen Ausnahmen deutlich unter $\pm 0,2$.

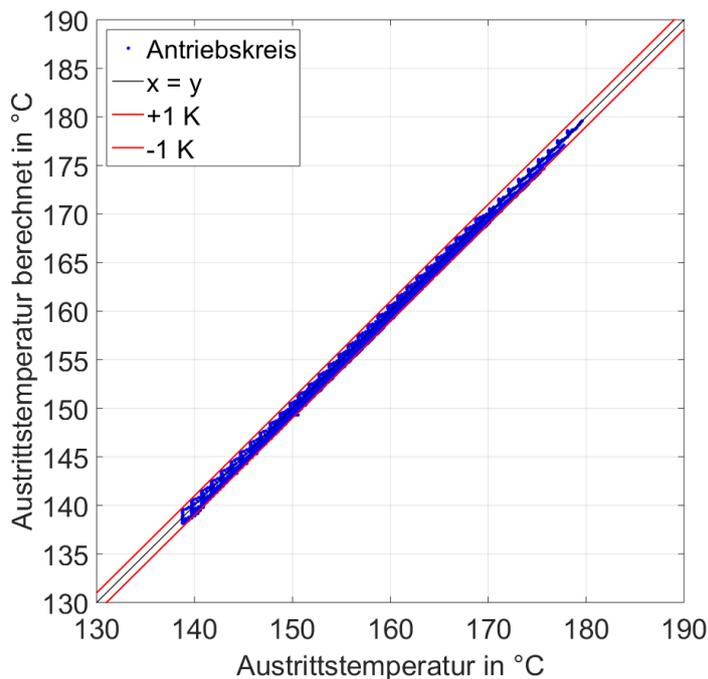


Abb. 5.11: Vergleich der berechneten und der gemessenen Austrittstemperaturen (Antriebskreis)

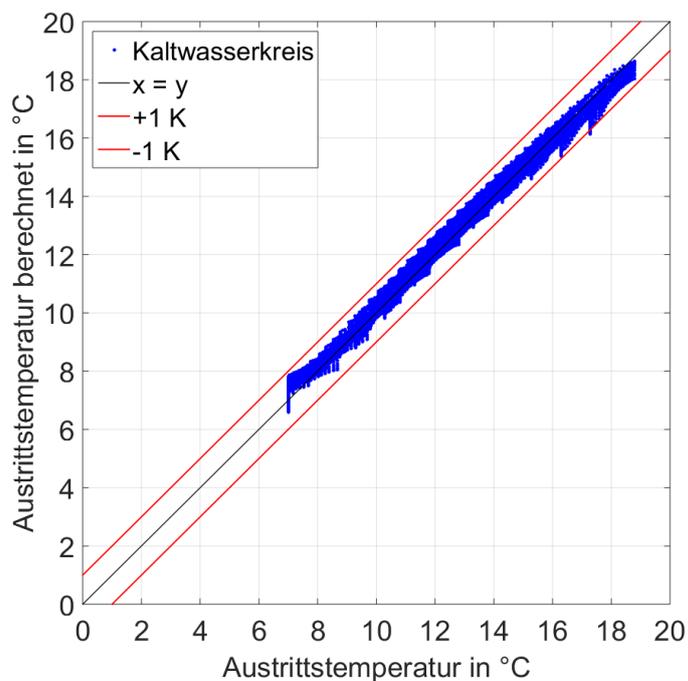


Abb. 5.12: Vergleich der berechneten und der gemessenen Austrittstemperaturen (Kaltwasserkreis)

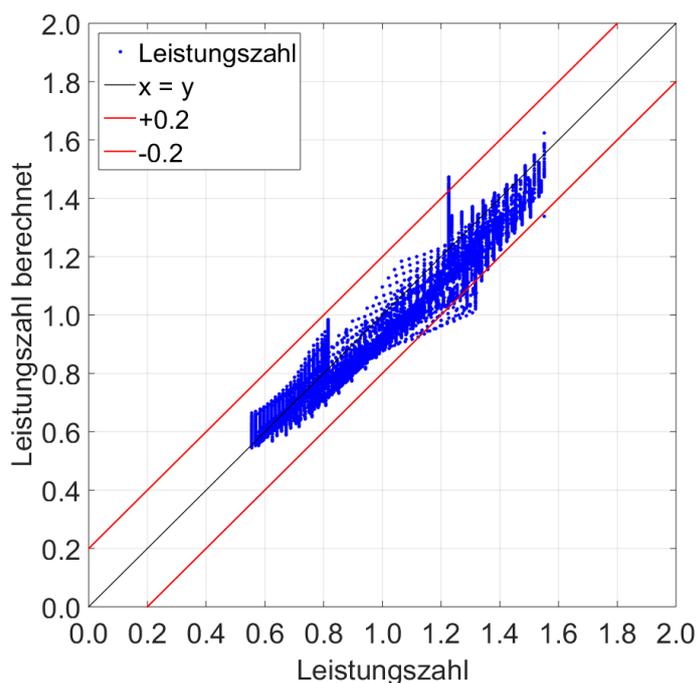


Abb. 5.13: Vergleich der berechneten und der gemessenen thermischen Leistungszahl

Tabelle 5.6 enthält die Ergebnisse der Validierung.

Tab. 5.6: Ergebnisse der Validierung

	MAE	RMSE	IA
Antriebskreis	0,4 K	0,5 K	0,999
Kaltwasserkreis	0,2 K	0,3 K	0,998
Leistungszahl COP	0,1	0,1	0,972

Die relative Abweichung zwischen berechneter und gemessener übertragener Wärmemenge liegt bei beiden Kreisen unter $\pm 2\%$. Aus den Abweichungen zwischen berechneten und gemessenen Wärmemengen resultiert eine relative Abweichung zwischen berechneter und gemessener mittleren thermischen Leistungszahl von $-3,6\%$ (vgl. Abb. 5.14).

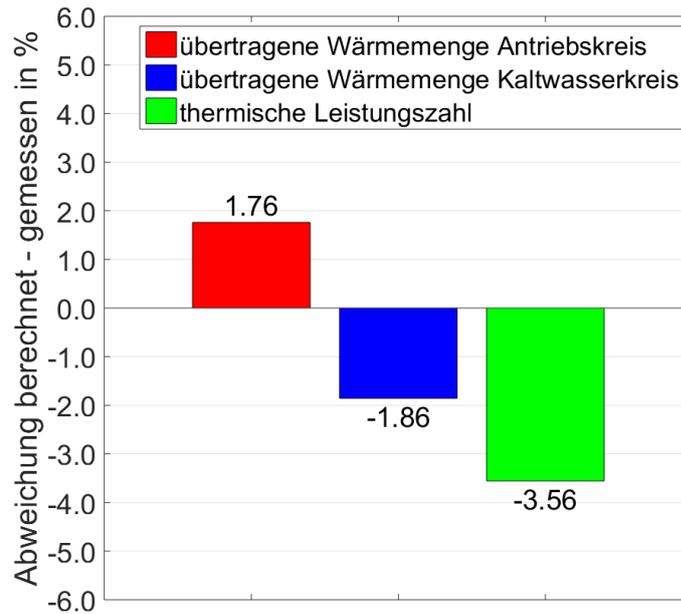


Abb. 5.14: Ergebnisse der Validierung bzgl. der prozentualen Abweichung der Energiemengen

5.2.2 Erstellung von Grey-Box-KNN: Ansatz II

Eine weitere Möglichkeit bei der Erstellung eines Grey-Box-KNN ist die Erweiterung eines Modells (z.B. physikalisches Modell) des Gesamtsystems durch ein KNN. Die Ausgangsgrößen des Gesamtmodells ergeben sich aus der Summe der Ausgangsgrößen des Modells und der Ausgangsgrößen des KNN. Durch die Erweiterung des Modells mit einem KNN besteht die Möglichkeit die Güte des Gesamtmodells signifikant zu verbessern. Eine schematische Darstellung einer solchen Verschaltung ist in Abbildung 5.15 dargestellt.

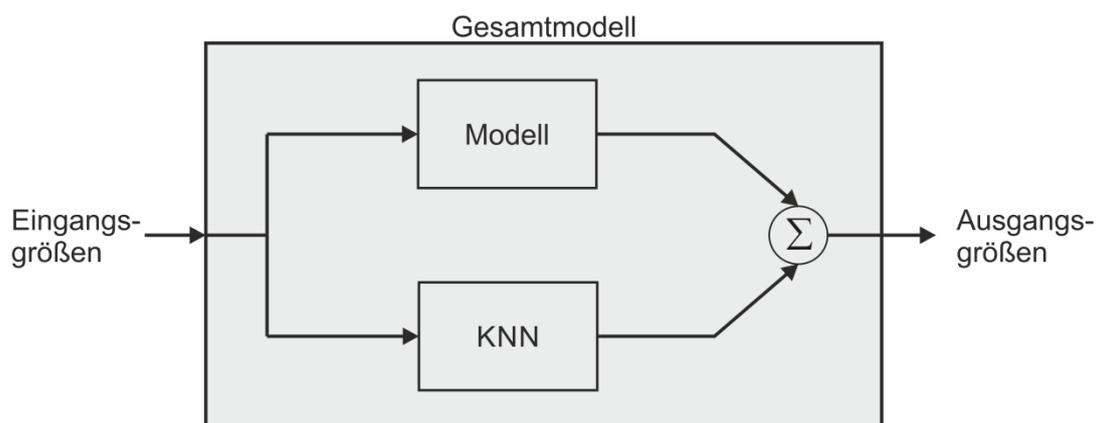


Abb. 5.15: Schematische Darstellung eines Grey-Box-KNN

Eine Vorgehensweise zur Erstellung eines solchen Gesamtmodells ist es das KNN auf die Abweichung bzw. den Fehler des Modells anzulernen. Dazu werden zunächst für bestimmte Eingangsgrößen die entsprechenden Ausgangsgrößen* des Modells berechnet. Danach werden

5. Entwicklung von modellbasierten künstlichen neuronalen Netzen

die Abweichungen zwischen den Zielgrößen und den Ausgangsgrößen* berechnet. Diese Abweichung wird im Folgenden als Fehler e bezeichnet. In einem nächsten Schritt wird nun in der Lernphase ein KNN trainiert, welches anhand der Eingangsgrößen den Fehler e berechnen kann. die Ausgangsgröße des KNN wird im folgenden e^* genannt. Die Ausgangsgrößen des Gesamtmodells ergeben sich aus der Summe der Ausgangsgrößen* des Modells und der Ausgangsgröße e^* des KNN. Abbildung 5.16 zeigt eine schematische Darstellung der Lernphase des Grey-Box-KNN.

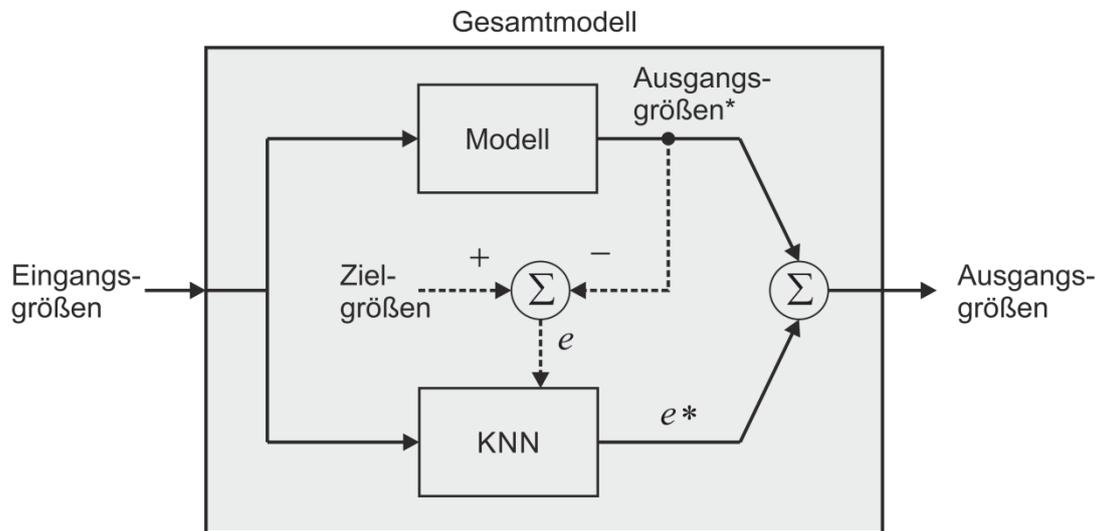


Abb. 5.16: Schematische Darstellung der Lernphase des Grey-Box-KNN

Diese Vorgehensweise soll am Beispiel einer elektrischen Kompressionswärmepumpe verdeutlicht werden. Bei der untersuchten Wärmepumpe handelt es sich um eine marktverfügbare Sole/Wasser-Wärmepumpe mit einer thermischen Nennleistung von 12 kW und einer elektrischen Nennleistung von 3 kW. Um die benötigte Datenbasis zu generieren wird die Wärmepumpe auf dem in Kapitel 2.4 beschriebenen Prüfstand messtechnisch untersucht. Der untersuchte Betriebsbereich ist in Tabelle 5.7 dargestellt.

Tab.5.7: Untersuchter Betriebsbereich der Wärmepumpe

Untersuchter Betriebsbereich	Einheit	Wert
Wärmequellenkreis		
Temperaturbereich (Eintritt)	°C	-10 - 10
Volumenstrom	m ³ /h	0,6 - 2,3
Wärmesenkenkreis		
Temperaturbereich (Eintritt)	°C	25 - 45
Volumenstrom	m ³ /h	1,2 - 1,8

Die Datenbasis wird danach in Trainings- (bestehend aus 122 Datenpunkten) und Validierungsdaten (bestehend aus 6.620 Datenpunkten) unterteilt.

Als erster Schritt wird ein Rechenmodell für die Wärmepumpe erstellt, welches auf einer Polynomstruktur basiert. Als Eingangsgrößen (vgl. Abb. 5.17) werden die Eintritts-

5. Entwicklung von modellbasierten künstlichen neuronalen Netzen

temperaturen ($\vartheta_{\text{Wärmequelle,ein}}$; $\vartheta_{\text{Wärmesenke,ein}}$) und die Massenströme ($\dot{m}_{\text{Wärmequelle}}$; $\dot{m}_{\text{Wärmesenke}}$) der zwei hydraulischen Kreise (Wärmequelle und Wärmesenke) der Wärmepumpe verwendet. Als Ausgangsgrößen (Zielgrößen) werden die Wärmeströme der zwei hydraulischen Kreise ($\dot{Q}_{\text{Wärmequelle}}$; $\dot{Q}_{\text{Wärmesenke}}$) und die elektrische Leistungsaufnahme (P_{el}) der Wärmepumpe gewählt. Dadurch ist es möglich das thermische Verhalten und die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe zu beschreiben.

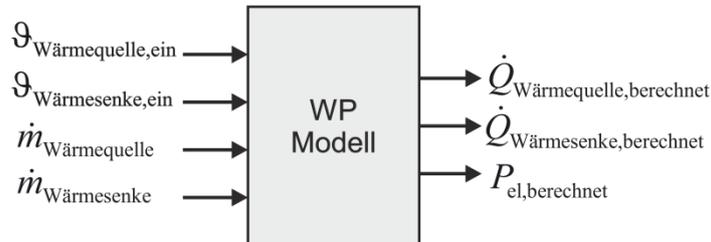


Abb. 5.17: Gewählte Ein- und Ausgangsgrößen des Rechenmodells für Wärmepumpen ($\vartheta_{\text{Wärmequelle,ein}}$: Eintrittstemperatur Wärmequelle; $\vartheta_{\text{Wärmesenke,ein}}$: Eintrittstemperatur Wärmesenke; $\dot{m}_{\text{Wärmequelle}}$: Massenstrom Wärmequellenkreis; $\dot{m}_{\text{Wärmesenke}}$: Massenstrom Wärmesenkenkreis; $\dot{Q}_{\text{Wärmequelle,berechnet}}$: Wärmestrom Wärmequellenkreis; $\dot{Q}_{\text{Wärmesenke,berechnet}}$: Wärmestrom Wärmesenkenkreis; P_{el} : elektrische Leistungsaufnahme)

Bei dem Rechenmodell der Wärmepumpe werden die Wärmeströme durch die Gleichung (5.1) und (5.2) beschrieben und die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe durch Gleichung (5.3).

$$\dot{Q}_{\text{Wärmequelle}} = p_1 + p_2 \cdot \vartheta_{\text{Wärmequelle,ein}} + p_3 \cdot \vartheta_{\text{Wärmesenke,ein}} + p_4 \cdot \dot{m}_{\text{Wärmequelle}} + p_5 \cdot \dot{m}_{\text{Wärmesenke}} \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_{\text{Wärmesenke}} = p_6 + p_7 \cdot \vartheta_{\text{Wärmequelle,ein}} + p_8 \cdot \vartheta_{\text{Wärmesenke,ein}} + p_9 \cdot \dot{m}_{\text{Wärmequelle}} + p_{10} \cdot \dot{m}_{\text{Wärmesenke}} \quad (5.2)$$

$$P_{el} = p_{11} + p_{12} \cdot \vartheta_{\text{Wärmequelle,ein}} + p_{13} \cdot \vartheta_{\text{Wärmesenke,ein}} + p_{14} \cdot \dot{m}_{\text{Wärmequelle}} + p_{15} \cdot \dot{m}_{\text{Wärmesenke}} \quad (5.3)$$

In einem zweiten Schritt erfolgt die Parameterbestimmung (p_1 bis p_{15}) mittels Parameteridentifikation. Für die Parameteridentifikation werden die Trainingsdaten verwendet. Nachdem die Parameter (p_1 bis p_{15}) bestimmt sind erfolgt die Lernphase des KNN. Hierfür werden die Abweichungen bzw. Fehler des Modells bestimmt. Es gilt:

$$e_{\dot{Q}_{\text{Wärmequelle}}} = \dot{Q}_{\text{Wärmequelle,gemessen}} - \dot{Q}_{\text{Wärmequelle,Modell}} \quad (5.4)$$

$$e_{\dot{Q}_{\text{Wärmesenke}}} = \dot{Q}_{\text{Wärmesenke,gemessen}} - \dot{Q}_{\text{Wärmesenke,Modell}} \quad (5.5)$$

$$e_{P_{el}} = P_{el,gemessen} - P_{el,Modell} \quad (5.6)$$

Jetzt ist es möglich mit den Trainingsdaten ein KNN auf die zuvor bestimmten Fehler anzulernen. In Abbildung 5.18 ist die Lernphase des Grey-Box-KNN der Wärmepumpe schematisch dargestellt.

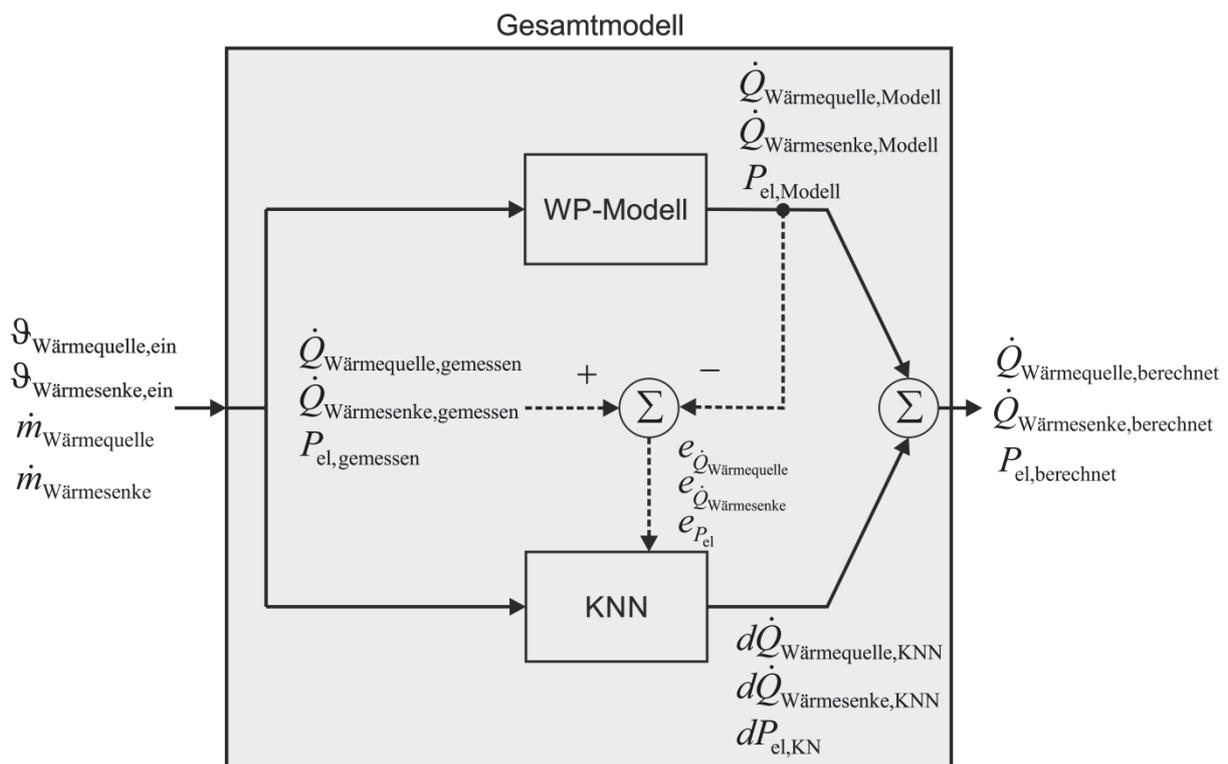


Abb. 5.18: Schematische Darstellung der Lernphase des Grey-Box-KNN der Wärmepumpe

Nach erfolgreicher Lernphase des KNN kann ein Gesamtmodell (Grey-Box-KNN) der Wärmepumpe analog zu Abbildung 5.19 erstellt werden. Für die Ausgangsgrößen des Gesamtmodells gilt:

$$\dot{Q}_{\text{Wärmequelle,berechnet}} = \dot{Q}_{\text{Wärmequelle,Modell}} + d\dot{Q}_{\text{Wärmequelle,KNN}} \quad (5.7)$$

$$\dot{Q}_{\text{Wärmesenke,berechnet}} = \dot{Q}_{\text{Wärmesenke,Modell}} + d\dot{Q}_{\text{Wärmesenke,KNN}} \quad (5.8)$$

$$P_{\text{el,berechnet}} = P_{\text{el,Modell}} + dP_{\text{el,KNN}} \quad (5.9)$$

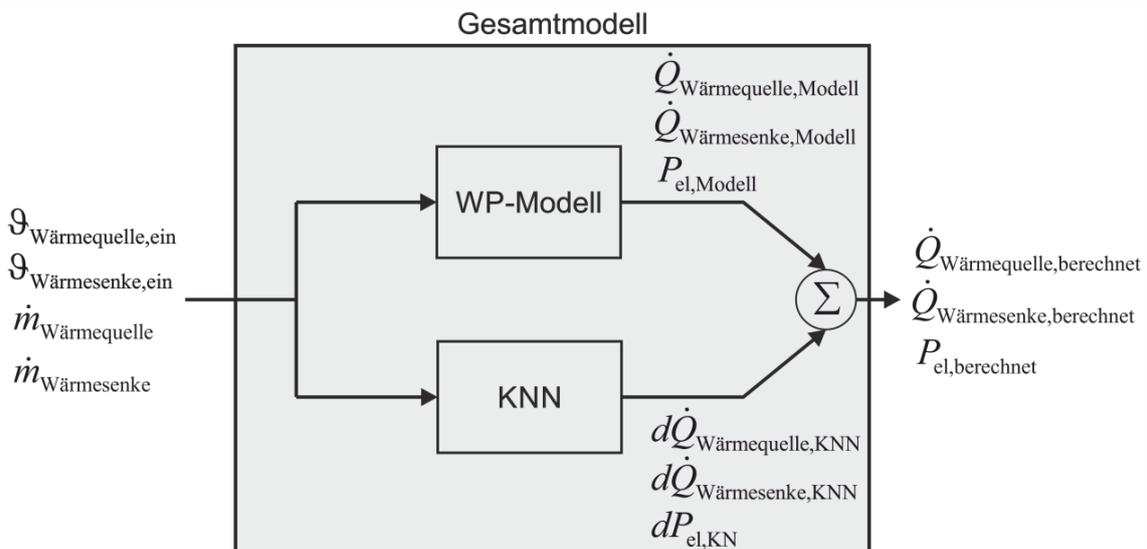


Abb. 5.19: Schematische Darstellung des Grey-Box-KNN der Wärmepumpe

5. Entwicklung von modellbasierten künstlichen neuronalen Netzen

Als letzter Schritt erfolgt die Validierung, bei der das Gesamtmodell anhand der Validierungsdatensätze auf seine Güte hin überprüft wird. Nachfolgende Abbildungen (Abb. 5.20 bis Abb. 5.22) zeigen den Vergleich der berechneten mit den gemessenen Wärmeströme der zwei Kreise (Wärmequelle und Wärmesenke) und der berechneten mit der gemessenen elektrischen Leistungsaufnahme. In den Abbildungen sind jeweils links die Ergebnisse des Rechenmodells der Wärmepumpe (WP-Modell) und rechts die Ergebnisse des Grey-Box-KNN dargestellt. In den Abbildungen ist zu erkennen, dass bei dem Grey-Box-KNN die Abweichungen zwischen berechneten und gemessenen Werten im Vergleich zu dem Rechenmodell der Wärmepumpe (WP-Modell) reduziert werden konnten.

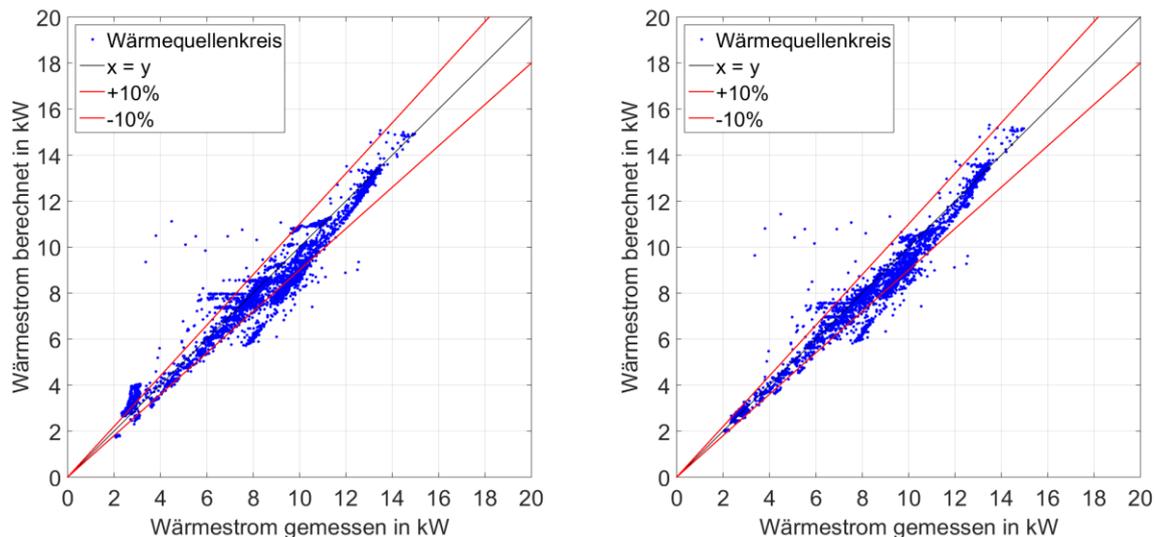


Abb. 5.20: Vergleich des berechneten und des gemessenen Wärmestroms des Wärmequellenkreises (links: Ergebnisse Rechenmodell Wärmepumpe, rechts: Ergebnisse Grey-Box-KNN)

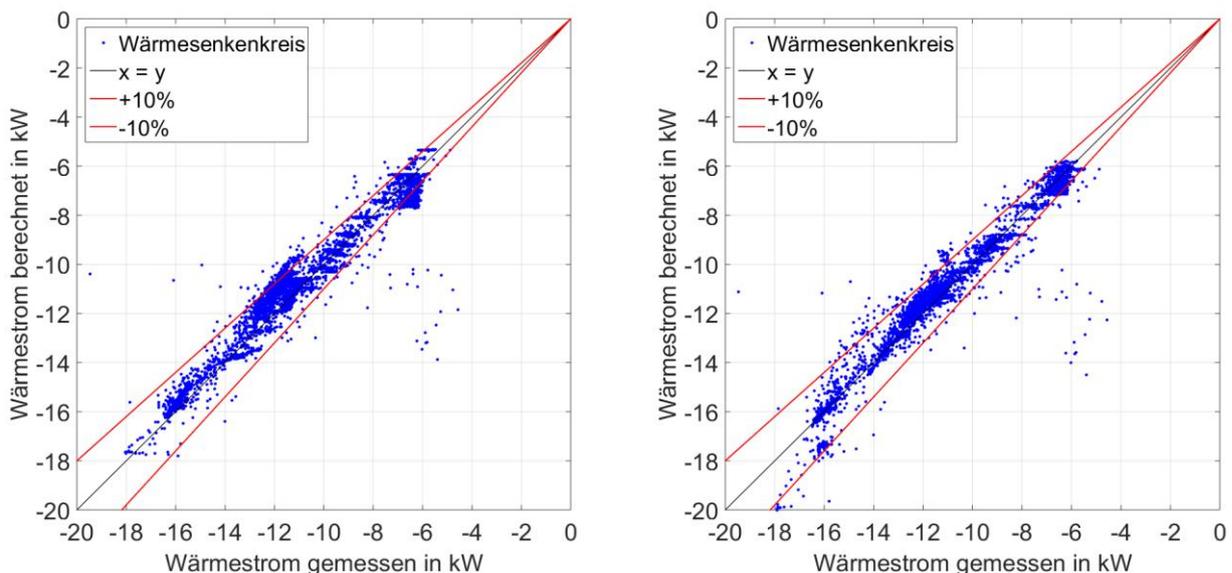


Abb. 5.21: Vergleich des berechneten und des gemessenen Wärmestroms des Wärmesenkenkreises (links: Ergebnisse Rechenmodell Wärmepumpe, rechts: Ergebnisse Grey-Box-KNN)

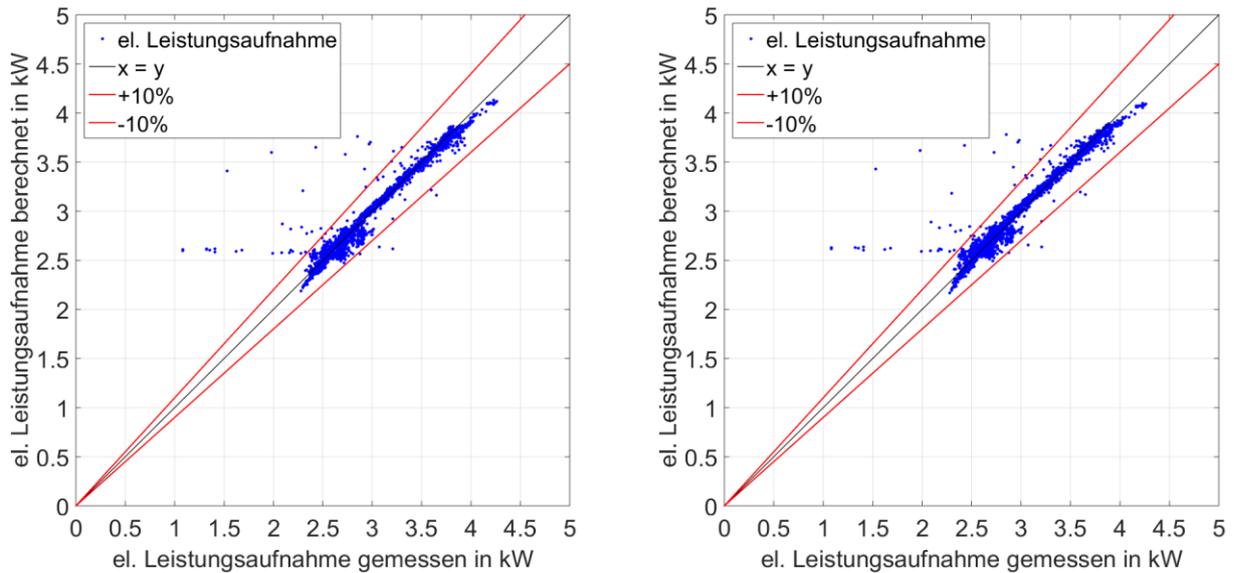


Abb. 5.22: Vergleich der berechneten und der gemessenen elektrischen Leistungsaufnahme (links: Ergebnisse Rechenmodell Wärmepumpe, rechts: Ergebnisse Grey-Box-KNN)

Deutlicher erkennbar ist die Verbesserung, wenn für den Vergleich die Gütekriterien betrachtet werden. In Tabelle 5.8 ist ein Vergleich der Ergebnisse der Validierung anhand der Gütekriterien dargestellt. Bei allen betrachteten Gütekriterien konnte mit dem Grey-Box-KNN eine zum Teil signifikante Verbesserung erzielt werden.

Tab. 5.8: Vergleich der Ergebnisse der Validierung

	MAE	RMSE	IA
Rechenmodell Wärmepumpe			
Wärmestrom Wärmequellenkreis	483,7 W	654,2 W	0,992
Wärmestrom Wärmesenkenkreis	463,7 W	694,4 W	0,989
elektrische Leistungsaufnahme	41,3 W	84,5 W	0,986
Grey-Box-KNN (Rechenmodell Wärmepumpe + KNN)			
Wärmestrom Wärmequellenkreis	330,8 W	525,2 W	0,992
Wärmestrom Wärmesenkenkreis	335,1 W	650,2 W	0,993
elektrische Leistungsaufnahme	36,9 W	83,6 W	0,988

Betrachtet man die relative Abweichung der übertragenen Energiemengen, der elektrischen Energie und der Arbeitszahl wird deutlich, dass die Übereinstimmung zwischen den berechneten und den gemessenen Werten bei beiden Modellen sehr gut ist. Die relative Abweichung beträgt maximal $\pm 2,5\%$. Bei der übertragenen Energiemenge im Wärmesenkenkreis und bei der Arbeitszahl konnte mit dem Grey-Box-KNN signifikant bessere Ergebnisse erzielt werden.

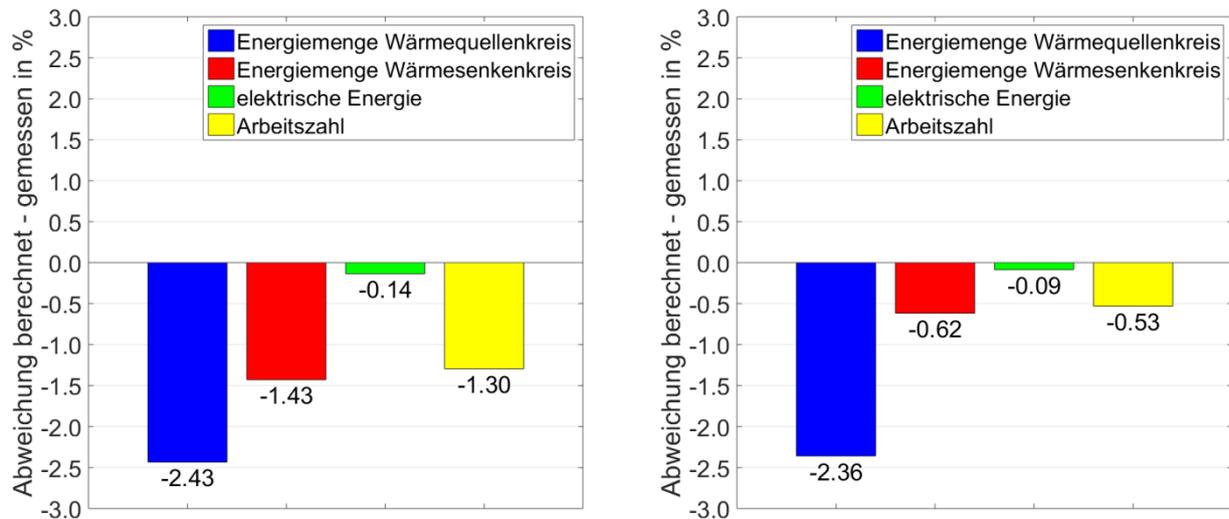


Abb. 5.23: Ergebnisse der Validierung (links: Ergebnisse Rechenmodell Wärmepumpe, rechts: Ergebnisse Grey-Box-KNN)

5.2.3 Zusammenfassung zur Erstellung von Grey-Box-KNN

Es wurden zwei Vorgehensweisen zur Erstellung von Grey-Box-KNN entwickelt und exemplarisch angewandt.

Bei dem ersten Ansatz wird das zu modellierende System in Teilsysteme unterteilt, für welche anschließend Rechenmodelle (z.B. physikalische Modelle, KNN) erstellt werden. In einem letzten Schritt werden die Teilmodelle wieder entsprechend zu einem Gesamtmodell zusammengesetzt.

Bei dem zweiten Ansatz wird ein Rechenmodell (z.B. physikalisches Modell, Modell auf einer Polynomstruktur basierend) des zu modellierenden Systems erstellt. Anschließend wird ein KNN auf die Abweichung zwischen den vom Modell berechneten Größen und den tatsächlichen Werten angelernt. Danach werden die zwei Modelle entsprechend zu einem Gesamtmodell zusammengefügt.

Durch die exemplarische Anwendung und die umfangreiche Validierung konnte gezeigt werden, dass beide untersuchten Ansätze funktionieren und gute Ergebnisse hinsichtlich der Modellgüte erzielt werden können.

Leider war es entgegen der ursprünglichen ambitionierten Zielstellung nicht möglich eine Vorgehensweise zur Grey-Box-Modellierung zu entwickeln, die einen Einblick in die inneren Vorgänge bzw. eine teilweise physikalische Interpretation einzelner Parameter ermöglicht.

6 Modellierung von Eisbildung und Abtauprozessen an Umgebungsluft-Wärmeübertragern (AP3)

In diesem Arbeitspaket wurden mit der **Reifbildung am Verdampfer von Luft/Wasser-Wärmepumpen** (Kapitel 6.1) und der **Kondensatbildung in Flachkollektoren** (Kapitel 6.2) zwei sehr spezielle Vorgänge untersucht, die Auswirkungen auf die Effizienz dieser beiden Hauptkomponenten kombinierter Solarthermie-Wärmepumpenanlagen haben.

6.1 Vereisung des Luftwärmeübertragers bei Luft/Wasser-Wärmepumpen

6.1.1 Einführung

Zur Reif- und Eisbildung am Verdampfer (Umgebungsluft-Wärmeübertrager) von Luft/Wasser-Wärmepumpen kommt es immer dann, wenn feuchte Luft über die kalte Oberfläche des Wärmeübertragers (Rohre, Lamellen) strömt und die Temperatur dieser Oberfläche sowohl den Taupunkt der Luft als auch den Gefrierpunkt von Wasser unterschreitet. Ein Anwachsen der Reifschicht auf den Rohren und Lamellen des Wärmeübertragers wirkt sich in zweierlei Hinsicht nachteilig auf die Effizienz der Wärmepumpe aus: Zum einen stellt die Reifschicht einen zusätzlichen Wärmeleitwiderstand dar und zum anderen wird auch der freie Strömungsquerschnitt für die Luft zunehmend kleiner. Dies führt zu einem geringeren Luftvolumenstrom bzw. zu einem erhöhten Druckverlust beim Durchströmen des Wärmeübertragers. Als Folge der Reifbildung sinken der über den Verdampfer übertragene Wärmestrom und damit einhergehend auch Heizleistung und Leistungszahl der Wärmepumpe. Deshalb muss der Verdampfer von Zeit zu Zeit abgetaut werden, was mit zusätzlichem energetischem Aufwand verbunden ist.

Bei kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen, wie sie hier untersucht wurden, wird für die Abtauvorgänge Wärme aus dem Speicher entnommen. Die insgesamt während einer Heizperiode benötigten Wärmemengen können dabei unter Umständen beträchtlich sein. Die Reifbildung an Wärmeübertragern ist aber nicht nur bei Luft/Wasser-Wärmepumpen relevant, sondern auch in anderen technischen Bereichen wie z.B. bei kältetechnischen Anlagen zur Luftkühlung. Aufgrund der komplexen Vorgänge und diversen Einflussparameter bei der Reifbildung, über die z.T. widersprüchliche Ergebnisse in der Literatur vorliegen, besteht hier noch ein entsprechender Forschungsbedarf. Insbesondere einfache und handhabbare, aber gleichwohl hinreichend genaue Modelle zur Vorhersage der einzelnen Reifgrößen für einen großen Gültigkeitsbereich von Einflussparametern fehlen. Solche Modelle sind jedoch beispielsweise für Jahressimulationen von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen wichtig, um das Verhalten der Wärmepumpe in diesem Gesamtsystem besser abbilden zu können.

6.1.2 Durchgeführte Untersuchungen

Die Reif- und Eisbildung an Verdampfern von Luft/Wasser-Wärmepumpen wurde im Rahmen dieses Forschungsprojektes in zweierlei Hinsicht untersucht.

Zum einen wurden die Daten derjenigen drei Feldtestanlagen hinsichtlich Bereifung und Abtauen ausgewertet, welche mit Luft/Wasser-Wärmepumpen ausgestattet waren, siehe Kapitel 6.1.3. Für diese drei Anlagen wurden beispielsweise die Anzahl an Abtauvorgängen in einer Heizperiode und die dafür aus dem Warmwasserspeicher der Anlage entnommene Wärmemenge bestimmt. Des Weiteren wird in diesem ersten Teil der Auswertung der Feldtestdaten dargelegt, zu welchem Anteil die für das Abtauen notwendigen, aus dem

Speicher entnommenen Wärmemengen durch solare Erträge der Kollektoren gedeckt werden können. Außerdem wurde bei den drei Feldtestanlagen untersucht, inwieweit die bei den Wärmepumpen angewendete Abtaustrategie sinnvoll im Hinblick auf eine möglichst geringe Anzahl an Abtauvorgängen gewählt wurde. Um die Abtaustrategie dahingehend zu bewerten, wurden kennzeichnende Größen der Bereifungs- und Abtauvorgänge (Zykluszeit zwischen zwei Abtauvorgängen, Abtau-Wärmemengen der jeweiligen Abtauvorgänge u.a.) mit den äußeren Bedingungen (Außentemperatur, relative Feuchte) korreliert.

Der zweite Teil der Untersuchungen zur Reifbildung an Wärmepumpen-Verdampfern beschäftigt sich mit der Modellbildung des Bereifungsvorganges, Kapitel 6.1.4. Im Rahmen dieses Forschungsprojektes wurden zunächst aus der Literatur Modelle ausgesucht, mit denen sich relativ einfach und anhand weniger Einflussparameter die wichtigsten Reifgrößen (Reifdicke, -dichte und -oberflächentemperatur) im zeitlichen Verlauf berechnen lassen. Hierbei wurde untersucht, inwieweit sich diese Modelle auch auf andere Geometrien und Versuchsbedingungen, als für jene, wofür sie entwickelt wurden, übertragen lassen. Da die untersuchten einfachen Modelle eine noch nicht befriedigende Übertragbarkeit zeigten, wurde im Folgenden ein eigenes Modell für die Reifbildung an einer kalten Oberfläche entwickelt und in MATLAB /MAT/ umgesetzt. Mit dem Modell wurden anschließend verschiedene Versuchsbedingungen simuliert und die Modellergebnisse mit den oben genannten Untersuchungen verglichen.

6.1.3 Auswertung und Ergebnisse der Feldtestuntersuchungen

6.1.3.1 Vorbemerkungen zu den untersuchten Feldtestanlagen

Die drei untersuchten Feldtestanlagen mit Luft/Wasser-Wärmepumpe sind die in Kapitel 7 genauer beschriebenen Anlagen Schüco #1 (Hybridsystem mit Luft/Wasser-Split-Wärmepumpe, Flachkollektoren und Gas-Brennwertkessel), Schüco #2 (gleiche Anlage wie Schüco #1, allerdings ohne Gas-Brennwertkessel) und Sonnenkraft #5 (kompakte Luft/Wasser-Wärmepumpe, Flachkollektoren und elektrisches Heizelement im Warmwasserspeicher). Bei allen drei Anlagen handelt es sich um parallele Systeme, d.h. der Kollektor liefert Wärme an den Warmwasserspeicher und die Wärmepumpe gibt Wärme entweder an den Heizkreis ab oder belädt ebenfalls den Speicher. Beide Komponenten interagieren jedoch nicht miteinander.

Bei jeder der hier eingesetzten Luft/Wasser-Wärmepumpen wird die Prozessumkehr als Abtauverfahren angewendet. Dazu wird der Wärmepumpenprozess umgekehrt: Der Kondensator agiert jetzt als Verdampfer und nimmt Wärme auf; im Verdampfer kondensiert das vom Verdichter auf ein höheres Druck- und Temperaturniveau gebrachte Kältemittel, sodass mit der dabei frei werdenden Wärmemenge die Reif- und Eisschicht aufgeschmolzen wird. Die am Kondensator zur Verdampfung des Kältemittels notwendige Wärmemenge wird während eines Abtauvorganges aus dem Warmwasserspeicher der Anlage entnommen.

Der Auswertzeitraum für die hier durchgeführten Untersuchungen erstreckt sich über 18 Monate von Februar 2012 bis Juli 2013. Dargestellt sind im Folgenden die Ergebnisse der Heizperiode 2012/13, da ausschließlich dieser Zeitraum für Untersuchungen der Abtauvorgänge relevant ist.

6.1.3.2 Anzahl an Abtauvorgängen und Abtau-Wärmemengen während einer Heizperiode

In den Abbildungen 6.1 und 6.2 sind die Anzahl an Abtauvorgängen für die drei untersuchten Feldtestanlagen bzw. die dabei aus dem Speicher entnommenen Wärmemengen monatsweise für die Heizperiode 2012/13 dargestellt. Die Abbildungen 6.3 und 6.4 zeigen die Summe an Abtauvorgängen bzw. Abtau-Wärmemengen für die gesamte Heizperiode.

Die Verteilung der Abtauvorgänge über die jeweiligen Monate zeigt zunächst einmal den erwarteten Verlauf: Während der Wintermonate (Dezember bis Februar) müssen die Wärmepumpen am häufigsten abgetaut werden, wohingegen deutlich weniger Abtauvorgänge in der Übergangszeit zu beobachten sind. Beispielsweise wurden bei der Sonnenkraft #5-Anlage für die drei Wintermonate jeweils mehr als 300 Abtauvorgänge erfasst, während im Oktober 2012 92-mal und im April 2013 64-mal ein Abtauvorgang durchgeführt wurde. Im März 2013 waren aufgrund der noch sehr tiefen Temperaturen ähnliche Werte zu verzeichnen wie in den Wintermonaten.

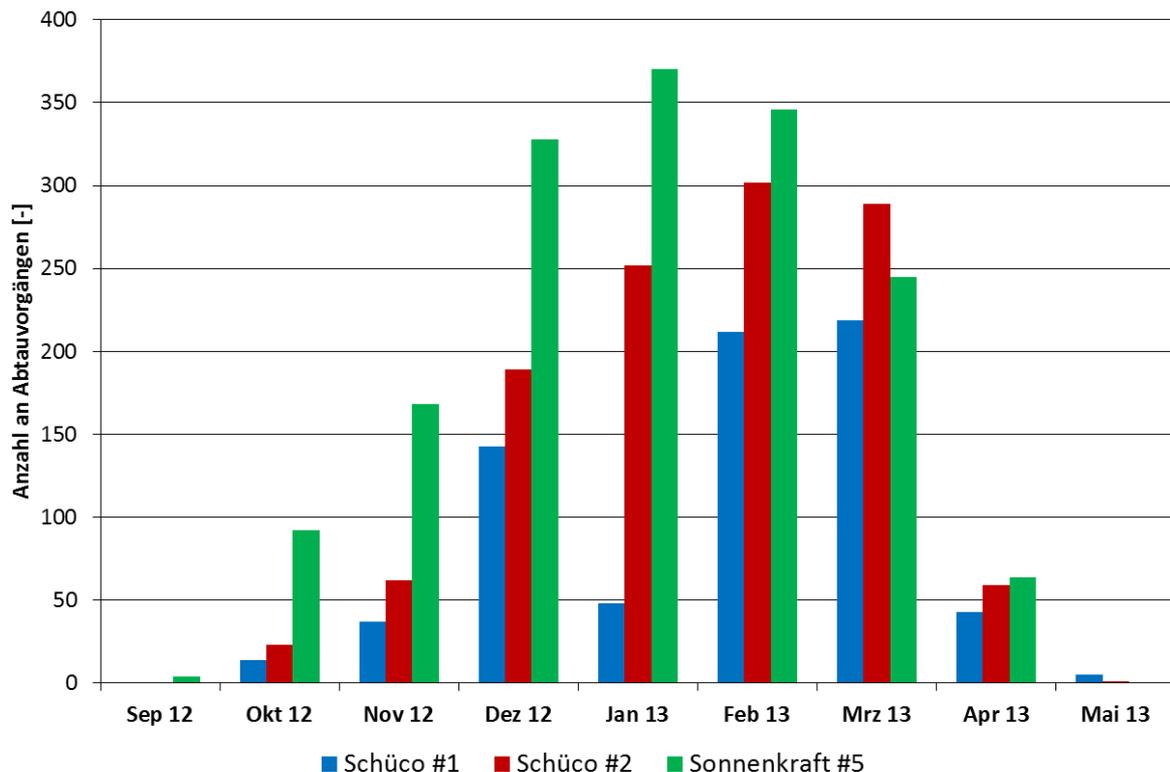


Abb. 6.1: Monatliche Verteilung der Abtauvorgänge in der Heizperiode 2012/13 für die Luft/Wasser-Wärmepumpen der drei untersuchten Feldtestanlagen

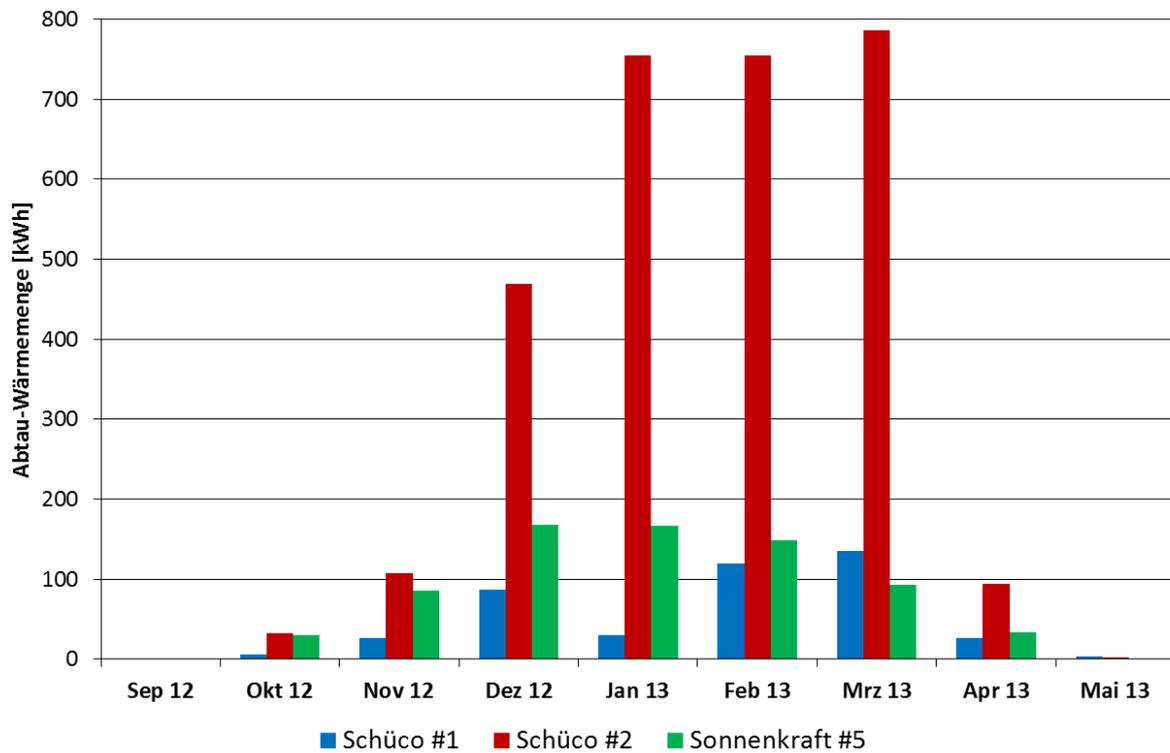


Abb. 6.2: Monatliche Verteilung der für das Abtauen aus dem Speicher entnommenen Wärmemengen in der Heizperiode 2012/13 für die drei untersuchten Feldtestanlagen

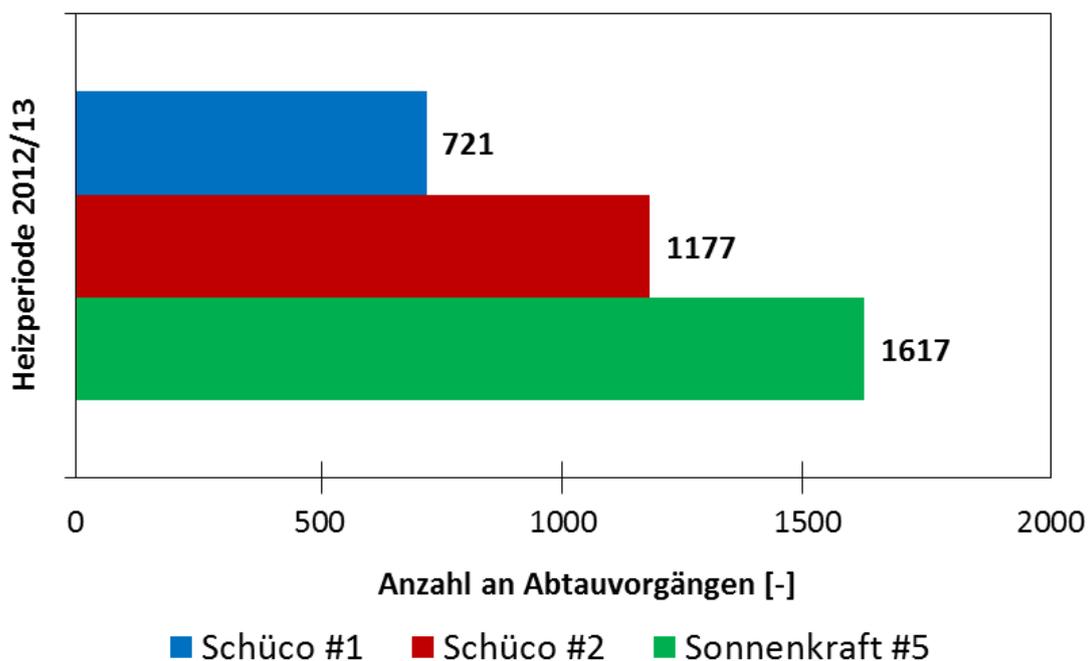


Abb. 6.3: Anzahl an Abtauvorgängen in der gesamten Heizperiode 2012/13 bei den drei untersuchten Feldtestanlagen

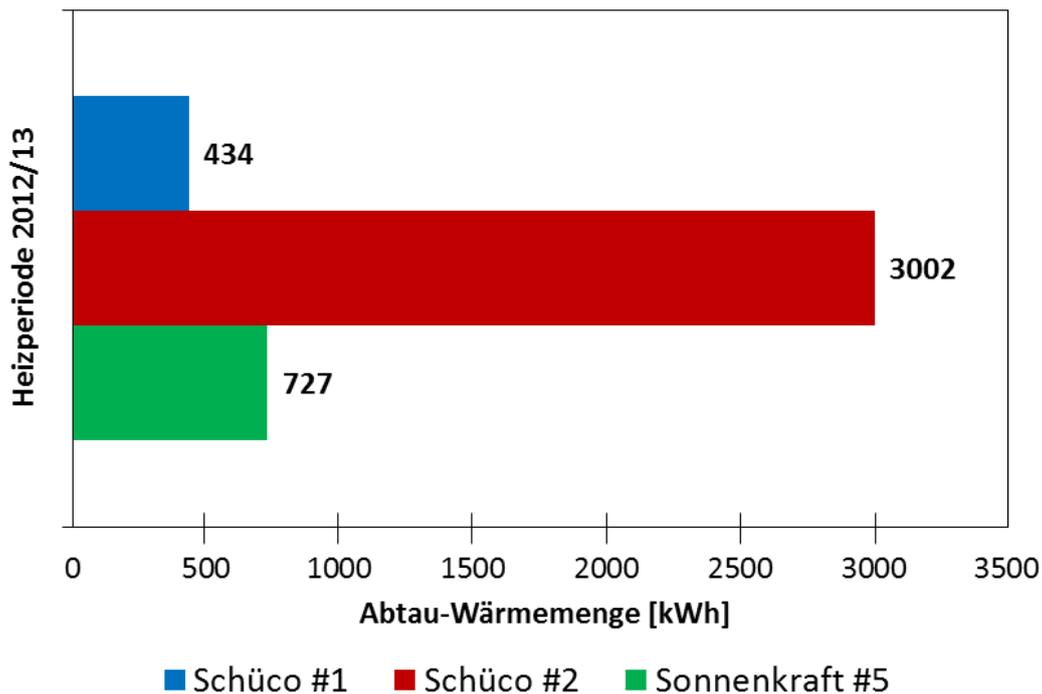


Abb. 6.4: Für das Abtauen aus dem Speicher entnommene Wärmemengen in der gesamten Heizperiode 2012/13 für die drei untersuchten Feldtestanlagen

Beim Vergleich der drei Anlagen untereinander sind zwei Dinge auffällig:

1. Die Schüco #2-Anlage zeigt zwar nicht die höchste Anzahl an Abtauvorgängen, jedoch waren hier bei weitem die größten Abtau-Wärmemengen notwendig. Im Vergleich zur ähnlichen Schüco #1-Anlage mit der baugleichen Wärmepumpe werden bei der Schüco #2-Anlage etwa 1,6-mal so viele Abtauvorgänge beobachtet; die aus dem Speicher entnommene Wärmemenge ist allerdings etwa 7-mal so hoch. Der Grund hierfür liegt hauptsächlich in einem fehlerhaft hohen Volumenstrom während des Abtauvorgangs (ca. 4-mal so hoch wie bei der Schüco #1-Anlage), wodurch dem Kondensator eine Wärmemenge zugeführt wurde, die offensichtlich nicht notwendig war, wenn diese mit den Werten für die baugleiche Schüco #1-Wärmepumpe verglichen werden. Die Ursache für diesen zu hohen Volumenstrom konnte nicht ermittelt werden; es kann jedoch geschlossen werden, dass eine derart hohe Wärmemenge für das Abtauen nicht notwendig gewesen wäre.
2. Die Schüco #1-Anlage zeigt sowohl die wenigsten Abtauvorgänge (721) wie auch die geringsten dafür aus dem Speicher entnommenen Wärmemengen (434 kWh). Dies kann nicht allein auf die unterschiedlichen äußeren Bedingungen an den Anlagenstandorten zurückgeführt werden: gegenüber der Schüco #2-Anlage sind die etwas milderen Bedingungen (im Mittel höhere Lufttemperaturen und geringere relative Feuchten) zwar eine Erklärung, die relative Feuchte war am Standort der Schüco #1-Anlage jedoch zumeist höher als bei der Sonnenkraft #5-Anlage. Den entscheidenden Faktor stellt hier vielmehr der bivalente Betrieb von Wärmepumpe und Gas-Brennwertkessel dar. In der Betriebsart Heizen übernimmt das Gas-Brennwertgerät ab ca. $-1,2\text{ °C}$ die Bereitstellung der notwendigen Heizleistung, während bei der Speicherbeladung aufgrund der höheren Vorlauftemperaturen der

Bivalenzpunkt bereits bei $+4,0\text{ °C}$ liegt. Das bedeutet für die Wärmepumpe, dass sie bei einer geringeren Betriebszeit äußeren Bedingungen ausgesetzt ist, welche zur Bereifung des Verdampfers und damit zu notwendigen Abtauvorgängen führen würden. Der bivalente Betrieb einer Luft/Wasser-Wärmepumpe ist daher nicht nur sinnvoll im Hinblick auf die sinkenden Leistungszahlen mit abnehmender Außenlufttemperatur, sondern auch bezüglich einer Verringerung an Abtauvorgängen.

Auch wenn die für das Abtauen benötigte Wärmemenge bei der Schüco #2-Anlage wie oben erwähnt offensichtlich ein hydraulisches bzw. regeltechnisches Problem darstellt, so zeigen die Abbildungen 6.1 bis 6.4 jedoch deutlich die Relevanz dieser Problematik des Bereifens bei Luft/Wasser-Wärmepumpen bei typischen Ein- und Mehrfamilienhäusern. Wird die Wärmepumpe dabei als einzige Wärmequelle verwendet, muss in einer Heizperiode mehr als 1000-mal abgetaut werden, während ein bivalenter Betrieb diese Anzahl an Abtauvorgängen je nach Wahl des Bivalenzpunktes z.T. deutlich reduzieren kann. Allein die für das Abtauen aus dem Speicher entnommene Wärmemenge beträgt während einer Heizperiode mehrere Hundert Kilowattstunden. Der tatsächliche energetische Aufwand infolge der Vorgänge Bereifen und Abtauen ist allerdings noch um einiges höher, wie im nächsten Abschnitt verdeutlicht werden soll.

6.1.3.3 Gesamter energetischer Aufwand und Beeinträchtigung der Leistungszahl

Um den energetischen Aufwand und die Verminderung der Leistungszahl durch die Vorgänge Bereifen und Abtauen umfassender zu betrachten, als es die bloßen Wärmemengen aus dem Warmwasserspeicher während des Abtauvorgangs erlauben, wurde das theoretische Konzept von Wang et al. /Wan13/ auf die Feldtestmessdaten übertragen. Bei diesem Konzept wird der reale Verlauf der Heizleistung, d.h. der zeitliche Verlauf der Heizleistung inklusive Bereifungs- und Abtauvorgängen, mit einem theoretischen Verlauf der Heizleistung verglichen, der sich ohne das Auftreten der Verdampferbereifung ergeben würde.

Da sich die vorliegenden Messdaten beispielsweise durch die Schwankungen der Umgebungsbedingungen und durch die verwendete Messtechnik deutlich von den Laboruntersuchungen von Wang et al. unterscheiden, musste das Konzept von Wang et al. an die vorliegenden Messdaten angepasst werden und es konnten auch nur bestimmte Zeiträume für diese Auswertung herangezogen werden. Auf eine detaillierte Beschreibung des Konzeptes von Wang et al. sowie dessen konkrete Anpassung an die in diesem Projekt vorliegenden Feldtestmessdaten wird an dieser Stelle verzichtet, sondern nur auf die Ergebnisse eingegangen.

In Abbildung 6.5 ist aufgetragen, wie groß das Verhältnis zwischen den aus dem Speicher entnommenen Wärmemengen während des Abtauens und dem gesamten energetischen Aufwand ist. Ein Wert von 12,6 % für die Sonnenkraft #5-Anlage bedeutet, dass der gesamte energetische Aufwand infolge von Bereifen und Abtauen etwa um den Faktor 8 höher ist als nur die Wärmemenge, die während des Abtauens dem Warmwasserspeicher entzogen und am Kondensator der Wärmepumpe auf das Kältemittel übertragen wurde. Der Wert für die Schüco #1-Anlage liegt mit 13,6 % in derselben Größenordnung.

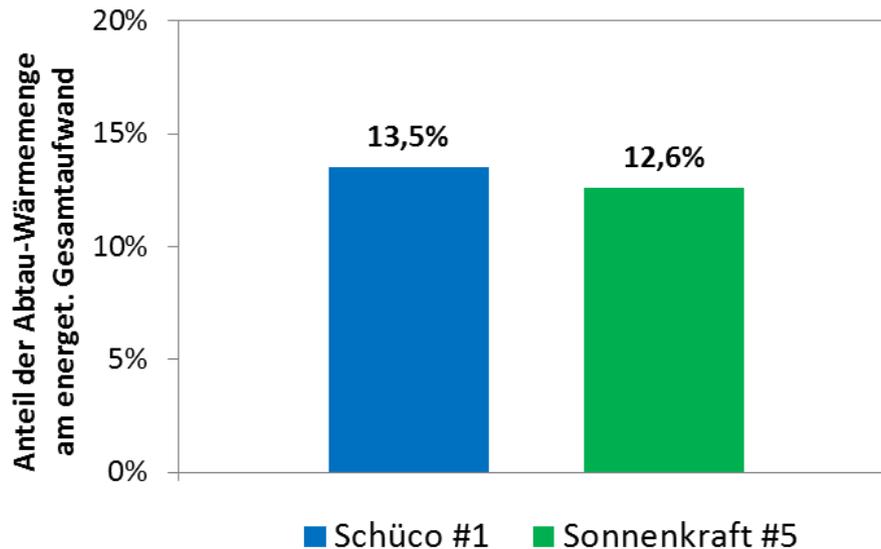


Abb. 6.5: Anteil der Abtau-Wärmemengen (entnommene Wärmemengen aus dem Warmwasserspeicher) zum gesamten energetischen Aufwand für die Schüco #1- und die Sonnenkraft #5-Anlage in Anlehnung an das Konzept von Wang et al. /Wan13/

Der Vergleich zwischen theoretischer und realer Leistungszahl entsprechend des auf die Feldtestmessdaten übertragenen Konzeptes nach Wang et al. ist in Abbildung 6.6 zu sehen. Für die insgesamt 14 Auswerteziträume bei der Schüco #1-Anlage liegt die reale Leistungszahl im Durchschnitt etwa 26,6 % unter der theoretischen Leistungszahl, während sich bei der Sonnenkraft #5-Anlage eine durchschnittliche Verschlechterung der Leistungszahl um etwa 12,8 % ergibt. Der Unterschied zwischen den beiden Anlagen ist im Wesentlichen durch die längeren Abtauphasen und die größeren Abtau-Wärmemengen pro Abtauvorgang bei der Schüco #1-Anlage begründet.

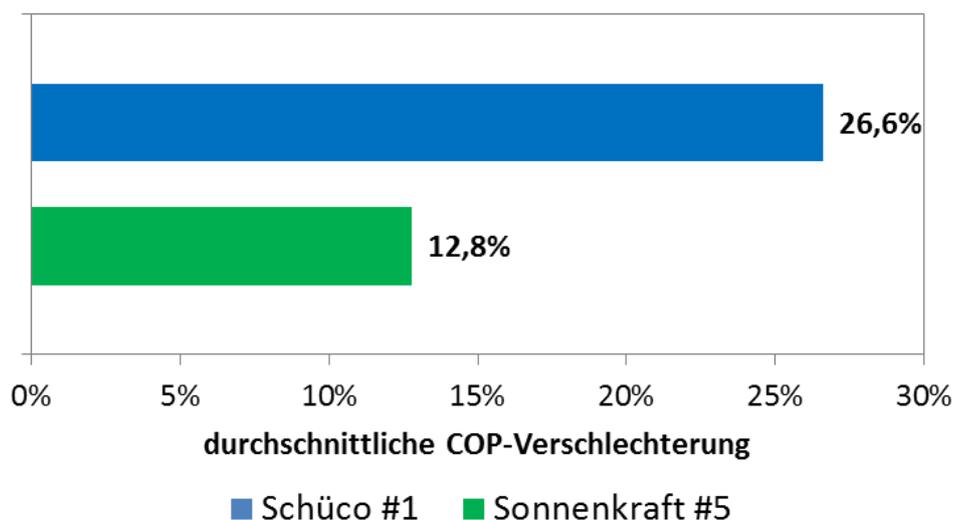


Abb. 6.6: Verschlechterung der Leistungszahl (COP) bei Berücksichtigung des gesamten energetischen Aufwands gegenüber einem theoretischen Betrieb ohne Bereifung in Anlehnung an das Konzept von Wang et al. /Wan13/

Die Berechnungen zeigen, dass das vorgestellte theoretische Konzept durchaus auf die Feldtestmessdaten anwendbar ist, wenn auch mit starker Einschränkung der dafür in Frage kommenden Auswerteziträume. Der Sinn und Zweck der Berechnungen nach diesem theoretischen Konzept liegt in einer umfassenderen Betrachtung des energetischen Aufwands infolge der Vorgänge Bereifen und Abtauen, welcher über die eigentlichen Abtau-Wärmemengen aus dem Warmwasserspeicher hinausgeht.

Einige Aspekte des Modells sind allerdings kritisch zu betrachten. So ist beispielsweise der Vergleich der realen Heizleistung mit einer konstanten theoretischen Heizleistung stark vereinfacht. Ebenso ist bei diesem Konzept nicht berücksichtigt, welcher energetische Einfluss sich auf die anderen Komponenten der Anlage ergibt, beispielsweise wie sich die Wärmeverluste des Speichers bei dieser anderen Betriebsweise verhalten. Die Annahme einer konstanten theoretischen Heizleistung über den gesamten Auswertezitraum führt insbesondere während der Abtau- und Ruhephase zu einer sehr großen Differenz zwischen realer und theoretischer Heizleistung. Der Faktor 8 zwischen den eigentlichen Abtau-Wärmemengen und dem gesamten energetischen Aufwand ist daher als zu hoch einzuschätzen.

Außerdem bleibt die Frage offen, wie denn ein Betrieb gänzlich ohne Bereifung überhaupt realisierbar sein könnte. Theoretisch ist dies sicherlich möglich, beispielsweise durch Entfeuchtung der verwendeten Umgebungsluft /Zha12/ und/oder durch eisabweisende Beschichtungen /Moal2/, letztlich gibt es bisher allerdings nur Ansätze für die Realisierung von eisfreien Luft/Wasser-Wärmepumpen. Nichtsdestotrotz zeigen die Ergebnisse, dass sich durch die Bereifung des Wärmepumpen-Verdampfers ein beträchtlicher energetischer Aufwand ergibt, der weit größer ist als die Wärmemenge, welche direkt zum Abtauen aus dem Warmwasserspeicher entnommen wird.

6.1.3.4 „Solares“ Abtauen bzw. solare Unterstützung der Abtauvorgänge

Im Allgemeinen wird unter „solarem Abtauen“ bzw. „solar unterstütztem Abtauen“ verstanden, dass ganz oder zumindest teilweise Wärmeerträge aus den Sonnenkollektoren für das Abtauen der Reifschicht auf dem Wärmepumpen-Verdampfer verwendet werden. Eine unmittelbare Methode wäre, solar erwärmte Luft direkt auf den Verdampfer zu bringen, um damit die Reifschicht aufzuschmelzen. Allerdings passen Strahlungsangebot und Wärmebedarf für das Abtauen zeitlich häufig nicht zusammen, sodass ein solch direktes solares Abtauen nur selten erfolgen könnte. Bei den hier untersuchten parallelen Anlagenkonzepten gibt es ohnehin keine Interaktion der beiden Hauptkomponenten. Wenn Hersteller bzw. Lieferanten dieser Anlagen von „solarem Abtauen“ sprechen, ist folglich eine weitaus indirektere Art und Weise des Verwendens solarer Wärme für Abtauvorgänge gemeint. Es bedeutet hier, dass solare Wärme zu einem bestimmten Zeitpunkt in den Warmwasserspeicher eingebracht wird und zu einem anderen Zeitpunkt wird Wärme aus dem Speicher wieder für Abtauvorgänge entnommen. Die Abtau-Wärmemengen stammen deshalb nur theoretisch aus den Erträgen des Kollektors und speisen sich auch aus anderen Quellen (vom Gas-Brennwertgerät, von der elektrischen Nachheizung im Speicher sowie von der Wärmepumpe selbst, je nach Anlage). Der „solare“ Anteil der Abtau-Wärmemengen lässt sich folglich nicht berechnen, da erstens kein direkter Zusammenhang zwischen solarem Ertrag und Abtaubedarf besteht und zweitens Wärmeverluste des Speichers hierbei mit eingerechnet werden müssten. Im Übrigen werden Sonnenkollektoren schließlich nicht allein zum Zweck des Wärmepumpen-Abtauens auf dem Dach installiert, sondern sie sollen auch noch einen wesentlichen Beitrag zur Trinkwassererwärmung und/oder Heizungsunterstützung liefern.

Um jedoch zu verdeutlichen, inwieweit ein „solares Abtauen“ theoretisch möglich gewesen wäre, werden im Folgenden die solaren Erträge (d.h. die im Solarkreis gemessenen Wärmemengen, die in den Warmwasserspeicher gehen) mit den bereits in Abbildung 6.2 gezeigten Abtau-Wärmemengen verglichen. Die Abbildung 6.7 zeigt diesen monatlichen Vergleich beispielhaft anhand der Sonnenkraft #5-Anlage. Aus der Gegenüberstellung dieser beiden Wärmemengen kann daraufhin ein theoretisch möglicher Anteil solaren Abtauens berechnet werden, Abbildung 6.8 für alle drei Anlagen.

Aus den Abbildungen 6.7 und 6.8 wird deutlich, dass in der Übergangszeit theoretisch die gesamte für das Abtauen notwendige Wärmemenge solar gedeckt werden könnte. Dies liegt einfach daran, dass die solaren Erträge von mehreren Hundert Kilowattstunden in diesen Monaten den Bedarf für das Abtauen von normalerweise < 100 kWh noch deutlich übersteigen. In den Wintermonaten Dezember bis Februar kehren sich diese Verhältnisse dann um. Für diese drei Monate zusammen errechnen sich die theoretischen Anteile dieses „solaren Abtauens“ zu 59,7 % für die Schüco #1-Anlage, 9,2 % für die Schüco #2-Anlage und 13,6 % für die Sonnenkraft #5-Anlage. Unter Berücksichtigung der oben genannten Bemerkungen (keine Berücksichtigung von Wärmeverlusten des Speichers, eigentlicher Verwendungszweck solarer Wärme) kann geschlussfolgert werden, dass bei Anlagen ohne bivalenten Wärmepumpenbetrieb „solares Abtauen“ im Prinzip vernachlässigbar ist. Für Systeme mit bivalent betriebener Luft/Wasser-Wärmepumpe kann auch in den Wintermonaten ein gewisser Anteil (hier bei der Schüco #1-Anlage etwa die Hälfte) der benötigten Abtau-Wärmemenge solar bereitgestellt werden. Zusammenfassend zeigen die Zahlen jedoch, dass die Kollektorfläche noch um ein Vielfaches erhöht werden müsste, um ein komplett „solares Abtauen“ überhaupt realisieren zu können.

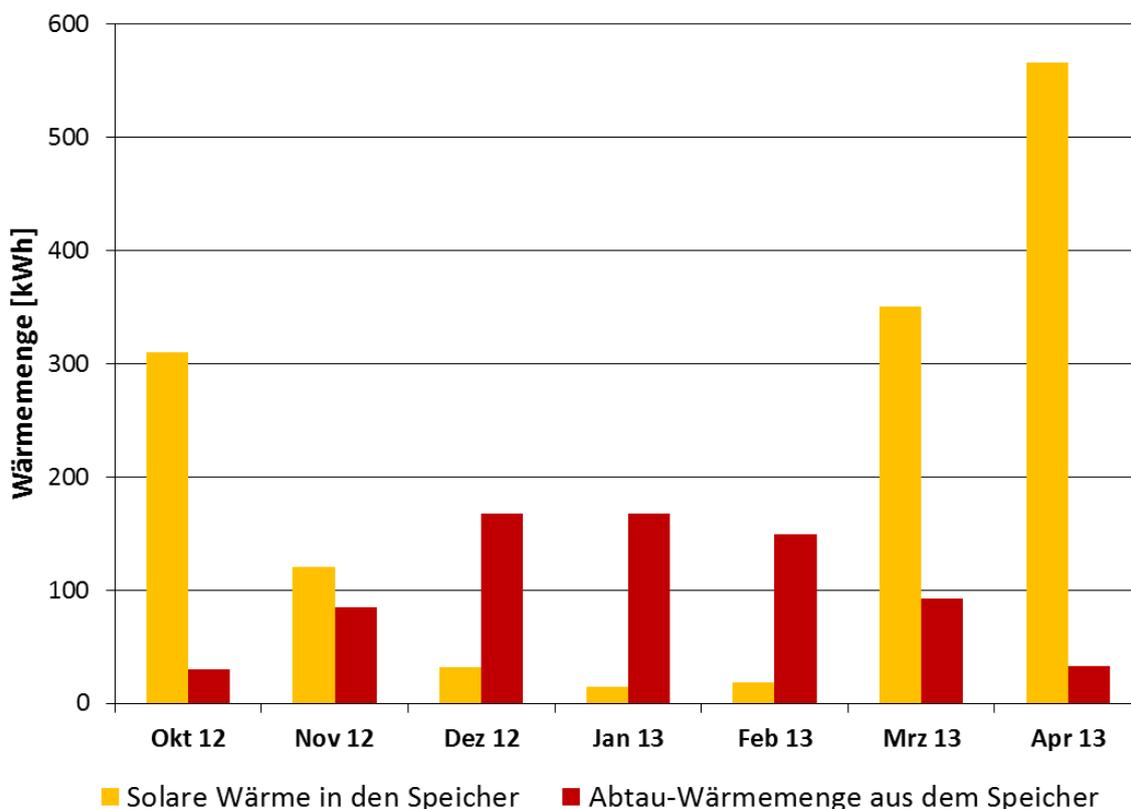


Abb. 6.7: Monatlicher Vergleich der vom Kollektor in den Warmwasserspeicher eingebrachten solaren Wärme und dem für das Abtauen entnommenen Wärmemenge bei der Sonnenkraft #5-Anlage

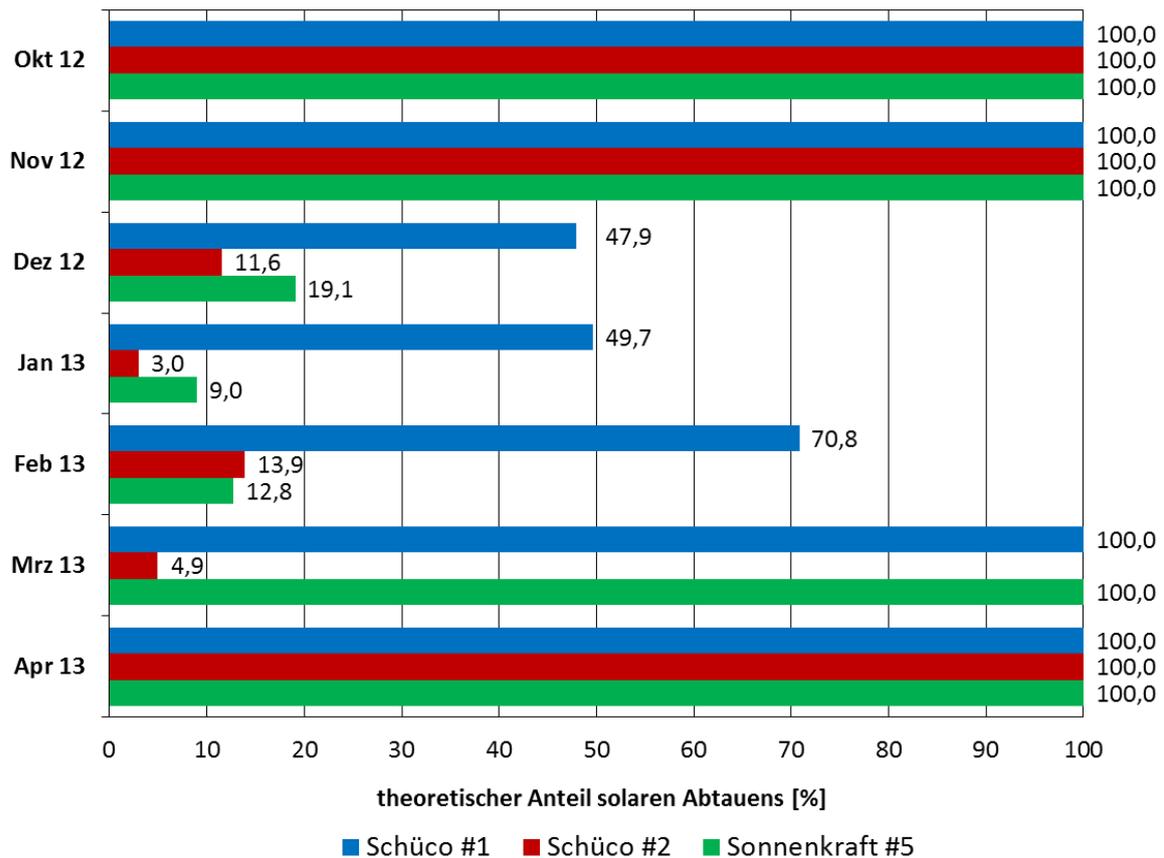


Abb. 6.8: Theoretisch mögliche Anteile „solaren Abtauens“ für die drei untersuchten Feldtestanlagen

6.1.3.5 Zusammenhang zwischen Abtauvorgängen und äußeren Bedingungen

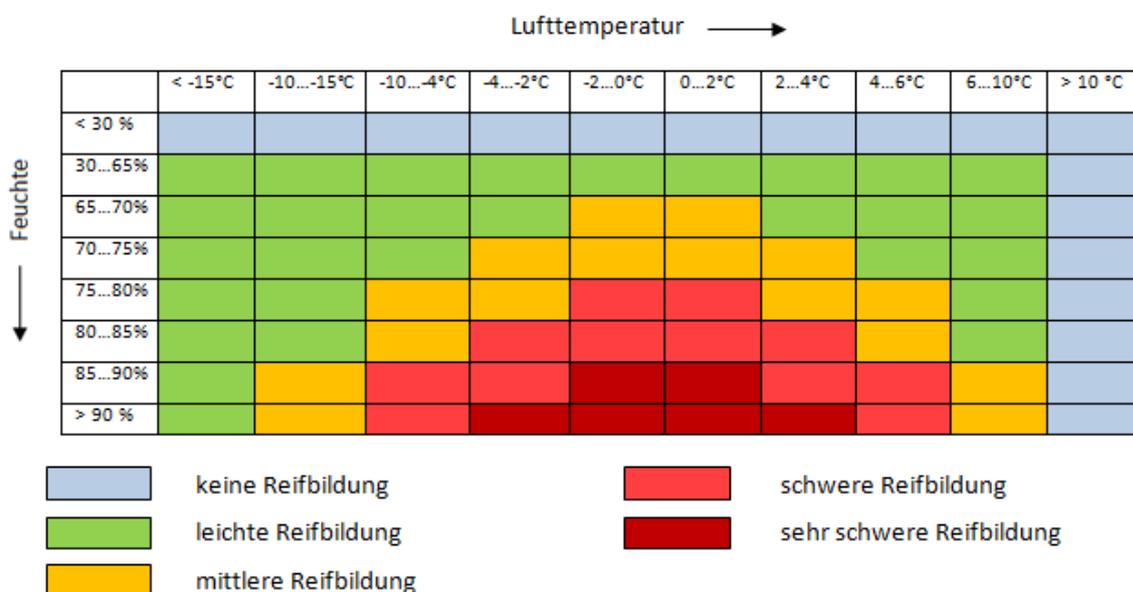
Das Einleiten eines Abtauvorganges kann anhand von verschiedenen Strategien vorgenommen werden. Am einfachsten ist es beispielsweise, unabhängig von den äußeren Bedingungen nach einer fixen Zeitspanne abzutauen. Dies ist jedoch wenig sinnvoll, da sich je nach Betriebsbedingungen der Wärmepumpe eine unterschiedlich starke Reifschicht nach dieser Zeitspannen gebildet hat und somit keine Aussage darüber getroffen werden kann, ob ein Abtauen des Verdampfers zu diesem Zeitpunkt notwendig ist oder nicht. Üblicherweise werden deshalb bestimmte physikalische Größen gemessen, anhand derer sich eine Entscheidung für das Einleiten eines Abtauvorganges getroffen werden kann. Beispiele hierfür sind: das Messen der Außentemperatur und/oder -feuchte, des Druckverlustes über dem Verdampfer, der Oberflächentemperatur am Verdampfer und/oder das Messen von Größen im Kältemittelkreis wie Druck und Temperatur. Beim Erreichen eines oder mehrerer Sollwerte wird dann der Abtauvorgang eingeleitet bzw. auch wieder beendet. Das Ziel dieser Abtaustrategie ist es, den „optimalen“ Zeitpunkt und die „optimale“ Zeitdauer für das Abtauen zu finden. Bezüglich des Zeitpunktes bedeutet dies: einerseits nicht zu früh abtauen, wenn sich erst eine dünne Reifschicht gebildet hat, ein Abtauen also noch gar nicht notwendig ist; andererseits auch nicht zu spät abtauen, wenn sich der Verdampfer schon so sehr mit Reif und Eis zugesetzt hat, dass Heizleistung und Leistungszahl deutlich abgesunken sind. Bezüglich der Zeitdauer bedeutet „optimal“: einerseits nicht zu kurz abtauen, sodass sich noch Reif, Eis oder größere Mengen an flüssigem Wasser auf dem Verdampfer befinden und daher viel zu früh erneut abgetaut werden muss; andererseits auch nicht zu lange abtauen, sodass unnötig viel Wärme an die Umgebung abgegeben wird.

Für die drei Feldtestanlagen wurde untersucht, inwieweit die Abtauvorgänge im oben genannten Sinne „optimal“ durchgeführt wurden. Dabei ergab sich allerdings das Problem, dass einerseits die Abtaustrategien bzw. -regelungen, nach der Einleiten und Beenden eines Abtauvorganges erfolgen, nur teilweise bekannt sind. Beispielsweise werden für die beiden baugleichen Split-Wärmepumpen der Schüco #1- und Schüco #2-Anlage die Werte zweier Temperaturfühler in Verbindung mit bestimmten Sperrzeiten verwendet. Andererseits lässt sich die Dauer der Abtauvorgänge aus den Feldtestmessdaten nicht exakt bestimmen und es sind auch keine direkten Informationen über die Reifbildung am Verdampfer verfügbar, d.h., es werden weder Reifdicken gemessen noch werden Bilder vom Verdampfer gemacht oder der übertragene Wärmestrom am Verdampfer anhand von Messdaten erfasst, d.h. eine direkte Aussage darüber möglich, ob ein Abtauvorgang tatsächlich notwendig war oder nicht.

Es wurde daher untersucht, inwieweit sich bei den untersuchten Wärmepumpen ein Zusammenhang zwischen den äußeren Bedingungen (d.h. der gemessenen Außentemperatur und -feuchte), dem Betrieb der Wärmepumpe (Betriebsart, abgegebene Heizleistung) und den kennzeichnenden Größen der Abtauvorgänge (Zykluszeit zwischen zwei Abtauvorgängen, Abtau-Wärmemengen) feststellen lassen. Aus diesen Ergebnissen konnte abgeleitet werden, ob bzw. inwiefern das Abtauverhalten der Wärmepumpe an die äußeren Bedingungen angepasst ist.

Die äußeren Bedingungen wurden anhand der nachfolgenden Tabelle 6.1 in die vier Kategorien leichte, mittlere, schwere und sehr schwere Reifbildung eingeteilt, welche die zu erwartende Intensität der Reifbildung charakterisieren:

Tab. 6.1: Einteilung der zu erwartenden Intensität der Reifbildung in vier Kategorien anhand der zwei wichtigen Einflussparameter auf die Reifbildung, Außenlufttemperatur und relative Luftfeuchte



Aus Tabelle 6.1 ist erkennbar, dass bei steigender relativer Feuchte mit stärkerer bzw. schnellerer Reifbildung zu rechnen ist. Für relative Feuchten von $< 30\%$ wird angenommen, dass keine Reifbildung mehr auftritt. Diese etwas willkürlich festgelegte Grenze spielt für die Auswertung allerdings keine Rolle, da bei den Feldtestanlagen so geringe Werte ohnehin nie gemessen wurden. Bei Lufttemperaturen von größer als etwa $10\text{ }^\circ\text{C}$ tritt ebenfalls keine Reifbildung mehr auf, weil dann die Temperatur der Verdampferoberfläche größer ist als der Gefrierpunkt von Wasser. Dies ergibt sich durch die Temperaturdifferenz zwischen Luft und Kältemittel im Verdampfer, welche bei Luft/Wasser-Wärmepumpen üblicherweise im Bereich von 5 bis maximal 10 Kelvin liegt. Im Bereich sehr tiefer Temperaturen nimmt die Reifbildung wieder ab, da der absolute Feuchtegehalt der Luft dann sehr klein ist und demzufolge auch nur wenig Wasser aus der Luft auskondensieren und gefrieren bzw. direkt desublimieren kann.

In den Abbildungen 6.9 und 6.10 sind die wichtigsten Ergebnisse für die Schüco #1-Anlage dargestellt. Aufgrund der stets sehr hohen Werte für die relative Feuchte am Standort der Schüco #1-Anlage lagen für die Auswertung nur Zeiträume vor, dessen äußere Bedingungen sich nach Tabelle 6.1 in die Kategorien schwere und sehr schwere Reifbildung einordnen lassen. In Abbildung 6.9 ist die Bereifungsdauer, d.h. die Zeit zwischen zwei Abtauzyklen, über der durchschnittlich im Auswertzeitraum abgegebenen Heizleistung aufgetragen. Die eingezeichneten Trendlinien verdeutlichen, dass mit steigender Heizleistung, d.h. mit stärkerer Wärmepumpenlast, die Bereifungsdauer sinkt. Dies entspricht den Erwartungen: bei einer höheren Belastung der Wärmepumpe muss auch über den Verdampfer ein größerer Wärmestrom übertragen werden, beispielsweise durch die Vergrößerung von Luftmassenstrom, Kältemittelmassenstrom und/oder die Absenkung der Verdampfungstemperatur. Letztlich führt dies zu einer Begünstigung der Reifbildung, weshalb eher abgetaut werden muss, d.h. die Bereifungszeit zwischen zwei Abtauzyklen sinkt. Die zweite wichtige Beobachtung aus Abbildung 6.9 ist die Anpassung an die äußeren Bedingungen. So ist bei „milderen“ äußeren Bedingungen, d.h. bei nur schwerer Reifbildung im Gegensatz zur sehr schweren Reifbildung, die Bereifungsdauer eindeutig kürzer als bei für die Reifbildung günstigeren äußeren Bedingungen.

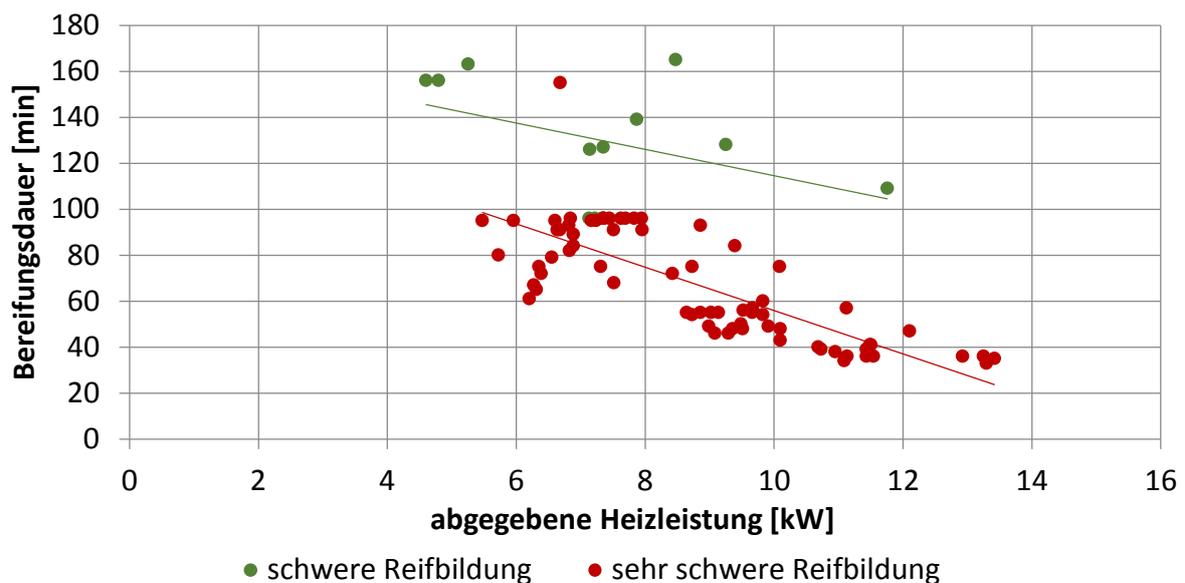


Abb. 6.9: Zusammenhang zwischen Bereifungsdauer und abgegebener Heizleistung bei unterschiedlichen äußeren Bedingungen bei der Schüco #1-Anlage

In Abbildung 6.10 sind die Abtau-Wärmemengen, die bei einem Abtauvorgang aus dem Warmwasserspeicher entzogen werden, über der Bereifungsdauer aufgetragen. Anhand der eingezeichneten Trendlinien ist erkennbar, dass mit zunehmender Bereifungszeit (bei gleichen äußeren Bedingungen) dem Speicher mehr Wärme für das Abtauen entzogen werden muss. Dies entspricht den Erwartungen, da sich mit zunehmender Bereifungsdauer eine dickere Reifschicht auf dem Verdampfer bildet und daher auch ein größerer energetischer Aufwand notwendig ist, um diese wieder abzutauen. Außerdem wird aus Abbildung 6.10 wieder die Anpassung an die äußeren Bedingungen deutlich. So ist bei „milderen“ äußeren Bedingungen auch der energetische Aufwand für das Abtauen geringer, weil sich weniger Reif gebildet hat. Für zwei in Abbildung 6.10 markierte Abtauvorgänge (blau gestricheltes Rechteck) ist jedoch fraglich, ob diese tatsächlich zu diesem Zeitpunkt bereits notwendig gewesen wären. Hier wurde bereits nach einer Bereifungszeit von 33 bzw. 36 min erneut abgetaut, wobei eine Abtau-Wärmemenge von 0,23 bzw. 0,25 kWh aus dem Speicher entnommen wurde. Da aber wie oben erwähnt keine direkten Informationen über die Bereifung des Verdampfers zu diesem Zeitpunkt verfügbar waren, kann dies hier nur vermutet werden, dass der Abtauvorgang eventuell zu früh eingeleitet wurde.

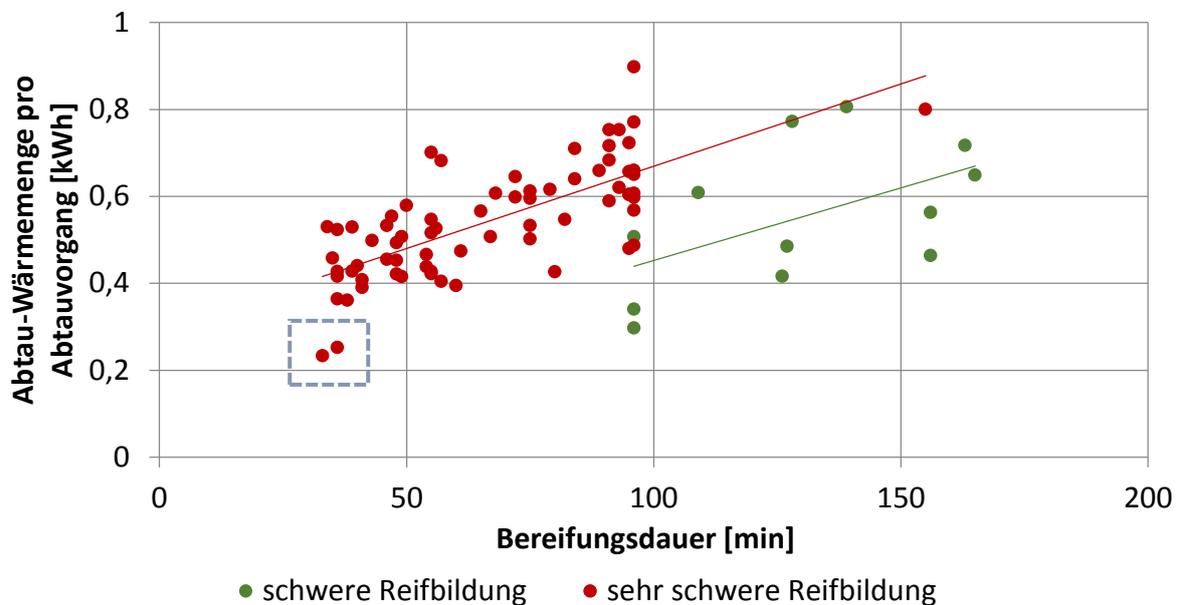


Abb. 6.10: Zusammenhang zwischen aus dem Warmwasserspeicher entnommener Abtau-Wärmemenge bei einem Abtauvorgang und abgegebener Heizleistung bei unterschiedlichen äußeren Bedingungen bei der Schüco #1-Anlage

Zusammenfassend lässt sich für die Schüco #1-Anlage feststellen, dass ein deutlicher Zusammenhang zwischen den äußeren Bedingungen, dem Betrieb der Wärmepumpe und dem Abtauverhalten erkennbar ist. Je günstiger die äußeren Bedingungen für die Reifbildung und je größer die Belastung der Wärmepumpe, desto eher muss abgetaut werden und desto höher ist der energetische Aufwand für das Abtauen. Insofern scheint die Abtaustrategie recht gut an die äußeren Bedingungen angepasst zu sein, d.h. Zeitpunkt und energetischer Aufwand für das Abtauen werden in Bezug auf den notwendigen bzw. „optimalen“ Zeitpunkt und Aufwand gut gewählt.

Ein ganz anderes Bild zeigt sich nun für die Sonnenkraft #5-Anlage, siehe Abbildung 6.11. Hier ist praktisch keine Anpassung des Abtauzeitpunktes an die äußeren Bedingungen zu erkennen; die Bereifungsdauer zwischen zwei Abtauvorgängen zeigt keine Abhängigkeit von der prognostizierten Intensität der Reifbildung. Auch der oben bei der Schüco #1-Anlage beobachtete Zusammenhang zwischen Bereifungsdauer und Belastung der Wärmepumpe ist nur z.T. erkennbar. Für kleinere Heizleistungen der Wärmepumpe bis etwa 8 kW sinkt die Bereifungsdauer mit zunehmender Heizleistung (Trendlinie 1). Bei Heizleistungen > 8 kW ist die Zeit zwischen zwei Abtauvorgängen mit ca. 70 min sehr häufig gleich lang (Trendlinie 2). Es wird vermutet, dass sich dieses Verhalten anhand der Festlegung bestimmter Sperrfristen ergibt; allerdings ist wie bereits erwähnt hier die Regelung diesbezüglich nicht bekannt.

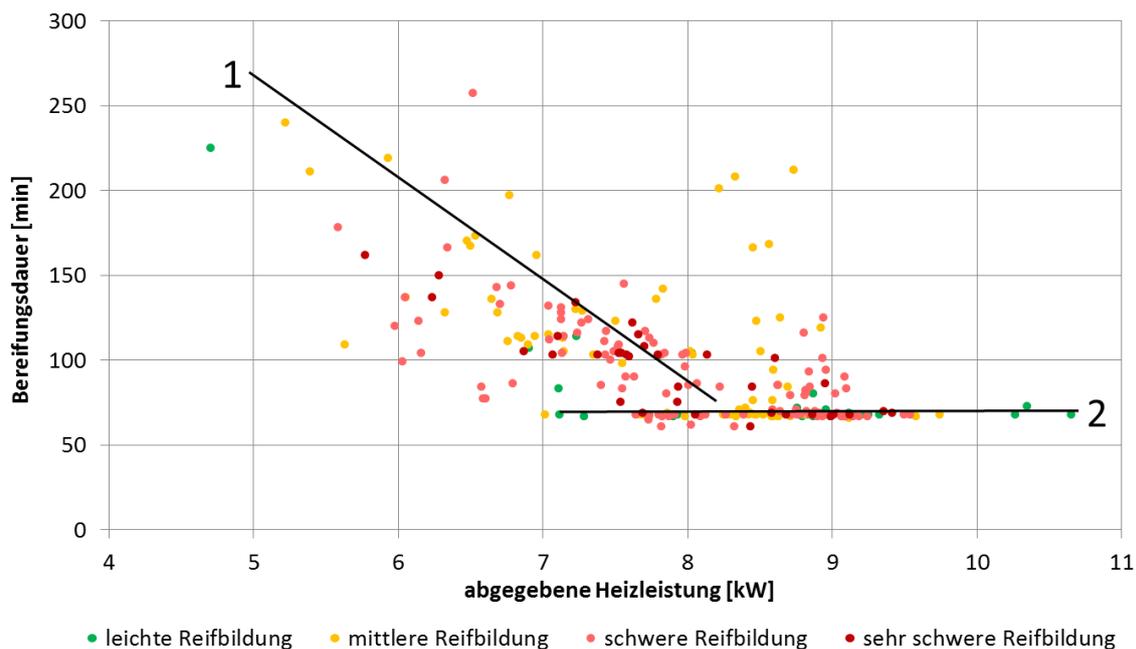


Abb. 6.11: Zusammenhang zwischen der Bereifungsdauer zwischen zwei Abtauvorgängen und der abgegebenen Heizleistung bei unterschiedlichen äußeren Bedingungen bei der Sonnenkraft #5-Anlage

Die Datenpunkte in Abbildung 6.13 stellen die Auswertungen für zwei im Auswertzeitraum installierte Wärmepumpen der Sonnenkraft #5-Anlage dar. Bei getrennter Betrachtung der beiden Wärmepumpen können folgende wesentliche Ergebnisse festgehalten werden:

- Die bis November 2012 eingebaute Wärmepumpe (Wärmepumpe 1) hat eine geringere Nennleistung als die ab November 2012 eingebaute Wärmepumpe (Wärmepumpe 2). Das Verhalten nach Trendlinie 1 ist im Wesentlichen für Wärmepumpe 1 zu beobachten, während Wärmepumpe 2 selten andere Bereifungsdauern als ca. 70 min zeigt (Trendlinie 2).
- Der Vergleich von Bereifungsdauern und aufgewendeten Abtau-Wärmemengen im gemeinsamen Leistungsbereich von 6 bis 8 kW zeigt, dass bei Wärmepumpe 1 im Durchschnitt seltener abgetaut wurde und eine geringere Abtau-Wärmemenge aus dem Speicher entnommen werden musste.
- An der obigen Aussage, dass keine Abhängigkeit von den äußeren Bedingungen zu beobachten ist, ändert sich auch bei getrennter Betrachtung der beiden Wärmepumpen

nichts. Es lässt sich weder bei der Bereifungsdauer noch bei den Abtau-Wärmemengen ein Zusammenhang zwischen diesen Größen und den vier Kategorien der Intensität der Reifbildung erkennen.

Für die Sonnenkraft #5-Anlage kann geschlussfolgert werden, dass es an der Abtauregelung bei den beiden eingesetzten Wärmepumpen noch Optimierungsbedarf hinsichtlich des richtigen Zeitpunktes für das Einleiten eines Abtauvorgangs gibt. Bei der zweiten, ab November 2012 verwendeten Wärmepumpe wird sehr häufig nach der gleichen, von äußeren Bedingungen und abgegebener Heizlast unabhängigen Zeitdauer erneut abgetaut. Die bis November 2012 eingesetzte Wärmepumpe zeigt hinsichtlich der Bereifungsdauer zwar eine Abhängigkeit von der abgegebenen Heizleistung, jedoch ebenso keine Anpassung an die äußeren Bedingungen. Aufgrund dieser Erkenntnisse ist zu vermuten, dass bei der Sonnenkraft #5-Anlage Abtauvorgänge häufiger als bei der Schüco #1-Anlage nicht zum „optimalen“ Zeitpunkt erfolgt sind, d.h. dass zu früh oder zu spät abgetaut wurde.

Weitere Ergebnisse

Für die Untersuchung des Zusammenhangs zwischen äußeren Bedingungen und dem Abtauverhalten der Wärmepumpen wurden noch weitere Untersuchungen vorgenommen. Beispielsweise wurde für die Sonnenkraft #5-Anlage der Einfluss der Betriebsart auf Zeitpunkt und energetischen Aufwand des Abtauens untersucht, d.h. die Daten wurden getrennt nach Zeiträumen der Betriebsart „Heizen mit Wärmepumpe“ und „Speicherbeladung mit Wärmepumpe in den oberen Teil des Speichers“ ausgewertet. Des Weiteren wurden die Kenngrößen für das Abtauen (Bereifungsdauer, Abtau-Wärmemenge) auch direkt über den Größen Außentemperatur und relative Feuchte aufgetragen. Außerdem wurden neben den oben gezeigten Diagrammen Tagesverläufe mit allen relevanten Daten wie Außentemperatur, relative Feuchte, Betriebsart, Abtauzeitpunkt, Abtau-Wärmemenge und Bereifungsintensität erstellt. Es zeigte sich jedoch, dass hieraus keine eindeutigen Trends abgeleitet werden konnten. Zum Teil muss dies auf die oben genannten Probleme im Zusammenhang mit den verfügbaren Daten für diese Auswertung zurückgeführt werden.

Für die Schüco #2-Anlage wurde der Zusammenhang zwischen äußeren Bedingungen und dem Abtauverhalten ebenfalls untersucht. Trotz baugleicher Wärmepumpe wie bei der Schüco #1-Anlage zeigten sich keine Abhängigkeiten der Abtau-Kenngrößen von den äußeren Bedingungen und der Heizleistung. Es konnten auch keinerlei Trends beobachtet oder verlässliche Aussagen zu möglichen Abhängigkeiten getroffen werden. Durch sehr häufige Wechsel bei Betriebsart und Belastung (Volllast, Teillast) der Wärmepumpe muss festgehalten werden, dass die Daten für die Schüco #2-Anlage insgesamt nur unzureichend für diese Art von Auswertungen geeignet waren.

6.1.3.6 Abschließendes Fazit zu den Feldtestuntersuchungen

An drei Feldtestanlagen mit Luft/Wasser-Wärmepumpen wurden Untersuchungen zu den Vorgängen Bereifen und Abtauen des Wärmepumpen-Verdampfers vorgenommen. Es wurde erfasst, wie viele Abtauvorgänge in einer Heizperiode auftraten und welche Abtau-Wärmemengen dafür aus dem Warmwasserspeicher der Anlage entnommen werden mussten. Anhand eines theoretischen Konzepts aus der Literatur wurde zudem abgeschätzt, welcher energetische Aufwand sich insgesamt für das Abtauen ergab und wie stark das Phänomen der Bereifung letztlich die Effizienz der Wärmepumpe (Leistungszahl) beeinträchtigt. Neben Berechnungen zur solaren Deckung der aufzuwendenden Abtau-Wärmemengen wurde außerdem die Abtaustrategie der Wärmepumpen untersucht, indem die Feldtestdaten

hinsichtlich des Zusammenhangs zwischen äußeren Bedingungen, abgegebener Heizleistung der Wärmepumpe und Kenngrößen der Abtauvorgänge ausgewertet wurden.

Die Ergebnisse zeigen, dass ein z.T. beträchtlicher energetischer Aufwand für das Abtauen eines Wärmepumpen-Verdampfers entsteht. Jedoch ist dies nicht allein dem eigentlichen Wärmebedarf für das Aufschmelzen der Reif- und Eisschicht geschuldet. Vielmehr zeigt sich, dass (a) Fehler bzw. Defekte in der Hydraulik sowie (b) eine nicht optimal an die Notwendigkeit des Abtauens angepasste Abtauregelung einen erheblichen Anteil dieses energetischen Aufwands ausmachen können. Zudem bleibt festzuhalten, dass ein weiterer Wärmeerzeuger neben der Wärmepumpe und den solarthermischen Kollektoren sinnvoll ist, um die Anzahl der notwendigen Abtauvorgänge aufgrund des bivalenten Betriebs der Wärmepumpe zu senken.

Es muss abschließend noch einmal darauf hingewiesen werden, dass die zur Verfügung stehenden Feldtestdaten für die detaillierte energetische Bewertung der kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen als Ganzes vorgesehen waren (siehe Kapitel 7) und daher für die Untersuchungen zur Bereifungsproblematik z.T. weniger geeignet waren. Auch Probleme bei der Datenübermittlung und Defekte der Hydraulik machten die Auswertung der Daten mitunter schwierig. Nichtsdestotrotz verdeutlichen die Ergebnisse die nach wie vor bestehende Relevanz der Problematik der Reifbildung bei Luft/Wasser-Wärmepumpen. Der energetische Aufwand für das Abtauen in den Wintermonaten bleibt damit ein Grund für die oft noch unbefriedigenden Jahresarbeitszahlen von Luft/Wasser-Wärmepumpen.

6.1.4 Theoretische Untersuchungen und Modellierung der Reif- und Eisbildung

6.1.4.1 Grundlagen der Reifbildung

Auf die Grundlagen und komplexen Zusammenhänge der Reifbildung an kalten bzw. gekühlten Oberflächen wird im Folgenden nur kurz eingegangen und ansonsten auf die zahlreiche Literatur verwiesen /Sah04/ /Lüe98/ /Sch10/.

Wenn feuchte Luft über eine gekühlte Oberfläche strömt und dadurch der Sättigungszustand der Luft erreicht bzw. überschritten wird, kommt es zur Kondensation des in der Luft enthaltenen Wasserdampfes an der gekühlten Oberfläche. Wenn zusätzlich die Temperatur der gekühlten Oberfläche unterhalb des Gefrierpunktes von Wasser liegt, dann gefrieren die kondensierten Wassertropfen und es wird Wasser in Form von Eis an der Oberfläche angelagert. Nach der sogenannten Keimbildung, d.h. dem Anlagern, Gefrieren und Wachsen von Wassertropfen an der Oberfläche, kommt es zunächst zum eindimensionalen und später zum dreidimensionalen Kristallwachstum. Das bedeutet, dass sich eine poröse Schicht, bestehend aus einer dreidimensionalen, verzweigten Struktur aus Eiskristallen und darin eingeschlossener Luft, an der gekühlten Oberfläche bildet. In einem späteren Verlauf der Reifbildung kann es zudem zur sogenannten Vergletscherung kommen, wodurch sich die Reifdichte und damit die Wärmeleitfähigkeit der Reifschicht deutlich erhöhen.

Während der Reifbildung laufen mehrere komplexe, d.h. sich gegenseitig beeinflussende Vorgänge der Wärme- und Stoffübertragung simultan ab. Wärme wird zum einen fühlbar aufgrund der Temperaturdifferenz zwischen der wärmeren Luft und der kälteren Oberfläche übertragen. Zum anderen wird ein latenter Wärmestrom durch die Kondensation und anschließende Erstarrung bzw. direkt durch Desublimation des in der Luft enthaltenen Wasserdampfes frei. Die Summe aus fühlbarem und latentem Wärmestrom ergibt den Gesamtwärmestrom.

An der Phasengrenze zwischen Luft und Reifschicht wird Wärme durch Konvektion übertragen, wobei je nach Anströmung entweder freie oder erzwungene Konvektion vorliegt. Des Weiteren findet Wärmeübertragung zwischen Reifoberfläche und Umgebung auch durch Wärmestrahlung statt, dieser Anteil wird jedoch oft vernachlässigt. Innerhalb der Reifschicht findet der Wärmetransport durch Wärmeleitung statt.

Zur Stoffübertragung kommt es aufgrund des Wasserdampf-Partialdruckgefälles zwischen der umgebenden Luft außerhalb der Reifschicht und dem Reifschichtinneren. Es findet ein Stoffstrom in Richtung der gekühlten Oberfläche statt, wobei sich dieser Gesamtmassenstrom in zwei Teilmassenströme aufteilt. Ein Teil des Wasserdampfs wird an der Reifoberfläche in Form von Eis angelagert und führt so zur Erhöhung der Reifdicke (Wachstumsmassenstrom). Da es sich bei Reif jedoch wie oben bereits beschrieben um eine poröse Struktur handelt, dringt ein anderer Teil des Wasserdampfes in diese poröse Reifstruktur ein und desublimiert dort. Dieser Teil führt nicht zur Erhöhung der Reifdicke, sondern zur Erhöhung der Reifdichte, d.h. er sorgt für eine dichtere, kompaktere Reifschicht (Verdichtungsmassenstrom).

Analog zur Wärmeübertragung findet der Stofftransport an der Phasengrenze zwischen Luft und Reifschicht durch konvektiven Stofftransport statt. Innerhalb der Reifschicht wird der Wasserdampf durch Diffusionsvorgänge übertragen.

Entsprechend der beschriebenen Vorgänge der Wärme- und Stoffübertragung sind die folgenden vier Transportparameter bei der Beschreibung der Reifbildung von Bedeutung:

- an der Phasengrenzfläche zwischen Luft und Reifschicht:
 - Wärmeübergangskoeffizient α
 - Stoffübergangskoeffizient β
- innerhalb der Reifschicht:
 - effektive Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{R,eff}$
 - effektiver Diffusionskoeffizient D_{eff}

Für die Beschreibung des Reifwachstums in Abhängigkeit von der Zeit mithilfe sind vor allem folgende Größen von Interesse:

- Reifdicke δ_R
- Reifdichte ρ_R
- Reifoberflächentemperatur t_{RO}
- übertragene Wärmeströme bzw. Wärmestromdichten: fühlbare, latente und Gesamtwärmestromdichte $\dot{q}_f, \dot{q}_{lat}, \dot{q}_{ges}$
- übertragene Massenströme: Wachstums-, Verdichtungs- und Gesamtmassenstrom $\dot{m}_W, \dot{m}_V, \dot{m}_{ges}$

Dabei sind die ersten beiden Kenngrößen, d.h. die Reifdicke und -dichte, als die wichtigsten Ergebnisse von mathematischen Modellen als auch von experimentellen Untersuchungen zur Reifbildung anzusehen. Dies liegt neben der Anschaulichkeit dieser beiden Kenngrößen vor allem an der vergleichsweise einfachen messtechnischen Erfassung.

Die zeitliche Entwicklung der Kenngrößen sowie der oben genannten vier Transportparameter ist von einer Vielzahl an Einflussparametern abhängig. Die wichtigsten hierbei sind:

- Lufttemperatur t_L
- absolute und relative Luftfeuchte x_L, φ_L
- Luftgeschwindigkeit u_L
- Temperatur der kalten Oberfläche (Wandtemperatur) t_W
- Geometrie der kalten Oberfläche
- Oberflächenbeschaffenheit, d.h. Rauigkeit und Hydrophilie bzw. -phobie

In Abbildung 6.12 sind am Beispiel der Geometrie der ebenen Platte die wichtigsten Kenngrößen, Einflussparameter und Transportparameter der Wärme- und Stoffübertragung bei der Reifbildung dargestellt.

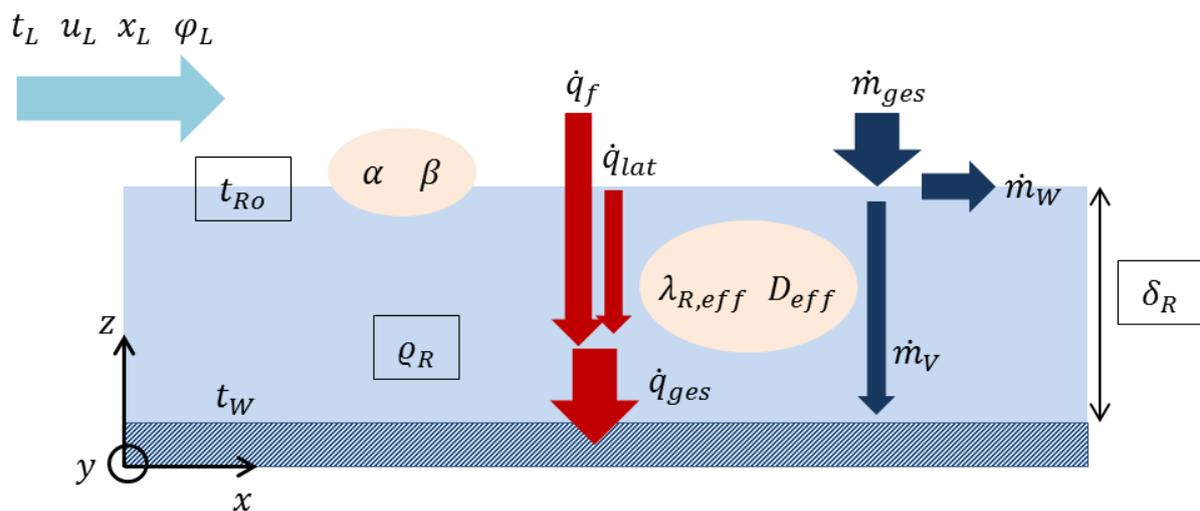


Abb. 6.12: Schematische Darstellung der wichtigsten Kenngrößen bei der Beschreibung des Reifwachstums, der wichtigsten Einflussparameter sowie der Transportparameter des simultan ablaufenden Wärme- und Stofftransports

6.1.4.2 Grundlegende Ansätze zur Modellierung der Reifbildung

In der Literatur finden sich drei grundlegend verschiedene Ansätze zur Beschreibung des Reifwachstums, d.h. zur mathematischen Berechnung von (ausgewählten) Kenngrößen der Reifbildung in Abhängigkeit der Zeit:

Einfache Korrelationsgleichungen. Zum einen kann die Reifbildung an kalten bzw. gekühlten Oberflächen anhand einfacher Korrelationsgleichungen beschrieben werden. Diese stellen die kennzeichnenden Reifgrößen wie Reifdicke, Reifdichte und Reifoberflächentemperatur anhand weniger einfacher Gleichungen in Abhängigkeit der wichtigsten Einflussparameter wie z.B. relative Luftfeuchte, Lufttemperatur und Temperatur der kalten Oberfläche dar. Diese Gleichungen können dabei ausschließlich aus experimentellen Daten abgeleitet oder aber anhand physikalischer Gesetzmäßigkeiten hergeleitet worden sein. Ebenso existieren Mischformen, d.h. halbempirische Gleichungen.

Komplexe Modelle auf Basis der Erhaltungsgleichungen. Neben diesen einfachen Korrelationsgleichungen gibt es eine Reihe von komplexen Modellen, welche die Reifbildung anhand der detaillierten physikalischen Beschreibung des simultan ablaufenden Wärme- und Stofftransports sowohl an der Grenze zwischen Luft und Reifschicht als auch in der Reifschicht selbst beschreiben. Bei der Beschreibung der physikalischen Vorgänge über die Erhaltungsgleichungen werden für die Luftseite die vier Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls, Energie und Stoff sowie für die Reifseite die zwei Erhaltungsgleichungen für Energie und Stoff aufgestellt und über geeignete Rand- und Anfangsbedingungen miteinander verknüpft.

Komplexe Modelle auf Basis analytischer Transportgleichungen der Wärme- und Stoffübertragung. Bei diesem Typ von Modellen wird der Wärme- und Stofftransport zwischen der Luft und der Reifschicht sowie in der Reifschicht selbst anhand der bekannten analytischen Transportgesetze (z.B. Newtonsches Abkühlungstheorem) beschrieben. Es ergeben sich somit die bereits oben genannten vier Transportparameter, zwei für die Luft und zwei für die Reifschicht bzw. zwei Parameter für den Wärme- und zwei Parameter für den Stofftransport: Wärme- und Stoffübergangskoeffizient, (effektive) Reifwärmeleitfähigkeit und (effektiver) Diffusionskoeffizient.

Für die Untersuchungen im Rahmen dieses Projektes spielten die Erhaltungsgleichungen keine Rolle. Beispiele für diese Art von Modellen finden sich für die ebene Platte z.B. bei Lüer und Beer /Lue00/, Lee et al. /Lee03/ und Cui et al. /CLJ11/ sowie für Wärmeübertrager bei Cui et al. /CLZ11/ und Lenic et al. /Len09/. Im Rahmen dieses Projektes wurden zunächst einige einfache Korrelationsgleichungen dahingehend untersucht, inwieweit sich diese sowohl auf einen anderen Bereich an Einflussparametern als auch auf andere Geometrien als jene, für die sie entwickelt wurden, übertragen lassen. Dies wurde mit dem Ziel durchgeführt, die Reifbildung an einem Wärmeübertrager mit möglichst einfachen Gleichungen, welche die Abhängigkeit der Reifgrößen von einigen wenigen, kennzeichnenden Einflussparametern darstellen, auszudrücken. Solche einfachen Gleichungen lassen sich beispielsweise in TRNSYS-Typen von Wärmepumpen implementieren und damit dann Jahressimulationen für kombinierte Solarthermie-Wärmepumpensysteme unter Berücksichtigung der Reifbildung am Wärmepumpen-Verdampfer durchführen. Komplexe Modelle sind für diese Art der Anwendung hingegen ungeeignet.

6.1.4.3 Ergebnisse der Untersuchungen mit den Korrelationsgleichungen

Da sich herausstellte, dass die im Rahmen dieses Projektes untersuchten einfachen Korrelationsgleichungen nicht dafür geeignet sind, die Reifbildung an einer kalten bzw. gekühlten Oberfläche über einen weiten Bereich an Einflussparametern mit der gewünschten Genauigkeit vorherzusagen, und zwar weder für einfache Geometrien wie ebene Platte und Zylinder noch für kompliziertere Geometrien wie einen Wärmeübertrager, wird im Folgenden nur sehr kurz auf die Ergebnisse dieser Untersuchungen eingegangen. Demzufolge wurde auch die Implementierung von Reifbildungsmodellen in TRNSYS-Typen nicht weiter verfolgt. Stattdessen wurden im Anschluss an die Untersuchung der Korrelationsgleichungen komplexe Modelle auf Basis der analytischen Transportgleichungen genauer untersucht, um hierdurch ein besseres Verständnis der ablaufenden Vorgänge zu erlangen und ein Rechenmodell für die Bereifung aufstellen zu können.

Untersuchte Korrelationsgleichungen aus der Literatur **Geometrie der ebenen Platte bzw. des Spaltkanals**

Für die Geometrie der ebenen Platte bzw. des Spaltkanals wurden die Korrelationsgleichungen nach Mao et al. /Tao93/ näher untersucht. Ein Spaltkanal ist die übliche Versuchsanordnung zur Untersuchung der Reifbildung an einer ebenen Platte, wobei je nach Autor eine einseitige oder eine beidseitige Bereifung des Spaltkanals erfolgt. Mao et al. entwickelten Korrelationsgleichungen zur Berechnung von Reifdicke und -dichte an einer ebenen Platte bzw. an einem Spaltkanal, bei denen die ermittelten Kenngrößen auch mit der Position der Platte entlang der x-Richtung variieren. Als charakteristische Länge verwenden Mao et al. den hydraulischen Durchmesser des Spaltkanals, welcher sich aus der Höhe h und der Breite b des Spaltkanals berechnen lässt.

Weitere, im Rahmen dieses Projektes untersuchte Korrelationsgleichungen für die ebene Platte bzw. den Spaltkanal, stammen von Yang und Lee /Yan04/. Yang und Lee entwickelten Korrelationsgleichungen für die Reifdicke, Reifdichte, Reifoberflächentemperatur und die Nußelt-Zahl, welche ähnlich denen von Kim et al. für den Zylinder (siehe folgender Abschnitt) aufgebaut sind.

Zylindergeometrie

Kim et al. /Kim08/ führten Experimente zur Reifbildung an einem rotierenden Zylinder durch und entwickelten daraus dimensionslose Korrelationen für die Beschreibung des zeitlichen Verlaufes von Reifdicke, Reifdichte, Reifoberflächentemperatur und Wärmeübergangskoeffizient bzw. Nußelt-Zahl. Als charakteristische Länge wählten sie den Zylinderdurchmesser, der Gültigkeitsbereich der Gleichungen ergibt sich aus dem Variationsbereich der experimentellen Randbedingungen. Die mit den Gleichungen berechneten Werte verstehen sich dabei als Mittelwerte über die gesamte kalte Zylinderoberfläche.

Im Rahmen dieses Projektes wurden neben den Korrelationsgleichungen von Kim et al. noch die Gleichungen von Schydlo /Sch10/ sowie von Sengupta et al. /Sen98/ untersucht. Schydlo entwickelte Korrelationsgleichungen für die mittlere Reifdichte sowie für die Masse des Kondensates, aus der sich über die mittlere Reifdichte auch die Reifdicke berechnen lässt. Er verwendet im Gegensatz zu Kim die Überströmlänge des Zylinders als charakteristische Länge und berücksichtigt außerdem die Rauigkeit als Einflussparameter. Sengupta et al. entwickelten Korrelationsgleichungen für die dimensionslose Reifdicke und die Nußeltzahl mit dem Zylinderdurchmesser als charakteristische Länge. Die berücksichtigten Einflussparameter sind: Reynolds-Zahl, Prandtl-Zahl, absolute Feuchte und die Zeit.

Andere Geometrien

Des Weiteren wurden im Rahmen dieses Projektes noch die Gleichungen von Haaf /Pla88/ sowie von AlEsa und Al-Zgoul /AlE12/ untersucht. Bei Haaf findet sich eine Übersicht über Untersuchungen zur Reifbildung an unterschiedlichen Geometrien und Strömungsverhältnissen, beispielsweise zu längs angeströmten Platten, zu durchströmten Spaltkanälen, zu quer angeströmten Zylindern oder zur Reifbildung an horizontalen Rohren bei freier Konvektion. Anhand von Ausgleichsgeraden wird versucht, allgemein gültige Gleichungen anzugeben, welche den Ergebnissen all dieser Untersuchungen Genüge tragen. Des Weiteren werden Gleichungen zur Berechnung des Druckverlustes, des Reifmassenstromes sowie zur Bestimmung des übertragenen fühlbaren und latenten Wärmestroms angegeben. Dies sind jedoch keine aus experimentellen Untersuchungen abgeleitete Korrelationsgleichungen, sondern anhand der bekannten physikalischen Gesetzmäßigkeiten hergeleitete Gleichungen,

bei denen z.T. Korrekturfaktoren eingebaut werden, welche aus den zusammengetragenen Bereifungsuntersuchungen abgeleitet werden.

Die Korrelationsgleichungen von AlEssa und Al-Zgoul wurden untersucht, weil diese für die Geometrie eines Wärmeübertragers entwickelt wurden und sich diese Gleichungen somit eventuell direkt für die Anwendung an Wärmepumpen-Verdampfern verwenden lassen. AlEssa und Al-Zgoul gehen von einem bestehenden Modell nach Ivanova aus, welches anhand exponentieller Korrelationsgleichungen die Reifdicke und die Reifmasse auf lamellierten Verdampfern berechnet. Die in den Gleichungen von Ivanova enthaltenen Koeffizienten werden von AlEssa und Al-Zgoul modifiziert, ohne dass allerdings gesagt wird, auf welcher Grundlage diese Veränderung der Koeffizienten eigentlich vorgenommen wird, d.h. ob auf eigenen experimentellen Untersuchungen oder anhand von theoretischen Überlegungen. Das Modell an sich bzw. die Beschreibung des Modells weisen des Weiteren einige Schwierigkeiten bzw. Unzulänglichkeiten auf, beispielsweise was die Kenngröße zur Beschreibung der Anströmung anbelangt.

In der Literatur finden sich etliche weitere, im Rahmen dieses Projektes allerdings nicht näher untersuchte Korrelationsgleichungen, hauptsächlich für die Berechnung der Reifdicke und -dichte, an unterschiedlichen Geometrien, wie z.B. ebene Platte, ein- oder beidseitig bereifter Spaltkanal und Zylinder. Eine gute Übersicht über diese Gleichungen kann Yang und Lee /Yan04/ entnommen werden. Es finden sich jedoch nicht immer Angaben darüber, wie beispielsweise die dimensionslosen Kenngrößen Reynolds- oder Fourier-Zahl genau berechnet werden. Weitere Korrelationsgleichungen für Wärmeübertrager finden sich bei Kim et al. /Kim02/ und Lee et al. /Lee13/.

Ausgewählte Ergebnisse der Untersuchungen mit den Korrelationsgleichungen **Geometrie der ebenen Platte bzw. des Spaltkanals**

Bei der Geometrie der ebenen Platte steht eine Vielzahl von (experimentellen) Daten aus der Literatur zur Verfügung, mit denen eine Bewertung der Korrelationsgleichungen erfolgen konnte. Im Rahmen dieser Untersuchung wurden vor allem die Arbeiten von Sahin /Sah94/, Lüer und Beer /Lüe00/, Cheng und Shiu /Che02/, Lee et al. /Lee03/, Sahinagic et al. /Sah04/, Cui et al. /CLJ11/ sowie von Wang et al. /Wan12/ herangezogen. Die Korrelationsgleichungen, die hierauf angewendet wurden, sind wie oben bereits erwähnt jene von Mao et al. /Tao93/, von Yang und Lee /Yan04/ sowie die auf mehrere Geometrien anwendbaren Gleichungen von Haaf /Pla88/.

In Abbildung 6.13 ist beispielhaft für die Untersuchungen der Korrelationsgleichungen für die ebene Platte der Vergleich experimenteller Ergebnisse von Sahin /Sah94/ für die Reifdicke bei zwei verschiedenen Temperaturen der kalten Oberfläche (Wandtemperatur t_w) mit den nach den Korrelationsgleichungen von Yang und Lee sowie von Mao et al. berechneten Werten dargestellt. Bei der Korrelationsgleichung von Mao et al. wurde dabei für die Position der x-Koordinate die halbe Plattenlänge eingesetzt.

Es zeigt sich für dieses Beispiel, dass die Korrelationsgleichung nach Yang und Lee speziell bei der Wandtemperatur von -25 °C die experimentellen Ergebnisse sehr gut wiedergibt. Die nach Mao et al. berechneten Werte für die Reifdicke können die experimentellen Daten von Sahin jedoch nicht wiedergeben, da die Reifdicke deutlich zu hoch vorhergesagt wird. Beide Korrelationsgleichungen geben allerdings den Einfluss der Wandtemperatur korrekt wieder. Bei sonst gleichen Versuchsbedingungen führt eine geringere Wandtemperatur und demzufolge eine größere treibende Temperaturdifferenz zwischen anströmender Luft und kalter Wand zu höheren Reifdicken.

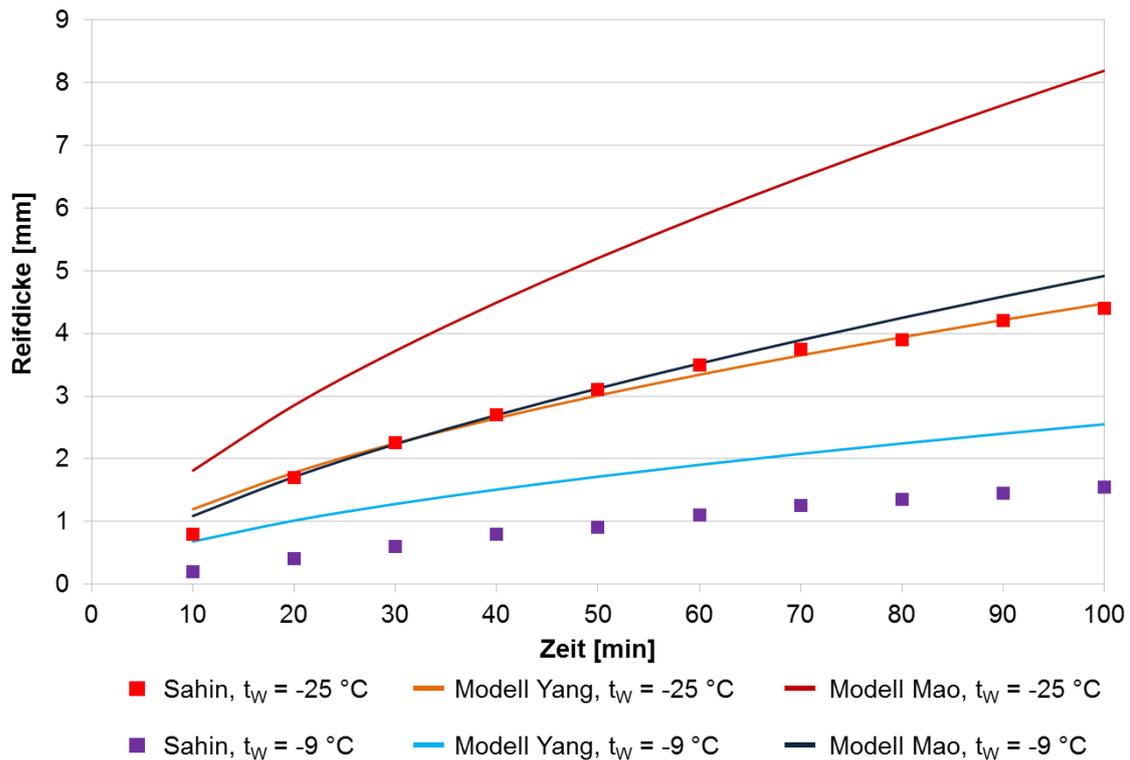


Abb. 6.13: Vergleich der von Sahin /Sah94/ experimentell ermittelten Reifdicke für die ebene Platte mit den nach Yang und Lee /Yan04/ bzw. nach Mao et al. /Tao93/ berechneten Werten; wichtigste Versuchsparameter: $Re = 3.700$, $t_L = 13\text{ °C}$, $x_L = 0,0069$

In Abbildung 6.14 ist für die beiden Korrelationsgleichungen nach Yang und Lee bzw. Mao et al. der Vergleich mit den experimentellen Daten für die Reifdicke nach Lee et al. /Lee03/ bei zwei verschiedenen Versuchsbedingungen dargestellt. Bei der Korrelationsgleichung für die Reifdicke nach Mao et al. wurde für die Position der x -Koordinate wieder die halbe Plattenlänge eingesetzt.

Für dieses Beispiel zeigt sich bei beiden Korrelationsgleichungen eine recht gute Übereinstimmung mit den von Lee et al. ermittelten experimentellen Daten. Die Reifdicke wird von beiden Korrelationsgleichungen etwas zu hoch vorhergesagt, wobei die Gleichung nach Yang die experimentellen Daten besser trifft.

In ähnlicher Form wurden nun auch für die anderen genannten Quellen sowie für die Korrelationsgleichung nach Haaf Untersuchungen durchgeführt. Die wesentlichen Ergebnisse waren, dass die Korrelationsgleichung für die Reifdicke nach Yang und Lee eine gute bis sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten liefert, solange die Versuchsbedingungen in etwa den Gültigkeitsbedingungen der Gleichung entsprechen. Außerhalb dieser Randbedingungen, insbesondere für geringe Temperaturdifferenzen zwischen Luft und kalter Oberfläche sowie für Lufttemperaturen unter 0 °C ist diese Gleichung aber nicht anwendbar. Die Berechnung der Reifdicke nach den Korrelationsgleichungen von Yang und Lee und von Mao et al. führt nur in einzelnen Fällen, wie beispielsweise in Abb. 6.14 gezeigt, zu befriedigenden Ergebnissen. Oftmals sind nicht nur die Absolutwerte (deutlich) zu hoch oder zu niedrig, sondern auch die Kurvenverläufe oder der Einfluss eines bestimmten Versuchsparameters werden nicht korrekt wiedergegeben. Die Korrelationsgleichung nach Haaf ist zumindest für eine erste, grobe Abschätzung der Reifdicke an einer ebenen Platte unabhängig von den Versuchsbedingungen geeignet.

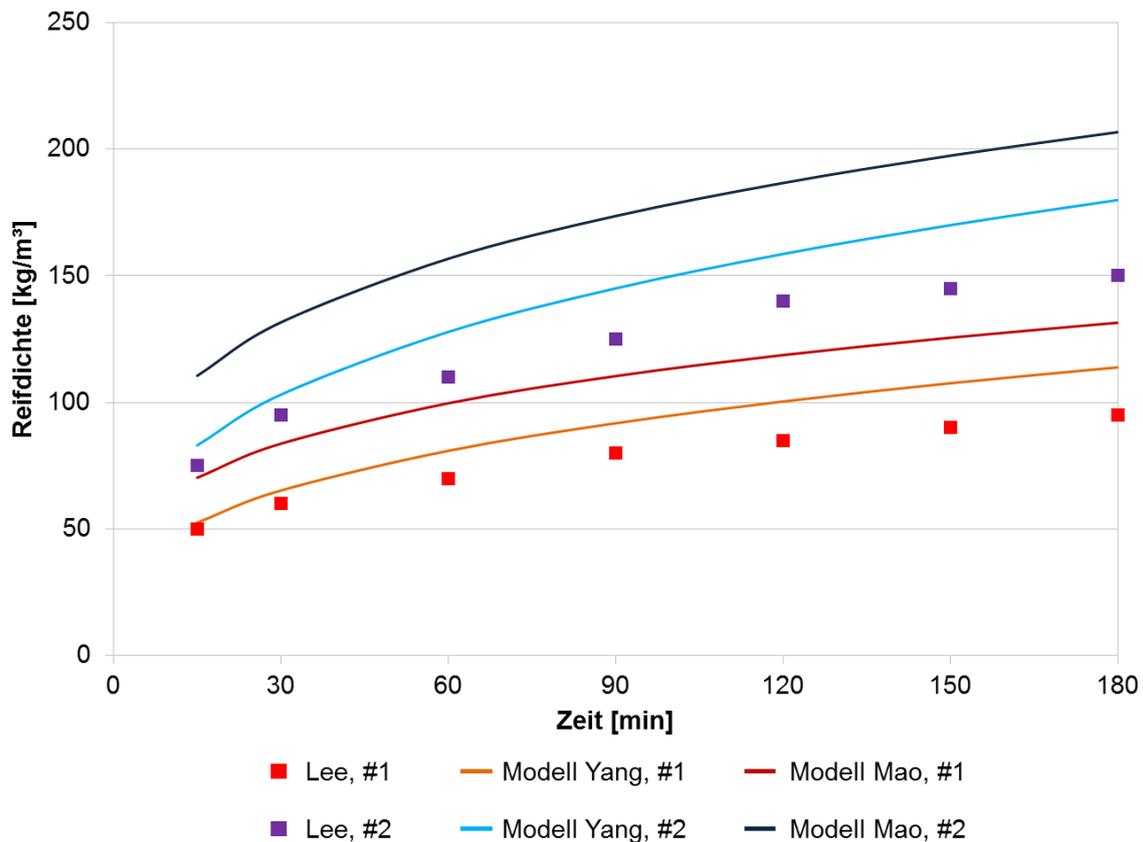


Abb. 6.14: Vergleich der experimentellen Ergebnisse von Lee et al. /Lee03/ für die ebene Platte mit den nach Yang und Lee /Yan04/ bzw. Mao et al. /Tao93/ berechneten Werten; wichtigste Versuchsparameter: $u_L = 1,75 \text{ m/s}$, $t_L = 10 \text{ °C}$, $x_L = 0,00528$, $t_W = -20 \text{ °C}$ (#1); $u_L = 2,50 \text{ m/s}$, $t_L = 15 \text{ °C}$, $x_L = 0,00633$, $t_W = -15 \text{ °C}$ (#2)

Zylindergeometrie

Die untersuchten Korrelationsgleichungen für die Zylindergeometrie stammen wie erwähnt von Kim et al. /Kim08/, von Schydlo /Sch10/ und von Sengupta et al. /Sen98/. Außerdem wurden auch die Korrelationsgleichungen von Haaf /Pla88/ bezüglich der Eignung für diese Geometrie untersucht. Neben den experimentellen Daten dieser Autoren wurden für die Bewertung der Korrelationsgleichungen auch noch die Arbeiten von Lee und Ro /Lee01/ verwendet.

Als Ergebnis dieser Untersuchungen lässt sich feststellen, dass die Versuchsbedingungen der Autoren sehr verschieden sind und sich dadurch eine schlechte Übereinstimmung zwischen experimentellen Daten und Modelldaten ergibt. Die Korrelationsgleichung für die Reifdicke nach Haaf liefert z.T. akzeptable Ergebnisse und kann wie bei der ebenen Platte zumindest als grobe Abschätzung verwendet werden. Mit den Gleichungen nach Schydlo lassen sich die experimentellen Ergebnisse von Kim et al., von Sengupta et al. und von Lee und Ro nicht abbilden, teilweise ergeben sich mit den Gleichungen für diese Randbedingungen auch physikalisch unsinnige Werte. Die Korrelationsgleichungen von Kim et al. und von Sengupta et al. liefern ebenfalls keine akzeptablen Ergebnisse. Von daher muss geschlossen werden, dass sich die bisher aus der Literatur bekannten Korrelationsgleichungen für die Zylindergeometrie nicht auf einen weiteren Bereich an Einflussparametern übertragen lassen.

Wärmeübertrager

Die Untersuchung von Korrelationsgleichungen für Wärmeübertrager gestaltete sich aufgrund offenkundiger Unzulänglichkeiten der untersuchten Gleichungen schwierig. Die Gleichungen von AlEsa und Al-Zgoul /AlE12/ sind vor allem wegen der nicht näher definierten Größe für die Anströmung sowie wegen des unbekanntem Ursprungs der Koeffizienten problematisch. Auch bei der oben noch erwähnten Korrelationsgleichung nach Kim et al. /Kim02/ fehlt beispielsweise die Angabe, mit welcher charakteristischen Länge Reynolds- und Fourier-Zahl und wie die in der Gleichung verwendete dimensionslose Temperatur berechnet werden.

Des Weiteren gibt es sehr unterschiedliche Typen von Wärmeübertragern, an denen die Reifbildung untersucht wurde. Ein Vergleich der Ergebnisse der unterschiedlichen Untersuchungen ist daher schwierig. Im Rahmen dieses Projektes wurden an experimentellen Vergleichsdaten vor allem die Arbeiten von Guo et al. /Guo08/ und von Da Silva et al. /DaS11/ verwendet.

Aufgrund der genannten Probleme muss letztlich festgehalten werden, dass es bisher keine in der Literatur verfügbare Korrelationsgleichung für Wärmeübertrager gibt, welche sich für die Beschreibung der Reifbildung an einem typischen Wärmepumpen-Verdampfer verwenden lässt.

Anpassung von Korrelationsgleichungen an andere Geometrien

Bei dieser Art von Untersuchung wurde durch die Anpassung der charakteristischen Länge in der jeweiligen Korrelationsgleichung überprüft, ob sich die Korrelationsgleichung auch auf andere Geometrien anwenden lässt. Ein Beispiel für eine gelungene Übertragung der Korrelationsgleichung für die Reifdicke an einem Zylinder nach Kim et al. /Kim08/ auf die Geometrie der ebenen Platte ist in Abbildung 6.14 gezeigt. Hierbei wurde in den Gleichungen für die charakteristische Länge anstatt des Zylinderdurchmessers der hydraulische Durchmesser des Spaltkanals entsprechend den Angaben zum Versuchsaufbau von Sahin /Sah94/ eingesetzt. Der Vergleich mit den von Sahin experimentell ermittelten Reifdicken zeigt eine gute Übereinstimmung sowohl was die Absolutwerte als auch was die korrekte Wiedergabe des Einflusses der Luftgeschwindigkeit anbelangt.

Die Übertragung der Korrelationsgleichungen von Kim et al. für die Reifdicke an einem Zylinder auf die Geometrie der ebenen Platte führte bei mehreren experimentellen Vergleichsdaten zu akzeptablen Ergebnissen, und zwar sowohl unter Verwendung der Plattenlänge als auch des hydraulischen Durchmessers des Spaltkanals als charakteristischer Länge.

Bei den anderen durch die Korrelationsgleichungen von Kim et al. angegebenen Reifkenngrößen, z.B. der Reifdicke und der Reifoberflächentemperatur, lässt sich eine befriedigende Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen jedoch nicht feststellen.

Für andere Korrelationsgleichungen und Geometrien, insbesondere für Wärmeübertrager unter Verwendung des hydraulischen Durchmessers des durch zwei parallele Lamellen gebildeten Spaltkanals als charakteristische Länge, wurden noch einige Untersuchungen durchgeführt, die jedoch nicht zu akzeptablen Ergebnissen führten. Es lässt sich daher festhalten, dass eine Übertragung von Korrelationsgleichungen auf andere Geometrien nur in Einzelfällen anwendbar ist.

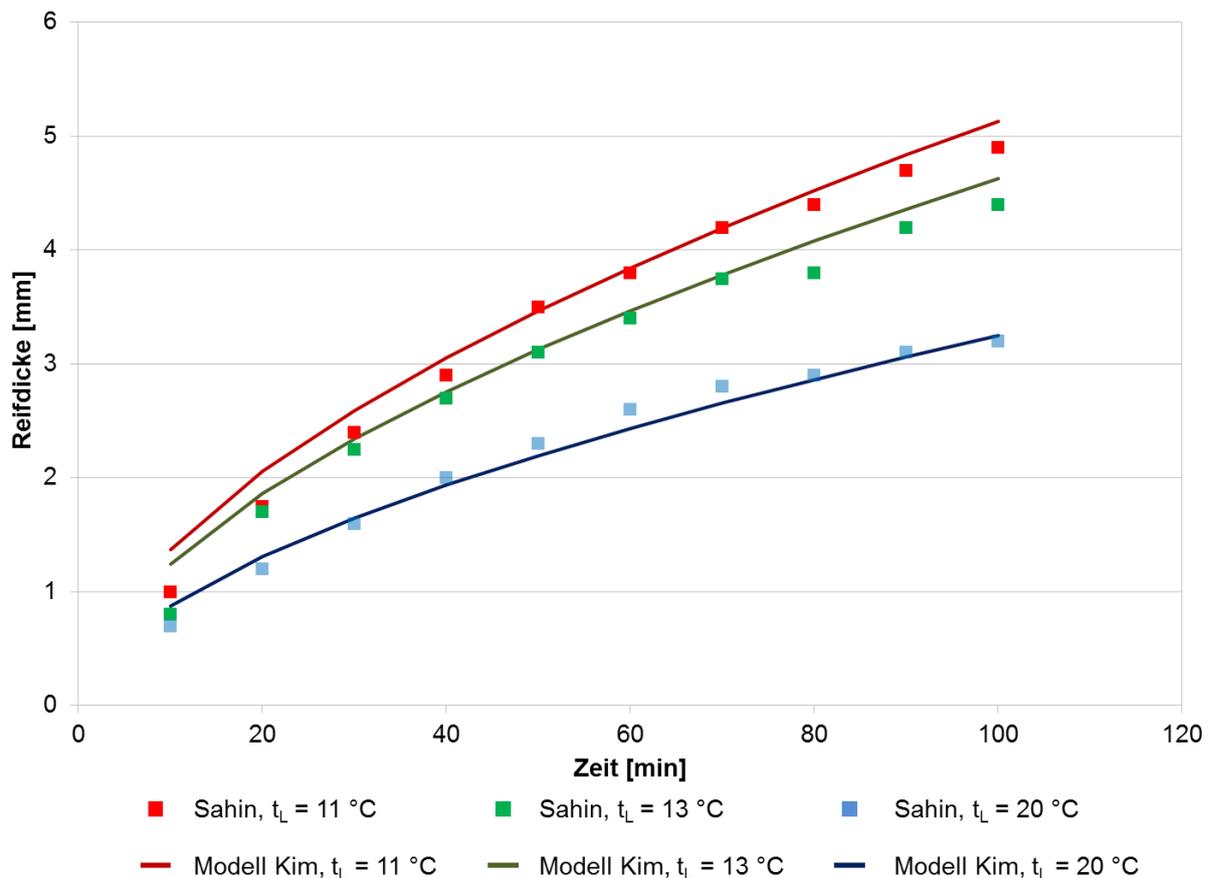


Abb. 6.15: Vergleich der von Sahin /Sah94/ experimentell ermittelten Reifdicke für die ebene Platte mit den Kim et al. /Kim08/ berechneten Werten (modifiziertes Modell mit hydraulischem Durchmesser des Spaltkanals als charakteristischer Länge); wichtigste Versuchsparameter: $Re = 3.600$, $t_W = -25\text{ °C}$, $x_L = 0,007$

Fazit zur Verwendung von einfachen Korrelationsgleichungen

Letztlich muss konstatiert werden, dass die bisher in der Literatur verfügbaren einfachen Korrelationsgleichungen nur für eine bestimmte Geometrie und jeweils nur für einen sehr engen Bereich an Einflussparametern anwendbar sind. Eine Anpassung bzw. Übertragung von Korrelationsgleichungen auf andere Geometrien und andere Bereiche von Einflussparametern führt nur in Einzelfällen zu akzeptablen Ergebnissen.

Des Weiteren lässt sich festhalten, dass die in der Literatur verfügbaren einfachen Korrelationsgleichungen insbesondere für den in diesem Projekt vorgesehenen Anwendungsfall, d.h. die Beschreibung der Reifbildung an einem typischen Wärmepumpen-Verdampfer, ungeeignet sind. Zum einen wurden die meisten der hier untersuchten Korrelationsgleichungen für einfache Geometrien wie ebene Platte und Zylinder entwickelt und lassen sich wie bereits erwähnt nicht auf die Geometrie eines Wärmeübertragers übertragen. Korrelationsgleichungen für Wärmeübertrager existieren kaum oder weisen entweder wie das Modell von AlEsa und Al-Zgoul Fehler bzw. Unzulänglichkeiten auf bzw. sind nur für sehr spezielle Typen von Wärmeübertrager anwendbar. Zum anderen wurden die meisten der hier vorgestellten Korrelationsgleichungen unter Versuchsbedingungen ermittelt, die für einen Wärmepumpen-Verdampfer untypisch sind. Dies betrifft einerseits die Temperaturdifferenz zwischen anströmender Luft und kalter Oberfläche: Bei einem Wärmepumpen-Verdampfer liegt diese üblicherweise in der Größenordnung 5...10 K, bei den meisten der hier untersuchten Quellen ist diese mit 20...45 K deutlich höher. Dies bedeutet,

dass damit auch die treibende Temperaturdifferenz deutlich höher ist. Andererseits betrifft dies die Lufttemperatur an sich: Bei sehr wenigen der in der Literatur aufgeführten Untersuchungen werden Lufttemperaturen um sowie unter $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ und damit im für Wärmepumpen interessanten Bereich durchgeführt, sondern meistens mit Lufttemperaturen in der Größenordnung $5\text{...}25\text{ }^{\circ}\text{C}$. In diesem Bereich kann die Luft jedoch deutlich mehr Wasser aufnehmen. Ein Vergleich mit den wenigen in der Literatur verfügbaren Untersuchungen im für Wärmepumpen relevanten Bereich zeigt, dass sich die hier betrachteten Korrelationsgleichungen nicht auf diesen Bereich übertragen lassen.

Die Modellierung der Reifbildung mithilfe einfacher Korrelationsgleichungen und deren Implementierung beispielsweise in TRNSYS-Typen zur Durchführung von Jahres-simulationen für kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen stellten sich somit letztlich als nicht zielführend dar. Deshalb wurde stattdessen die Modellierung der Reifbildung anhand der analytischen Transportgleichungen für die Wärme- und Stoffübertragung genauer untersucht, was in den folgenden Abschnitten beschrieben ist.

6.1.4.4 Reifbildungsmodell auf Basis der analytischen Transportgleichungen für Wärme- und Stoffübertragung

Für die einfache Geometrie der ebenen Platte sowie des Spaltkanals wurde ein auf den analytischen Transportgleichungen für die Wärme- und Stoffübertragung basierendes Reifbildungsmodell entwickelt und in das Programm MATLAB /MAT/ implementiert. Der Anwender des Programms kann dabei mehrere Varianten für die Lösung des Reifbildungsmodells auswählen sowie verschiedene Ansätze für die Bestimmung der einzelnen Transportparameter (siehe Kapitel 6.1.4.6) miteinander kombinieren. Bevor näher auf die Varianten des Reifbildungsmodells, auf die Transportparameter und auf die Umsetzung des Programms in MATLAB eingegangen wird, sind im Folgenden die wichtigsten Annahmen und Randbedingungen des Modells aufgeführt:

- Die Reifbildung wird als quasistationär und im thermodynamischen Gleichgewichtszustand befindlich angenommen.
- Es wird nur die Phase des Reifwachstums betrachtet, d.h. die Keimbildungsphase zu Beginn sowie das Auftreten der Vergletscherung nach einem sehr langen Zeitraum der Reifbildung sind nicht Teil des Modells. Die fehlende Abbildung der Keimbildungsphase wird jedoch wie bei derartigen Reifbildungsmodellen üblich durch die Vorgabe geeigneter Anfangsbedingungen für Reifdicke, Reifdichte und Reifoberflächentemperatur kompensiert.
- Das Reifwachstum erfolgt eindimensional und normal zur kalten Oberfläche, d.h. die Reifgrößen variieren nicht entlang der Plattenlänge x bzw. -tiefe y .
- Die Reifdichte sowie die beiden Transportparameter der Reifschicht (Wärmeleitfähigkeit und Diffusionskoeffizient) sind als Mittelwerte über die gesamte Reifschicht ausgedrückt. Sie sind keine Funktionen von x , y , und z , sondern nur von der Zeit τ .
- Die feuchte Luft liegt sowohl an der Reifoberfläche als auch innerhalb der Reifschicht gesättigt vor.
- Der Luftdruck ist sowohl in der Strömung als auch in der Reifschicht identisch und beträgt näherungsweise 1 bar.
- Für den konvektiven Wärmeübergang zwischen feuchter Luft und Reifoberfläche wird ausschließlich erzwungene Konvektion betrachtet.

- Der Wärmetransport durch Strahlung wird sowohl in der Reifschicht als auch zwischen der Reifoberfläche und der Umgebung vernachlässigt.
- Die Oberflächenbeschaffenheit der kalten bzw. gekühlten Oberfläche spielt in diesem Reifbildungsmodell keine Rolle.

Der Kern des Reifbildungsmodells besteht aus der Lösung der Differenzialgleichungen für den Wärme- und Stofftransport innerhalb der Reifschicht, d.h. aus der Lösung der Energiebilanz und der Bilanz der Stoffströme an einem infinitesimalen Kontrollvolumen. Die Energiebilanz ergibt sich aus den ein- und austretenden Wärme- und Enthalpieströmen am Kontrollvolumen und umfasst damit sowohl den Fourier'schen Wärmeleitungsansatz als auch die durch das Desublimieren von Wasserdampf auftretende latente Wärme. Für den Stofftransport innerhalb der Reifschicht ist das Erste Fick'sche Gesetz maßgeblich, wobei der binäre durch den effektiven Diffusionskoeffizienten ersetzt wird. Weitere Mechanismen des Massentransportes neben der molekularen Diffusion, wie z.B. Oberflächen-, Thermo- und Knudsen-Diffusion, werden in diesem Modell nicht betrachtet. Für den Wärme- und Stofftransport von der anströmenden feuchten Luft an die Reifschicht werden die bekannten Ansätze zur Berechnung des konvektiven Wärme- und Stoffüberganges (Newton'sches Abkühlungstheorem) angewendet.

Es wurden insgesamt 4 Varianten für die Berechnung der Reifbildung an der kalten Oberfläche umgesetzt. Die Unterschiede der einzelnen Varianten beziehen sich hierbei auf die Lösung der Energiebilanz für die Reifschicht sowie auf die Berechnung bzw. Aufspaltung des zur Reifoberfläche hin übertragenden Dampfmassenstroms in die beiden Anteile Wachstumsmassenstrom und Verdichtungsmassenstrom. Die Anwendung der bekannten Ansätze für die Berechnung des konvektiven Wärme- und Stoffüberganges von der feuchten Luft an die Reifschicht ist in jeder der vier Varianten gleich. Im Folgenden wird nicht auf die einzelnen Gleichungen der Varianten des Reifbildungsmodells eingegangen, sondern für Details auf einschlägige Quellen verwiesen.

Für die Lösung der Energiebilanz sind aus der Literatur zwei Möglichkeiten bekannt, welche zu zwei unterschiedlichen Temperaturfunktionen in Abhängigkeit der Wachstumsrichtung des Reifs (z-Koordinate in Abbildung 6.12) führen. Ausgehend von der Annahme, dass sich die gesamte in die Reifschicht hineindiffundierende Dampfmasse gleichmäßig über der Reifhöhe verteilt, sowie durch die Vorgabe der Randbedingungen erster und zweiter Art für die kalte Oberfläche ergibt sich bei der Lösung der Energiebilanz nach der ersten Möglichkeit eine quadratische Temperaturfunktion. Die Details dieser Lösung für die Energiebilanz können den Arbeiten von Cheng und Cheng /Che01/, Jones und Parker /Jon75/ und Kandula /Kan11/ entnommen werden. Bei der zweiten Möglichkeit der Lösung der Energiebilanz wird ein allgemein für poröse Stoffe aus der Verfahrenstechnik bekannter Ansatz gewählt, welcher die Diffusion in Verbindung mit einer homogenen chemischen Reaktion beschreibt. Die „chemische Reaktion“ ist im Fall der Reifbildung die Desublimation des Wasserdampfes. Nach Einführen eines Desublimationskoeffizienten und diverser Umformungen und Vereinfachungen ergibt sich schließlich eine Temperaturfunktion, welche anstelle des quadratischen Terms der ersten Möglichkeit zur Lösung der Energiebilanz eine Kosinus-Hyperbolicus-Funktion enthält. Details zu dieser Lösung der Energiebilanz finden sich bei Hermes et al. /Her09/ und Lee et al. Lee97/.

Die Aufteilung des Gesamtmassenstroms in den Wachstums- und in den Verdichtungsmassenstrom erfolgt durch die explizite Berechnung entweder des einen oder des anderen Teilmassenstromes. Wird der Verdichtungsmassenstrom explizit berechnet, so ergibt sich für jede der beiden Möglichkeiten der Lösung der Energiebilanz eine eigene

Gleichung zur Lösung des Ersten Fick'schen Gesetzes. Die Berechnung des Wachstumsmassenstroms erfolgt hingegen über eine empirische Korrelation, beispielsweise über die Reifdichtekorrelation nach Hayashi et al. /HAY77/ oder nach Hermes et al. /Her09/. Während bei der expliziten Berechnung des Verdichtungsmassenstromes die Reifdichte damit ein direktes Ergebnis der Lösung der Differenzialgleichungen ist, basiert die Reifdichte bei der expliziten Berechnung des Wachstumsmassenstromes auf zusätzlicher Empirie.

Die oben erwähnten insgesamt vier Varianten des Reifbildungsmodells ergeben sich somit aus den beiden Möglichkeiten der Lösung der Energiebilanz, kombiniert mit entweder der expliziten Berechnung des Verdichtungsmassenstromes oder der expliziten Berechnung des Wachstumsmassenstromes über eine empirische Reifdichtekorrelation.

6.1.4.5 Umsetzung des Modells in MATLAB

In Abbildung 6.16 ist der Programmablaufplan des MATLAB-Programms für die Modellierung der Reifbildung an der Geometrie einer ebenen Platte und eines Spaltkanals dargestellt. Bevor die einzelnen Reifgrößen für jeden Zeitschritt berechnet werden, findet die Initialisierung des Programms statt. Als erstes werden hier die Randbedingungen eingegeben, d.h. die Versuchsbedingungen wie z.B. Temperatur, Feuchte und Geschwindigkeit der anströmenden Luft, die Auswahl der Geometrie, d.h. ebene Platte oder Spaltkanal, die Temperatur der kalten Oberfläche und die maximale Simulationsdauer. Danach kann der Programmanwender aus einer der vier oben beschriebenen Varianten zur Lösung des Reifbildungsmodells auswählen. Da das Modell wie bereits erwähnt nicht die Keimbildungsphase mit abbildet, müssen als nächstes geeignete Anfangsbedingungen vorgegeben werden. Hierzu kann die Reifdichte zu Beginn der Berechnung entweder direkt eingegeben oder über eine der beiden Reifdichtekorrelationen nach Hayashi et al. /HAY77/ bzw. Hermes et al. /Her09/ berechnet werden. Die Reifdicke zu Beginn der Berechnung beträgt in Übereinstimmung mit den Erkenntnissen von Jones und Parker /Jon77/ $2 \cdot 10^{-5}$ m, die Reifoberflächentemperatur zu Beginn der Berechnung entspricht der Temperatur der kalten Oberfläche. Den letzten Teil der Programminitialisierung bildet die Auswahl von Korrelationen für die beiden Transportparameter der (effektiven) Reifwärmeleitfähigkeit und des (effektiven) Diffusionskoeffizienten. Hierbei kann aus einer Reihe von Korrelationen frei ausgewählt werden, d.h. es ist dem Anwender überlassen, inwieweit physikalisch zueinander passende Ansätze verwendet werden. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wird im Fall der ebenen Platte die Korrelation nach Gnielinski /GnP06/ und im Fall des Spaltkanals die Korrelation nach Yamakawa /Yam72/ verwendet. Der Stoffübergangskoeffizient wird über die Lewis-Analogie berechnet, wobei die Lewis-Zahl entweder vom Programmanwender vorgegeben oder anhand der Stoffwerte der Luft berechnet wird.

Nach der Initialisierung des Programms erfolgt der eigentliche Berechnungsalgorithmus. Hierbei werden zunächst die Reifdicke und -dichte anhand der Werte des letzten Zeitschritts berechnet und anschließend die Stoffwerte und Korrelationen mithilfe der Temperatur des letzten Zeitschritts bestimmt. Da die Ermittlung der Reifoberflächentemperatur über eine implizite Gleichung erfolgt, müssen Iterationen durchgeführt werden. Hierzu wird die Gleichung zur Berechnung der Reifoberflächentemperatur entsprechend umgeformt und eine Nullstellensuche durchgeführt. Dazu wird das Bisektionsverfahren angewendet, welches gegenüber dem Newton-Verfahren den Vorteil hat, dass keine erste Ableitung der zu lösenden Funktion benötigt wird. Nach der erfolgreichen Nullstellensuche werden die neuen Werte für die Reifdicke und -dichte sowie für die Wärme- und Massenströme berechnet.

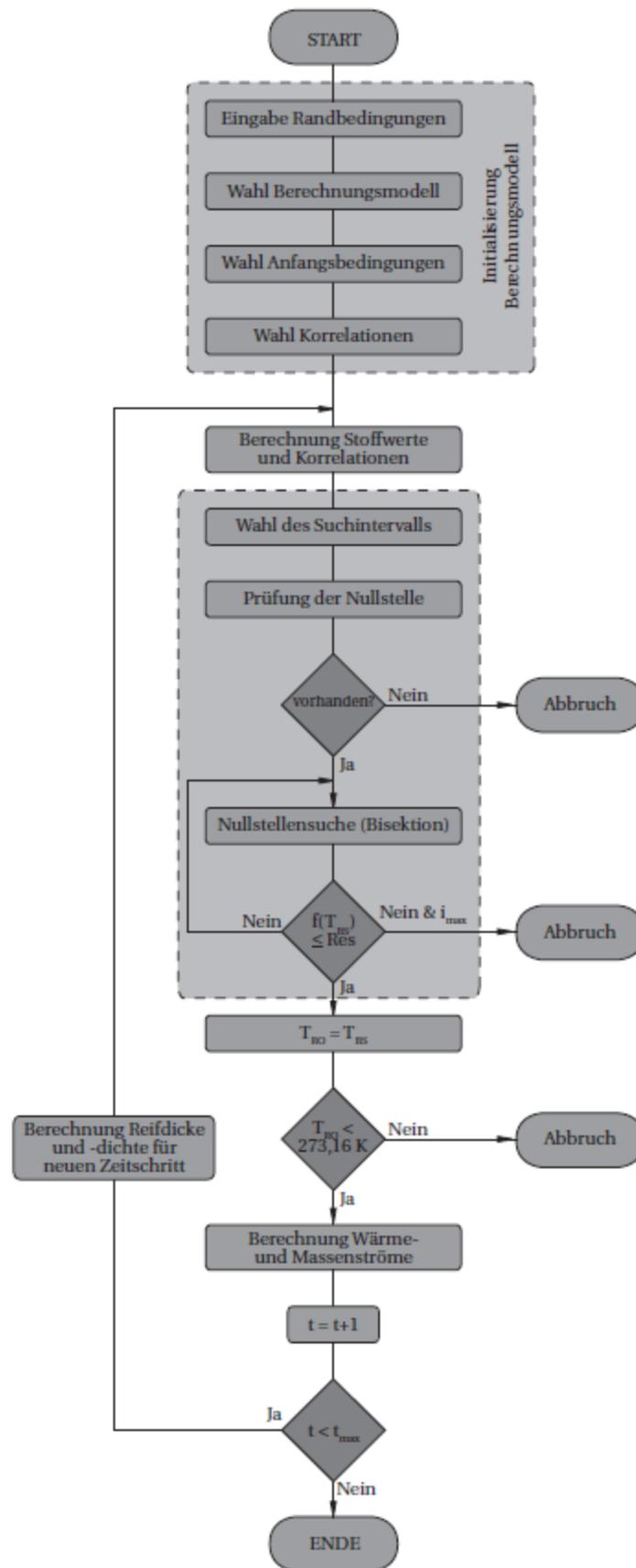


Abb. 6.16: Programmablaufplan des MATLAB-Programms zur Modellierung der Reifbildung an einer ebenen Platte und an einem Spaltkanal; t ...Zeit, Res ...Residuum, BS ...Bisektion; RO ...Reifoberfläche

Wie aus Abbildung 6.16 erkennbar ist, enthält das Programm drei Möglichkeiten für einen vorzeitigen Programmabbruch vor Ablauf der eingegebenen Simulationsdauer. Ein vorzeitiger Programmabbruch tritt auf, wenn keine Nullstelle vorhanden ist, wenn die maximale Anzahl an Iterationen erreicht wird oder wenn die Reifoberflächentemperatur 0 °C erreicht. Im Fall eines vorzeitigen Programmabbruchs werden Plots für die einzelnen Reifgrößen bis zu diesem Zeitpunkt erstellt, im Fall eines regulären Programmendes hingegen bis zum Ende der Simulationsdauer.

Im Anschluss an die Erstellung des MATLAB-Programms erfolgte eine Verifikation des Berechnungsprogramms anhand der Daten von Hermes et al. /Her09/. Neben der Überprüfung, dass der Berechnungsalgorithmus korrekt programmiert wurde, erfolgten auch eine Prüfung des verwendeten Iterationsverfahrens sowie eine Untersuchung hinsichtlich der zu wählenden Zeitschrittweite. Hierbei zeigte sich, dass das Bisektionsverfahren für das zu lösende Nullstellenproblem geeignet ist. Für die Zeitschrittweite wurde schließlich ein Wert von 0,1 Sekunden gewählt.

6.1.4.6 Wahl der Transportparameter

Ein ganz wesentlicher Punkt bei der Entwicklung eines Modells für die Reifbildung ist die Auswahl geeigneter Korrelationen für die vier in Abbildung 6.12 dargestellten und in Kapitel 6.1.4.1 genannten Transportparameter, d.h. für den Wärmeübergangskoeffizienten α , den Stoffübergangskoeffizienten β , die effektive Reifwärmeleitfähigkeit $\lambda_{R,eff}$ und den effektiven Diffusionskoeffizienten D_{eff} . In der Literatur findet sich hierzu eine Vielzahl von unterschiedlichen Korrelationen und Berechnungsansätzen/-modellen, welche z.T. empirischer Natur sind, z.T. aber auch aus theoretischen Untersuchungen heraus entstanden sind. Neben diesen vier Transportparametern wird in manchen Modellen auch die Reifdichte in Form einer empirischen Korrelation bestimmt. Die Reifdichte wiederum besitzt einen wesentlichen Einfluss auf den effektiven Diffusionskoeffizienten und die effektive Wärmeleitfähigkeit in der Reifschicht.

Die Auswahl der einzelnen Korrelationen erscheint mitunter willkürlich bzw. wird von den Autoren offensichtlich z.B. im Hinblick auf eine gute Übereinstimmung zwischen einem entwickelten Modell für die Reifbildung und den eigenen experimentellen Daten getroffen. Es besteht jedoch ein Wissensdefizit darüber, unter welchen Randbedingungen welche Korrelationen geeignet sind. Des Weiteren fehlen für einige Anwendungsfälle noch geeignete Korrelationen bzw. Berechnungsansätze und einige der existierenden Korrelationen bzw. Berechnungsansätze erscheinen aus physikalischer Sicht fragwürdig.

Im Rahmen dieses Projektes wurde aufgrund der ungeklärten Frage, welche Korrelationen für die vier Transportparameter im zu entwickelnden Modell für die Reifbildung verwendet werden sollen, zunächst eine intensive Literaturrecherche durchgeführt. Der Fokus lag dabei auf dem Vergleich der Ergebnisse, welche diese Korrelationen liefern, sowie auf der physikalischen Plausibilität der verschiedenen Ansätze, um hieraus Schlussfolgerungen für das im Rahmen dieses Projektes zu entwickelnde Reifbildungsmodell zu ziehen. Eine detaillierte Beschreibung und Bewertung der einzelnen Korrelationen und Berechnungsansätze kann jedoch in diesem Bericht nicht gegeben werden, hierzu wird auf die angegebenen Literaturstellen verwiesen.

6.1.4.7 Ausgewählte Ergebnisse

Wie in Kapitel 6.1.4.3 bereits genannt steht bei der Geometrie der ebenen Platte bzw. des Spaltkanals eine Vielzahl von experimentellen Daten aus der Literatur zur Verfügung, welche für den Abgleich mit dem hier entwickelten Reifbildungsmodell herangezogen werden kann. Im Rahmen dieser Untersuchung betrifft dies im Wesentlichen die Arbeiten von Sahin /Sah94/, Lüer und Beer /Lüe00/, Cheng und Shiu /Che02/, Lee et al. /Lee03/, Hermes et al. /Her09/, Lee et al. /Lee97/ und Sahinagic et al. /Sah04/. Eine Auswahl der Ergebnisse des Abgleichs zwischen den experimentellen Daten und verschiedenen Modellvarianten des entwickelten Reifbildungsmodells auf Basis der analytischen Transportgleichungen wird im Folgenden präsentiert.

In Abbildung 6.17 sind zwei experimentelle Datensätze für die Reifdicke von Lee et al. /Lee03/ sowie die für jede der beiden Versuchsbedingungen nach zwei verschiedenen Modellvarianten berechneten Werte der Reifdicke dargestellt. Beide Modellvarianten lösen das Temperaturproblem über die Annahme der gleichmäßigen Verteilung der Dampfmasse über der Reifhöhe und berechnen explizit den Verdichtungsmassenstrom ohne Zuhilfenahme einer empirischen Reifdichtekorrelation. Beide Varianten haben gemeinsam, dass die Lewis-Zahl anhand der Stoffwerte der Luft berechnet wird und dass eine anfängliche Reifdicke von 30 kg/m^3 vorgegeben wird. Der einzige Unterschied zwischen den beiden Modellvarianten besteht darin, dass bei der Modellvariante 1 sowohl für die Reifwärmeleitfähigkeit als auch für den Diffusionskoeffizienten die Ansätze nach Auracher /Aur87/ /Aur74/ verwendet werden, wohingegen bei der Modellvariante 2 die Reifwärmeleitfähigkeit nach der Korrelation von Yonko und Sepsy /Yon67/ und der Diffusionskoeffizient nach dem Ansatz von Zehner und Schlünder /Zeh70/ berechnet werden.

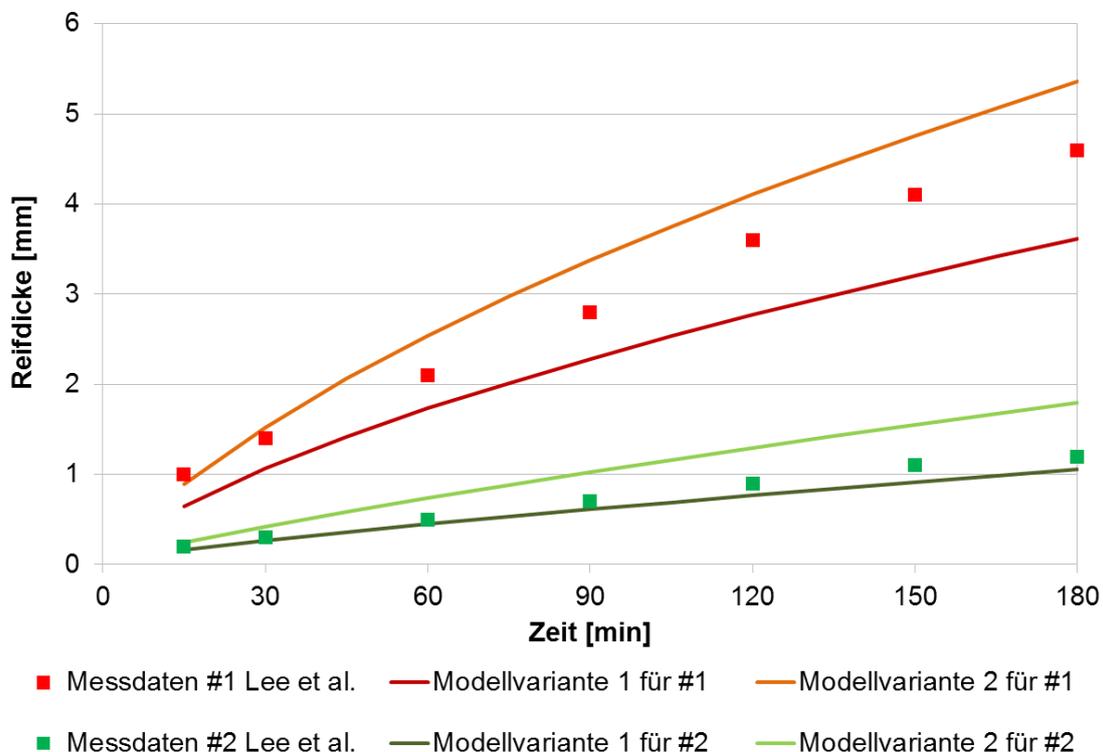


Abb. 6.17: Vergleich der experimentellen Ergebnisse für die Reifdicke nach Lee et al. /Lee03/ mit zwei Varianten des Reifbildungsmodells; wichtigste Versuchsparameter: $u_L = 1,75 \text{ m/s}$, $t_L = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $x_L = 0,00528$, $t_W = -20 \text{ }^\circ\text{C}$ (#1); $u_L = 1,00 \text{ m/s}$, $t_L = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $x_L = 0,00322$, $t_W = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ (#2)

Aus Abbildung 6.17 ist erkennbar, dass bei der Modellvariante 1 zu niedrige und bei der Modellvariante 2 zu hohe Reifdicken vorhergesagt werden. Bei den Versuchsbedingungen #1 ergibt sich für die Modellvariante 2 eine etwas bessere Übereinstimmung mit den Messdaten von Lee et al., bei den Versuchsbedingungen #2 ist es genau umgekehrt.

In Abbildung 6.18 sind für die gleichen Versuchsbedingungen und Modellvarianten die Ergebnisse für die Reifdichte dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Modellvariante 2 die Reifdichte wesentlich besser vorhersagt als die Modellvariante 1. Bei der Modellvariante 2 beträgt die mittlere Abweichung zwischen Modell- und experimentellen Daten etwa 20 - 25 %, bei der Modellvariante 1 etwa 90 - 100 %.

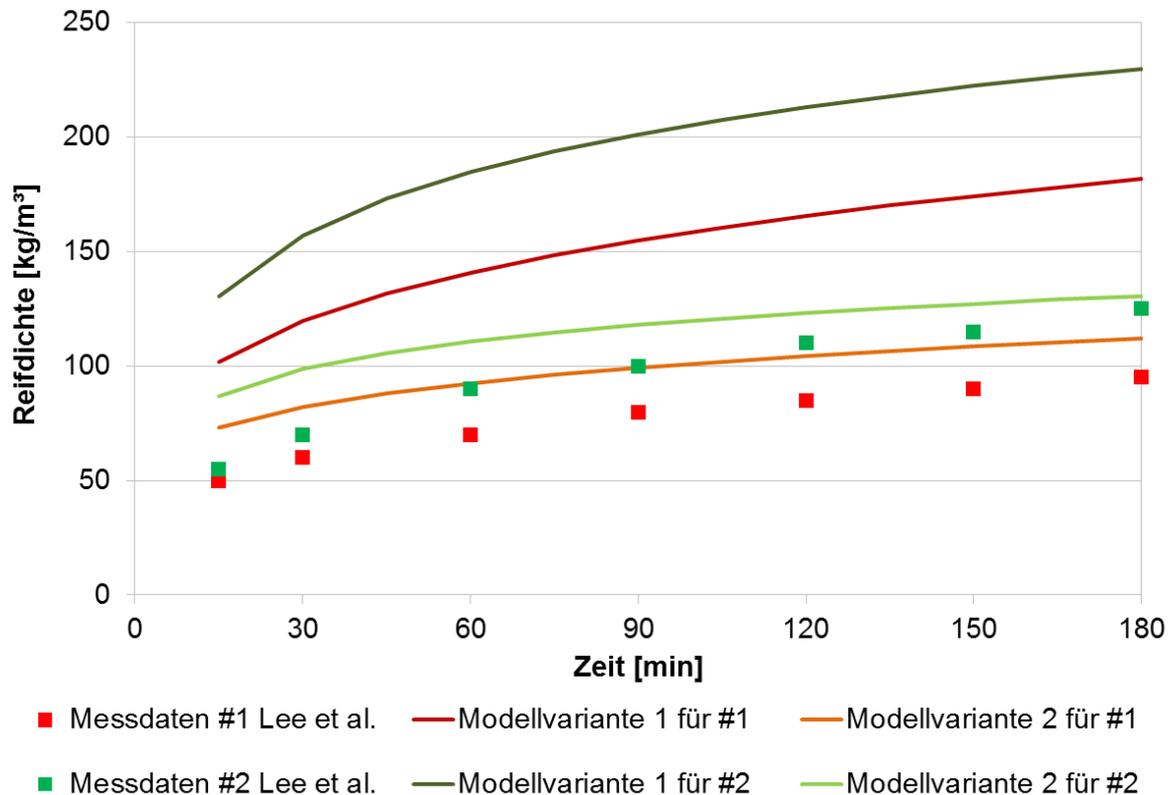


Abb. 6.18: Vergleich der experimentellen Ergebnisse für die Reifdichte nach Lee et al. /Lee_2003/ mit zwei Varianten des Reifbildungsmodells; wichtigste Versuchsparameter: $u_L = 1,75 \text{ m/s}$, $t_L = 10 \text{ °C}$, $x_L = 0,00528$, $t_W = -20 \text{ °C}$ (#1); $u_L = 1,00 \text{ m/s}$, $t_L = 5 \text{ °C}$, $x_L = 0,00322$, $t_W = -15 \text{ °C}$ (#2)

In den Abbildungen 6.19 und 6.20 ist der Vergleich zwischen Messdaten von Luer und Beer /Lue00/ und drei verschiedenen Modellvarianten für die Reifdicke und Reifdichte dargestellt. Die drei Modellvarianten ergeben sich dabei wie in der folgenden Tabelle aufgeführt:

Tab. 6.2: Überblick über die drei verschiedenen Modellvarianten für den Abgleich mit den experimentellen Daten von Lüer und Beer (Abbildungen 6.19 und 6.20)

	Modellvariante 1	Modellvariante 2	Modellvariante 3
Lösung der Energiebilanz	Annahme der gleichmäßigen Verteilung der Dampfmasse über der Reifhöhe (quadratisches Temperaturprofil)	Annahme der gleichmäßigen Verteilung der Dampfmasse über der Reifhöhe (quadratisches Temperaturprofil)	Annahme der gleichmäßigen Verteilung der Dampfmasse über der Reifhöhe (quadratisches Temperaturprofil)
Berechnung des Dampfmassenstromes	explizite Berechnung des Verdichtungsmassenstromes (keine empirische Reifdichtekorrelation)	explizite Berechnung des Wachstumsmassenstromes mit der empirischen Reifdichtekorrelation nach Hayashi et al. /HAY77/	explizite Berechnung des Wachstumsmassenstromes mit der empirischen Reifdichtekorrelation nach Hayashi et al. /HAY77/
Berechnung der Lewis-Zahl	anhand von Stoffwerten	anhand von Stoffwerten	anhand von Stoffwerten
anfängliche Reifdichte	30 kg/m ³	über die empirische Reifdichtekorrelation nach Hayashi et al. /HAY77/	über die empirische Reifdichtekorrelation nach Hayashi et al. /HAY77/
Berechnung der Reifwärmefähigkeit	Ansatz von Auracher /Aur87/	Ansatz von Auracher /Aur87/	Korrelation nach Yonko und Sepsy /Yon67/
Berechnung des Diffusionskoeffizienten	Ansatz von Auracher /Aur74/	Ansatz von Auracher /Aur74/	Verwendung des binären Diffusionskoeffizienten nach der Korrelation von Mason und Monchick Aur74/

Aus den Abbildungen 6.19 und 6.20 geht hervor, dass die Verwendung der Ansätze nach Auracher in Verbindung mit einem quadratischen Temperaturprofil in der Reifschicht und der expliziten Berechnung des Verdichtungsmassenstromes (Modellvariante 1) erneut unbefriedigende Ergebnisse liefern, insbesondere für die Reifdichte. Die Zuhilfenahme zusätzlicher Empirie in Form der Reifdichtekorrelation von Hayashi et al. zur Berechnung des Wachstumsmassenstromes und zur Berechnung der anfänglichen Reifdichte (Modellvariante 2) führt zu deutlich besseren Ergebnissen. Erstaunlich ist, dass die Modellvariante 3 mit der als physikalisch äußerst fragwürdig zu sehenden Verwendung des binären Diffusionskoeffizienten bezüglich der Reifdichte zu besseren Ergebnissen führt als Modellvariante 1. Den von Lüer und Beer gemessenen zeitlichen Verlauf der Reifdichte kann jedoch keine der Modellvarianten abbilden.

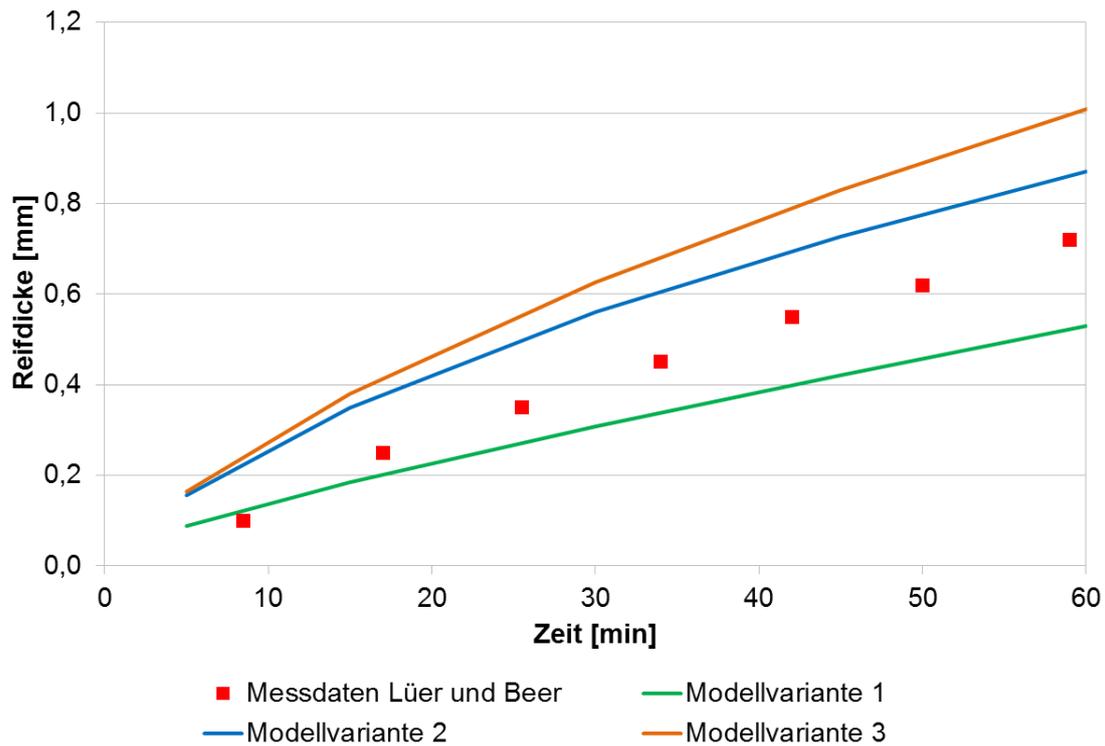


Abb. 6.19: Vergleich der experimentellen Ergebnisse für die Reifdicke nach Lüer und Beer /Lüe00/ mit drei Varianten des Reifbildungsmodells; wichtigste Versuchsparameter: $Re = 1.500$ ($u_L \approx 0,57$ m/s), $t_L = 20$ °C, $\varphi_L = 45$ %, $t_W = -8$ °C

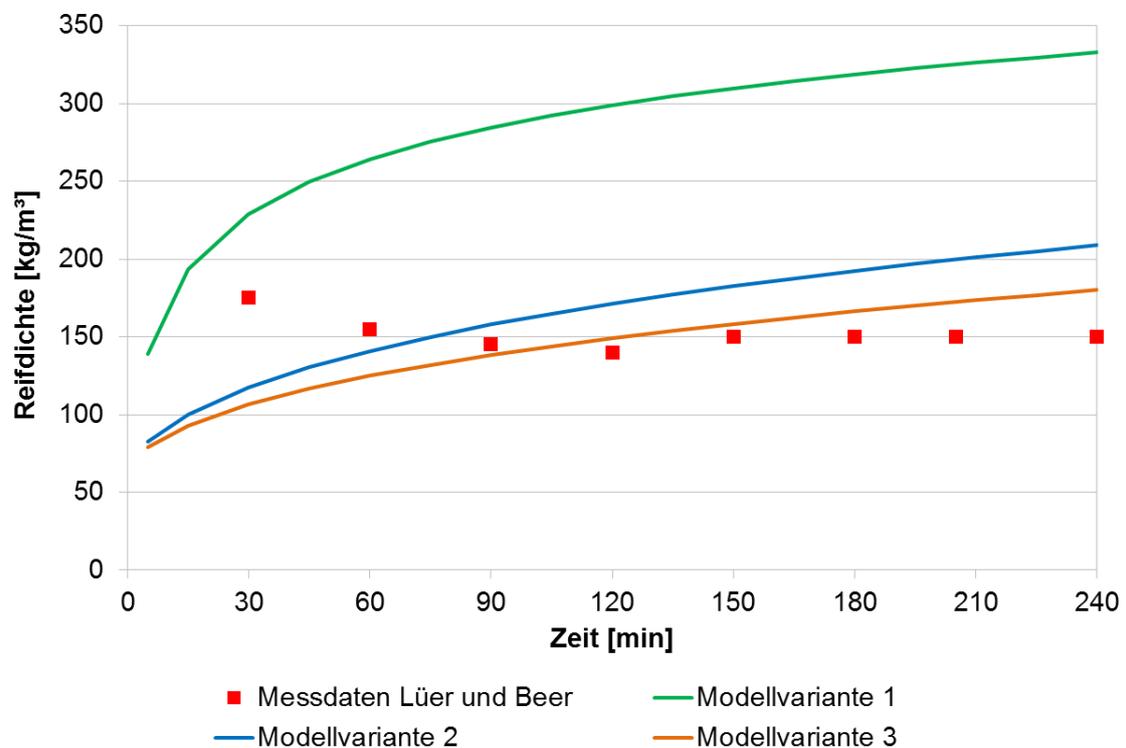


Abb. 6.20: Vergleich der experimentellen Ergebnisse für die Reifdichte nach Lüer und Beer /Lüe00/ mit drei Varianten des Reifbildungsmodells; wichtigste Versuchsparameter: $Re = 1.500$ ($u_L \approx 0,57$ m/s), $t_L = 20$ °C, $\varphi_L = 45$ %, $t_W = -8$ °C

Es wurden noch etliche weitere Abgleiche zwischen verschiedenen Modellvarianten und den experimentellen Daten der eingangs dieses Kapitels genannten Autoren vorgenommen. Beim Abgleich mit den Messdaten von Hermes et al. /Her09/ zeigte sich beispielsweise, dass die Ansätze von Auracher /Aur87/ /Aur74/ für die Reifwärmeleitfähigkeit und den Diffusionskoeffizienten zu keinen zufriedenstellenden Ergebnissen führten. Gute Ergebnisse ließen sich hingegen mit dem Ansatz von Lee et al. /Lee97/ für die Reifwärmeleitfähigkeit und dem Ansatz von Zehner und Schlünder /Zeh70/ für den Diffusionskoeffizienten erzielen. Der Abgleich mit den Daten von Lee et al. /Lee97/ ergab hingegen, dass sich auch mit den Ansätzen von Auracher zumindest bei einer gezielten Anpassung der weiteren Modelleinstellungen durchaus zufriedenstellende Ergebnisse erzielen lassen. Zudem zeigte sich, dass sich grundsätzlich mit beiden Lösungsvarianten sowohl des Temperaturproblems als auch der Berechnung des Dampfmassenstromes die Messdaten von Lee et al. /Lee97/ abbilden lassen, wenn die einzelnen Korrelationen, Anfangsbedingungen, etc. entsprechend gewählt werden.

6.1.4.8 Fazit zum hier entwickelten Modell der Reifbildung

Mit dem im Rahmen dieses Projektes entwickelten Modell zur Berechnung der Reifgrößen an einer ebenen Platte bzw. einem Spaltkanal wurden insgesamt vier Lösungsmöglichkeiten zur Berechnung des Temperaturprofils in der Reifschicht und des Dampfmassenstromes umgesetzt sowie eine Vielzahl von Korrelationen, Anfangsbedingungen und weiteren Randbedingungen untersucht. Dabei konnte keine der vier Modellvarianten als eindeutig beste Lösung identifiziert werden. Selbiges gilt auch für die einzelnen Korrelationen der vier Transportparameter. Da der Prozess der Reifbildung äußerst komplex ist, lässt sich eine Übereinstimmung mit Messergebnissen über einen weiten Bereich an Einflussparametern nicht mit einer bestimmten Lösung des Modells erzielen. Es zeigt sich aber, dass durch eine gezielte Anpassung des Modells, d.h. durch die Auswahl der Modellvariante und der Korrelationen für die Transportparameter sowie durch die Wahl der Anfangs- und sonstigen Randbedingungen, diese gute Übereinstimmung mit den jeweiligen Messergebnissen erzielt werden kann.

Das heißt, die Reifbildung an einer kalten bzw. gekühlten Oberfläche lässt sich mithilfe eines auf den analytischen Transportgleichungen der Wärme- und Stoffübertragung basierenden Modells grundsätzlich sehr gut wiedergeben. Es stellt sich jedoch die Frage, welche Lösungsvarianten und vor allem auch welche Korrelationen für die Transportparameter für die jeweils vorliegenden Versuchsbedingungen verwendet werden müssen. Im Rahmen dieser Untersuchung ließen sich zumindest Tendenzen ableiten, jedoch bei der Fülle der Korrelationen und Ansätze (siehe Anhang) kein abschließendes Fazit hierzu ziehen. Im Übrigen besteht ohnehin noch ein Forschungsbedarf bei den Korrelationen für die Transportparameter an sich, denn wie im Anhang dargelegt wird, gibt es beispielsweise bisher keine geeignete Korrelation für die korrekte zeitabhängige Beschreibung des Wärmeübergangskoeffizienten.

6.1.4.9 Abschließendes Fazit zu den theoretischen Untersuchungen und Modellierung der Reif- und Eisbildung

In Kapitel 6.1.4.2 wurde dargelegt, dass es drei grundlegend verschiedene Ansätze zur mathematischen Beschreibung der Reifbildung gibt: einfache Korrelationsgleichungen, komplexe Modelle auf Basis der Erhaltungsgleichungen und komplexe Modelle auf Basis der analytischen Transportgleichungen der Wärme- und Stoffübertragung.

Im Rahmen dieses Projektes wurde zunächst eine Literaturrecherche zu den einfachen Korrelationsgleichungen durchgeführt. Für die einzelnen Geometrien ebene Platte, Spaltkanal, querangeströmter Zylinder und auch für Wärmeübertrager findet sich durchaus eine gewisse Anzahl an Korrelationsgleichungen für die wichtigsten Reifgrößen, meist für die Reifdicke und Reifdichte, seltener für die Reifoberflächentemperatur und den Wärmeübergangskoeffizienten. Die Untersuchungen zeigten jedoch sehr deutlich, dass die bisher in der Literatur verfügbaren Korrelationsgleichungen nur für einen sehr engen Bereich an Einflussparametern geeignet sind und sich außerdem nicht auf andere Geometrien übertragen lassen. Die bisher bekannten einfachen Korrelationsgleichungen wurden nahezu ausschließlich bei Versuchen mit einer sehr großen Temperaturdifferenz zwischen der anströmenden Luft und der kalten Oberfläche entwickelt und sind damit insbesondere für Wärmepumpen-Verdampfer ungeeignet.

Neben den einfachen Korrelationsgleichungen wurden im Rahmen dieses Projektes die komplexen Modelle auf Basis der analytischen Transportgleichungen der Wärme- und Stoffübertragung näher untersucht. Für ein solches Modell existieren mehrere Möglichkeiten zur Lösung der Energie- und Stoffbilanz in der Reifschicht. Des Weiteren müssen dem Modell Ansätze für die Berechnung der Transportparameter vorgegeben werden. Hierfür wurde eine umfangreiche Literaturrecherche durchgeführt, welche einen Überblick über die Vielzahl der bekannten theoretischen und empirischen Ansätze gibt. Für die Geometrie der ebenen Platte bzw. des Spaltkanals wurde schließlich ein Reifbildungsmodell auf Basis der analytischen Transportgleichungen der Wärme- und Stoffübertragung entwickelt und in MATLAB umgesetzt, um anhand dieser vergleichsweise einfachen Geometrie ein besseres Verständnis über die Eignung der verschiedenen Modellvarianten und Korrelationen für die Bestimmung der Transportparameter zu erlangen.

Es zeigt sich, dass diese Art von Modell grundsätzlich in einem sehr weiten Bereich an Einflussparametern für die Modellierung der Reifbildung geeignet ist. Jedoch lässt sich dies nicht mit einer bestimmten Modellvariante und nur mit einer einzigen Korrelation für jeden der Transportparameter realisieren, sondern je nach Versuchsbedingungen muss das Modell angepasst werden. Teilweise führen auch physikalisch fragwürdige Varianten, wie z.B. die Verwendung des binären anstelle des effektiven Diffusionskoeffizienten, zu den gewünschten Ergebnissen. Die Untersuchungen mit dem hier entwickelten Reifbildungsmodell konnten zumindest Tendenzen aufzeigen, wann welche Varianten und Korrelationen verwendet werden sollten.

6.2 Entstehung von Kondenswasser an Sonnenkollektoren

6.2.1 Einführung

Die Bildung von Kondensat in einem Flachkollektor ist ein an und für sich durchaus üblicher Vorgang, der sich z.B. während der Nacht- bzw. frühen Morgenstunden ereignet und so gut wie keinen Einfluss auf den momentanen Wirkungsgrad des Kollektors ausübt. Gleichwohl sollte ein Flachkollektor so aufgebaut sein, dass so wenig wie möglich Kondenswasser im Kollektor anfällt bzw. dieses so schnell wie möglich über entsprechende Belüftungsöffnungen wieder aus dem Kollektor abgeführt wird. Denn einerseits kann es sonst zu einer Durchfeuchtung der Wärmedämmung kommen und andererseits werden Korrosionsvorgänge z.B. an der Absorberbeschichtung durch die Feuchtigkeit im Kollektor beschleunigt. Außerdem wird der an der transparenten Abdeckung sichtbare Kondensatniederschlag im Allgemeinen als optisch störend empfunden /Vie08/ /Mül08/.

Bei kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen ist die Problematik der Kondensatbildung in Flachkollektoren von besonderer Relevanz, da durch die Kombination dieser beiden Technologien der Kollektor auch auf einem deutlich niedrigeren Temperaturniveau betrieben werden kann als sonst bei Solarthermieranlagen üblich. Dies tritt beispielsweise dann auf, wenn mit der Solarwärme aus dem Kollektor das Erdreich für den Betrieb einer Sole/Wasser-Wärmepumpe regeneriert oder wenn die Quelltemperatur der Wärmepumpe direkt angehoben wird. Durch die niedrigeren Betriebstemperaturen in diesen Anwendungsfällen ist der Kollektor häufiger Bedingungen ausgesetzt, in denen sich Kondensat in seinem Inneren bilden kann /Mül08/.

Es gibt jedoch bisher sehr wenige Erfahrungen darüber, inwiefern sich die Kondensatbildung in einem Flachkollektor in kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen im Vergleich zu einer herkömmlichen thermischen Solaranlage erhöht. Auch zur Problematik der Kondensatbildung in thermischen Sonnenkollektoren an sich konnten bei der Literaturrecherche im Rahmen dieses Projektes nur einige wenige Quellen ausfindig gemacht werden. Ein kurzer Überblick über die bisherigen Untersuchungen und Erkenntnisse ist im Folgenden aufgeführt.

Müller et al. /Mül08/ untersuchten im Rahmen einer Kurzstudie für die Deutsche Solarthermie-Technologieplattform (DSTTP) Kollektoren für den Einsatz in kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen und geben dabei einen Überblick über den Umgang der Anbieter solcher kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen mit der Problematik einer möglicherweise erhöhten Kondensatbildung. Von den im Rahmen dieser Studie untersuchten kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen gehen etwa ein Drittel der Anbieter von keiner erhöhten Kondensatbildung aus und verwenden daher Standard-Flachkollektoren. Bei einem weiteren Drittel der Anbieter wird durch eine konstruktive Anpassung der Flachkollektoren, d.h. durch die Lage und Gestaltung der Belüftungsöffnungen, für eine schnellere Trocknung des Kondensats gesorgt. Ebenfalls etwa ein Drittel der Anbieter verhindert eine erhöhte Kondensatbildung über eine Mindesttemperaturregelung für den Kollektorrücklauf, dies ist jedoch mit einem zusätzlichen energetischen Aufwand verbunden. Einige wenige Anbieter verwenden Vakuumflach- oder Vakuumröhrenkollektoren. Hierbei tritt das Problem der Kondensatbildung nicht auf, da sich keine Luft und damit keine Feuchtigkeit in den Kollektoren befindet.

Köhl et al. /Köh07/ beschäftigten sich mit dem Mikroklima in Flachkollektoren und geben die Luftwechselrate (Ventilation) und das Wasseraufnahmevermögen der Wärmedämmung und anderer Komponenten wie z.B. dem Holzrahmen als die beiden wesentlichen Einflussparameter auf die Feuchtigkeit in einem Flachkollektor an. Aber auch die Position der Belüftungsöffnungen kann eine wichtige Rolle für die Geschwindigkeit der Trocknung von

Kondensat im Kollektor spielen. Neben Laboruntersuchungen zum Wasseraufnahmevermögen verschiedener Wärmedämmmaterialien führten Köhl et al. Messungen zur Höhe der Luftwechselrate an verschiedenen Typen von Flachkollektoren bei einer bestimmten Druckdifferenz durch.

Holck et al. /Hol03/ entwickelten ein auf der Wärme- und Feuchtebilanz eines Kollektors basierendes Rechenmodell zur Abbildung des Mikroklimas in einem Flachkollektor, um daraus Maßnahmen für einen hinsichtlich der Feuchtebelastung in einem Kollektor optimierten Kollektoraufbau abzuleiten. Für verschiedene Luftwechselraten und unter der teilweisen Verwendung einer Dampfsperre zwischen Absorber und Wärmedämmung wurde die Feuchtigkeit im Kollektor in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen berechnet und z.T. auch mit Messungen an einem Referenzkollektor verglichen, wobei sich eine gute Übereinstimmung zwischen Modell- und Messwerten ergab. Es zeigt sich, dass durch höhere Luftwechselraten mehr Feuchtigkeit in den Kollektor eindringt und dadurch insgesamt die Feuchtebelastung sowohl in Bezug auf die Höhe als auch auf die Dauer größer ist, auch wenn bei der Trocknung ein bestehendes Maß an Feuchte im Kollektor durch höhere Luftwechselraten schneller wieder abgebaut wird. Eine Dampfsperre zwischen Absorber und Wärmedämmung blockiert die Wasseraufnahme der Wärmedämmung und verhindert damit einerseits eine gewisse „Feuchtepufferung“ durch die Wärmedämmung und andererseits auch das Ausgasen von flüchtigen Bestandteilen aus der Wärmedämmung bei hohen Temperaturen. Im Modell von Holck et al. führte die Verwendung einer Dampfsperre im Vergleich zum Fall ohne Dampfsperre zu annähernd gleichen Zeitdauern vorhandenen Kondensats im Kollektor, jedoch zu geringeren Kondensatmengen.

6.2.2 Ziele der Untersuchungen in diesem Projekt

Im Rahmen dieses Forschungsprojektes sollte untersucht werden, ob bzw. inwieweit eine erhöhte Kondensatbildung in Flachkollektoren auftritt, wenn diese in kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen zum Einsatz kommen. Grundsätzlich kamen hierfür zwei Möglichkeiten der Untersuchung in Frage:

- theoretische Untersuchungen, d.h. die Entwicklung eines mathematischen Modells, welches die physikalischen Vorgänge des Wärme- und Feuchtetransports in einem Flachkollektor unter verschiedenen Betriebszuständen des Kollektors abbildet
- experimentelle Untersuchungen, d.h. der Einbau entsprechender Messtechnik in die in den Feldtestanlagen (siehe Kapitel 7) verwendeten Flachkollektoren, um aus diesen Messdaten Rückschlüsse auf eine erhöhte Feuchtebelastung des Kollektors ziehen zu können.

Die experimentelle Untersuchung anhand der Kollektoren der Feldtestanlagen stellte sich als nicht praktikabel dar. Die Kollektoren werden nur dann tatsächlich auch auf einem niedrigeren Temperaturniveau betrieben, wenn sie entweder direkt als Wärmequelle für die Wärmepumpe fungieren oder beispielsweise für die Erdreichregeneration eingesetzt werden. Bei den drei Anlagen mit Luft/Wasser-Wärmepumpen, d.h. die Anlagen Schüco #1, Schüco #2 und Sonnenkraft #5, agieren Wärmepumpe und Kollektoren unabhängig voneinander, ein Niedertemperaturbetrieb findet also nicht statt. Bei der Anlage Noventec #6 mit Sole/Wasser-Wärmepumpe und Erdwärmekörpern werden keine Flachkollektoren verwendet, sondern sogenannte Solardachpfannen. Das Eisspeichersystem der Anlage Viessmann #3 ist zum einen Teil mit ungedeckten Absorbern und zum anderen Teil mit Flachkollektoren ausgestattet, welche jedoch nur zur Beladung des Pufferspeichers verwendet werden und nicht für die Regeneration des Eisspeichers. Nur bei Anlage Viessmann #4 werden

Flachkollektoren teilweise auch zur Regeneration der Erdwärmesonden eingesetzt, allerdings indirekt über einen Sole-Pufferspeicher. Die Anlage ist zudem sehr komplex und konnte erst Ende 2012 in Betrieb genommen werden. Deswegen wurde entschieden, keine zusätzliche Messtechnik in die Feldtestanlagen einzubauen, sondern stattdessen den Fokus ausschließlich auf die mathematische Modellierung der Kondensationsproblematik zu legen.

6.2.3 Beschreibung des entwickelten Modells

Für die Untersuchung der erhöhten Kondensatbildung in Flachkollektoren wurde ein vereinfachtes, physikalisches Modell eines Flachkollektors entwickelt und in der Software MATLAB /MAT/ implementiert. Hierbei werden anhand einer kombinierten Wärme- und Feuchtebilanz die Bauteiltemperaturen des Kollektors, die Wärmeströme im bzw. am Kollektor sowie die Feuchtigkeit im Kollektor und eventuell anfallendes Kondensat in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen berechnet. Es handelt sich um ein stark vereinfachtes, abstraktes Modell eines Flachkollektors, bei dem der Kollektor in einzelne Knoten unterteilt wird, welche die Bauteile des Kollektors repräsentieren. Das Modell bildet also nicht die Geometrie und die Strömungsverhältnisse eines bestimmten realen Flachkollektors ab, sondern der Fokus besteht darauf, anhand dieses einfachen Modells einen Vergleich zwischen dem herkömmlichen Betrieb eines Flachkollektors und dem Niedertemperaturbetrieb zu geben. Im Folgenden wird kurz auf die wichtigsten Eigenschaften und Annahmen des Modells eingegangen.

Wärmebilanz

Der Kollektor wurde zunächst in einzelne Knoten unterteilt, welche die Bauteile des Kollektors, d.h. die transparente Abdeckung, den Absorber, die Wärmedämmung und das Wärmeträgerfluid repräsentieren. Die für einen Knoten berechnete Temperatur steht somit für die Temperatur des jeweiligen Bauteils. Zur genaueren Auflösung der Temperaturverteilung in dem Kollektor wurde anschließend die Wärmedämmung in drei Einzelknoten, stellvertretend für eine Aufteilung in drei horizontale Schichten, sowie für jedes Bauteil eine Aufteilung in fünf Einzelknoten, stellvertretend für eine Temperaturverteilung in Fluidrichtung des Kollektors, vorgenommen. Die Temperaturen am Austritt des ersten Knotens in Fluidrichtung entsprechen dabei den Temperaturen am Eintritt des zweiten Knotens usw.

Die Temperaturen der einzelnen Knoten werden über ein System gekoppelter gewöhnlicher Differenzialgleichungen bestimmt. Neben der vorgegebenen thermischen Kapazität eines Bauteils bzw. eines Bauteilknotens müssen hierfür die im und am Kollektor auftretenden Wärmeströme berechnet werden. Dies sind beispielsweise die solare Einstrahlung auf den Kollektor, der konvektive Wärmestrom und die Wärmeabstrahlung der transparenten Abdeckung, der Wärmestrom von der transparenten Abdeckung an den Absorber infolge Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung, der Wärmestrom durch die Wärmedämmung, der Nutzwärmestrom an das Wärmeträgerfluid und der fühlbare Wärmestrom der durch den Luftspalt des Kollektors strömenden Luft. Des Weiteren tritt ggf. ein latenter Wärmestrom an der transparenten Abdeckung auf, wenn es zur Kondensatbildung bzw. -trocknung kommt. Über diesen Wärmestrom sind die Wärme- und die Feuchtebilanz miteinander gekoppelt. Auf die Berechnung der einzelnen Wärmeströme wird an dieser Stelle nicht eingegangen, sondern auf bekannte Gleichungen und Zusammenhänge der Wärmeübertragung verwiesen.

Feuchtebilanz

Zur Vereinfachung des Modells wird als erstes davon ausgegangen, dass keine Ausgasungen aus der Wärmedämmung auftreten. Des Weiteren wird auch eine Feuchteaufnahme durch die Wärmedämmung nicht betrachtet. Das Modell repräsentiert damit also letztlich einen Kollektor mit eingebauter Dampfsperre zwischen Absorber und Wärmedämmung, siehe hierzu auch die Ausführungen in Kapitel 6.2.1.

Kondensation kann damit grundsätzlich an drei verschiedenen Stellen des Kollektors auftreten: außen an der transparenten Abdeckung, an der Innenseite der transparenten Abdeckung und am Absorber. Kondensation an der Außenseite der transparenten Abdeckung tritt auf, wenn die Temperatur der transparenten Abdeckung den Taupunkt der umgebenden feuchten Luft unterschreitet. Ist diese Bedingung erfüllt, so tritt in Abhängigkeit von der Differenz des Wassergehalts der umgebenden feuchten Luft und des Sättigungswassergehalts an der transparenten Abdeckung ein Kondensatmassenstrom auf. Zur Berechnung dieses Kondensatmassenstromes wird ein Stoffübergangskoeffizient definiert, welcher über die Lewis-Analogie zwischen Wärme- und Stoffübergang aus dem aus der Wärmebilanz bekannten Wärmeübergangskoeffizienten berechnet wird.

Für die Berechnung der an der Innenseite der transparenten Abdeckung und am Absorber auftretenden Kondensation ist der Zustand der feuchten Luft im Luftspalt relevant. Am ersten Knoten in Fluidrichtung tritt ein bestimmter Luftmassenstrom mit Umgebungstemperatur und Umgebungsfeuchte in den Kollektor ein und vermischt sich mit dem bereits im Luftspalt befindlichen Luftvolumen. Der Luftmassenstrom wird anschließend von einem zum anderen Knoten in Fluidrichtung weitergegeben, wobei sich bei der Durchströmung des Kollektors Temperatur und Feuchte entsprechend der Bilanzierung in den einzelnen Knoten ändern und die Eintrittsbedingungen des einen Knotens wie oben bereits erwähnt den Austrittsbedingungen des vorherigen Knotens in Fluidrichtung entsprechen. Kondensatbildung tritt dann auf, wenn die Temperatur der transparenten Abdeckung bzw. des Absorbers den Taupunkt der im Luftspalt befindlichen Luft unterschreitet. Die Berechnung des Kondensatmassenstroms erfolgt analog zur oben dargestellten Vorgehensweise für die Außenseite der transparenten Abdeckung, d.h. über einen Stoffübergangskoeffizienten, welcher aus der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung berechnet wird. Es wird an dieser Stelle vorweggenommen, dass eine Kondensatbildung am Absorber praktisch nie auftritt, sondern immer zuerst an der Innenseite der Abdeckung, da der Absorber in der Regel eine höhere Temperatur aufweist als die transparente Abdeckung.

Wenn sich eine bestimmte Menge an Kondensat an der Außenseite, an der Innenseite der transparenten Abdeckung oder am Absorber gebildet hat, dann kann diese wieder trocknen, wenn die umgebende Luft bzw. die im Luftspalt befindliche Luft in der Lage ist Feuchtigkeit aufzunehmen. Dies ist gleichzusetzen mit der Bedingung, dass der Wassergehalt dieser Luft kleiner als der Sättigungswassergehalt an dieser Stelle ist. Die Berechnung des von der Luft aufgenommenen Wassermassenstromes erfolgt wieder mithilfe des entsprechenden Stoffübergangskoeffizienten. Wie oben bereits erwähnt, ergibt sich durch bei jeder Bildung und Trocknung von Kondensat ein latenter Wärmestrom, welcher in die Wärmebilanz des Kollektors mit eingeht.

Vorgabe der Betriebs- und Umgebungsbedingungen

Der in diesem Modell betrachtete Kollektor weist eine Kollektorfläche von 1 m^2 und eine Kollektorneigung von 45° auf. Auf die übrigen im Modell hinterlegten Kennwerte und Eigenschaften des Kollektors, wie z.B. die Dicke der Wärmedämmung oder das

Transmissions-Absorptionsprodukt, wird an dieser Stelle nicht eingegangen, die Werte orientieren sich jedoch an einem üblichen Flachkollektor.

Des Weiteren werden dem Modell die Umgebungsbedingungen vorgegeben, denen der Kollektor ausgesetzt ist. Dies sind die Globalstrahlung, die Umgebungstemperatur, die absolute bzw. relative Luftfeuchte, der Bewölkungsgrad und die Windgeschwindigkeit. Hierzu wurden bestimmte Tagesverläufe definiert, die beispielsweise einen typischen Sommer- oder Wintertag charakterisieren. Die Luftwechselrate des Kollektors wurde dem Modell vorgegeben und nicht wie bei Holck et al. /Hol03/ mit der Windgeschwindigkeit gekoppelt, da aufgrund der Abstraktheit des Modells die von Holck et al. vorgeschlagene empirische Korrelation mit den darin enthaltenen Parametern, die anhand von Messungen an realen Kollektoren bestimmt wurden, nicht praktikabel ist und die ermittelten Werte dieser Parameter von Holck et al. außerdem nicht genannt werden.

Um nun einen Vergleich zwischen den Betriebsbedingungen eines Flachkollektors bei einer herkömmlichen thermischen Solaranlage einerseits und den Betriebsbedingungen eines Flachkollektors in einer kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlage andererseits zu untersuchen, wurden zwei Betriebsszenarien definiert. Der **Standardbetrieb** kennzeichnet hierbei die Betriebsbedingungen eines Kollektors in einer herkömmlichen thermischen Solaranlage, d.h. bei der Beladung eines Warmwasserspeichers. Der **Niedertemperaturbetrieb** hingegen kennzeichnet die Betriebsbedingungen auf einem niedrigeren Temperaturniveau, wie sie bei einer kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlage beispielsweise bei der Erdreichregeneration oder bei der direkten Anhebung der Wärmequellentemperatur der Wärmepumpe durch den Sonnenkollektor auftreten. Im Modell sind jedoch nicht diese weiteren Komponenten der solarthermischen Anlage abgebildet, sondern lediglich der Kollektor. Die Unterscheidung zwischen Standardbetrieb und Niedertemperatur wird einzig und allein durch eine vorgegebene niedrigere Kollektoreintrittstemperatur abgebildet. Details hierzu sind bei den Ergebnissen in Kapitel 6.2.4 dargestellt.

Der Kollektor befindet sich jedoch nicht permanent in Betrieb, sondern nur dann, wenn durch den Kollektor auch ein Wärmegewinn verzeichnet werden kann, d.h. wenn das durch den Kollektor strömende Fluid erwärmt wird. In der Art einer Hystereschaltung wechselt der Kollektor in den Betriebszustand, d.h. das Wärmeträgerfluidstrom strömt durch den Kollektor, wenn die Temperatur am Austritt des Kollektors eine bestimmte Temperaturdifferenz gegenüber der am Kollektoreintritt herrschenden Fluidtemperatur erreicht. Fällt die Temperaturdifferenz zwischen Kollektoreintritt und -austritt während des Betriebs unter einen bestimmten Wert, so ist der Kollektor außer Betrieb, d.h. es fließt fortan kein Wärmeträgerfluid mehr durch den Kollektor.

6.2.4 Ausgewählte Ergebnisse der Untersuchungen

Modellplausibilität und Sensitivitätsanalyse

Bevor auf die Ergebnisse des Vergleichs zwischen dem Standardbetrieb und dem Niedertemperaturbetrieb eingegangen wird, werden zunächst einige Simulationsergebnisse für den Standardbetrieb in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen dargestellt. Die Variation der Umgebungsbedingungen im Standardbetrieb diente der Überprüfung der Plausibilität der mit dem Modell erzielten Simulationsergebnisse. Das heißt, es wurde anhand der Bauteiltemperaturen, anhand der Wärmeströme und anhand des anfallenden Kondensates überprüft, ob diese einerseits von der Größenordnung her plausibel sind bzw. beispielsweise mit aus der Literatur bekannten Werten vergleichbar sind und ob andererseits der Einfluss eines bestimmten Parameters auf die Bauteiltemperaturen, Wärmeströme und Kondensatmengen den Erwartungen bzw. Erfahrungen entspricht. Für einen Beispieltag sind

in den drei folgenden Abbildungen 6.21 bis 6.23 der Einfluss der solaren Einstrahlung, der relativen Feuchte der Umgebungsluft und des Bewölkungsgrades auf die an der Innenseite der transparenten Abdeckung anfallende Kondensatmenge im Standardbetrieb dargestellt.

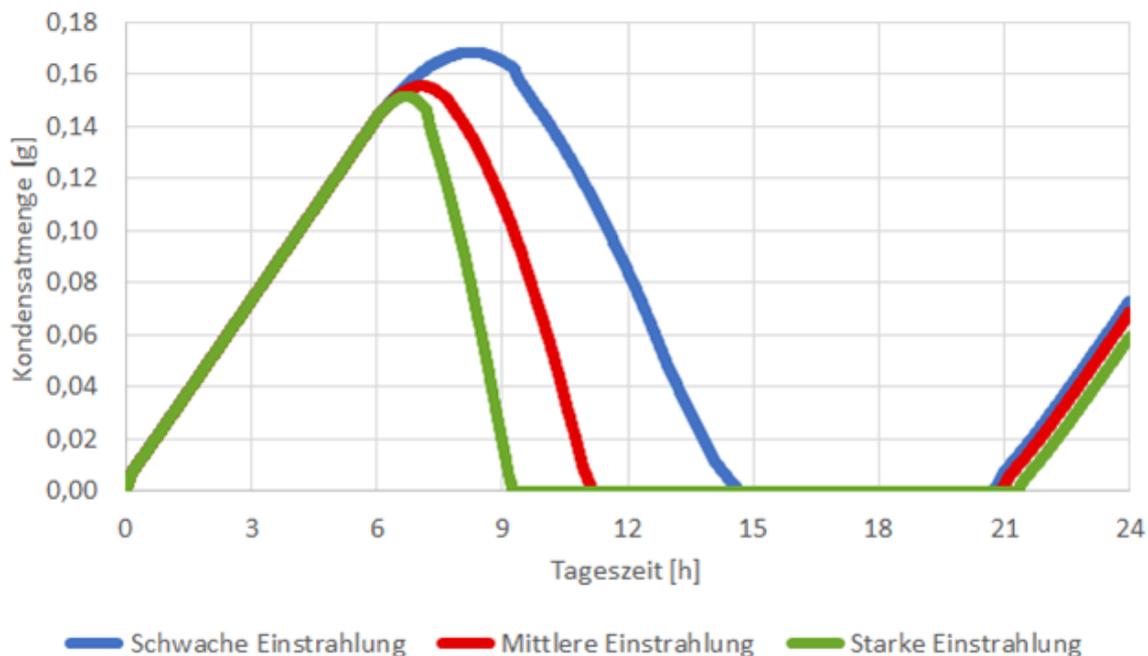


Abb. 6.21: Kondensatbildung und -trocknung an der Innenseite der transparenten Abdeckung eines Flachkollektors in Abhängigkeit der solaren Einstrahlung; Maximalwerte der solaren Einstrahlung: 210 W/m^2 (schwache Einstrahlung), 560 W/m^2 (mittlere Einstrahlung) und 980 W/m^2 (starke Einstrahlung)

In Abbildung 6.21 ist zu sehen, dass es ausgehend vom Simulationsbeginn um 0 Uhr zu einer Bildung von Kondensat an der Innenseite der transparenten Abdeckung des Kollektors kommt. Aufgrund der fehlenden solaren Einstrahlung in der Nacht liegen alle drei Graphen zunächst aufeinander. Entsprechend der Einteilung nach Holck et al. /Holck03/ in die drei Bereiche $< 1 \text{ g/m}^2$ (nicht-sichtbare Kondensation), $1 \dots 10 \text{ g/m}^2$ (sichtbare Kondensation in Form von Wassertröpfchen), $> 10 \text{ g/m}^2$ (schwerwiegende Kondensation) ist aus Abbildung 6.21 erkennbar, dass mit $< 0,2 \text{ g}$ an Kondensat für den 1 m^2 großen Kollektor relativ geringe Kondensatmassen für das hier gezeigte Szenario entstehen. Nach Sonnenaufgang um 6 Uhr unterscheiden sich die vorgegebenen Verläufe für die Solarstrahlung an diesem Tag. Es wird jeweils ein linearer Anstieg der solaren Einstrahlung zwischen 6 und 13 Uhr bis auf den Maximalwert, anschließend eine konstante solare Einstrahlung auf diesem Maximalwert bis 14 Uhr und dann bis 21 Uhr ein linearer Abfall der solaren Einstrahlung vom Maximalwert auf 0 W/m^2 vorgegeben, wobei die Maximalwerte 210 W/m^2 (schwache Einstrahlung), 560 W/m^2 (mittlere Einstrahlung) und 980 W/m^2 (starke Einstrahlung) betragen. Es zeigt sich, dass die Trocknung des Kondensates mit steigender solarer Einstrahlung früher einsetzt und demzufolge geringere Kondensatmengen gebildet werden. Je höher die solare Einstrahlung ist, desto früher ist die Innenseite der transparenten Abdeckung wieder kondensatfrei. Mit steigender solarer Einstrahlung sinkt also sowohl die maximale Menge des gebildeten Kondensats als auch die Zeitdauer, in welcher sich dieses Kondensat im Kollektor befindet. Dieses vom Modell gezeigte Verhalten entspricht den Erwartungen bzw. Erfahrungen, denn je höher die solare Einstrahlung auf einen Kollektor ist, desto schneller erwärmen sich die

Bauteile des Kollektors und desto schneller steigt damit auch die Temperatur der transparenten Abdeckung über den Taupunkt der Luft an. Außerdem erwärmt sich dadurch die Luft im Luftspalt und kann dadurch wesentlich mehr Feuchtigkeit aufnehmen. Nach Sonnenuntergang um 21 Uhr kühlt sich die transparente Abdeckung soweit ab, dass der Taupunkt der Luft im Luftspalt unterschritten wird und sich erneut Kondensat bildet. Auch wenn die solare Einstrahlung bei allen drei Graphen einheitlich 0 W/m^2 ab 21 Uhr beträgt, so ergeben sich trotzdem minimal verschiedene Kurvenverläufe, da sich im Tagesverlauf leicht unterschiedliche Bedingungen im Kollektor, d.h. Bauteiltemperaturen, Temperatur der Luft im Luftspalt usw., eingestellt haben.

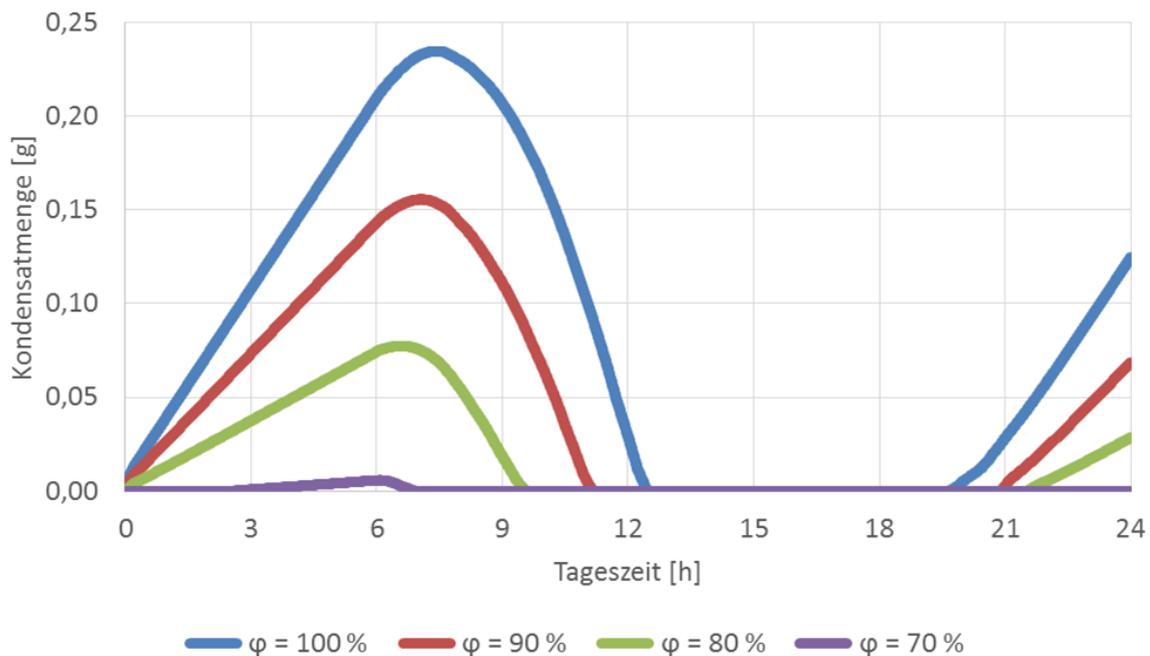


Abb. 6.22: Kondensatbildung und -trocknung an der Innenseite der transparenten Abdeckung eines Flachkollektors in Abhängigkeit der relativen Feuchte der Umgebungsluft

Auch die in Abbildung 6.22 gezeigte Abhängigkeit der Kondensatbildung und -trocknung von der relativen Feuchte der Umgebungsluft erscheint plausibel. Wenn Luft mit einer höheren relativen Feuchte in den Kollektor gelangt, dann wird bei einer bestimmten Temperatur der transparenten Abdeckung auch eine größere Menge an Kondensat gebildet. Auch die Trocknung von Kondensat dauert länger, da Luft mit einer höheren relativen Feuchte weniger Feuchtigkeit aufnehmen kann.

In Abbildung 6.23 ist der Einfluss des Bewölkungsgrades auf die Kondensatbildung und -trocknung dargestellt, wobei ein Bewölkungsgrad von 0 % einem wolkenlosen Himmel und ein Bewölkungsgrad von 100 % einem vollständig bedecktem Himmel entsprechen. Das in Abbildung 6.23 gezeigte Ergebnis scheint zunächst ein Widerspruch zu Abbildung 6.21 zu sein, da ein höherer Bewölkungsgrad auch eine niedrigere auf den Kollektor auftreffende solare Einstrahlung bedeutet und demnach die Kondensatmenge und -dauer mit steigendem Bewölkungsgrad steigen sollte. Der Grund für das in Abbildung 6.23 zu erkennende Verhalten liegt jedoch im Wärmestrom, welcher die Wärmestrahlung von der transparenten Abdeckung an die Umgebung beschreibt. Hierbei wird eine sogenannte fiktive Temperatur des kalten Himmels berechnet, welche ganz wesentlich vom Bewölkungsgrad abhängt. Je klarer der Himmel ist, desto niedriger ist die fiktive Temperatur des kalten Himmels und

demzufolge desto höher der Strahlungs-Verlustwärmestrom der transparenten Abdeckung. Bei dem in Abbildung 6.23 gezeigten Szenario ist demnach bei einem Bewölkungsgrad von 100 % der Strahlungs-Verlustwärmestrom der transparenten Abdeckung so gering, dass sich die transparente Abdeckung nicht so weit abkühlt, dass Kondensat entsteht.

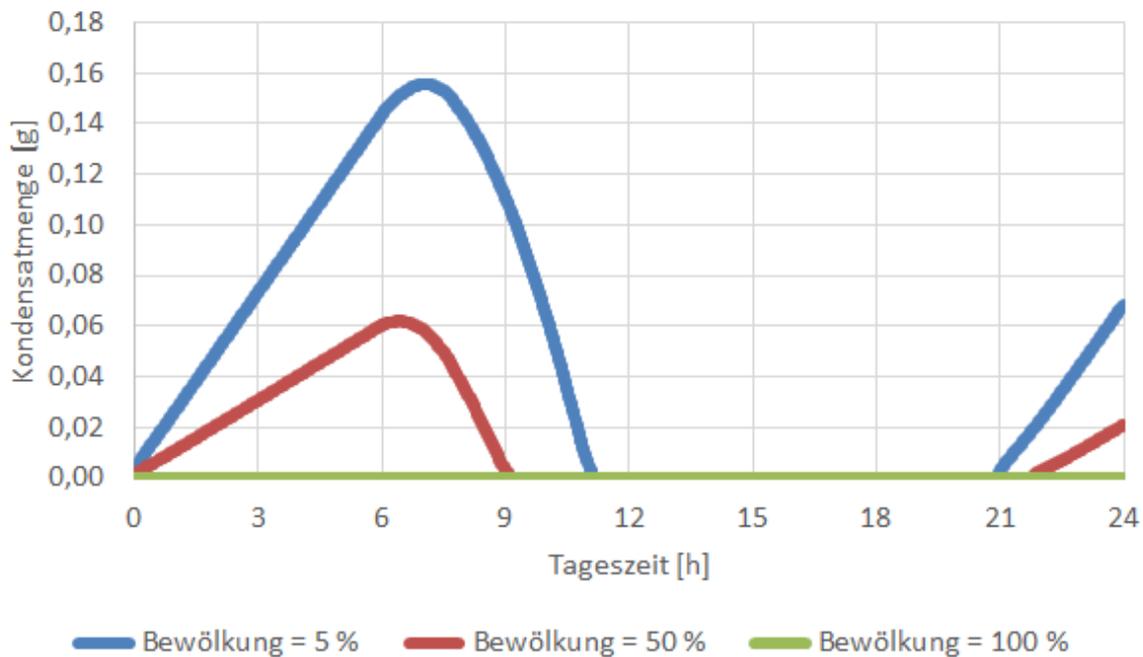


Abb. 6.23: Kondensatbildung und -trocknung an der Innenseite der transparenten Abdeckung eines Flachkollektors in Abhängigkeit des Bewölkungsgrades

Es muss an dieser Stelle gesagt werden, dass es in der Literatur verschiedene Ansätze zur Berechnung der fiktiven Himmelstemperatur gibt, auf die hier allerdings nicht näher eingegangen wird. Der für dieses Modell gewählte Berechnungsansatz führt dazu, dass der Einfluss des Strahlungswärmestromes von der transparenten Abdeckung an die Umgebung relativ groß ist, wodurch sich letztlich der in Abbildung 6.23 gezeigte Einfluss des Bewölkungsgrades ergibt.

Neben den in den Abbildungen 6.21 bis 6.23 dargestellten Einflussparametern wurden des Weiteren die Luftwechselrate, die Umgebungstemperatur sowie die Windgeschwindigkeit variiert, um das Modell auf Plausibilität zu überprüfen. Eine höhere Luftwechselrate führt hierbei zu einer erhöhten Feuchtebelastung im Kollektor, was in guter Übereinstimmung mit den Beobachtungen von Holck et al. /Hol03/ steht. Die Umgebungstemperatur hat einen relativ geringen Einfluss auf die Feuchtebelastung im Kollektor. Bezüglich des Einflusses der Windgeschwindigkeit führen im Modell höhere Windgeschwindigkeiten in der Regel zu einer geringeren Feuchtebelastung. Dies ist kritisch zu sehen, kann aber wie folgt erklärt werden:

- Eine höhere Windgeschwindigkeit führt zu einem höheren konvektiven Wärmestrom zwischen der transparenten Abdeckung und der Umgebung und damit eigentlich zu höheren Wärmeverlusten. Aufgrund des sehr dominanten Strahlungs-Verlustwärmestroms der transparenten Abdeckung (siehe oben) liegt die Temperatur der transparenten Abdeckung jedoch zumeist unterhalb der Umgebungstemperatur. Dies wiederum bedeutet, dass der konvektive Wärmestrom in diesem Fall für die

transparente Abdeckung keinen Verlustwärmestrom, sondern einen zugeführten Wärmestrom darstellt. Dadurch ist die transparente Abdeckung bei höheren Windgeschwindigkeiten zumeist wärmer, wodurch sich an der Innenseite der transparenten Abdeckung weniger Kondensat bildet.

- Bei einer höheren Windgeschwindigkeit sollte auch die Luftwechselrate ansteigen und damit ebenso die Feuchtebelastung im Kollektor, siehe oben. Dieser Effekt wurde jedoch wie in Kapitel 6.2.3 bereits erwähnt in diesem Modell nicht berücksichtigt.

Die Ausführungen zum Einfluss der einzelnen Versuchsparameter zeigen, dass das im Rahmen dieses Projektes entwickelte Modell eines Flachkollektors grundsätzlich gut für die Beschreibung der Feuchtebelastung in einem Flachkollektor geeignet ist und den Einfluss der wichtigsten Versuchsparameter treffend wiedergibt. Im Hinblick auf den Einfluss der Windgeschwindigkeit und deren Kopplung mit der Luftwechselrate weist das Modell zwar noch Schwächen auf, diese stellen jedoch kein Problem bzw. keine Einschränkung für die nachfolgenden Untersuchungen, d.h. den Vergleich zwischen dem Standardbetrieb und dem Niedertemperaturbetrieb eines Flachkollektors, dar.

Vergleich zwischen Standard- und Niedertemperaturbetrieb

Für einen Beispieltag ist in der folgenden Abbildung 6.24 der Vergleich der im Kollektor an der Innenseite der transparenten Abdeckung gebildeten Kondensatmenge zwischen dem Standardbetrieb und dem Niedertemperaturbetrieb im Tagesverlauf dargestellt. Hierbei ist ersichtlich, dass im Niedertemperaturbetrieb eine höhere Feuchtebelastung des Kollektors auftritt.

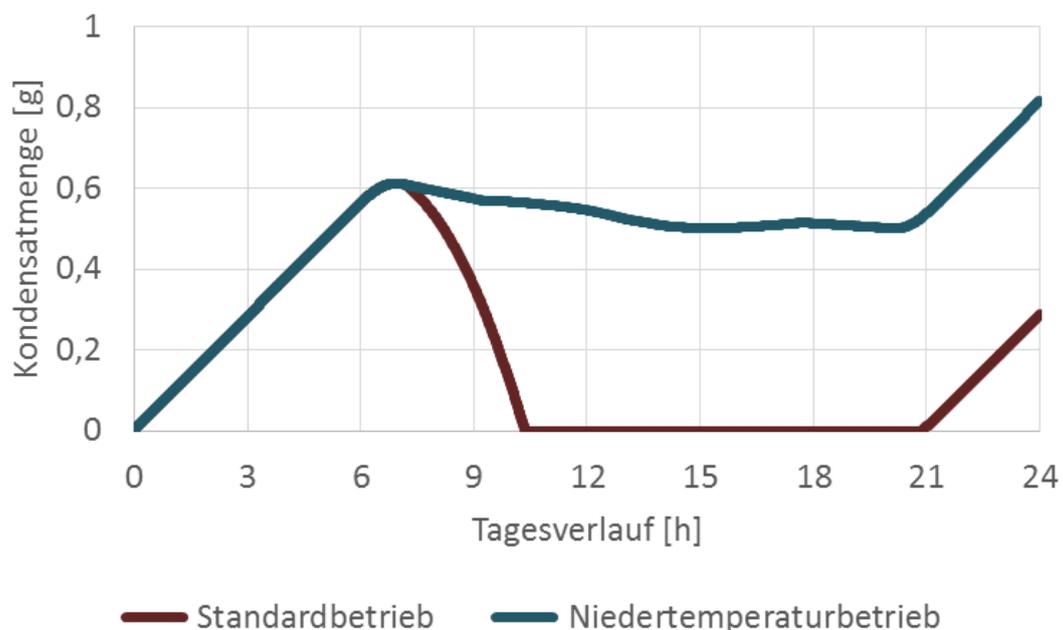


Abb. 6.24: Vergleich der Kondensatbildung und -trocknung an der Innenseite der transparenten Abdeckung zwischen dem Standardbetrieb und dem Niedertemperaturbetrieb eines Flachkollektors; Umgebungsbedingungen: $E_{glob} = 0 \dots 560 \text{ W/m}^2$, $\varphi = 90 \%$ (konst.), $u_{wind} = 1 \text{ m/s}$ (konst.), $bew = 5 \%$ (konst.), $\Phi = 400 \text{ l/h}$ (konst.)

Zu Beginn des Tages ist der Kollektor aufgrund der fehlenden solaren Einstrahlung außer Betrieb, d.h. es fließt kein Wärmeträgermedium durch den Kollektor. Für die beiden Betriebsszenarien Standardbetrieb und Niedertemperaturbetrieb ergibt sich somit bis zum Sonnenaufgang die gleiche Kondensatmenge im Kollektor. Nachdem eine ausreichend hohe solare Einstrahlung zur Verfügung steht, geht der Kollektor in Betrieb, sodass nun das Wärmeträgermedium durch den Kollektor fließt. Der Unterschied zwischen dem Standardbetrieb und dem Niedertemperaturbetrieb wurde wie in Kapitel 6.2.3 erwähnt über die Vorgabe der Kollektoreintrittstemperatur abgebildet. Dies wurde wie folgt umgesetzt: Der Standardbetrieb soll die Beladung eines Warmwasserspeichers abbilden, d.h. die Kollektoreintrittstemperatur nimmt mit der Zeit zu, da der Speicher immer wärmer wird und demzufolge auch das in den Kollektor zurückfließende Wärmeträgermedium immer wärmer wird. Zu Beginn des Betriebs beträgt die Kollektoreintrittstemperatur 10 °C , eine Begrenzung nach oben wurde bei 80 °C festgelegt. Im Niedertemperaturbetrieb beträgt die Kollektoreintrittstemperatur hingegen konstant 10 °C . Zwar wird sich beispielsweise bei der Erdreichregeneration das Erdreich durch die vom Kollektor kommende Wärme auch erwärmen, für den hier betrachteten Zeitraum von einem Tag ist die Annahme einer konstanten Kollektoreintrittstemperatur aber durchaus gerechtfertigt.

Wie in Abbildung 6.24 zu sehen ist, trocknet im Standardbetrieb das Kondensat relativ schnell und der Kollektor ist die meiste Zeit des Tages kondensatfrei. Im Niedertemperaturbetrieb fließt jedoch deutlich kälteres Wärmeträgermedium durch den Kollektor, sodass sich demzufolge auch niedrigere Bauteiltemperaturen ergeben. Dadurch kommt es im Tagesverlauf nur zu einer geringfügigen Trocknung des Kondensates. Für das hier gezeigte Szenario ist der Kollektor zu keinem Zeitpunkt des Tages kondensatfrei.

Dass der Kollektor in diesem Fall im Tagesverlauf nicht trocknet, hängt neben dem Niedertemperaturbetrieb maßgeblich auch mit den bereits genannten Einflussparametern zusammen. In der folgenden Abbildung 6.25 ist die Kondensatbildung und -trocknung für den Niedertemperaturbetrieb bei sonst gleichen Umgebungsbedingungen, aber mit einer höheren solaren Einstrahlung und bei zwei unterschiedlichen Luftvolumenströmen durch den Kollektor dargestellt.

Wie bereits für den Standardbetrieb beschrieben, so führt auch im Niedertemperaturbetrieb eine höherer Luftvolumenstrom bzw. eine höhere Luftwechselrate zu einer höheren Feuchtebelastung im Kollektor. Bei einem in den Kollektor ein- und austretenden Luftvolumenstrom von 100 l/h ergibt sich wie aus Abbildung 6.25 ersichtlich eine maximale Kondensatmenge von etwa $0,2\text{ g}$ an diesem Tag. Bei einem Luftvolumenstrom von 1000 l/h sind es etwa $1,4\text{ g}$ und wie oben in Abbildung 6.24 gezeigt sind es bei einem Luftvolumenstrom von 400 l/h etwa $0,6\text{ g}$. Durch die wesentlich höhere solare Einstrahlung bei dem in Abbildung 6.25 gezeigten Szenario kommt es jedoch zur Trocknung des Kondensats auch im Niedertemperaturbetrieb.

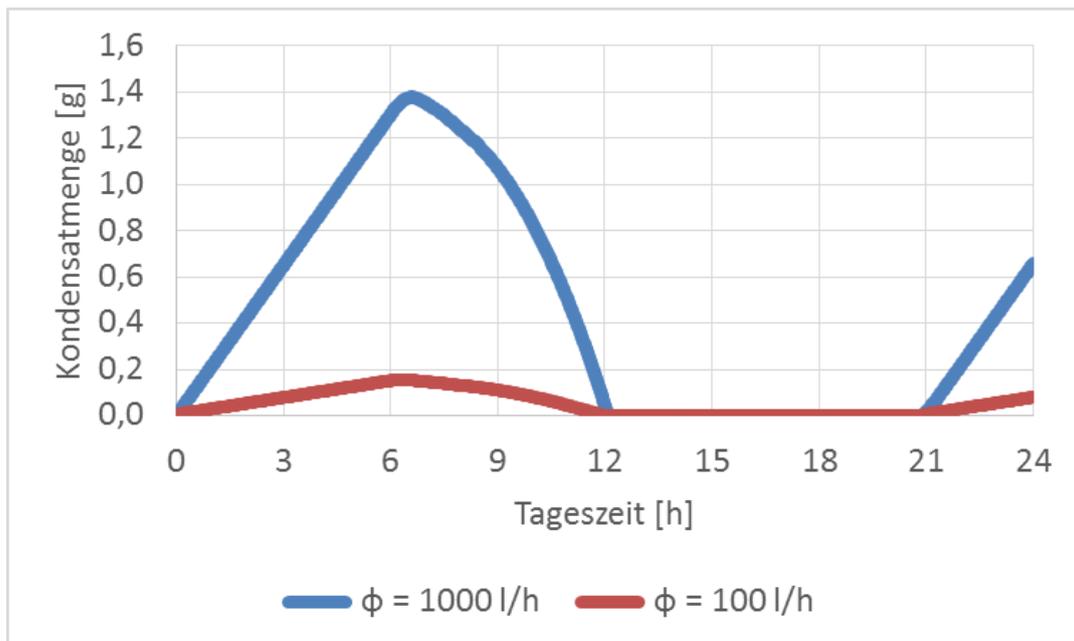


Abb. 6.25: Kondensatbildung und -trocknung an der Innenseite der transparenten Abdeckung im Niedertemperaturbetrieb eines Flachkollektors bei zwei verschiedenen Luftwechselraten; Versuchsparameter: $E_{\text{glob}} = 0 \dots 980 \text{ W/m}^2$, $\varphi = 90 \%$ (konst.), $u_{\text{wind}} = 1 \text{ m/s}$ (konst.), $\text{bew} = 5 \%$ (konst.), $\Phi = 100$ bzw. 1000 l/h (konst.)

6.2.5 Fazit

Zur Untersuchung der Kondensatbildung in einem Flachkollektor wurde ein vereinfachtes physikalisches Modell eines Flachkollektors entwickelt, welches auf einer kombinierten Wärme- und Feuchtebilanz des Kollektors basiert. Das entwickelte Modell wurde in der Software MATLAB umgesetzt und zunächst auf dessen Plausibilität überprüft. Anschließend wurde das Modell genutzt, um einen Vergleich hinsichtlich der Feuchtebelastung im Kollektor zwischen dem Betrieb des Kollektors in einer herkömmlichen thermischen Solaranlage und dem Niedertemperaturbetrieb in einer kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlage beispielsweise bei der Erdreichregeneration durchzuführen.

Die Ergebnisse zeigen, dass das Modell den Einfluss der wichtigsten Umgebungsbedingungen korrekt wiedergibt. Neben den Umgebungsbedingungen ist jedoch auch die Betriebsart des Kollektors relevant. So konnte gezeigt werden, dass wenn der Kollektor auf einem niedrigeren Temperaturniveau betrieben wird als bei herkömmlichen thermischen Solaranlagen üblich, sich hierdurch auch die Feuchtebelastung im Kollektor erhöht. Bei kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen, bei denen Flachkollektoren eingesetzt werden und diese auch auf einem niedrigen Temperaturniveau betrieben werden, ist es daher sinnvoll, Maßnahmen gegen einen erhöhten Kondensatanfall bzw. für eine schnellere Trocknung des Kondensates zu treffen.

7 In-Situ Messungen (AP4)

7.1 Einleitung

Folgende sechs Feldtestanlagen wurden im Projekt WPSol messtechnisch untersucht. Hiervon sind die ersten vier Anlagen im Jahr 2011 in Betrieb genommen worden:

- #1 Fa. Schüco International KG, Luft/Wasser-Split-WP mit solarthermischer Anlage und Gasbrennwertkessel („Hybridsystem“); Anlage Schüco 1 in Lotte (Nähe Hasbergen bei Osnabrück)
- #2 Fa. Schüco International KG, Luft/Wasser-Split-WP mit solarthermischer Anlage und Hydraulikplattform; Anlage Schüco 2 in Rödinghausen (Nähe Bielefeld, NRW)
- #3 Fa. Viessmann Wärmepumpen GmbH, Isocal Eisspeicheranlage mit Sole/Wasser-WP, solar Flachkollektoren zur Warmwasserbereitung und Solarluft-Absorbern; Anlage Viessman 1 in Frankenu-Louisendorf (Hessen, Nähe Allendorf/Eder bei Marburg)
- #4 Fa. Viessmann Wärmepumpen GmbH, Sole/Wasser-Wärmepumpe mit zwei Erdwärmesonden und solarthermischer Anlage sowie drei Speichern, solarer Erdreichregeneration und passiver Kühlung im Sommer; Anlage Viessmann 2 in Stuttgart-Sillenbuch
- #5 Fa. General Solar Systems GmbH, Luft/Wasser-Wärmepumpe mit solarthermischer Anlage, Pufferspeicher mit Schichtladesystem und Frischwasserstation in Walpertskirchen (Nähe Erding bei München)
- #6 Fa. Noventec GmbH (vormals Pro Solar Fertigungstechnik GmbH & Co. KG), Sole/Wasser-Wärmepumpe mit Solardachpfannen, Zisterne und sogenannten Energiekörben bei Füssen (Bayern)

Abbildung 7.1 zeigt eine Übersicht über die geographische Verteilung der Standorte der in-Situ-Anlagen im Projekt WPSol über ganz Deutschland.

Durch unplanmäßige Verzögerungen im Ablauf konnte ein Beginn der Messungen zur Heizsaison im Winter 2011/2012 nicht bei allen sechs in-Situ Anlagen realisiert werden. Von den ursprünglich vorgesehenen Industriepartnern Schüco, Viessmann, General Solar Systems (Sonnenkraft), Vaillant und Dimplex haben zwei Firmen wieder von der Kooperation im Projekt WPSol Abstand genommen (Vaillant und Dimplex). Die hierdurch verursachten Ausfälle in Form von Drittmitteln sowie in der Bereitstellung von Standorten für entsprechende Feldtestanlagen wurden wie folgt kompensiert: Die Fa. Viessmann Wärmepumpen GmbH beteiligt sich mit zwei Anlagen, statt wie ursprünglich vorgesehen nur mit einer. Zudem wurde als weiterer industrieller Projektpartner die Fa. Pro Solar Fertigungstechnik (heute Noventec GmbH) akquiriert. Die Umsetzung des in-Situ Monitorings für diese Anlage fand jedoch erst im Jahr 2012 statt.

Die Bearbeitung des in-Situ Monitorings in AP4 hat sich sowohl zeitlich als auch vom Arbeitsaufwand her gesehen als deutlich anspruchsvoller herausgestellt, als ursprünglich laut Projekt- bzw. Zeitplan vorgesehen. Auf Grund der räumlichen Distanz der Feldtestobjekte zum ITW (über ganz Deutschland verteilt, vgl. Abbildung 7.1) und auf Grund anfänglicher technischer Schwierigkeiten mit der zur Messdatenerfassung und –übertragung eingesetzten Technologie, waren hier im Jahr 2011 zwölf volle Personenmonate der wissenschaftlichen Mitarbeiter/in notwendig, was den ursprünglich geplanten Arbeitsaufwand deutlich überschreitet.

Im Jahr 2011 traten teilweise größere Probleme mit der Datenübertragung über Funkmodems auf. Ursächlich hierfür war u.a. die Umstellung der Mobilfunkanbieter auf CSD („circuit switched data“) als Datenübertragungsart. Aus diesem Grund musste auf allen Datenloggern eine neue Firmware installiert werden.

Nach den anfänglichen technischen Schwierigkeiten in 2011 konnte dieses Arbeitspaket im Jahr 2012 sehr viel erfolgreicher verfolgt werden. Alle vier ursprünglich vorgesehenen Feldtestanlagen (1 x Viessmann, 2 x Schüco und 1 x Sonnenkraft) sind Anfang 2012 mitsamt der zugehörigen Messtechnik endgültig in Betrieb genommen worden und das Monitoring lief im Anschluss daran zuverlässig und stabil. Nach letzten Umbauten bzw. Optimierungsmaßnahmen und Fehlerbehebungen in der Messtechnik liefen die Anlagen #1 und #3 stabil seit Januar 2012, die Anlagen #2, und #5 seit Februar 2012, Anlage #6 seit September 2012 und Anlage #4 ab Oktober 2012.

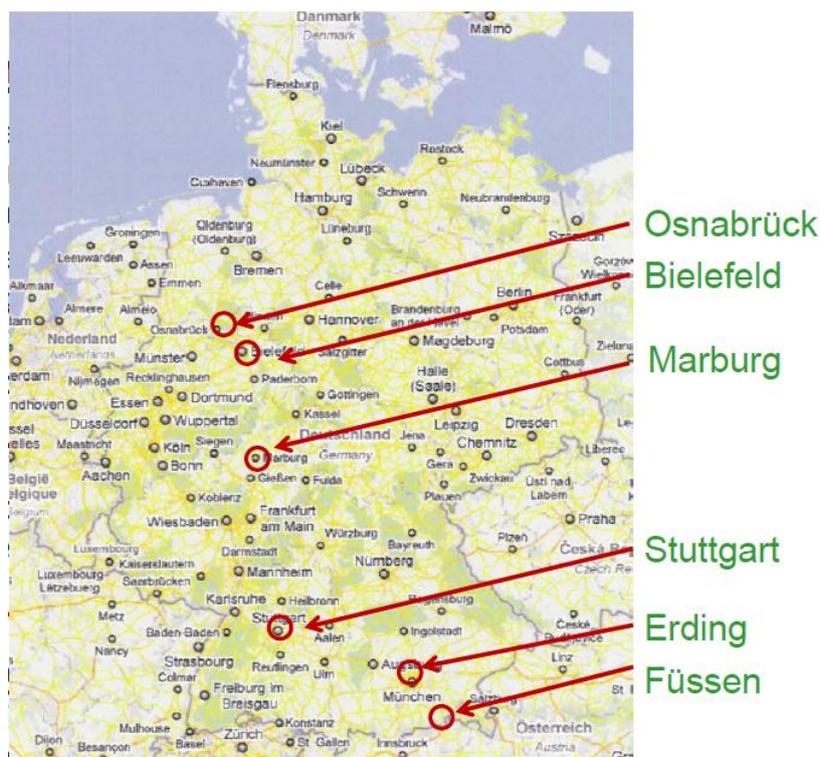


Abb. 7.1: Standorte der in-Situ Feldtestanlagen im Projekt WPSol

Im Zuge des WPSol-Projekttreffens im Mai 2013 zeigten sich einige Industriepartner sehr interessiert daran, das Monitoring ihrer Anlagen über den ursprünglich geplanten Zeitraum ein weiteres Jahr gegen Übernahme der entsprechenden Kosten zu verlängern. Dies scheiterte letztendlich jedoch daran, dass keine der Firmen entsprechende individuelle Angebote von Seiten des ITW/TZS beauftragt hat. Die Gründe hierfür waren unterschiedlicher Natur. Teilweise finanziell: Ein solches Monitoring darf nach Auffassung einzelner Firmen maximal 2.000,- € kosten – was für das ITW/TZS aufgrund der hierfür benötigten Ressourcen und der damit verbundenen Personalkosten völlig inakzeptabel ist. Andererseits aus praktischen Gründen: Der Eigentümer der Anlage im Haus #6 ist im Sommer 2013 aus dem Haus ausgezogen und die Immobilie stand zum Verkauf. Da es sehr ungewiss war, ob etwaige Nachbesitzer mit dem Monitoring ebenfalls einverstanden wären und zudem die Messergebnisse von zwei Messperioden aufgrund unterschiedlichem Nutzerverhalten hier-

durch nicht mehr vergleichbar gewesen wären, wurde auch hier von der Beauftragung einer Verlängerung der Messungen abgesehen.

Zum ursprünglich vorgesehenen Projektende zum 31.08.2013 wurden deshalb alle Messungen eingestellt und die Messtechnik größtenteils wieder zurückgebaut. Einzige Ausnahme stellt die Anlage #4 in Stuttgart-Sillenbuch dar, welche noch weiter während der Heizperiode 2013/14 vermessen wurde, um zu aussagefähigen Ergebnissen zu kommen.

Für die Auswertung der Messdaten wurde eine umfangreiche Arbeitsvorlage auf Basis von Excel-Tabellen entwickelt, mit Hilfe derer sowohl Tages- als auch Monatsgänge der einzelnen Sensoren bzw. Messwerte dargestellt und ausgewertet werden können als auch eine Bilanzierung über Subsysteme oder für die Gesamtanlagen möglich ist. Auch Algorithmen zur Ermittlung von Leistungskennzahlen für den solarthermischen Teil der Anlagen, für die Wärmepumpen alleine sowie für die gesamten kombinierten Solar- und Wärmepumpensysteme wurden implementiert. Eine Anpassung dieser Leistungskennzahlen an die Berechnungsverfahren von Task 44 / Annex38 wurde ebenfalls vorgenommen.

Es folgen detaillierte Beschreibungen der sechs Feldtestanlagen, die installierte Messtechnik sowie die wichtigsten Ergebnisse des Monitorings.

7.2. Feldtestanlagen und Ergebnisse des Monitorings

7.2.1 Feldtestanlage #1, Schüco Hybridanlage

Die erste Feldtestanlage im Projekt WPSol wurde bereitgestellt von der Fa. Schüco International KG. Es handelt sich um ein sogenanntes Hybridsystem, bestehend aus einer Luft/Wasser-Split-Wärmepumpe mit solarthermischer Anlage und einem zusätzlichen Gasbrennwertkessel als dritte Wärmequelle. Die Anlage wurde 2010 in ein renoviertes Einfamilienhaus in Lotte in der Nähe von Hasbergen bei Osnabrück (Niedersachsen) eingebaut. Wie eingangs bereits erwähnt, lief die messtechnische Erfassung seit dem Januar 2012 stabil und wurde bis zum August 2013 durchgeführt.

Bei dem untersuchten Gebäudetyp handelt es sich um ein Einfamilienhaus Baujahr 1980, welches im Jahr 2010 renoviert wurde. Die beheizte Wohnfläche beträgt 190 m² und wird von 4 Personen, 2 Erwachsenen und 2 Kindern bewohnt. Bei der Renovierung im Jahr 2010 wurde der alte Heizkessel durch die Hybridwärmepumpenanlage ersetzt und u.a. das Dach gedämmt. Eine Photovoltaikanlage, die unabhängig von der Solarthermie-Wärmepumpenanlage am Haus installiert ist, wurde nicht vermessen.

Das Heizungssystem besteht größtenteils aus einer Fußbodenheizung, allerdings gibt es noch einige alte Radiatoren. Die vorgesehenen Vor- und Rücklauftemperaturen für die Heizung betragen 41/31 °C für die Fußbodenheizung und 55/42 °C für die Radiatoren. Der jährliche Heizwärmebedarf des Hauses beträgt nach eigenen Messergebnissen 20.491 kWh/a, bzw. 107,8 kWh/m²a. Der gemessene Trinkwarmwasserbedarf belief sich auf 5.117 kWh/a bei einer Soll-Zapftemperatur von 45 °C und einer Speicheraustrittstemperatur von 56 °C.

Ein Foto des Gebäudes ist in Abbildung 7.2 zu sehen.



Abb. 7.2: Ansicht des Gebäudes in Lotte (Foto: A. Loose)

7.2.1.1 Technische Daten der Anlage

Die Hybridanlage besteht aus den folgenden 4 Hauptkomponenten, welche nachfolgend näher beschrieben werden und bis auf den Gas-Brennwertkessel in Abbildung 7.3 dargestellt sind:

- 1) Luft/Wasser-Split-Wärmepumpe; COP 3,37 bei A2/W35 (EN 14511), Kältemittel R410a, Nennleistung 14 kW, Scroll-Kompressor
- 2) Doppelt verglaste Sonnen-Flachkollektoren, Orientierung Süd-Südwest, 9,948 m² Aperturfläche
- 3) 25 kW Gas-Brennwertkessel
- 4) 750 l Kombispeicher



Abb. 7.3: Ansicht von links nach rechts: Flachkollektoren, Außeneinheit der Wärmepumpe und Kombispeicher (Fotos: A. Loose)

Hydraulikschema

In Abbildung 7.4 ist ein vereinfachtes Hydraulikschema der untersuchten Solar-Wärmepumpen-Kombianlage dargestellt. Des Weiteren werden für ein besseres Verständnis der folgenden Ausführungen die jeweiligen Betriebszustände erläutert. Anhand der Schaltung wird dabei im Hydraulikmodul der Wärmefluss beschrieben.

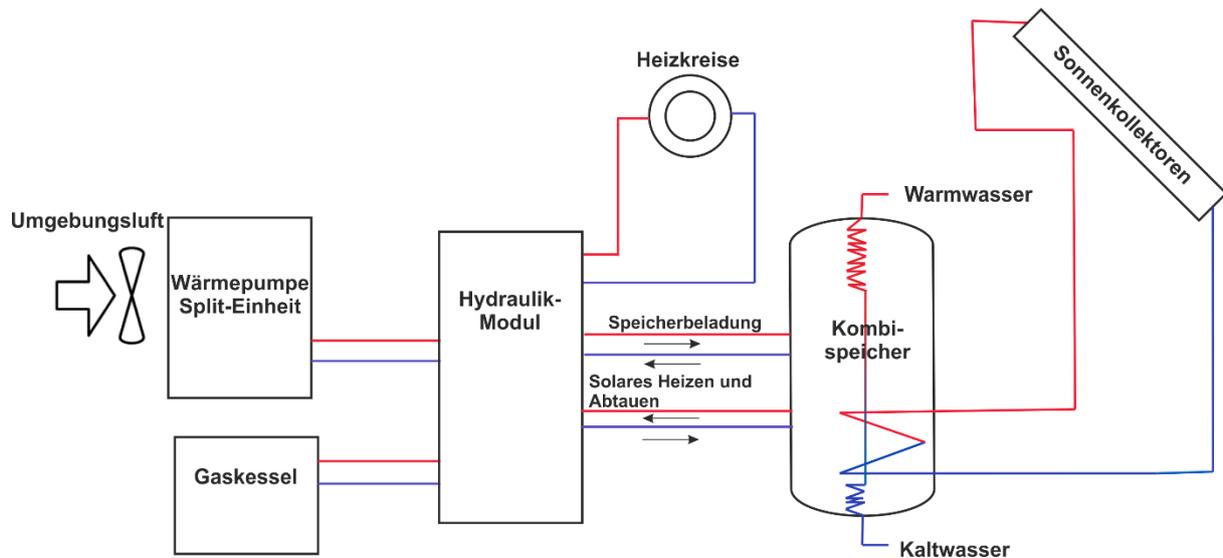


Abb.7.4: Vereinfachte Darstellung des Hydraulikschemas

Bei der Anlage handelt es sich um ein solargeführtes regeneratives Heizungssystem bestehend aus einer Luft/Wasser-Split-Wärmepumpe, einer thermischen Solaranlage, einem Gasbrennwertgerät und dem Kombispeicher. Geregelt wird die Anlage durch das sog. Hydraulikmodul. Der Kombispeicher kann wie in Abbildung 7.4 dargestellt, über das Gasbrennwertmodul, die Wärmepumpe oder die solarthermische Anlage beladen werden. Heizwärme gelangt vom Gasbrennwertmodul, der Wärmepumpe oder vom Speicher („Solares Heizen“), geregelt über das Hydraulikmodul, in den Heizkreis und wird auf eine Hoch- und Niedertemperaturheizung aufgeteilt. Die Trinkwasserentnahme erfolgt über den oberen Teil des Kombispeichers und gelangt über einen Anschluss im unteren Bereich als Kaltwasser wieder in den Speicher zurück.

Solaranlage

Die Sonnenkollektoren haben die Aufgabe, die auftreffende solare Strahlung in Wärme umzuwandeln. Im Solarkreis wird diese Wärme an den Speicher weitergegeben. Sie tritt ein über den solaren Vorlauf, den oberen Anschluss des solaren Glattrohrwärmeübertragers im unteren Teil des Speichers. Der Rücklauf zum Kollektor befindet sich unten am Speicher, da die Temperatur, mit der das Fluid zurück in den Kollektor strömt, so gering wie möglich sein soll. So wird die durchschnittliche Kollektortemperatur niedrig gehalten und ein hoher Kollektorwirkungsgrad erzielt. Die an den Speicher abgegebene, über den Sonnenkollektor generierte Wärme wird genutzt für die Warmwasserbereitung sowie zum Heizen über den sogenannten bivalenten Regenerativkreis (BR-Kreis) in der mittleren Schichtung des Speichers.

Das Kollektorfeld besteht aus vier selektiv beschichteten, doppelt verglasten Flachkollektoren vom Typ Sol DG AL eloxal, der Firma Schüco. Die Bruttofläche eines Kollektors beträgt 2,689 m², die Aperturfläche 2,487 m² und die Absorberfläche 2,481 m². Die in etwa 10,8 m² große Bruttofläche des Gesamtkollektorfelds ist nach Süd-Südwest orientiert. Der zulässige Betriebsdruck beträgt 10 bar bei einer Stillstandstemperatur von 227 °C. Als Wärmeträger wird die Hochtemperatur-Solarflüssigkeit Tyfocor LS verwendet.

Wärmepumpe

Die Luft/Wasser-Split-Wärmepumpe besteht aus zwei getrennten Modulen. Der vollhermetische intervallgeregelter Spiralverdichter sowie der Verdampfer der Wärmepumpe befinden sich im Modul Mitsubishi Zubadan (PUHZ-HRP 125 YHA) außerhalb des Gebäudes. Der Verdichter im Außenmodul hat eine Leistungsaufnahme von 2,5 kW. Der Luftvolumenstrom des Verdampfers beträgt 6.000 m³/h. Das Innenmodul STE 611 RH 7 HE, bestehend aus Kondensator und Expansionsventil, befindet sich im Keller des Hauses im Hydraulikmodul HTE 14 HG. Die Verbindung zwischen Außen- und Innenmodul erfolgt über Kältemittelleitungen. Das Kältemittel R410A gelangt nach der Wärmeaufnahme durch die Umgebungsluft und dem Verdichten in die Vorlaufleitung des Primärkreislaufs und kondensiert am Wärmeübertrager im Hydraulikmodul. Nach dem Entspannen durch das Expansionsventil gelangt das Kältemittel über die Flüssigleitung zurück zum Verdampfer ins Außenmodul.

Nach Herstellerangaben hat die Wärmepumpe eine Heizleistung von 14 kW und erreicht eine vollständige und konstante Heizleistung bei einer Außentemperatur von -15 °C mit einer Vorlauftemperatur von 55 °C.

Im Folgenden werden die Betriebszustände „Speicherbeladen mit der Wärmepumpe“ und „Heizen mit der Wärmepumpe“ näher erläutert.

In Abbildung 7.5 ist das regeltechnische Anlagenschema beim „Heizen mit der Wärmepumpe“ dargestellt. Das gasförmige Kältemittel R410A kondensiert am, im Gegenstrom betriebenen, Plattenwärmeübertrager (Kondensator) und gibt dadurch seine latente Wärme an den Wärmeempfänger Wasser ab.

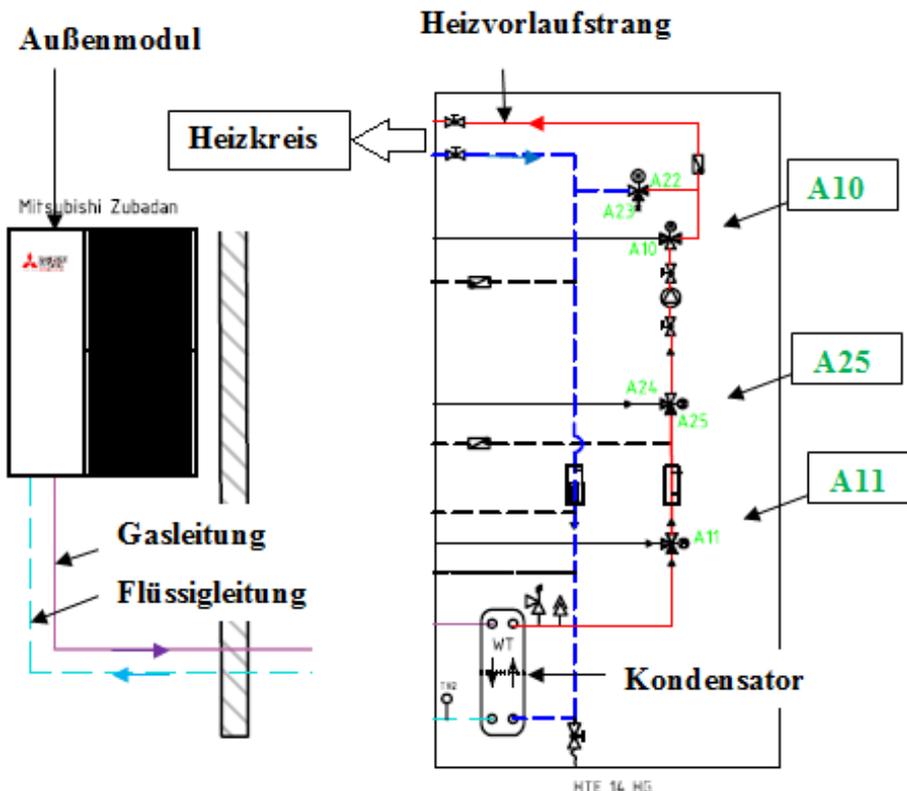


Abb. 7.5: Betriebszustand „Heizen mit der Wärmepumpe“

Das aufgeheizte Wasser gelangt nun durch die Regelung des Hydraulikmoduls zum Heizkreis. Dabei gelangt es durch folgende Umschaltventile:

- Umschaltventil A11: geschlossen für Vorlauf Gasbrennwertmodul, offen für Heizen mit Wärmepumpe,
- Umschaltventil Ventil A25: geschlossen für solares Heizen aus dem BR-Kreis offen für Heizen mit Wärmepumpe
- Umschaltventil A10: geschlossen zum Speicherbeladekreis offen zum Heizkreis.

Beim „Speicherbeladen mit der Wärmepumpe“ gelangt der Wärmestrom aus dem Sekundärkreis der Wärmepumpe in den Speicherbeladekreis. Dabei ist das Umschaltventil A10 offen zum Speicherbeladekreis und geschlossen zum Heizkreis, vgl. Abbildung 7.6.

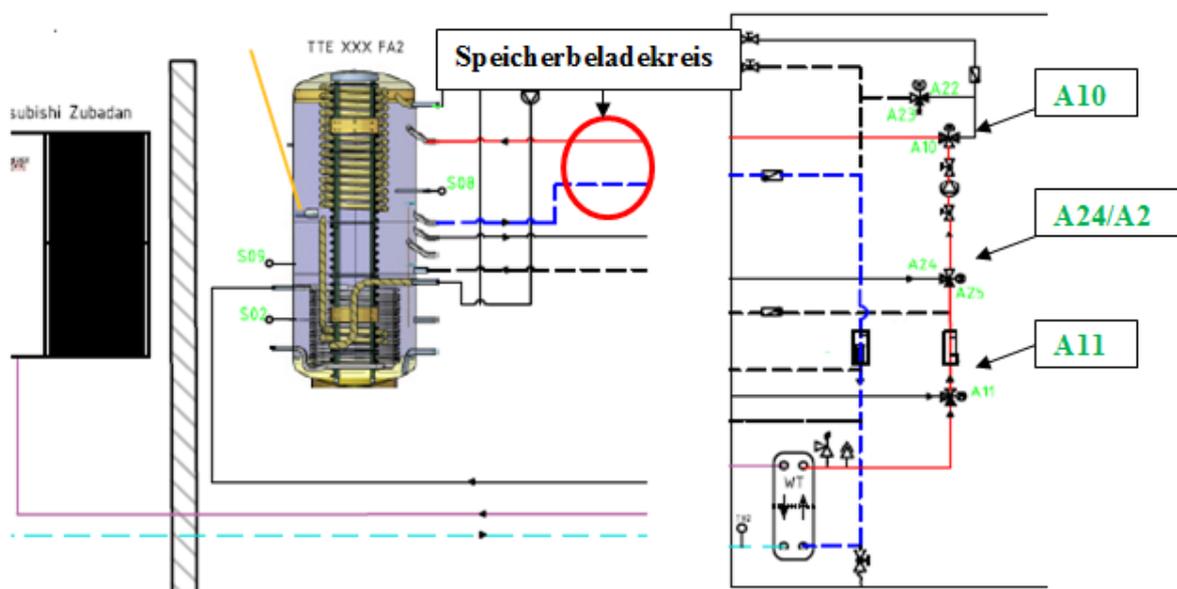


Abb.7.6: Betriebszustand „Speicherbeladen mit der Wärmepumpe“

Gasbrennwertmodul

Das Gasbrennwertgerät ist ein Wandgerät der Firma Schüco International KG vom Modell HTE 25 CG mit modelliertem Vormischbrenner für Erd- und Flüssiggas. Durch eine stufenlose Leistungsanpassung wird der Wärmebedarf im Bereich 20 - 100 % der Nennwärmeleistung (5,0 - 24,1 kW) erbracht. Das Gasbrennwertgerät wird aktiv bei der Unterstützung der Wärmepumpe beim Heizen, sowie bei der Speicherbeladung. In den Abbildungen 7.7 und 7.8 ist das regeltechnische Anlagenschema dieser Betriebszustände dargestellt. Beim „Heizen mit dem Gasbrennwertmodul“ gelangt der Wärmestrom nach der Regelung des Hydraulikmoduls in den Heizkreis. Die Umschaltventile sind wie folgt geschaltet:

- Umschaltventil A11: geschlossen für Sekundärkreislauf der Wärmepumpe, offen für Heizen mit Gasbrennwertmodul,
- Umschaltventil A25: geschlossen für Vorlauf BR-Kreis
- Umschaltventil A10: geschlossen zum Speicherbeladekreis offen zum Heizkreis.

Bei „Speicherbeladen mit dem Gasbrennwertmodul“ ist das Umschaltventil A10 offen zum Speicherbeladekreis und geschlossen zum Heizkreis. Dadurch gelangt der durch das Gasbrennwertgerät erwärmte Wärmestrom in den Vorlaufstrang des Speicherbeladekreises.

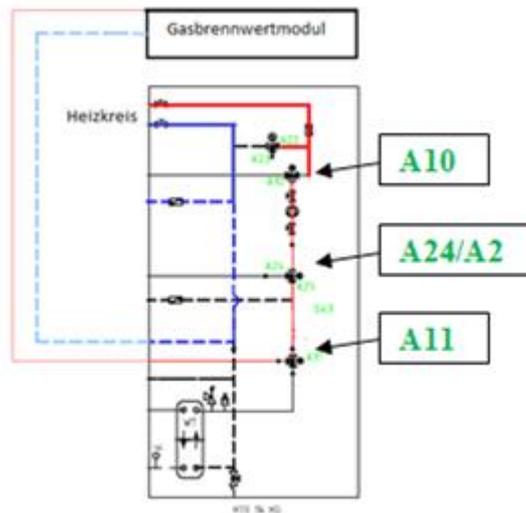


Abb.7.7: Betriebszustand „Heizen mit dem Gasbrennwertmodul“

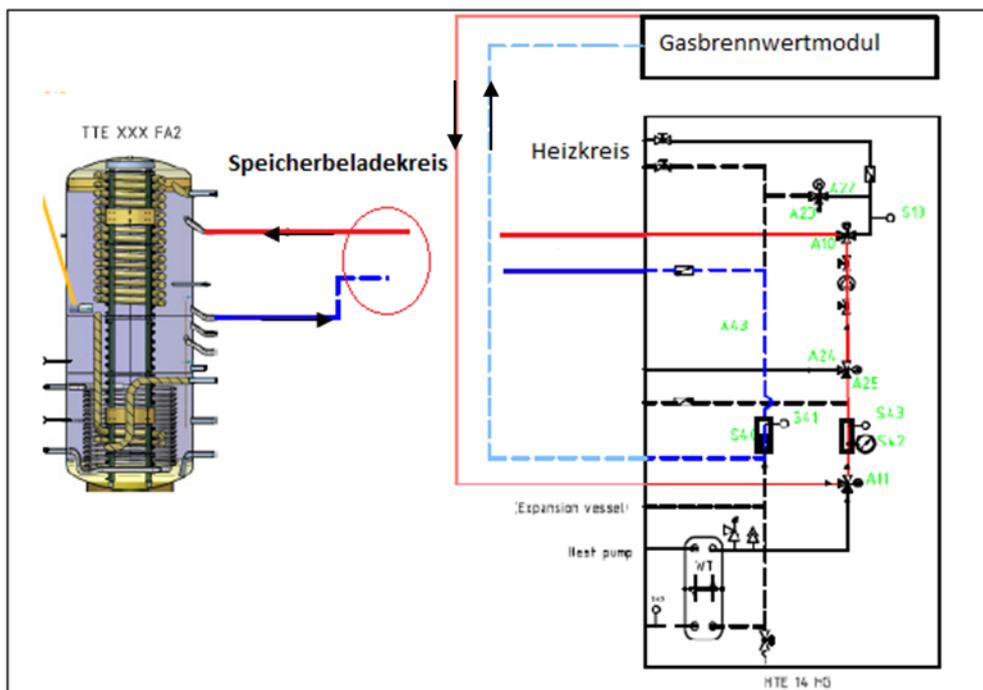


Abb. 7.8: Betriebszustand „Speicherbeladen mit dem Gasbrennwertmodul“

Kombispeicher

Da das Wärmeangebot der kombinierten Solarthermie-Wärmepumpen-Anlage nicht immer dann zur Verfügung steht wenn Wärmebedarf besteht, ist ein Wärmespeicher unumgänglich. Die Kapazität eines Kurzzeitwärmespeichers beträgt normalerweise wenige Tage. Der Speicher ist ein 750 Liter Kombispeicher (TE 750 FA1) der Firma Schüco International KG. Er ist in drei thermische Schichten aufgeteilt. Der untere Teil, der sogenannte Solarpuffer, wird von der Kollektorwärme beladen. Der mittlere Teil (Heizungspuffer) dient sowohl dem

Heizen über den bivalenten Regenerativkreis (solares Heizen) als auch dem Abtauen der Wärmepumpe. Der obere Warmwasserbereitschaftsteil wird von der Wärmepumpe sowie von der Gasbrennwertanlage beladen. Der maximale Betriebsdruck beträgt 6 bar im Warmwasserkreis, 3 bar im Heizkreis und 10 bar im Solarkreis. Die maximale Betriebstemperatur beträgt 95 °C.

Der Solarwärmeübertrager im unteren Teil des Wärmespeichers ist als spiralförmiger Glattrohrwärmeübertrager mit einer wärmeübertragenden Fläche von 2,4 m² ausgeführt. Zusätzlich zu dem solaren Wärmeübertrager mit einem Volumen von 17 Litern ist auch der Wärmeübertrager zur Trinkwassererwärmung im Speicher integriert. Er ist aus Edelstahl gefertigt und als spiralförmiger Wellrohr-Wärmeübertrager ausgeführt. Der Wärmeübertrager zur Trinkwassererwärmung hat eine wärmeübertragende Fläche von 5,5 m² bei einem Volumen von 26 Litern.

Die detaillierte Darstellung des Speichers sowie die Bezeichnung der Anschlüsse ist aus Abbildung 7.9 zu entnehmen.

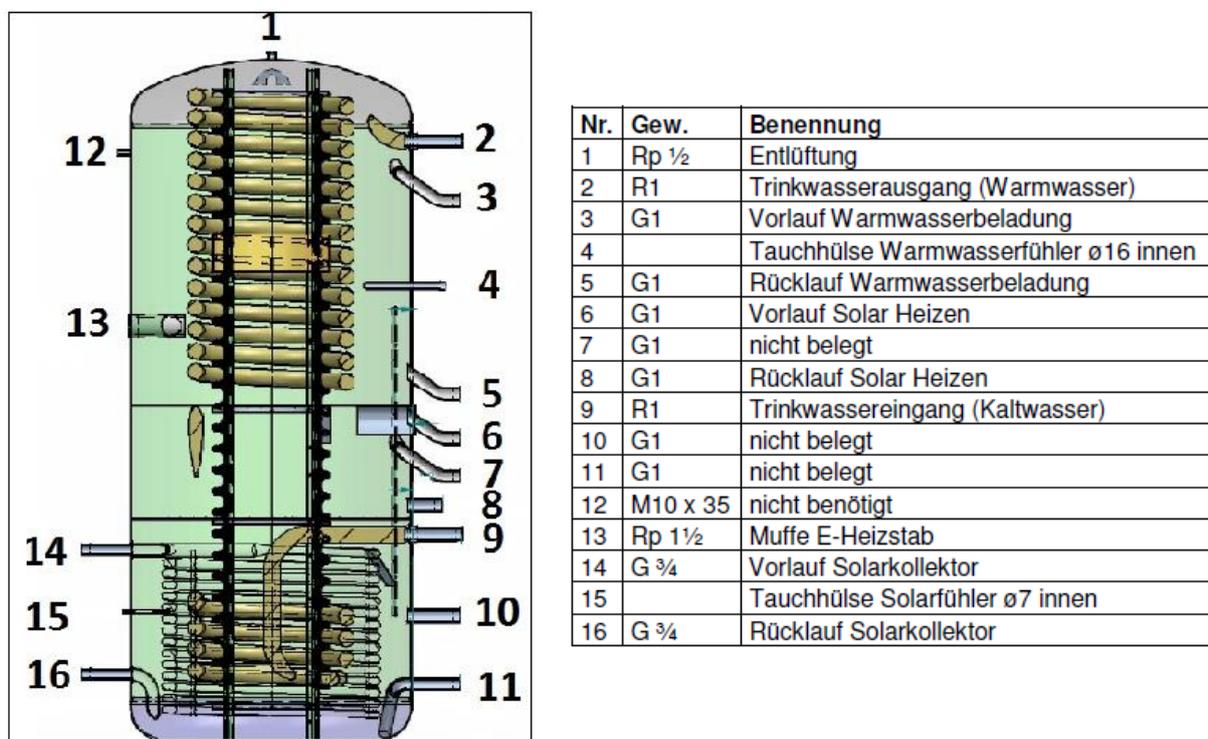


Abb. 7.9: Kombispeicher mit Anschlüssen

Beim Betriebszustand „Solares Heizen“ wird über den Solarwärmeübertrager Wärme an das Heizwasser im Speicher abgegeben, welches über den Vorlauf des Bivalent-regenerativ-Kreises (in rot dargestellt) zum Heizkreis gelangt. Beim solaren Heizen wird die gesamte Wärmemenge zur Deckung des Heizwärmebedarfs vom Speicher erbracht. Der Rücklauf des Heizwassers erfolgt über den Sekundärkreislauf der Wärmepumpe, durch das Dreiwegeventil A11 zurück zum BR-Kreis in den Speicher (Anschluss 8 des Speichers). Daraus ergibt sich folgende Stellung der Dreiwegeventile im Hydraulikmodul, siehe Abbildung 7.10:

- A11: geschlossen für Vorlauf Gasbrennwertmodul, offen für Sekundärkreislauf der Wärmepumpe,

- A24: offen für Vorlauf BR-Kreis, geschlossen für Vorlauf Gasbrennwertmodul/Wärmepumpe,
- A10: offen zum Heizkreis, geschlossen zum Speicherbeladekreis.

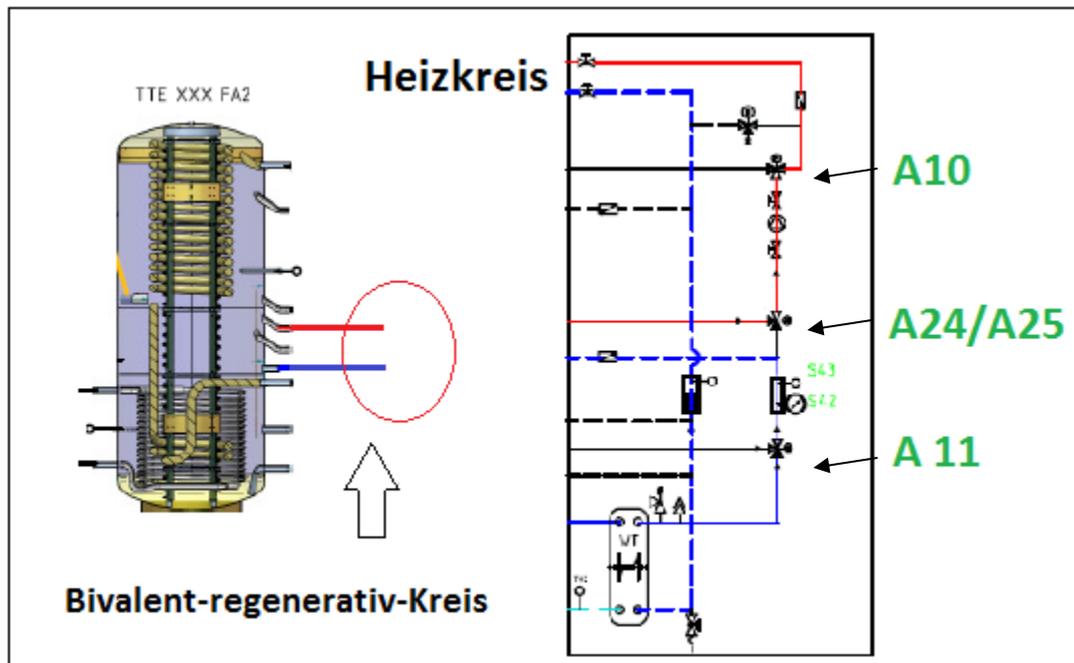


Abb. 7.10: Betriebszustand „Heizen mit dem bivalent-regenerativ-Kreis (Solares Heizen)“

In Abbildung 7.11 wird der Betriebszustand „Abtauen der Wärmepumpe“ verdeutlicht. Durch das Verdampfen des Kältemittels im Verdampfer der Wärmepumpe wird der Außenluft Wärme entzogen, wobei Kondensat am Wärmeübertrager entsteht. Wenn die Verdampfungstemperatur unter dem Gefrierpunkt liegt, friert das Kondensat ein. Um den damit entstehenden Leistungsabfall der Wärmepumpe zu verhindern, muss diese regelmäßig abgetaut werden.

Im Vergleich zum Heiz- oder Speicherbeladebetrieb ist der Wärmepumpenprozess beim Abtauen umgekehrt. Das bedeutet auf der Primärseite der Wärmepumpe ändert sich hier die Flussrichtung des Kältemittels, die Temperaturen bleiben jedoch gleich aufgrund der festgelegten Kältemittelleitungen. Die Gasleitung mit einem festgesetzten Durchmesser von 16 mm (Leitung in Pink dargestellt) wird somit sowohl bei der Abtaung als auch im Heiz- und Speicherbeladebetrieb immer von verdampften Kältemittel durchflossen und die Flüssigleitung (Leitung in Türkis) wird ausschließlich vom kondensierten Kältemittel durchflossen. Auf der Sekundärseite hingegen bleibt die Flussrichtung gleich und die Temperaturen ändern sich. Dadurch wird hier der Wärmeübertrager (nun als Verdampfer ausgeführt) beim Abtauen im Gleichstrom durchflossen.

Der Wärmestrom vom Speicher fließt wie beim solaren Heizen in Richtung Heizkreis, wird aber über einen Bypass in den Sekundärkreislauf der Wärmepumpe gefördert. Nachdem die Wärme an das Kältemittel im Verdampfer abgegeben wurde, fließt der Wärmestrom zurück in den Speicher über den Rücklauf des Bivalent-regenerativ-Kreises.

Die Stellungen der Umschaltventile im Hydraulikmodul sind im Folgenden aufgelistet:

- A11: geschlossen für Vorlauf Gasbrennwertmodul, offen für Sekundärkreislauf der Wärmepumpe,
- A24: offen für Vorlauf BR-Kreis, geschlossen für Vorlauf über Gasbrennwertmodul/Wärmepumpe,
- A10: offen zum Heizkreis, geschlossen zum Speicherbeladekreis,
- A23: Bypass Heizkreis offen.

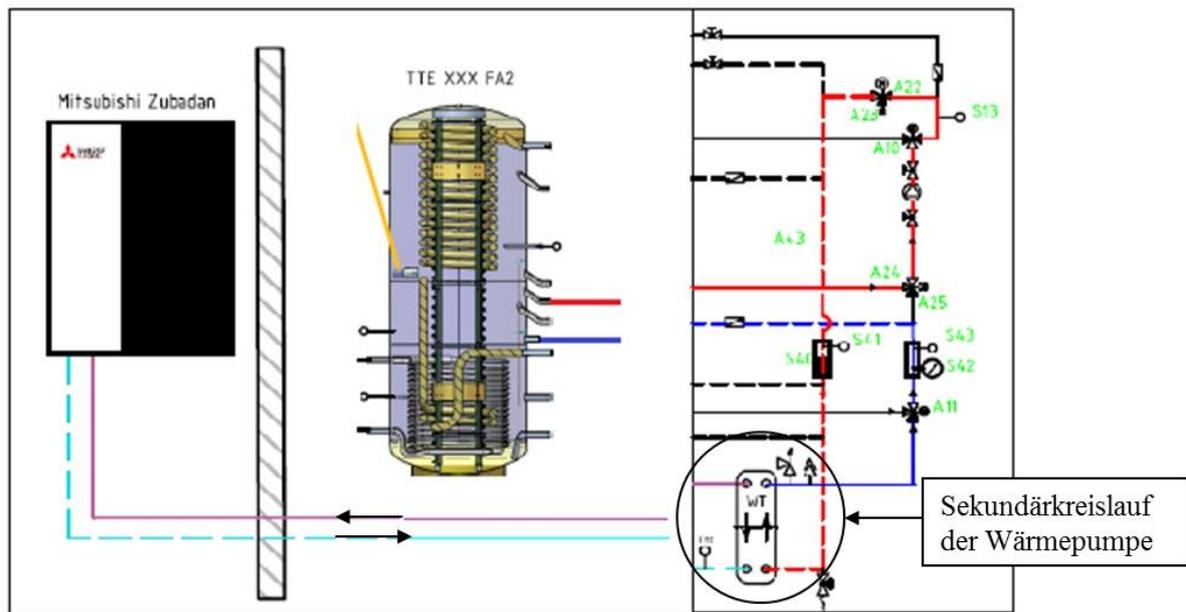


Abb. 7.11: Betriebszustand „Abtauen der Wärmepumpe“ über den BR-Kreis“

7.2.1.2 Messtechnik

Für die messtechnische Untersuchung der Anlage wurden als Wärmemengenzähler (WMZ) ausschließlich Ultraschall-Durchflusszähler vom Typ Sharky 773 der Firma Hydrometer verwendet. Dazu gehören jeweils zwei Pt500-Temperaturfühler, welche in Tauchhülsen eingebracht sind. Über ein Rechenwerk werden dann direkt folgende Rohdaten ausgegeben:

- das Durchflussvolumen in m^3 ,
- der Volumenstrom in m^3/h ,
- die Vorlauftemperatur in $^{\circ}\text{C}$,
- die Rücklauftemperatur in $^{\circ}\text{C}$,
- die Wärmemenge in Wh.

Aus den erfassten Rohdaten berechnet das Messgerät die Wärmemengen in 60 kW (1 kWh). Da der verwendete Wärmemengenzähler nur für das Betriebsmittel Wasser geeignet ist, wurde für den Solarkreis ein Sharky Solar 773 verwendet. Dieser ist für Betriebstemperaturen bis 130°C geeignet und kann für das verwendete Wärmeträgerfluid Tyfocor LS bei einem Nenndurchfluss von $0,6 \text{ m}^3/\text{h}$ verwendet werden. Der Nenndurchfluss aller anderen Wärmemengenzähler beträgt $1,5 \text{ m}^3/\text{h}$ bei einer Nennweite von 20 mm (DN 20).

Die Erfassung der Temperatur sowie der relativen Luftfeuchte im Außenbereich wird direkt über den M-Bus Sensor THO der Firma Relay ermöglicht. Dieser ist an der Außeneinheit der Split-WP angebracht und ist für Temperaturen von -40 bis 55°C betriebsfähig. Für die Messung der solaren Einstrahlung wird der Silizium-Sensor Spektron 310 der Firma Tritec verwendet. Bei diesem wird das Sensorsignal über einen integrierten Verstärker als Normsignal ausgegeben. Bis zu einer Energiedichte von 1500 W/m^2 wird das Signal in 4 bis 20 mA umgewandelt.

Einzelne Temperaturfühler der Anlage werden am Primär- und Sekundärkreislauf der Wärmepumpe sowie für die Temperaturbestimmung der unterschiedlichen Schichten des Speichers verwendet. Der Messbereich dieser Pt1000-Sensoren der Firma S+S Regeltechnik liegt bei $30 - 90^{\circ}\text{C}$.

Der Stromverbrauch des Hydraulikmoduls sowie der Pumpen im Solarkreis, Hoch- und Niedertemperaturheizkreis und Zirkulationskreislauf wird mit Wechselstromzählern erfasst. Im Gegensatz dazu wird der Drehstrom der Wärmepumpe mit dem 3-Phasen Energiezähler EMU Light 3/65 erfasst.

Alle Daten werden im Minutentakt erfasst und von dem M-Bus oder den A/D-Eingängen an einer ennovatis Smartbox /Enn16/ gesammelt. Die Smartbox überträgt die Daten per GSM-Modem an einen Computer am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart.

7.2.1.3 Ergebnisse des Monitorings

Die Anlage wurde messtechnisch begleitet von März 2011 bis August 2013. Aufgrund von diversen Umbaumaßnahmen und notwendigen Veränderungen in der Messtechnik sind komplette Datensätze erst ab Januar 2012 erhältlich.

Die gemessene durchschnittliche Umgebungstemperatur im Zeitraum 2012 betrug $10,9^{\circ}\text{C}$. Der ermittelte Heizwärmebedarf wurde zu 20.491 kWh/a und der Trinkwarmwasserbedarf zu 5.117 kWh/a für 2012 ermittelt. Abbildung 7.12 zeigt den monatlichen Verlauf.

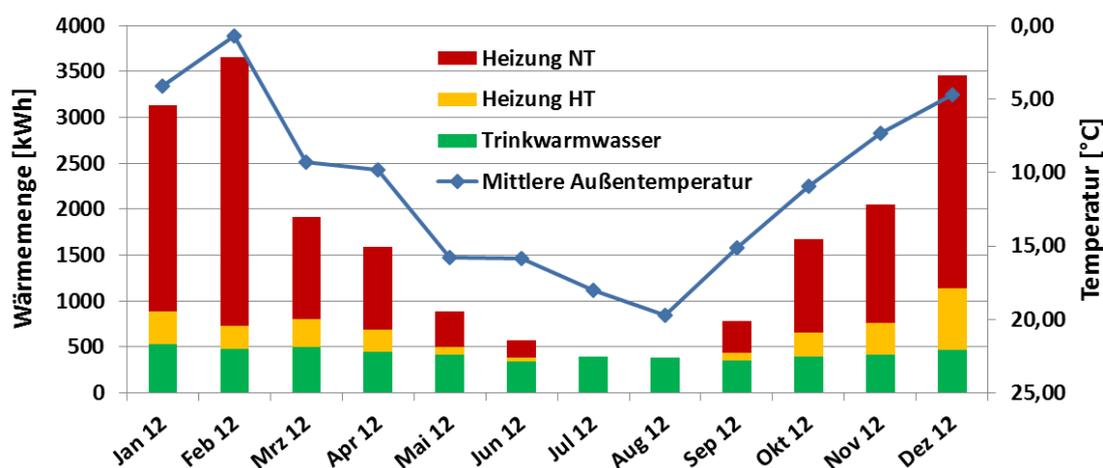


Abb. 7.12: Monatswerte für das Jahr 2012 für Heizung (NT-Niedertemperatur-, HT-Hochtemperaturheizkreis), Trinkwarmwasser und Außentemperatur

Zur Bestimmung der thermischen Leistung der Anlage wurden Kennzahlen verwendet, welche innerhalb der IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 internationalen Konsens gefunden haben. In Anlehnung an die Jahresarbeitszahl von Wärmepumpen (JAZ, engl. Seasonal

Performance Factor SPF) wurden eine Reihe von Arbeitszahlen für verschiedene Bilanzgrenzen definiert /Mal13/, die auf dem Task 44 Referenzsystem (vgl. Abbildung 7.13) basieren. Die wichtigsten sind:

1. SHP system with the useful energy distribution systems (SHP+)
2. SHP system without the useful energy distribution systems (SHP)
3. SHP system without the useful energy storage (bSt)
4. Heat pump with the heat source / heat rejection subsystems (HP+HS)
5. Heat pump, solar collector, back-up unit (HP, SC, BU)

Die Bilanzgrenzen SHP+ und SHP werden empfohlen zum direkten Vergleich verschiedener Solar-Wärmepumpensysteme untereinander, wobei darauf hingewiesen werden muss, dass dies bei der Auswertung von Feldtestdaten nicht unbedingt aussagekräftig ist, wenn Randbedingungen wie klimatischer Standort, Art der Heizungsanlage, Nutzerverhalten etc. sich unterscheiden. SHP+ und SHP werden zudem auch zur Bewertung des Umwelteinflusses derartiger Anlagen verwendet.

Des Weiteren wurden u.a. auch Arbeitszahlen für einzelne Komponenten wie Sonnenkollektor, Wärmepumpe oder Nachheizung (Backup Unit, BU) definiert. In Abhängigkeit der verfügbaren Messdaten und der jeweiligen konkreten Fragestellung sind verschiedene Bilanzgrenzen zu bevorzugen. Der einzige Unterschied zwischen den Bilanzgrenzen SHP+ und SHP für eine gesamte Solarthermie-Wärmepumpenanlage besteht darin, dass die elektrische Energie, die an der Systemgrenze zum Wärmeverteilsystem, z.B. zum Heizkreis in Form von Umwälzpumpen, aufgewendet wird, einmal mit berücksichtigt wird (SHP+) und einmal nicht (SHP).

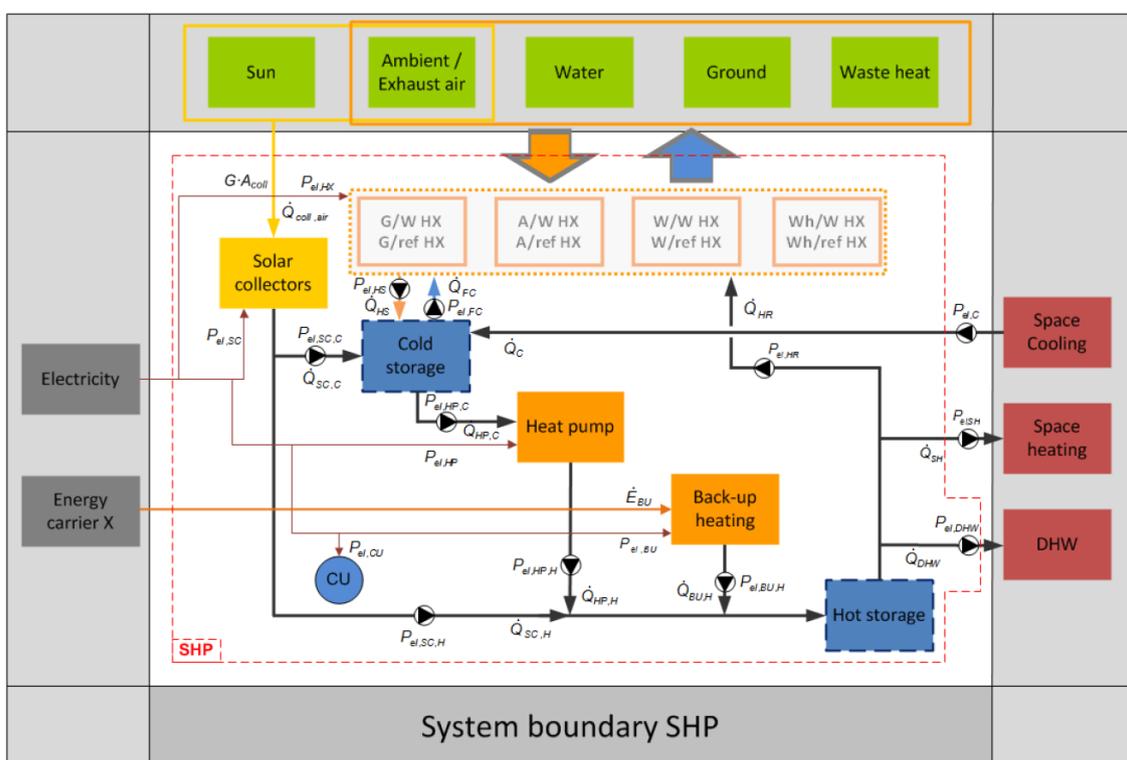


Abb. 7.13: Task 44 Referenzsystem für kombinierte Solarwärmepumpenanlagen (SHP) für die Bilanzgrenze SPF_{SHP}

Die Kennzahlen selbst werden dann wie folgt definiert als SPF innerhalb einer entsprechenden Bilanzgrenze, jeweils als Verhältnis von Nutzenergie zu aufgewendeter elektrischer Energie:

$$SPF = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW} + \dot{Q}_C) * dt}{\int \sum P_{el} * dt} \quad (7.1)$$

$$SPF_{SHP+} = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW} + \dot{Q}_C) * dt}{\int (\sum P_{el,SHP+}) * dt}$$

$$\begin{aligned} \sum P_{el,SHP+} = & P_{el,SC} + P_{el,SC,C} + P_{el,SC,H} + P_{el,HP} + P_{el,HP,C} + P_{el,HP,H} + P_{el,HS} \\ & + P_{el,BU} + P_{el,BU,H} + P_{el,SH} + P_{el,DHW} + P_{el,C} + P_{el,FC} + P_{el,HR} \\ & + P_{el,HX} + P_{el,CU} \end{aligned} \quad (7.2)$$

$$SPF_{SHP} = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW} + \dot{Q}_C) * dt}{\int (\sum P_{el,SHP}) * dt} \quad (7.3)$$

$$\begin{aligned} \sum P_{el,SHP} = & P_{el,SC} + P_{el,SC,C} + P_{el,SC,H} + P_{el,HP} + P_{el,HP,C} + P_{el,HP,H} + P_{el,HS} \\ & + P_{el,BU} + P_{el,BU,H} + P_{el,FC} + P_{el,HR} + P_{el,HX} + P_{el,CU} + P_{el,DHW} \end{aligned}$$

$$SPF_{HP} = \frac{\int (\dot{Q}_{HP,H} + \dot{Q}_{HP,C}) * dt}{\int \sum P_{el,HP} * dt} \quad (7.4)$$

Für die vorliegende Feldtestanlage wurde für das Kalenderjahr 2012 eine thermische Leistung von $SPF_{HP} = 2,49$ für die Wärmepumpe als Einzelkomponente und $SPF_{SHP} = 1,58$ für die Gesamtanlage ermittelt, vgl. Abbildung 7.14. Zur Berechnung von SPF_{SHP} wurde der Anteil des Gasbrennwertgerätes primärenergetisch umgerechnet, als ob es sich um Strom handelte.

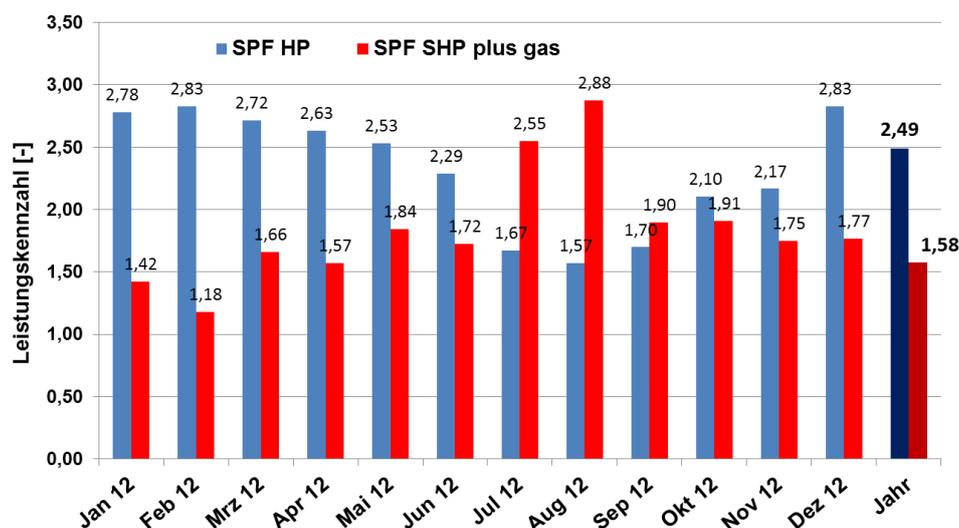


Abb. 7.14: Leistungskennzahlen SPF_{HP} und SPF_{SHP} der Feldtestanlage #1 für das Jahr 2012

Abbildung 7.15 zeigt die monatlichen Energiebilanzen der gemessenen Daten. Dabei repräsentieren jeweils die inneren, schmalen Balken einer Säule die nutzbare Wärme für Trinkwassererwärmung inkl. Zirkulation und Raumheizung sowie Wärmeverluste, die äußeren, schmalen Balken die zugeführte Energie aus Solarthermie, Wärmepumpe und Gasbrennwertkessel.

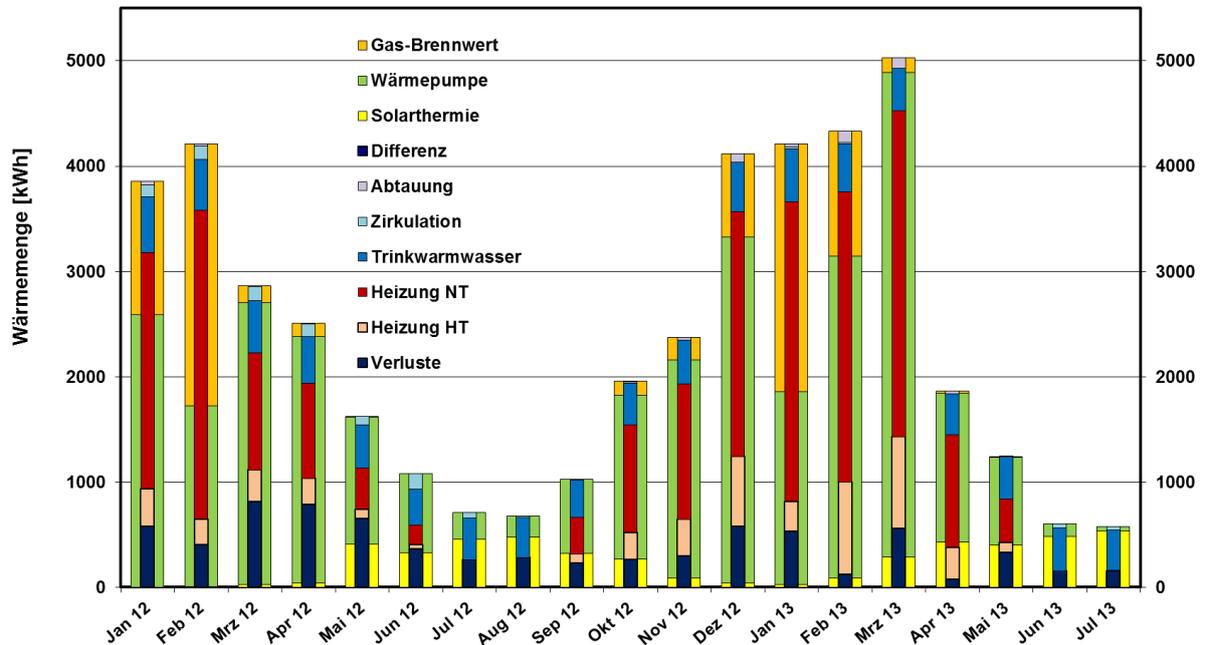


Abb. 7.15: Monatliche Energiebilanzen der Hybridanlage über den Messzeitraum

In Abbildung 7.16 wird die Verteilung auf die Wärmequellen Solarthermie, Wärmepumpe und Gasbrennwert veranschaulicht, wobei die Wärmepumpe den weitaus größten Anteil übernimmt.

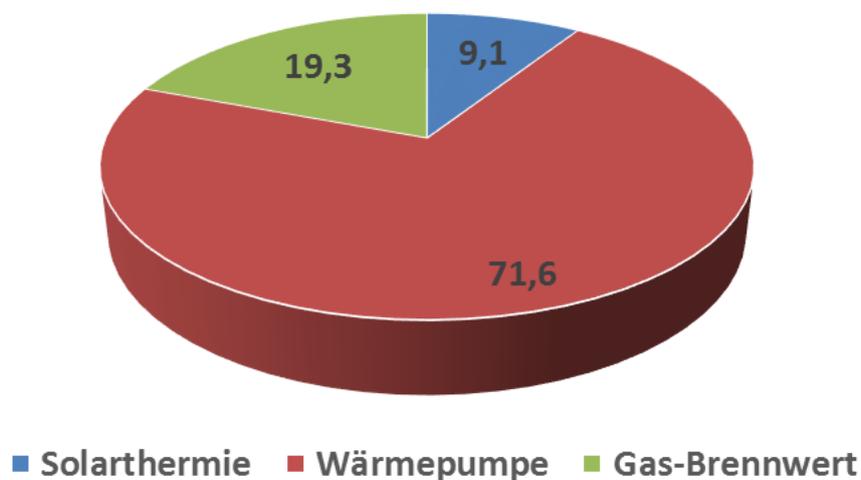


Abb. 7.16: Anteile der Wärmeerzeuger der Hybridanlage für das Jahr 2012; 100 % entsprechen 27.005 kWh

In Abbildung 7.17 sind die Stromverbraucher in der Anlage nach ihrem prozentualen anteiligen Verbrauch aufgetragen. Zu sehen ist, dass es verhältnismäßig wenig parasitäre Stromverbraucher, d.h. Umwälzpumpen, Regelung etc. gibt.

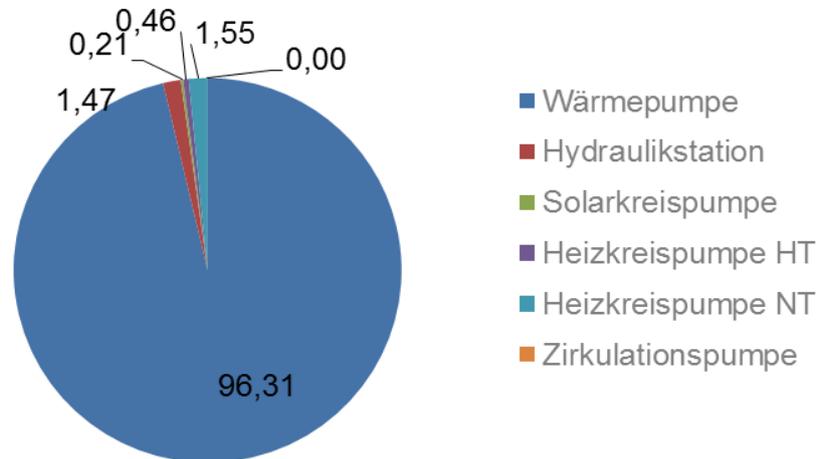


Abb. 7.17: Anteile der Stromverbraucher der Hybridanlage für das Jahr 2012; 100 % entsprechen 7.945 kWh

Abb. 7.18 zeigt die solaren Gewinne der Hybridanlage, also den Wärmeertrag, der über die Sonnenkollektoren in den Speicher geflossen ist, im Vergleich zur gemessenen solaren Einstrahlung über das Jahr. Auffällig ist, dass der solarthermische Teil der Anlage bis in den Frühling hinein fast keine Beiträge zur Wärmeerzeugung liefert, obwohl ausreichend solare Einstrahlung vorhanden gewesen wäre. Dies lässt sich auf eine zunächst schlecht eingestellte Regelung der Gesamtanlage zurückführen.

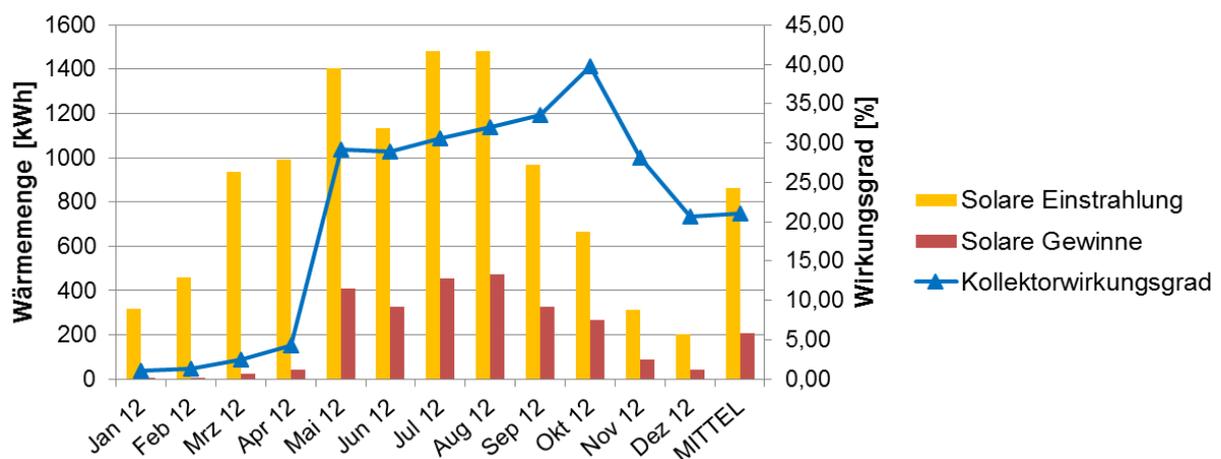


Abb. 7.18: Kollektorwirkungsgrad für den Sonnenkollektor und monatliche solare Gewinne

Als zwei ökologisch wichtige bzw. umweltrelevante Kennzahlen wurden noch das Treibhauspotential (GWP) sowie der kumulierte Energieaufwand (KEA/CED) für die Anlage berechnet, vgl. Abbildungen 7.19 und 7.20.

Das Treibhauspotential ist die gewichtete Summation der Emission verschiedener Treibhausgase bei der Bereitstellung von Endenergie, inklusive Emissionen für die Bereitstellung des Stromnetzes sowie von Kraftwerken. Es beinhaltet jedoch nicht den Verlust von Kältemitteln während der Betriebszeit. Der Wert GWP wird ausgedrückt als äquivalente Menge CO₂ pro Menge Endenergie (kg CO_{2eq}/kWh_{FE}) über einen Zeitraum von 100 Jahren.

Der Kumulierte Energieaufwand CED_{NRE} (NRE für engl. non-renewable energy) quantifiziert die nicht erneuerbare Primärenergie (d.h. fossile, nukleare, primäre, nicht wieder aufgeforstete Waldressourcen), die zur Erzeugung von Endenergie benötigt wird und wird definiert als das Verhältnis Primärenergie zu Endenergie kWh_{PE}/kWh_{FE}. In den Abbildungen wird auf die nutzbare Energie (UE – useful Energy) als Endenergie Bezug genommen.

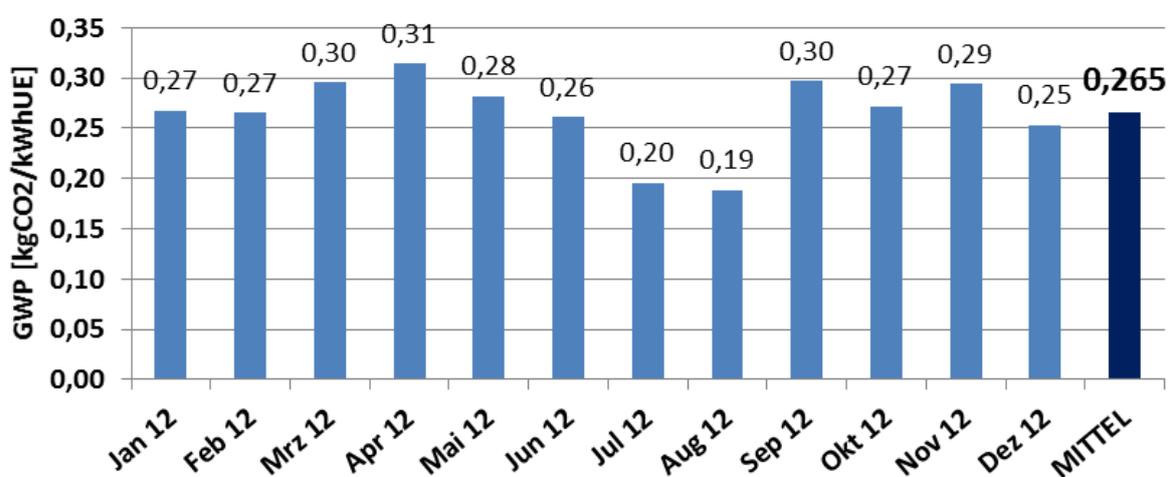


Abb. 7.19: Treibhauspotential GWP in kg CO₂-Äquivalenten pro kWh Nutzenergie

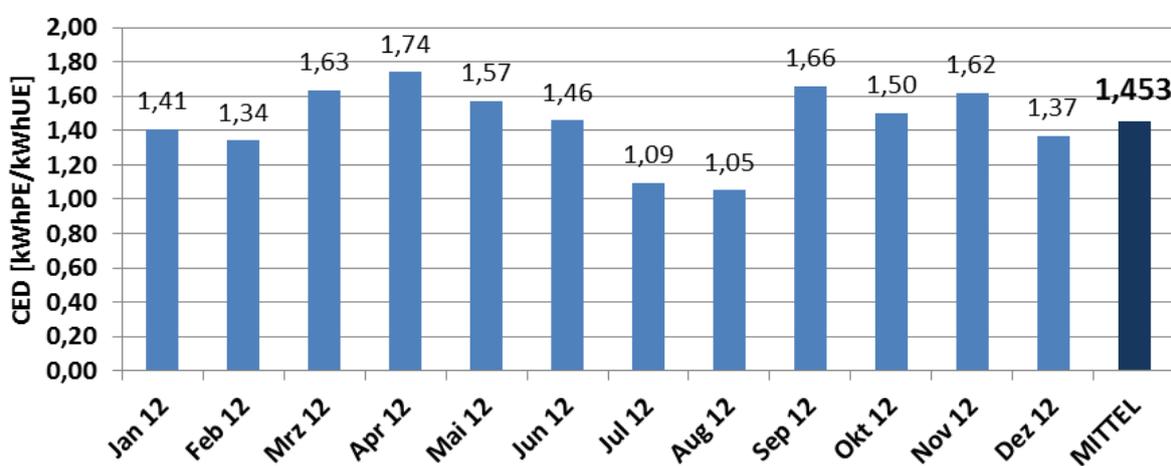


Abb. 7.20: Kumulierter Energieaufwand CED_{NRE} in kWh Primärenergie pro kWh Nutzenergie

Da insbesondere die Herkunft und Erzeugung von elektrischem Strom im europäischen Ländervergleich sehr stark variiert, wurden innerhalb Task 44 / Annex 38 die entsprechenden Werte für den europäischen Strommix nach Itten /Itt12/ verwendet (ENTSO-E-European Network of Transmission System Operators for Electricity). Für alle anderen Energieträger wurden die Werte aus der Ecoinvent Datenbank 2013 /ECO/ verwendet. Die verwendeten Werte sind in Tabelle 7.1 aufgelistet:

Tabelle 7.1: CED_{NRE} und GWP für verschiedene Energieträger nach Task 44

Energieträger	CED_{NRE} [kWh _{PE} /kWh _{FE}]	GWP [kWh CO _{2Eq} /kWh _{FE}]
Strom	2,878	0,521
Erdgas	1,194	0,307
Öl	1,271	0,318
Stückholz	0,030	0,020
Holzpellets	0,187	0,041
Holz hackschnitzel	0,035	0,011

7.2.1.4 Fazit Schüco Hybridanlage

Bei einer detaillierten Analyse des Anlagenverhaltens und einzelner Hydraulikkreise (wie z.B. Heizen/Speicherbeladen mit der Wärmepumpe, Heizen/Speicherbeladen mit Gasbrennwertkessel, etc.) fielen einige zunächst unerklärliche Widersprüche auf. Die wichtigsten waren:

- Die Systemarbeitszahlen sind sehr viel geringer als zu erwarten.
- Das Gas-Brennwertgerät erzeugt weit mehr Wärme für die Beladung des Kombispeichers als am Speicherbeladekreis gemessen wird.
- Der Betriebszustand „Solares Heizen“ tritt auch auf, wenn keine Solarwärme zur Verfügung steht.
- Das Gasbrennwertgerät belädt den Speicher geringfügig auch über den BR-Kreis.
- Die Wärmebilanz des Kombispeichers geht nicht auf, vgl. Abb. 7.21, d.h. es wird dem Speicher vermeintlich mehr Energie entnommen als zugeführt.

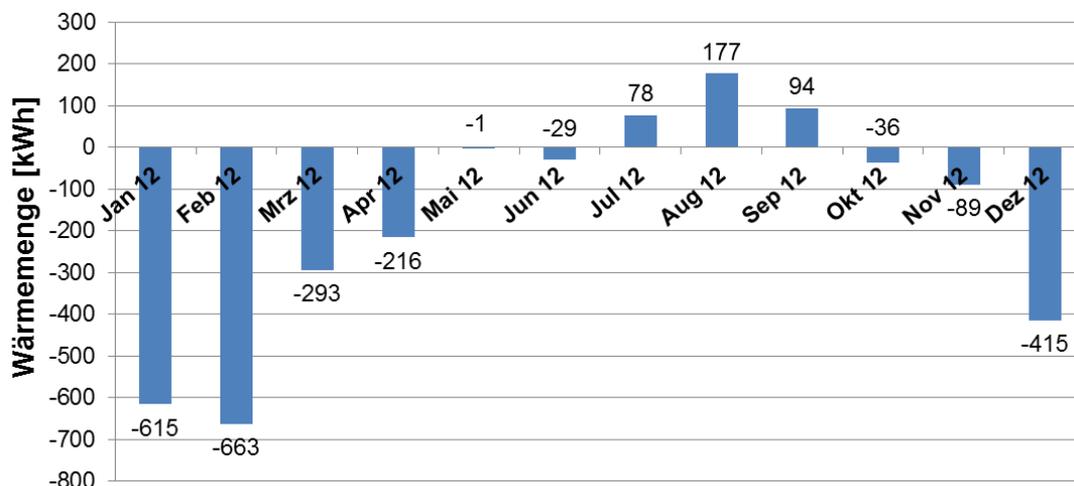


Abb. 7.21: Bilanz des Speichers, Differenz in kWh (Beladung durch solar, Wärmepumpe, Gas abzgl. Trinkwasserzapfung, Zirkulation und „Solares Heizen“ sowie Abtauung)

Auf Nachfrage bei der Firma Schüco International KG wurde schliesslich – leider viel zu spät – die Fehlerquelle detektiert. Der Fehler mit den Fehlströmen in dem BR-Kreis und allen daraus entstandenen Ungereimtheiten war kein messtechnischer Fehler sondern ein hydraulischer, nämlich ein defektes Rückschlagventil im Rücklauf des BR-Kreises. Das

defekte Rückschlagventil führte dazu, dass bei den Betriebszuständen „Speicherbeladung mit der Wärmepumpe“ und „Speicherbeladung mit dem Gasbrennwertgerät“ von der Pumpe im Hydraulikmodul über den BR-Kreis-Rücklauf ebenfalls Wasser aus dem mittleren Speicherbereich mit angesaugt wurde und über den Vorlauf des BR-Kreises in den Speicherbeladekreis gelangte.

Das erklärt nun den nicht vorgesehenen Betriebszustand des Speicherbeladens mit dem Gasbrennwertmodul über den BR-Kreis und das damit verbundene solare Heizen. Letzterer Betriebszustand wird automatisch ausgelöst, sobald die Temperaturen im mittleren Bereich des Speichers (vermeintlich durch solarthermische Beladung) eine entsprechende Temperatur erreichen, die hier allerdings durch das Gasbrennwertgerät erzeugt wird. Des Weiteren bewirkt der Wärmefluss in den BR-Kreis aufgrund der defekten Rückstauklappe, dass die thermische Schichtung des Kombispeichers im oberen und mittleren Bereich verloren geht, weshalb das Trinkwarmwasser-Volumen im oberen Speicher mehr nachgeheizt werden muss als ursprünglich vorgesehen. Dadurch und wegen der direkten Wärmeströme in den BR-Kreis beim Betrieb „Speicherbeladung“ werden weitaus höhere Temperaturen im mittleren Speicherbereich registriert, was einen ungünstiger Zustand für den Betrieb der Wärmepumpe darstellt.

So führt nicht nur wie zunächst angenommen das Gasbrennwertgerät bei der Speicherbeladung über den BR-Kreis zu den hohen mittleren Speichertemperaturen und somit zum Betrieb „Solares Heizen“, sondern auch die eigentliche Speicherbeladung über den Speicherbeladekreis mit Wärmepumpe und Gasbrennwertgerät aufgrund der über den BR-Kreis angesaugten Wärmeströme.

Beim Betrieb „Heizen“ wird beim Betrachten des Anlagenschemas der Rücklaufstrang des BR-Kreises ebenfalls passiert. Aus diesem Grund wurde weiterhin untersucht ob durch das defekte Rückschlagventil auch beim Heizen ein Wärmestrom in den Speicher gelangt. So fällt auf, dass zwar beim Heizen mit Wärmepumpe oder Gasbrennwertmodul im BR-Kreis die Rücklauftemperaturen über längere Zeiten über den Vorlauftemperaturen liegen. Trotzdem ist davon auszugehen, dass keine Zirkulation im BR-Kreis stattfindet und somit kein Wärmestrom in den Speicher gelangt.

Es zeigt sich, dass das Heizwasser am Rücklauf des BR-Kreises offen zum Heizwasser im Speicher ist. Die Rücklauftemperaturen orientieren sich somit lediglich an der Höhe der Speichertemperaturen der mittleren Schichtung. Die Vorlauftemperaturen jedoch sinken unter die Speichertemperaturen wenn kein Volumenstrom am BR-Kreis vorliegt. Dies liegt daran, dass das Wasser in der Vorlaufleitung vom Heizwasser im Speicher getrennt ist. Somit kann kein Volumenstrom im BR-Kreis auftreten und das macht eine Wärmezufuhr beim Heizen mit der Wärmepumpe oder dem Gasbrennwertgerät unmöglich. Es kann gefolgert werden, dass ausschließlich beim Betrieb „Speicherbeladung“ Wärmeströme durch das defekte Rückstauventil gelangen.

Dadurch erscheint jetzt auch die Schlussfolgerung, dass scheinbar im Mittel nur weniger als 30 % der generierten Wärme des Gas-Brennwertgerätes im Speicher ankommen, plausibel. Es sind somit keine Leitungswärmeverluste, die dazu geführt haben, dass das Gasbrennwertmodul weitaus mehr Wärme generiert hat als am Wärmemengenzähler des Speicherbeladekreises gemessen. Da nun die mittlere Speicherzone mit durchströmt wird und man den Teilvolumenstrom, der über den BR-Kreis-Rücklauf fließt, nicht erfassen kann (WMZ BR-Kreis erfasst die negativen Volumenströme nicht und der WMZ Speicherbeladung befindet sich im Rücklauf und bekommt den erhöhten Volumenstrom im Vorlauf nicht mit), werden für die korrekte Bilanzierung der Wärmemengen in und aus dem Speicher die Erzeuger-Wärmemengen des Gasbrennwertmoduls und der Wärmepumpe herangezogen. So werden im

Falle des Gasbrennwertmoduls die erzeugten Wärmemengen bei der Speicherbeladung, gemessen am WMZ des Gasmoduls und im Falle der Wärmepumpe, die berechnete Erzeugerwärmemenge der Wärmepumpe, herangezogen. Somit sind die Erzeugerwärmemengen der Wärmepumpe und des Gasmoduls bei der Speicherbeladung gleich den Nutzwärmemengen im Speicher. Daraus ergibt sich nach Korrektur, dass die Wärmeverluste des Kombispeichers fünfmal höher sind als zu erwarten, vgl. Abb. 7.22.

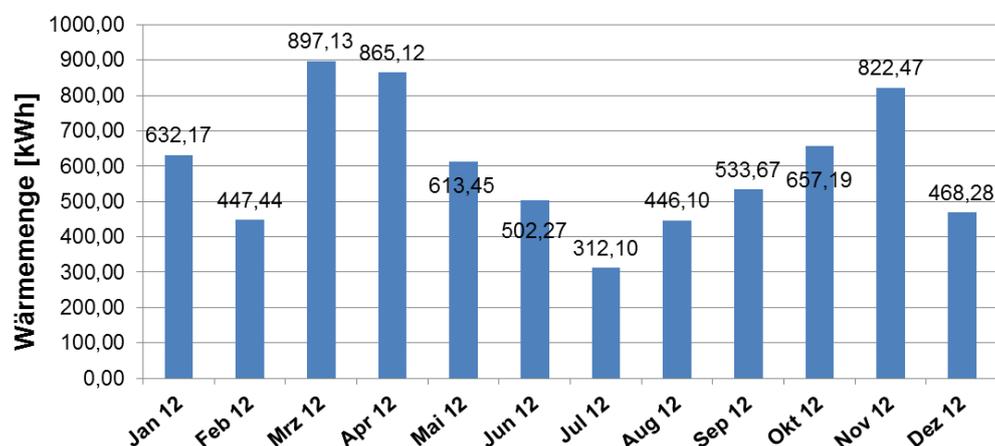


Abb. 7.22: Bilanz des Speichers, Differenz in kWh nach Korrektur für Beladung mit Gas

Diese Fehlverhalten, welches durch einen minimalen technischen Defekt ausgelöst wird, führt in Kombination mit der dadurch nicht mehr vorhandenen thermischen Schichtung im Kombispeicher zu unnötig niedrigen Arbeitszahlen der Wärmepumpe und erklärt das insgesamt verhältnismäßig schlechte Abschneiden dieser Solarthermie-Wärmepumpenanlage. Auch die thermische Solaranlage wurde noch nicht optimal in das Gesamtsystem eingebunden und blieb hinter ihrem Potential zurück.

7.2.2 Feldtestanlage #2, Schüco Luft/Wasser-Wärmepumpe

Die zweite Feldtestanlage der Fa. Schüco International KG befindet sich am Standort Rödinghausen bei Bielefeld (NRW) und ist sehr ähnlich aufgebaut wie die zuvor vorgestellte Hybridanlage, allerdings ohne die zusätzliche Wärmequelle Gasbrennwertgerät. Zudem kommen hier keine doppelt verglasten, sondern Standard-Flachkollektoren zum Einsatz.

Bei dem untersuchten Gebäude handelt es sich um ein Mehrfamilienhaus mit 2 Wohnungen, Baujahr 1924, welches in den Jahren 1979 und 2008 (Dach) renoviert wurde. Die beheizte Wohnfläche beträgt 210 m² und wird von 4 Personen bewohnt. Das Heizungssystem besteht aus einer Fußbodenheizung. Die vorgesehenen Vor- und Rücklauftemperaturen für die Heizung betragen 41/31 °C. Der jährliche Heizwärmebedarf des Hauses beträgt nach eigenen Messergebnissen 20.834 kWh/a (99 kWh/m²a). Der gemessene Trinkwarmwasserbedarf belief sich auf 3.377 kWh/a bei einer Soll-Zapftemperatur von 45 °C und einer Speicheraustrittstemperatur von 56 °C.

Die Luft/Wasser-Split-Wärmepumpe in Kombination mit solarthermischen Flachkollektoren und Kombispeicher wurde 2011 in dem renovierten Mehrfamilienhaus in Rödinghausen installiert und von Dezember 2011 bis August 2013 messtechnisch begleitet. Die Wärmemengen in allen hydraulischen Kreisen, der elektrische Energieverbrauch der Wärmepumpe, der Zirkulationspumpen, der Regelung und der Solarstation wurden minutlich gemessen und aufgezeichnet. Vollständige Datensätze liegen vor ab Februar 2012, Ergebnisse

werden gezeigt für den Zeitraum Februar 2012 bis Januar 2013. Eine Photovoltaikanlage, die unabhängig von der Solarthermie-Wärmepumpenanlage am Haus installiert ist, wurde nicht vermessen.

Ein Foto des Gebäudes mit der Außeneinheit der Split-Wärmepumpe im Vordergrund ist in Abbildung 7.23 zu sehen.



Abb. 7.23: Ansicht des Gebäudes in Rödinghausen (Foto: A. Loose)

Die Wärmepumpe und die solarthermischen Komponenten sind wie auch bei Feldtestanlage #1 auf klassisch “parallele” Weise in das System integriert, d.h. beide beladen unabhängig voneinander den zentralen Kombispeicher und interagieren nicht. Das Anlagendesign ist modular aufgebaut und alle Betriebszustände werden wie in Anlage #1 über ein Hydraulikmodul geregelt, in welchem sich außerdem die Inneneinheit der Split-Wärmepumpe befindet, während der Verdampfer außerhalb des Hauses aufgestellt ist. Mögliche Betriebsmodi sind die folgenden:

- Solarthermische Beladung des Kombispeichers
- Beladung des Kombispeichers mit der Wärmepumpe
- Direktes Heizen mit der Wärmepumpe
- Solares Heizen mit dem Kombispeicher (sog. “bivalent regenerativ” oder BR-Kreis)
- Kombinationen der oben genannten
- Warmwasserzapfung aus dem Kombispeicher
- Abtauen des Verdampfers der Wärmepumpe mit Wärme aus dem Kombispeicher über den BR-Kreis.

7.2.2.1 Technische Daten der Anlage

Die Hybridanlage besteht aus den folgenden 3 Hauptkomponenten:

- 1) Luft/Wasser-Split-Wärmepumpe; COP 3,37 bei A2/W35 (EN 14511), Kältemittel R410a, Nennleistung 14 kW, Scroll-Kompressor
- 2) Solarthermische Flachkollektoren, Orientierung 10° Süd, 12,435 m² Aperturfläche
- 3) 750 l Kombispeicher

Abbildung 7.24 zeigt einige der Hauptkomponenten und Abbildung 7.25 zeigt das Hydraulikschema der untersuchten Solarthermie-Wärmepumpenanlage.



Abb. 7.24: Ansicht von links nach rechts: Hydraulikmodul, Außeneinheit der Wärmepumpe und Kombispeicher (Fotos: A. Loose)

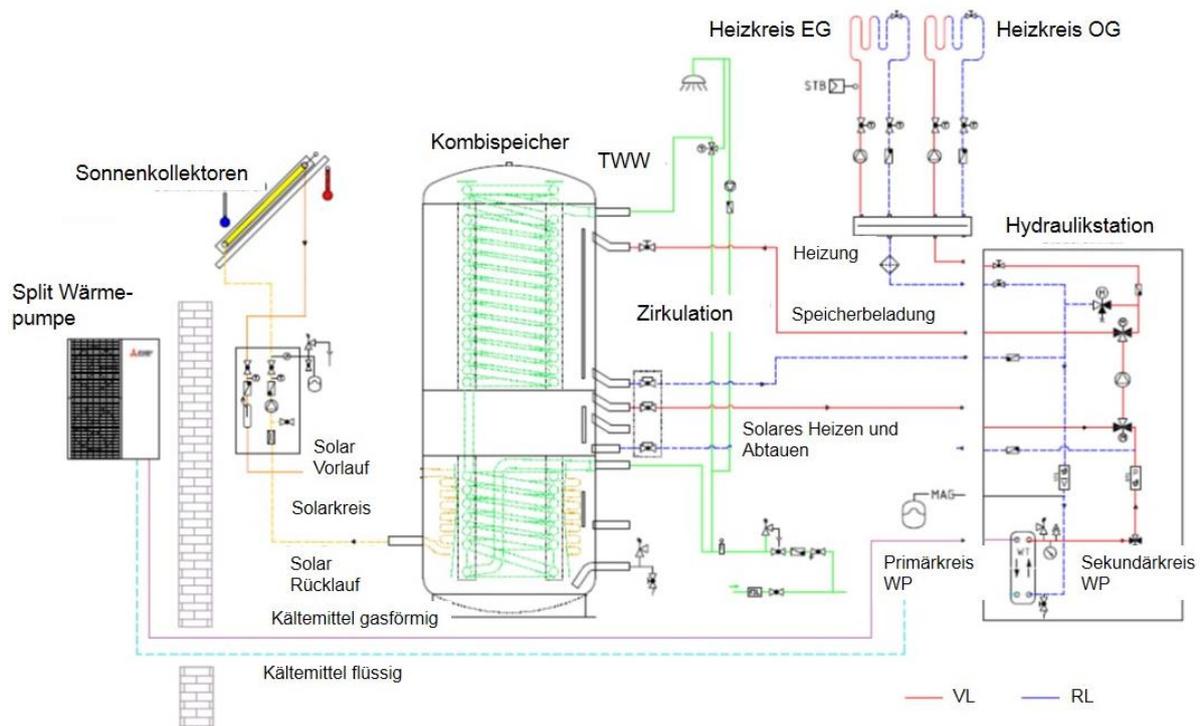


Abb. 7.25: Darstellung des Hydraulikschemas für Feldtestanlage #2

Im Hydraulikschema sind alle Komponenten und ihre Kopplung sowie alle Kreisläufe sichtbar. Im Folgenden werden hydraulischen Kreise der Anlage in Abbildung 7.25 von links nach rechts beschrieben. Ganz links ist die Außeneinheit bzw. Split-Einheit der Wärmepumpe abgebildet. Der Primärkreis beschreibt den Kältemittelkreislauf. Das Kühlmittel strömt gasförmig in den im Haus liegenden Wärmeübertrager und verlässt ihn wieder flüssig. Der Sekundärkreis der Wärmepumpe belädt entweder den Speicher über den Speicherbeladekreis, dann sind Sekundär- und Speicherbeladekreis identisch, oder er wird direkt für die Gebäudeheizung verwendet. Dann entspricht der Sekundärkreis dem Heizkreis.

Die Sonnenkollektoren werden von dem Wärmeträgermedium Tyfocor LS durchströmt. Im unteren Wärmeübertrager wird die Wärme an den Speicher abgegeben. Dieser Kreislauf des Wärmeträgermediums, der die Sonnenkollektoren und den Wärmeübertrager im unteren Teil des Kombi-Speichers durchströmt, wird im weiteren Verlauf Solarkreis genannt.

In den großen Wärmeübertrager fließt von unten Frischwasser hinein. Am obersten Ausfluss verlässt das erwärmte Trinkwasser wieder den Speicher. Dieser Kreis wird im Folgenden Trinkwasserentnahme-Kreis oder TWW - Trinkwasser warm - genannt. Zu diesem warmen Trinkwasser wird kaltes Trinkwasser aus dem Zirkulationskreis gemischt, um die gewünschte Zapftemperatur zu erhalten. Die Mischung aus Zirkulationskreis und TWW-Kreis wird im weiteren Verlauf Warmwasser-Kreis oder WW-Kreis genannt. Zirkulationskreise werden verwendet, damit jederzeit warmes Wasser zur Verfügung steht und die Wartezeit an der Zapfstelle reduziert wird. Nachteilig am Zirkulationskreis ist der zusätzliche Stromverbrauch durch die eingesetzte Umwälzpumpe. Der tatsächliche Warmwasserverbrauch ist also die Differenz zwischen TWW und dem Zirkulationskreis.

Der Heizkreis teilt sich in den Heizkreis im Erdgeschoss und den Heizkreis im Obergeschoss auf. Die Heizkreise im Erdgeschoss und Obergeschoss sind mit weiteren Wärmeverlusten über die Rohrleitungen belastet.

Mit dem BR-Kreis wird „solar geheizt“ oder die Wärmepumpe abgetaut. Das Heizen direkt aus dem Speicher wird solares Heizen genannt, da die Wärme im unteren Teil des Speichers, aus dem das Heizwasser entnommen wird, aus den Sonnenkollektoren stammt. Der BR-Kreis kann die Wärmepumpe beim Heizen unterstützen oder auch alleine für die Wärmeversorgung des Heizkreises sorgen.

Im Winter kann es bei zu tiefen Temperaturen dazu kommen, dass das sich bildende Kondenswasser am Verdampfer einfriert und der Verdampfer so nicht mehr betrieben werden kann. Die Wärmepumpe läuft beim Abtauen, aber in entgegengesetzter Richtung, d.h. der Verdampfer wird zum Kondensator und vice versa, dafür muss keine Wärme aus dem Heizkreis entnommen werden, sondern aus dem Speicher.

Die Steuereinheit bzw. das Hydraulikmodul beinhaltet die restlichen Komponenten der Wärmepumpe, regelt die Kreisläufe, und es schaltet die Pumpen und Ventile je nach gewünschtem Betriebszustand.

Die Gesamtanlage besteht aus fünf Flachkollektoren mit einer Gesamtfläche von 12,5 m² und einer kombinierten Luft/Wasser-Split-Wärmepumpe von Mitsubishi Electric mit einer Leistung von 14 kW. Die Sonnenkollektoren auf dem Dach sind in südlicher Richtung orientiert. Das Warmwasser aus den Sonnenkollektoren gibt seine Wärme über einen in den Speicher integrierten spiralförmigen Wärmeübertrager mit einer Oberfläche von 2,4 m² ab. Der Verdampfer sowie der Verdichter der Wärmepumpe befinden sich im Vorgarten des Hauses, der Kondensator und das Expansionsventil im Heizungskeller. Die Kältemittelleitungen führen unterirdisch vom Kondensator zum Verdampfer und wieder zurück. Das verwendete Kältemittel ist R410A. Die Wärmepumpe kann bei Temperaturen

zwischen -11 °C und 35 °C betrieben werden. Sie wird nur zum Heizen und nicht zum Kühlen verwendet. Die mit der Wärmepumpe gewonnene Wärme wird entweder direkt in das Raumheizsystem eingespeist oder im Kombispeicher gespeichert. Der Speicher dient hauptsächlich der Trinkwasserversorgung, kann aber auch zu Heizzwecken verwendet werden. Zusätzlich wird das warme Wasser des Speichers verwendet, um den Verdampfer der Wärmepumpe bei tiefen Temperaturen abzutauen. Abbildung 7.26 zeigt den in Rödighausen verwendeten Aufbau des Kombi-Speichers.

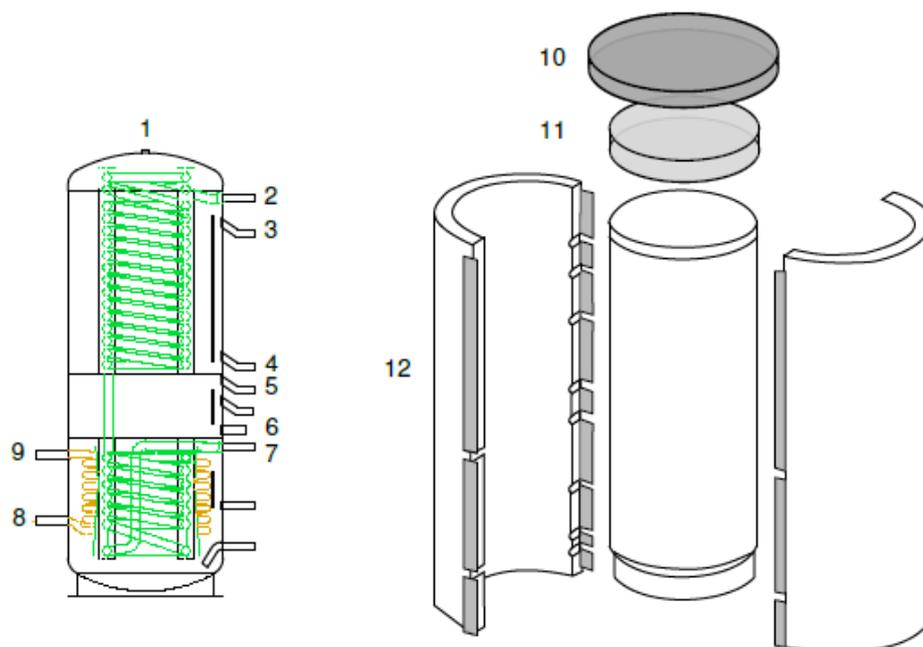


Abb. 7.26: Aufbau des Kombispeichers in Feldtestanlage #2

Auf der linken Seite der Abbildung 7.26 ist der Aufbau des Kombi-Speichers zu sehen. Am oberen Ende an Position 1 befindet sich eine Entlüftungsöffnung. Am Ausgang 2 wird warmes Trinkwasser, das den Speicher von unten nach oben in einem Wärmeübertrager durchströmt, entnommen. Der Zufluss 3 ist der Vorlauf der Speicherbeladung. Hier fließt das warme Wasser der Wärmepumpe direkt in den Speicher. Position 4 ist der Rücklauf der Speicherbeladung. Position 5 und 6 sind der Zu- und Ablauf des vom Hersteller als bivalent-regenerativ (BR-Kreis) bezeichneten Kreises, der für das solare Heizen bzw. Abtauen der Wärmepumpe zuständig ist. Position 7 ist der Rücklauf des Trinkwasserkreislaufes. Hier fließt kaltes Frischwasser in den Wärmeübertrager im Speicher. Position 8 und 9 sind Vor- und Rücklauf des Solarkreises. Das in den Sonnenkollektoren erwärmte Wasser durchfließt diesen zweiten Wärmeübertrager, der sich im unteren Drittel des Kombi-Speichers befindet und erwärmt somit das im Speicher enthaltene Wasser.

Auf der rechten Seite von Abbildung 7.26 ist die Dämmung des Speichers zu sehen. Position 10 ist die Abdeckhaube, 11 die Deckelronde und 12 ist die Schale aus Dämmmaterial. Die Dämmung hat eine Wandstärke von 120 mm und besteht zum Großteil aus Polyurethan Weichschaum. Der Frischwasserkombispeicher hat ein Nettovolumen von 750 l, beinhaltet zwei Wärmeübertrager und hat eine Wärmeverlustrate von 3,25 kWh/d. Er ist mit Dämmung 2,10 m hoch und hat einen Durchmesser von knapp 1 m.

7.2.2.2 Messtechnik

Zum einen wurden in jedem Teilsystem (außer für die Wärmepumpe) ein Ultraschall-Kompaktenergiezähler vom Typ Sharky 773 der Firma Hydrometer verwendet. Damit kann der Volumenstrom, das gesamte Volumen des durchgeflossenen Wassers sowie die Wärmemenge des untersuchten Fluides gemessen werden. Die Vor- und Rücklauf-temperaturen werden mit Pt500-Sensoren, die ebenfalls in den Ultraschall-Kompaktenergiezähler integriert sind, gemessen.

In der Wärmepumpe konnten aufgrund des geringen Bauraums nur Anlegetemperaturfühler angebracht werden. Der Wärmefluss und der Volumenstrom konnten hier nicht gemessen werden. Die Temperaturfühler, die in die Solaranlage, den Heizkreis und an den Speicherzu- und -abflüssen angebracht sind, sind Tauchwärmefühler. Außerdem wurde die Raumtemperatur im Heizungskeller gemessen. An den Kollektoren ist ein Einstrahlungssensor und an der Split-Einheit der Wärmepumpe sind ein Temperatursensor und ein Hygrometer installiert.

Zum anderen wurde auch der Stromverbrauch der Wärmepumpe, der Pumpen im Solarkreis, in den beiden Heizkreisen, im Zirkulationskreis und der Stromverbrauch des Hydraulikmoduls gemessen. Die Messungen laufen minütlich ab und werden von einer Ennovatis Smartbox aufgenommen, gespeichert und täglich über eine GSM Verbindung nach Stuttgart geschickt.

7.2.2.3 Ergebnisse des Monitorings

Die gemessene mittlere Außentemperatur während des Messzeitraums betrug 9,9 °C. Der Wärmebedarf für die Raumheizung wurde zu 20.834 kWh/a ermittelt und derjenige für das Trinkwarmwasser zu 3.377 kWh/a. In Abbildung 7.27 ist der monatliche Verlauf des Wärmebedarfs sowie der Zusammenhang mit der Außentemperatur aufgetragen.

Die thermische Leistung der Anlage stellte sich, ähnlich wie bei Anlage #1, als deutlich schlechter heraus, als zu erwarten war, mit Werten für SPF_{HP} von 1,55 für die Wärmepumpe als Komponente und SPF_{SHP} von 1,31 für das Gesamtsystem über den gemessenen Zeitraum von Februar 2012 bis Januar 2013. Der monatliche Verlauf dieser Leistungskennzahlen ist in Abbildung 7.28 gezeigt. Dabei gilt:

$$SPF_{SHP} = \frac{Q_{HZ,OG} + Q_{HZ,EG} + Q_{TWW} + Q_{Zirk}}{P_{el,gesamt} - P_{el,HZ-OG} - P_{el,HZ-EG}} [-] \quad (7.5)$$

$$SPF_{HP} = \frac{Q_{HP}}{P_{el,HP} + P_{el,control}} [-] \quad (7.6)$$

Die von der Wärmepumpe im Sekundärkreis produzierte Wärmemenge Q_{HP} konnte nicht direkt gemessen werden. Sie wurde aus dem Wärmemengen der Zähler im Speicherbelade- sowie im Heizkreis berechnet, mit dem Kriterium dass ein Volumenstrom in dem jeweiligen Kreis auftritt und der Kompressor der Wärmepumpe Strom verbraucht.

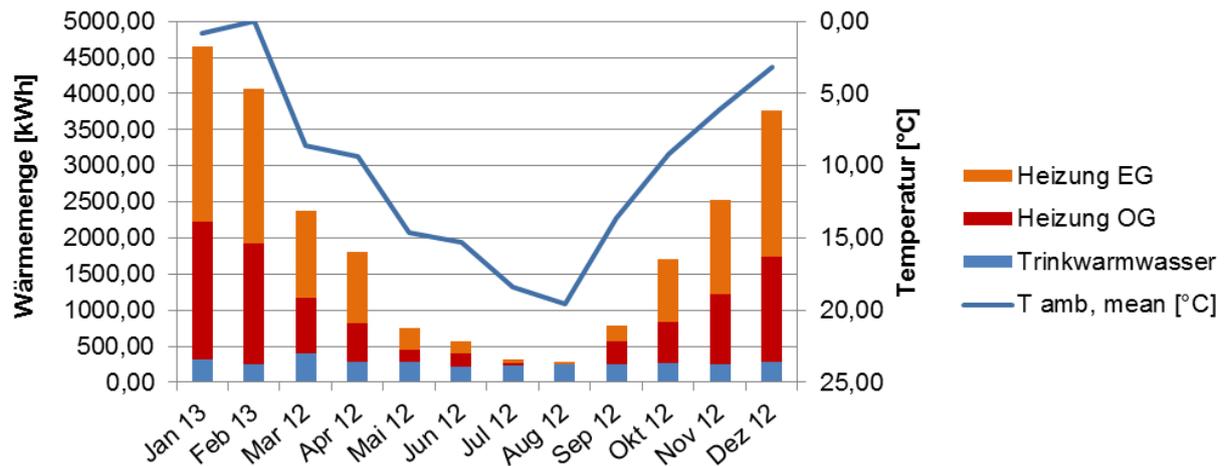


Abb. 7.27: Wärmebedarf und Außentemperatur für Feldtestanlage #2

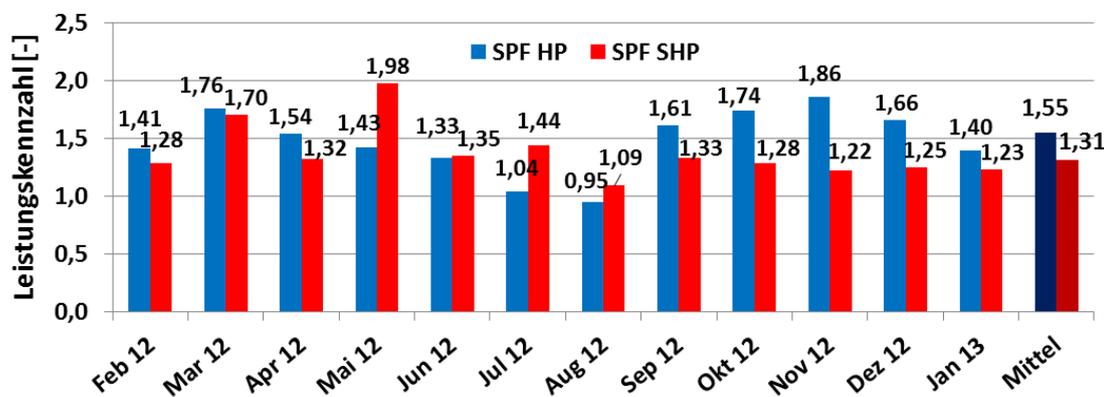


Abb. 7.28: Monatlicher Verlauf der Leistungskennzahlen SPF_{HP} und SPF_{SHP} für Anlage #2

Abbildung 7.29 zeigt die monatlichen Energiebilanzen der gemessenen Daten. Dabei repräsentieren jeweils die inneren, schmalen Balken einer Säule die nutzbare Wärme für Trinkwassererwärmung inkl. Zirkulation und Raumheizung sowie Wärmeverluste und Abtauung des Verdampfers, die äußeren, breiten Balken die zugeführte Energie aus Solarthermie und Wärmepumpe.

Ähnlich wie bei der in Kapitel 7.2.1 beschriebenen Hybridanlage #1 zeigte auch die ähnlich aufgebaute Feldtestanlage #2 Auffälligkeiten, die zunächst nicht zu erklären waren. Auch hier traten unerwartet hohe Wärmeverluste in der Bilanz auf, zudem wurde ein Wärmestrom in den Kombispeicher über den BR-Kreis festgestellt, der so nicht vorgesehen ist.

Es stellte sich später heraus, dass auch in diesem Fall wie bei der Feldtestanlage #1 eine defekte Rückschlagklappe der technische Grund für das Fehlverhalten der Anlage war.

Der gemessene Stromverbrauch der Anlage betrug im Messzeitraum 20.158 kWh, wovon nur ein kleiner Anteil von 3 % für Hilfsenergie, d.h. Umwälzpumpen und Regelung, benötigt wurde. Die spezifischen solaren Kollektorerträge beliefen sich auf $290 \text{ kWh/m}^2\text{a}$, ein Wert deutlich unter dem Potential der solarthermischen Anlage. Dennoch wird in diesem Fall der Trinkwarmwasserbedarf zu mehr als 100 % gedeckt. Für das solarthermische Subsystem kann eine Kennzahl SPF_{SC} berechnet werden, welche in Abbildung 7.30 aufgetragen ist. Über den Zeitraum eines Jahres beträgt dieser Wert $SPF_{SC} = 14$. Die solare Einstrahlung auf Kollektor-

ebene sowie die solaren Gewinne (d.h. Solarerträge, die in den Kombispeicher gelangen) sind ebenfalls aufgetragen.

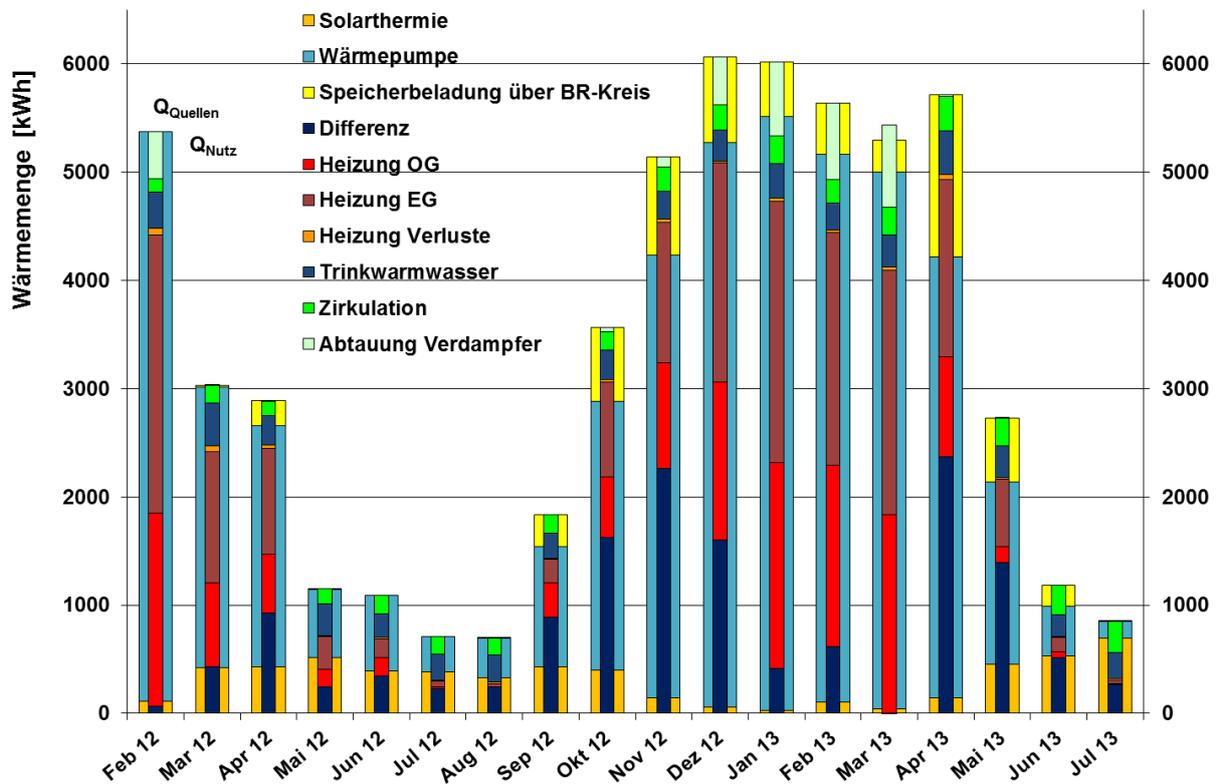


Abb. 7.29: Monatliche Energiebilanzen der Feldtestanlage #2

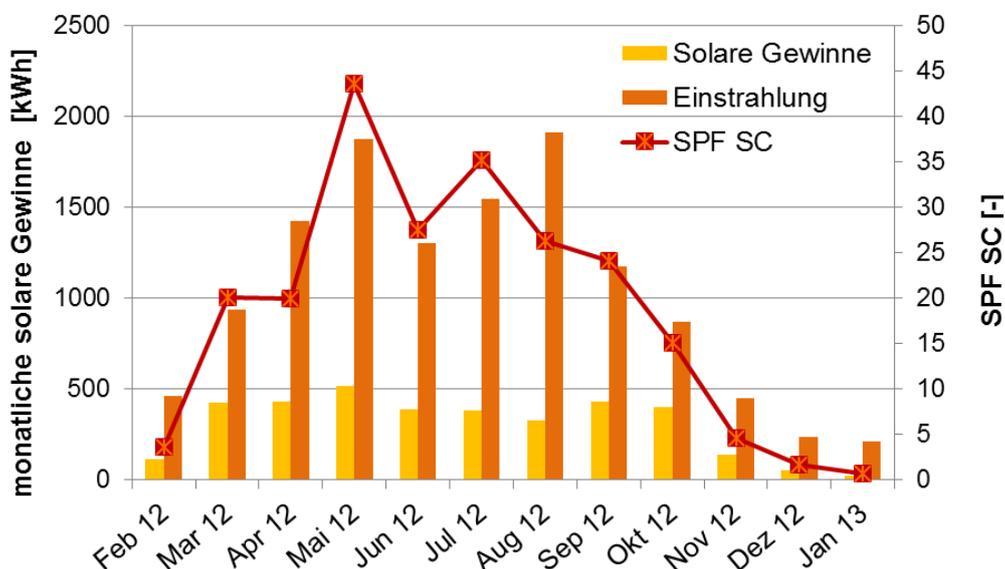


Abb. 7.30: Monatliche gemessene solare Einstrahlung, solare Gewinne und SPF_{SC}

Das ursprünglich vorgesehene „Solare Heizen“ über den bivalent-regenerativ (BR)-Kreis kommt wie bereits bei Feldtestanlage #1 gezeigt, so gut wie nicht zur Anwendung, vgl. Abbildung 7.31. In den Sommermonaten wird der BR-Kreis gar nicht verwendet. In den Wintermonaten steigt die aus dem Speicher entnommene Wärmemenge auf 786 kWh. Dies lässt den Rückschluss zu, dass auch in diesem Fall ungewollt über den BR-Kreis eine

Speicherbeladung durch die Wärmepumpe stattfindet, wodurch die hohen Temperaturen im mittleren Bereich des Kombispeichers den Betrieb „Solares Heizen“ auslösen, der jedoch nicht durch Solarwärme zustande kommt.

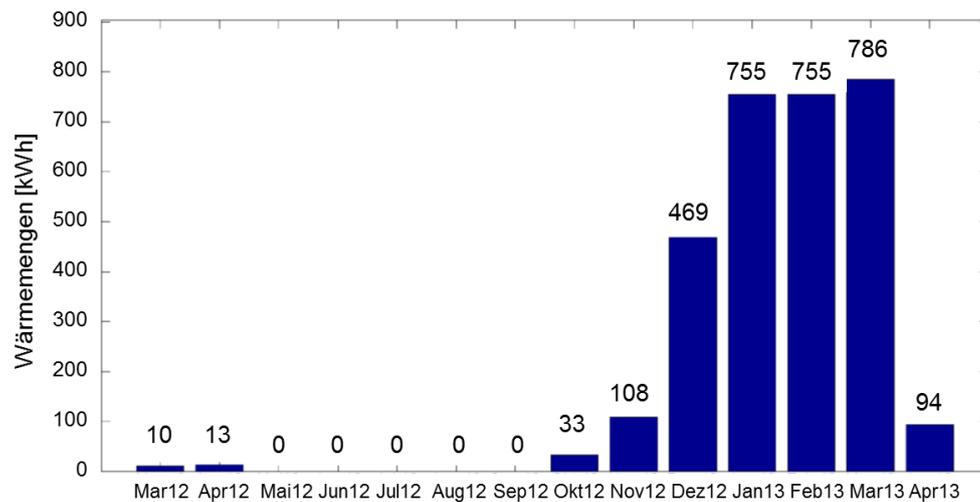


Abb. 7.31: Wärmemengenmessung am BR-Kreis

Auf der anderen Seite zeigt Abbildung 7.32 die Verteilung der Wärmemenge des BR-Kreises auf den Abtau- und Heizprozess für den Zeitraum März 2012 bis April 2013. Es ist deutlich zu erkennen, dass fast die gesamte Wärmemenge zum Abtauen verwendet wird und nur ein sehr geringer Teil die Wärmepumpe beim Heizen unterstützt. Insgesamt wurden 3.023 kWh über den BR-Kreis aus dem Speicher entnommen. Davon wurden nur 88,3 kWh und damit nur 3 % zum Heizen verwendet und 2.934 kWh, 97 % zum Abtauen. Mit rund 3 MWh wird zum Abtauen der Wärmepumpe etwa gleichviel Wärme verwendet, wie Trinkwarmwasser verbraucht wird.

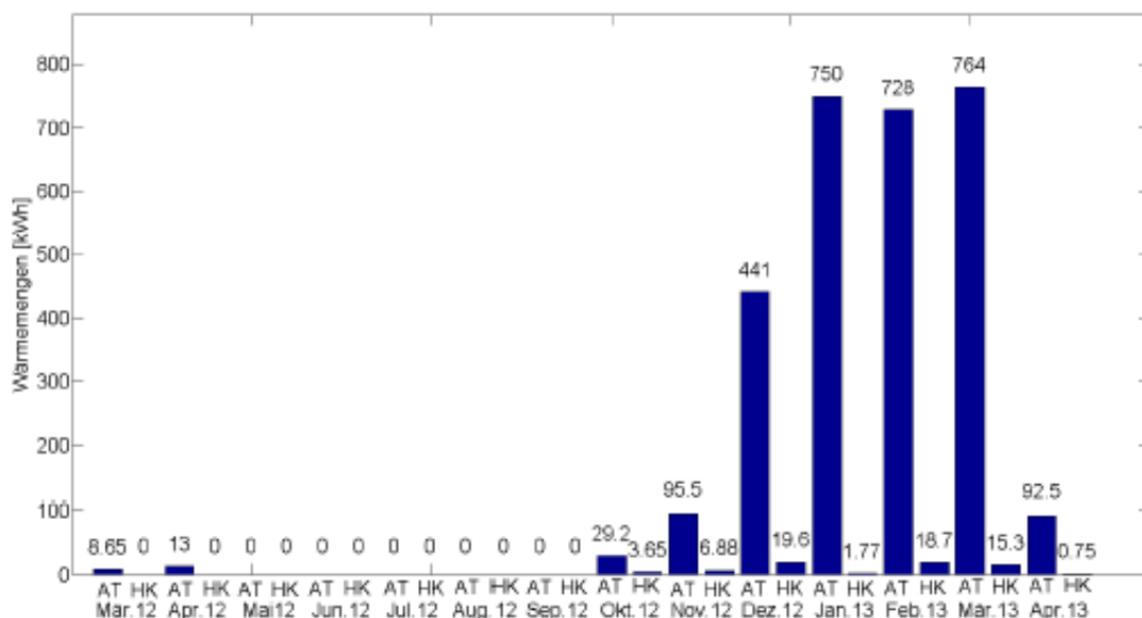


Abb. 7.32: Aufteilung der Wärmemengen am BR-Kreis auf die Betriebszustände „Solares Heizen“ (HK) und „Abtauen der Wärmepumpe“ (AT)

7.2.2.4 Fazit Schüco Luft/Wasser-Wärmepumpe

Auch die thermische Leistung dieser Feldtestanlage mit Luft/Wasser-Split-Wärmepumpe bleibt deutlich hinter den Erwartungen zurück. Das gilt sowohl für die Wärmepumpe als Komponente als auch für die Gesamtanlage.

Es ist zu vermuten, dass auch in diesem Fall ein zu spät bemerktes defektes Rückschlagventil im Rücklauf des bivalent-regenerativen (BR) Kreises die technische Ursache für verschiedene Probleme im Betriebsverhalten war. Durch die dadurch bedingte thermische Entmischung der Schichtung im Kombispeicher und das ungewollte Umwälzen des mittleren mit dem oberen Speicherbereich kommt es zum Einen zu drastisch erhöhten Wärmeverlusten in der Speicherbilanz. Des Weiteren muss die Wärmepumpe ein doppelt so großes Volumen auf die höhere Trinkwassertemperatur aufheizen, als geplant, was zu einem unvorteilhaften Betriebszustand für die Wärmepumpe führt. Der geplante Betriebsmodus „Solares Heizen“ kommt zudem quasi nie zur Anwendung.

Auch die Regelung der Gesamtanlage hat Optimierungspotential. Zum Zeitpunkt des Monitorings hat die Wärmepumpe alleine den gesamten Heizwärmebedarf des Gebäudes versorgt, so dass der solare Deckungsanteil am Trinkwarmwasser zwar recht hoch, aber am gesamten Wärmebedarf geringer war, als möglich wäre. Trotz ausreichender solarer Einstrahlung war die solarthermische Anlage am Anfang des Betriebes und in den Übergangsmonaten weniger in Betrieb, als technisch möglich wäre.

Insgesamt bleibt auch diese Anlage unter realen Betriebsbedingungen deutlich hinter ihrem Potential zurück.

7.2.3 Feldtestanlage #3, Viessmann Eisspeicher

Der Prototyp eines sogenannten solaren Eisspeicher-Systems wurde Ende 2010 in ein neu gebautes Einfamilienhaus in Louisendorf bei Marburg (Hessen) eingebaut und von Mai 2011 bis August 2013 messtechnisch begleitet. Ein Foto des Gebäudes mit Flachkollektoren und Absorbern auf dem Dach ist in Abbildung 7.33 zu sehen.



Abb. 7.33: Ansicht des Gebäudes in Louisendorf (Foto: K.-P. Schäfer, Viessmann)

Das Solar-Eisspeichersystem ist gekennzeichnet durch einen erdvergrabenen, mit Wasser gefüllten Latentwärmespeicher, welcher als einzige Wärmequelle für eine Sole/Wasser-Wärmepumpe fungiert. Dieser Eisspeicher mit einem Volumen von 12 m^3 wird solarthermisch erwärmt bzw. regeneriert mit Hilfe von zwei Solarabsorbern (unverglaste Sonnenkollektoren) mit einer Fläche von insgesamt 4 m^2 , die in Zeiten schwacher solarer Einstrahlung oder nachts auch Wärme aus der Umgebungsluft aufnehmen können. Zusätzlich zu den Absorbern werden zwei konventionelle Flachkollektoren genutzt (Fläche insgesamt 5 m^2), um einen 220 Liter Warmwasserspeicher auf einem höheren Temperaturniveau zur Trinkwassererwärmung zu beladen. Beide Kollektortypen sind parallel geschaltet und können nicht gleichzeitig betrieben werden, sondern werden jeweils durch den Systemregler über Dreiwegeventile angesteuert. Da der Eisspeicher im Winter einfriert und somit kälter ist als das umgebende Erdreich, treten nur geringe Wärmeverluste auf bzw. es können sogar geothermische Wärmegewinne auftreten. Bei diesem Konzept kann die bei dem Phasenübergang frei werdende Kristallisationsenthalpie zusätzlich als Latentwärme genutzt werden.

Die Anlage produzierte im Jahr 2012 Trinkwarmwasser (1.508 kWh/a) für zwei Personen und Raumheizwärme (8.979 kWh/a) für 175 m^2 beheizte Wohnfläche (Fußbodenheizung). Alle auftretenden Wärmemengen, der Stromverbrauch der Wärmepumpe, des elektrischen Heizstabes, von Umwälzpumpen und Regelung wurde im Minutentakt gemessen und aufgezeichnet.

Es werden die wichtigsten Ergebnisse am Beispiel des Kalenderjahres 2012 gezeigt.

7.2.3.1 Technische Daten der Anlage

Die Eisspeicheranlage besteht aus den folgenden 5 Hauptkomponenten:

- 1) Sole/Wasser-Wärmepumpe; COP 4,6 bei B0/W35 (EN 14511), Kältemittel R410a, Nennleistung 6 kW, ScrollKompressor, keine Kühlung
- 2) Solarthermische Flachkollektoren orientiert Richtung Süd-Ost, $4,66\text{ m}^2$ Aperturfläche
- 3) Solarthermische Absorber mit 8 m^2 Aperturfläche entsprechend 20 m^2 Absorberoberfläche
- 4) 220 l Trinkwarmwasserspeicher, in die Wärmepumpe integriert
- 5) 12 m^3 Eisspeicher im Erdreich (latente Wärme Wasser/Eis, Wärmeträgermedium Wasser/Tyfocon – 15°C)

Abbildung 7.34 zeigt einige der Hauptkomponenten der untersuchten Solarthermie-Wärmepumpenanlage.



Abb. 7.34: Solarthermische Flachkollektoren und Solarabsorber (oben links, Foto: A. Loose), Eisspeicher (oben rechts, A. Bühring), Wärmepumpe mit Schaltschränken (unten links) und Eisspeicher beim Einbau (unten rechts, beide A. Loose)

Das Eisspeichersystem wurde aus zwei Gründen entwickelt: Zum einen ist es vorgesehen als Alternative für Sole/Wasser-Wärmepumpen mit Erdwärmesonden als Wärmequelle, für Standorte an denen eine Tiefenbohrung nicht möglich und/oder nicht erlaubt ist, z.B. aus hydrogeologischen Gründen oder aus Gründen des Grundwasserschutzes. Zum anderen hat es sich als schwierig herausgestellt, Sole/Wasser-Wärmepumpen solarthermisch zu unterstützen und so höhere Jahresarbeitszahlen zu erreichen. Eine solare Erdreichregeneration bis hin zum ursprünglichen, ungestörten Temperaturniveau des Erdreichs ist zwar möglich, jedoch im Falle von kleinen Anlagen mit nur einer oder zwei Erdwärmesonden keine Wärmespeicherung im Erdreich im Sinne einer längerfristigen, saisonalen Speicherung. Insbesondere, wenn sich ein Aquifer in der Nähe der Bohrung befindet, wird die solare Wärme relativ schnell durch das Grundwasser aus dem Bereich der Erdwärmesonde abgezogen und kann zu einem späteren Zeitpunkt nicht mehr reaktiviert werden.

Weiterhin können Flachkollektoren beim Betrieb auf niedrigerem Temperaturniveau als herkömmlich, wie es u. a. bei der solaren Erdreichregeneration der Fall ist, durch Kondensation von Feuchte aus der Umgebungsluft Schaden nehmen.

Eine andere Möglichkeit, solarthermische Energie in ein Wärmepumpensystem zu integrieren, ist eine direkte Kopplung des Solarkreises an den Primärkreis der Wärmepumpe, d.h. direkt an den Verdampfer der Wärmepumpe ohne zusätzlichen Pufferspeicher. Das Problem hierbei besteht allerdings darin, dass insbesondere während der Heizperiode das solare Strahlungsangebot zeitlich nicht mit dem Heizwärmebedarf zusammenfällt und somit der Wärmebedarf nicht durchgehend gedeckt werden kann.

Das Solar-Eisspeichersystem umgeht diese Schwierigkeiten, indem es der Wärmepumpe die traditionellen Wärmequellen Erdreich und Luft zur Verfügung stellt und zusätzlich solare Wärme in das System einspeist. Der Hauptunterschied dieses Systems zu anderen kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen ist der Eisspeicher, welcher dazu genutzt wird solarthermische und geothermische Energie sowie Wärme aus der Umgebungsluft auf einem niedrigen Temperaturniveau zu speichern und somit als alleinige Wärmequelle der Wärmepumpe zu fungieren. In Abbildung 7.35 ist ein vereinfachtes Hydraulikschema der Eisspeicheranlage dargestellt.

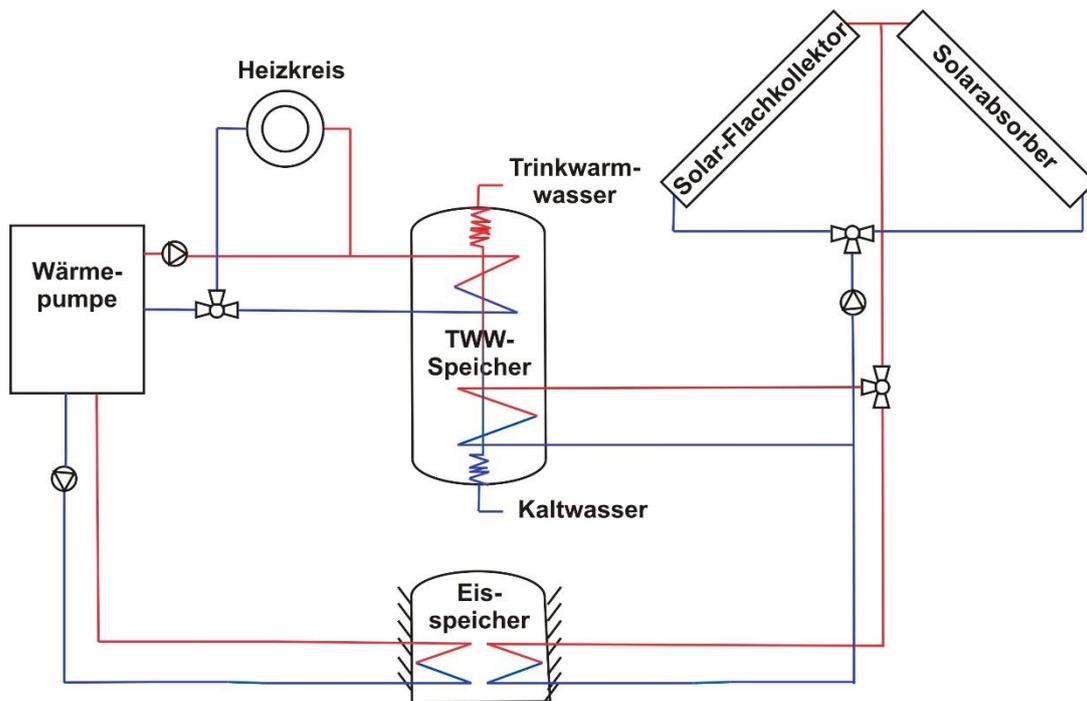


Abb. 7.35: Vereinfachtes Hydraulikschema der Eisspeicheranlage in Louisendorf

Wärmepumpe

In dieser Feldtestanlage wird als Wärmepumpe das Modell Vitocal 343 der Firma Viessmann eingesetzt. Dabei handelt es sich um eine Sole/Wasser-Wärmepumpe mit einem elektrisch angetriebenen Kompressor und einer Nenn-Nutzwärmeleistung von 6 kW. Weiterhin ist in der Anlage ein Trinkwasserspeicher mit einem Volumen von 220 l enthalten.

Eisspeicher

Der verwendete Eisspeicher ist ein Produkt der Firma IsoCal und ist im Erdreich nahe dem Haus vergraben. Er hat ein Volumen von 12 m³ und ist mit Wasser gefüllt. Zudem befinden sich im Speicher Polyethylen-Schläuche, die als Wärmeübertrager zur Be- und Endladung des Speichers dienen. Als Wärmeträgermedium wird ein Wasser/Tyfocon-Gemisch auf Ethylenglykol-Basis mit Schmelzpunkt bei -15 °C verwendet.

Das Wirkungsprinzip beruht auf einem kontrollierten Gefrieren des enthaltenen Wassers. Beim Betrieb der Wärmepumpe wird der Umgebung des Verdampfers, also dem Wasser im Eisspeicher, Energie entzogen. Infolgedessen wird die Temperatur des Wassers herabgesetzt und wenn nötig ein Phasenübergang hin zum Eis erzwungen. Dieser Übergang zeichnet sich durch eine relativ große frei werdende Energiemenge, die sog. Kristallisationsenthalpie oder

Latentwärme aus. So wird beim Gefrieren eines Liters Wasser etwa dieselbe Wärmemenge frei, wie zum Erwärmen von einem Liter flüssigen Wasser von 0 °C auf 80 °C nötig ist.

Somit dient der Eisspeicher als Wärmequelle für die Wärmepumpe. Gleichzeitig wird dieser zur Zwischenspeicherung der solarthermischen Energie eingesetzt. Der große Vorteil davon, auf diese Weise Energie in Form von Wärme zu speichern ist das sehr niedrige Temperaturniveau, auf welchem dieser Vorgang geschieht. Im Betrieb des Gesamtsystems hat sich gezeigt, dass die Temperatur im Eisspeicher zwar innerhalb einer Spanne von etwa -8 °C bis ca. 25 °C schwankt, jedoch über weite Strecken des Jahres hinweg unter der Temperatur des Erdreichs bzw. der Umgebungsluft liegt. Somit liegt eine überwiegend verlustfreie Speicherung der Wärme vor, da durch die Wechselwirkung mit der Umwelt der Wärmestrom unter diesen Umständen sogar von der Umgebung zum Speicher gerichtet ist, sich also positiv auswirkt. Damit kann mit diesem Speichersystem sogar zusätzlich Erdwärme genutzt werden und das zumeist antizyklisch auftretende solarthermische Energieangebot im Regelfall ohne Verluste über einen langen Zeitraum gespeichert werden.

Solarthermische Komponenten

Bei der Feldtestanlage kommen sowohl zwei Flachkollektoren, Modell Viessmann Vitosol 200F TYP SV2A, als auch zwei Solarabsorber, Modell IsoCal SLK (vgl. Abb. 7.36), zum Einsatz. Die Aperturfläche der Flachkollektoren beträgt 4,66 m² (2 x 2,33 m²), die der Absorber (Vorder- und Rückseite) 20 m² (2 x 10 m²) für die Nutzung der Umgebungsluft als Wärmequelle und 10 m² (nur die Vorderseite) für die Nutzung von solarer Energie. Die Absorber sind in ihrem Aufbau vergleichsweise einfach und können mit den sog. Schwimmbadkollektoren verglichen werden.

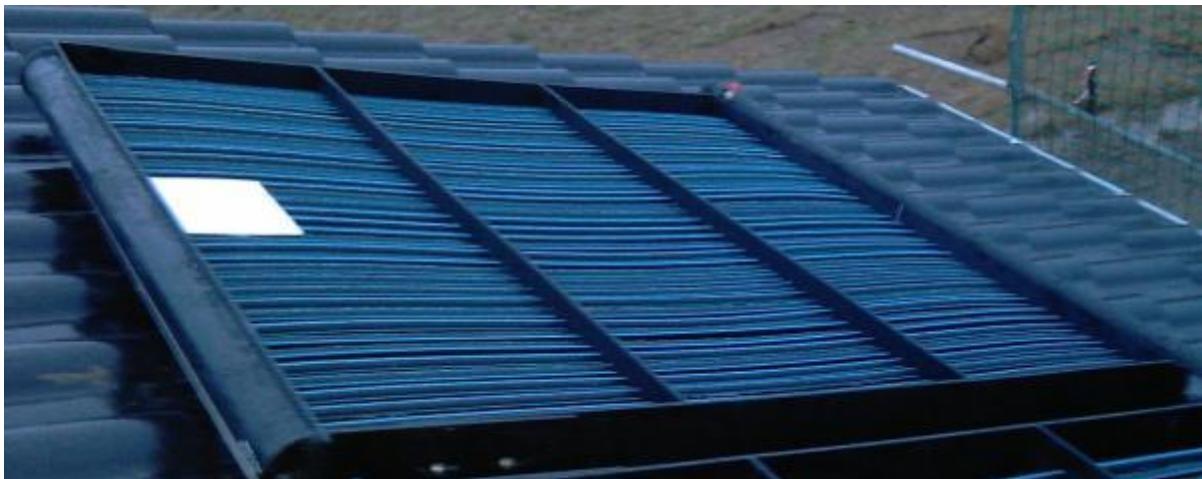


Abb. 7.36: Foto eines Solarabsorbers, sog. „Solar-Luft-Kollektor“ (Foto: IsoCal)

Das Wärmeträgermedium (Tyfocor LS) wird durch Rohrleitungen gepumpt und nimmt dabei von der Umgebungsluft und der auftreffenden Solarstrahlung Energie in Form von Wärme auf. Das dabei erreichbare Temperaturniveau des Mediums liegt bei den Absorbern bei ca. 20 °C bis maximal 60 °C bei Stillstand und ist damit relativ gering. Da das Temperaturniveau im Eisspeicher aber in der Regel noch darunter liegt, kann auf diese Weise z.B. nachts oder an bewölkten Tagen und bei ausreichenden Außentemperaturen bzw. Reststrahlung trotzdem eine Wärmeübertragung zum Eisspeicher realisiert werden. Somit ist die Beladung des Speichers weitestgehend unabhängig von den Wetterbedingungen. Eine Beladung des

Trinkwasserspeichers mit Hilfe der Absorber ist aufgrund des niedrigen Temperaturniveaus nur bedingt, wenn überhaupt möglich.

7.2.3.2 Messtechnik

Die Anlage wurde ab Herbst 2011 bis August 2013 vermessen. Daten wurden im Minutentakt mit einer Ennovatis Smartbox als Datenlogger aufgezeichnet und einmal täglich via GSM Mobilfunk zum ITW nach Stuttgart übertragen. Für die Messung der Außentemperatur, Raumtemperatur im Heizungskeller sowie Vor- und Rücklauftemperaturen der drei Solekreise (zwei Solarkreise und Primärkreis der Wärmepumpe vom Eisspeicher) kamen Pt1000-Temperatursensoren zum Einsatz.

Es wurden zusätzlich Wärmemengenzähler vom Modell Sharky 773 der Firma Diehl Metering und vom Modell WMZ der Firma Resol verwendet. Letztere wurden für die Messung der übertragenen Wärmemengen vom Eisspeicher an die Wärmepumpe sowie vom solaren System an den Eisspeicher bzw. den Trinkwasserspeicher eingesetzt, da diese den Volumenstrom mit Hilfe eines Flügelradzählers ermitteln und sich dadurch gut für die Solekreise eignen. Der Volumenstrom wird dabei mit Messinstrumenten vom Typ V40-06 der Firma Resol gemessen. Dieser besitzt einen Nenndurchfluss von 0,6 m³/h und gibt pro gemessenem Liter Wärmeträgermedium einen Impuls weiter. Für die Messung der Wärmemengen, die vom Trinkwasserkreis (inklusive der Zirkulation) sowie vom Heizkreis entnommen bzw. übertragen wurden, kamen Ultraschall-Wärmemengenzähler vom Typ Sharky 773 zum Einsatz, da diese für den Einsatz mit Wasser gut geeignet sind. Die Vor- und Rücklauftemperaturen werden in diesem Fall mit Pt 500 Widerstandsthermometern bestimmt.

Zur Ermittlung der energetischen Effizienz des Systems wurde zudem die Energieaufnahme der elektrischen Verbraucher und Hilfsgeräte ermittelt. Die vom Verdichter der Wärmepumpe sowie vom elektrischen Heizstab aufgenommene Energie wurde mit Hilfe von Drehstromzählern der Firma EMU Elektronik AG gemessen. Zusätzlich wurde der Stromverbrauch durch die Umwälzpumpen in Solar- und Heizkreis sowie im Primärkreis der Wärmepumpe und durch die Regelung aufgezeichnet. Die Energieaufnahme der Regelung, der Primär- und Sekundärpumpe der Wärmepumpe sowie die der Solaranlage wurde mit Wechselstromzählern vom Typ DDS-1L der Firma OCS.tec GmbH & Co. KG ermittelt.

Zur Messung der solaren Einstrahlung fand ein Sensor der Firma Tritec, Modell Spektron 310 Verwendung. Dieser hat einen Messbereich von bis zu 1500 W/m² und eine Genauigkeit von ± 5 % im Jahresmittel. Die relative Feuchte der Umgebungsluft wurde mittels Hygrometer gemessen.

Die Stellungen von zwei Dreiwegeventilen entsprechend Abbildung 7.35 sowie die Solarkreispumpe wurden mit Hilfe eines einfachen „on/off“-Signals über Koppelrelais erfasst, um nachverfolgen zu können, welcher Kollektortyp jeweils in Betrieb ist und welcher Speicher beladen wird.

7.2.3.3 Ergebnisse des Monitorings

Die durchschnittliche gemessene Außentemperatur im Kalenderjahr 2012 betrug 8,4 °C. Der Heizwärmeverbrauch wurde zu 8.979 kWh/a und der Trinkwarmwasserverbrauch inklusive Zirkulationswärmeverlusten zu 1.508 kWh/a ermittelt. Abbildung 7.37 zeigt den Verlauf des Wärmeverbrauchs über das Jahr hinweg.

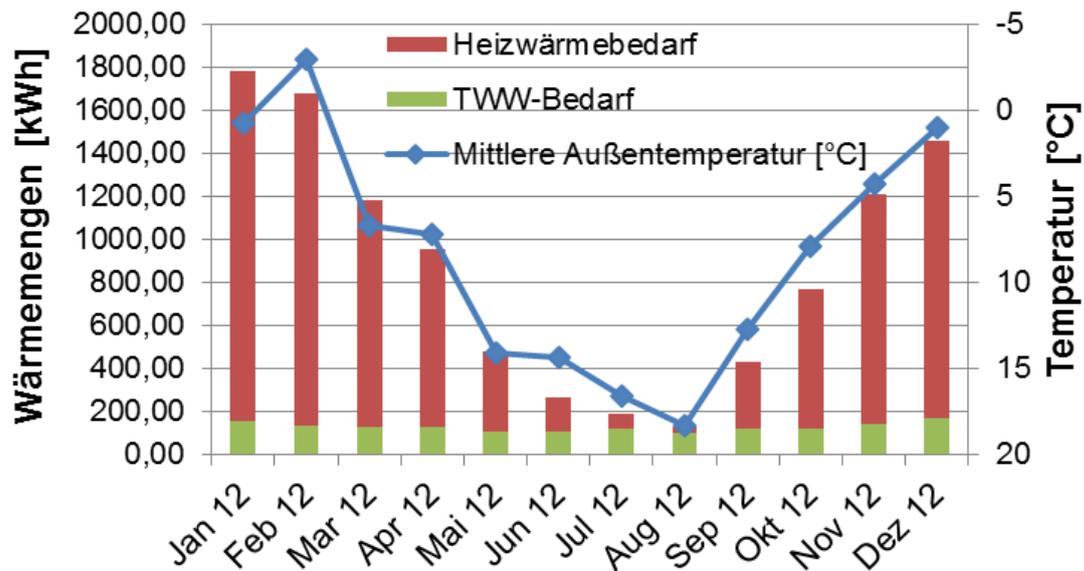


Abb. 7.37: Monatlicher Wärmeverbrauch in Abhängigkeit von der Außentemperatur

Die thermische Leistung der Anlage ist mit Werten von $SPF_{HP} = 4,15$ für die Wärmepumpe als Komponente und $SPF_{SHP} = 2,94$ für die Gesamtanlage über den Zeitraum eines Jahres vergleichbar mit einer konventionellen Sole/Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärmesonden als Wärmequelle, womit das Hauptziel der Entwicklung bereits erfüllt ist. Die Kennzahlen sind in Abbildung 7.38 graphisch dargestellt.

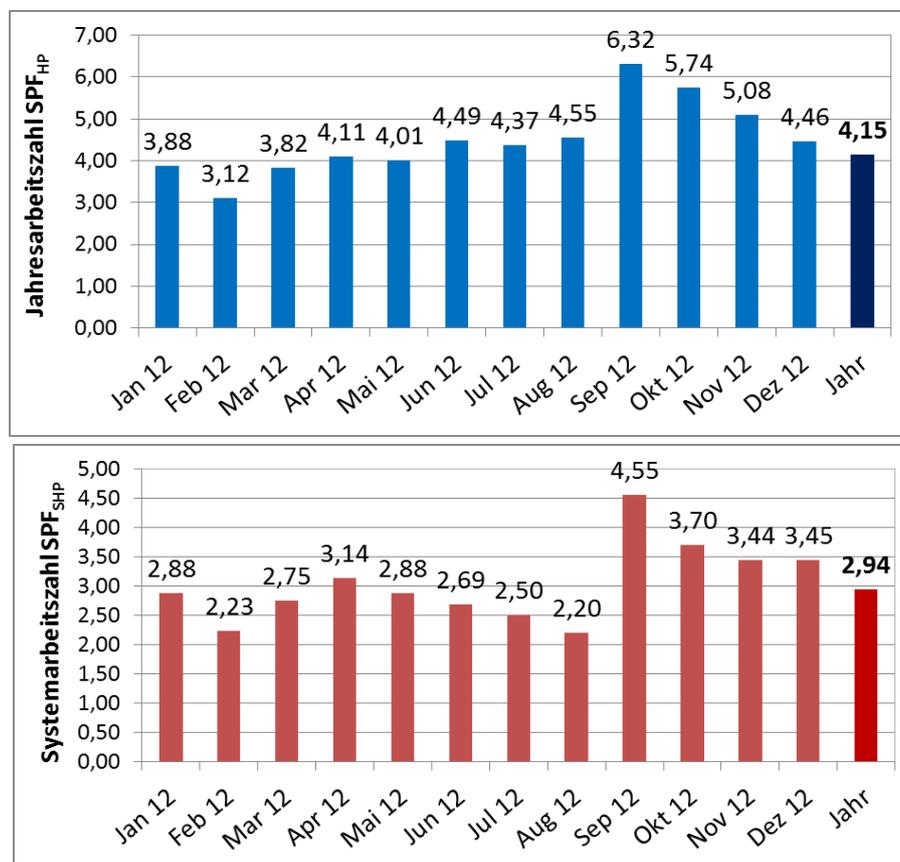


Abb. 7.38: Monatlicher Verlauf der Leistungskennzahlen SPF_{HP} und SPF_{SHP} für Anlage #3

Die Leistungskennzahl für die Gesamtanlage berechnet sich dabei nach Gleichung 7.7:

$$SPF_{SHP} = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) * dt}{\int \sum_i P_{el,i} * dt} \quad (7.7)$$

,wobei $P_{el,i}$ den elektrischen Stromverbrauch für alle Verbraucher (Wärmepumpe, Elektroheizstab, alle Zirkulationspumpen und Regler) bezeichnet, aber hier der Stromverbrauch für die Wärmeverteilung (Heizkreispumpe) nicht berücksichtigt wird. *Zu beachten ist, dass diese Kennzahlen nicht direkt mit Jahresarbeitszahlen von Wärmepumpen ohne solarthermische Anlagen vergleichbar sind.* Bei der Definition für die kombinierten Anlagen wird der reine Nutzwärmeertrag zur Berechnung verwendet, während bei Feldtestdaten von monovalenten Wärmepumpen, die in der Literatur zu finden sind, in der Regel die gesamte erzeugte Wärme der Wärmepumpe (d.h. inkl. Wärmeverlusten im Speicher) herangezogen wird, weshalb letztere per Definition besser ausfallen. Arbeitszahlen können ebenso für einzelne Komponenten und Teilsysteme berechnet werden, so z.B. für die solarthermische Anlage, für die Wärmepumpe oder für die Wärmepumpe mit solarer Unterstützung:

$$SPF_{Sol} = \frac{\int (\dot{Q}_{Sol}) * dt}{\int P_{el,sol} * dt}, \quad SPF_{HP} = \frac{\int (\dot{Q}_{HP}) * dt}{\int \sum_i P_{el,HP,i} * dt} \quad \text{und} \quad SPF_{SolHP} = \frac{\int (\dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{HP}) * dt}{\int P_{el,sol} + P_{el,HP} + P_{el,ctr} * dt} \quad (7.8)$$

Dabei umfasst $P_{el,HP}$ den Stromverbrauch für den Verdichter und die Regelung der Wärmepumpe sowie den Stromverbrauch für die Primärkreispumpe und $P_{el,ctr}$ umfasst die Regelung der Gesamtanlage. Die Kennzahl SPF_{SolHP} dient dem direkten Vergleich mit der Arbeitszahl der Wärmepumpe SPF_{HP} und ist ein Maß für den Mehrwert („added value“) der Zugewinne durch die zusätzliche Solaranlage. Letzterer beträgt für das Jahr 2012 für die Eisspeicheranlage $SPF_{SolHP} = 5,68$ im Vergleich zu 4,15 für die Wärmepumpe alleine.

Abbildung 7.39 zeigt die monatlichen Energiebilanzen der gemessenen Daten. Dabei repräsentieren jeweils die inneren, schmalen Balken einer Säule die nutzbare Wärme für Trinkwassererwärmung inkl. Zirkulation und Raumheizung sowie Wärmeverluste, die äußeren, breiten Balken die zugeführte Energie aus Solarthermie, Wärmepumpe und elektrischem Heizstab.

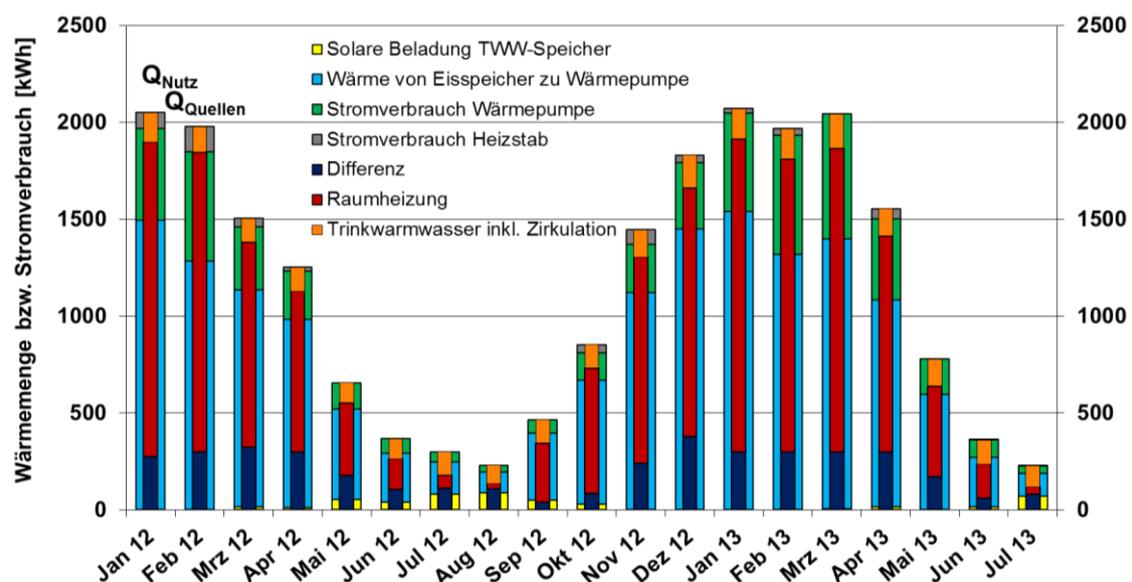


Abb.7.39: Gemessene monatliche Energiebilanzen für die Eisspeicheranlage

Die kleinste gemessene Temperatur aus dem teilweise gefrorenen Eisspeicher betrug $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$, der Mittelwert wurde zu $3,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ bestimmt.

Abbildung 7.40 zeigt die aus Messdaten abgeleitete Bilanzierung des Eisspeichers mit entsprechenden Temperaturen. Zu sehen ist deutlich, dass die übertragenen Wärmemengen bei der Beladung des Eisspeichers, Beladung des Warmwasserspeichers sowie Wärmeentzug aus dem Eisspeicher durch die Wärmepumpe im Jahresverlauf erheblichen Schwankungen unterliegen. Anfang des Jahres bis etwa März ist der Eisspeicher teilweise eingefroren und die gemessenen Temperaturen liegen unterhalb von $0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Die solare Beladung (hellgrüne Balken) ist im Januar mangels ausreichender solarer Einstrahlung zunächst nur in kleinem Umfang möglich, hingegen sind deutliche geothermische Gewinne (blaue Balken) sichtbar, die durch den ungedämmten Speicher mit tieferen Temperaturen als den im umgebenden Erdreich vorherrschenden möglich werden. Die geothermischen Gewinne nehmen sodann mit der Zeit konstant ab, während die solare Beladung zunimmt und ab Mai zur Hauptwärmequelle für den Eisspeicher wird. Ab August ist der Eisspeicher thermisch vollkommen regeneriert und wird bis in die Herbstmonate über das Temperaturniveau der Umgebungsluft erwärmt, d.h. der Eisspeicher befindet sich zu Beginn der Heizperiode thermisch in einem optimalen Zustand.

Zu sehen ist in Abb. 7.40 ferner, dass die direkte solare Beladung des Warmwasserspeichers für die Trinkwassererwärmung (solare Vorrangschaltung) hinter den Erwartungen zurück bleibt.

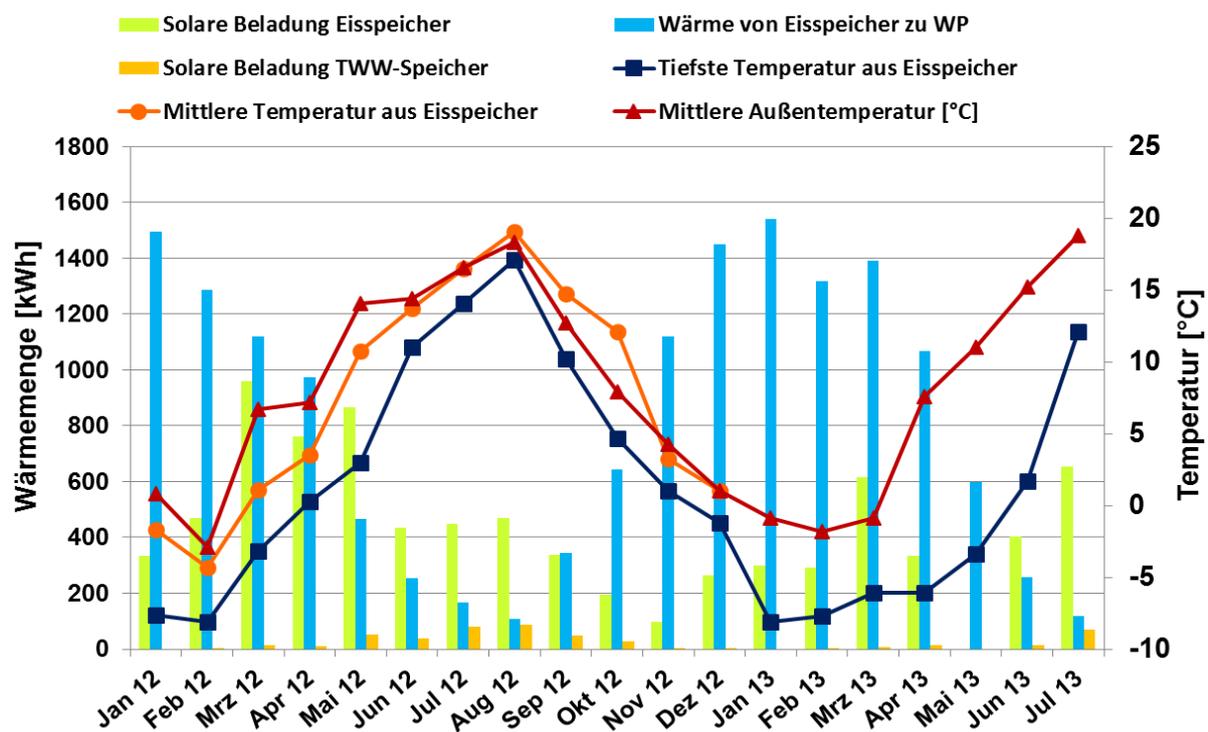


Abb.7.40: Bilanzierung und Temperaturen im Eisspeicher über den gemessenen Zeitraum

Die gemessene elektrische Stromaufnahme der Gesamtanlage im Jahr 2012 betrug 4.049 kWh , von denen ein relativ großer Anteil von rund 33% für elektrische Hilfsgeräte sowie für den elektrischen Heizstab verbraucht wurde, vgl. Abbildung 7.41.

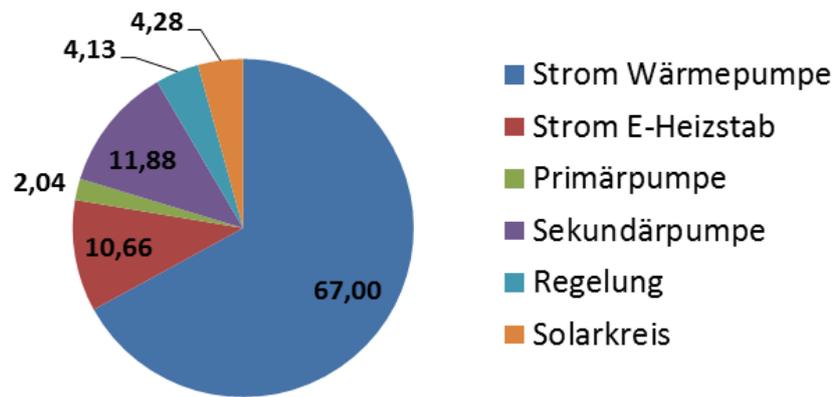


Abb.7.41: Stromverbrauch Januar bis Dezember 2012 in Prozent, 100 % = 4.049 kWh

Die spezifischen Kollektorerträge betragen für denselben Zeitraum $72,5 \text{ kWh/m}^2\text{a}$ für die Flachkollektoren und $705 \text{ kWh/m}^2\text{a}$ für die Solar-Luft-Absorber. Daraus resultiert ein direkter solarer Deckungsanteil an der Warmwasserversorgung von lediglich 25 %, was für eine solarthermische Warmwasserbereitung kein akzeptabler Wert ist, während der Hauptanteil der solaren Gewinne für die solare Beladung und thermische Regeneration des Eisspeichers verwendet wurde. Dies spiegelt sich auch in der in Abb. 7.42 dargestellten Übersicht über die Bilanz des Gesamtsystems wieder.

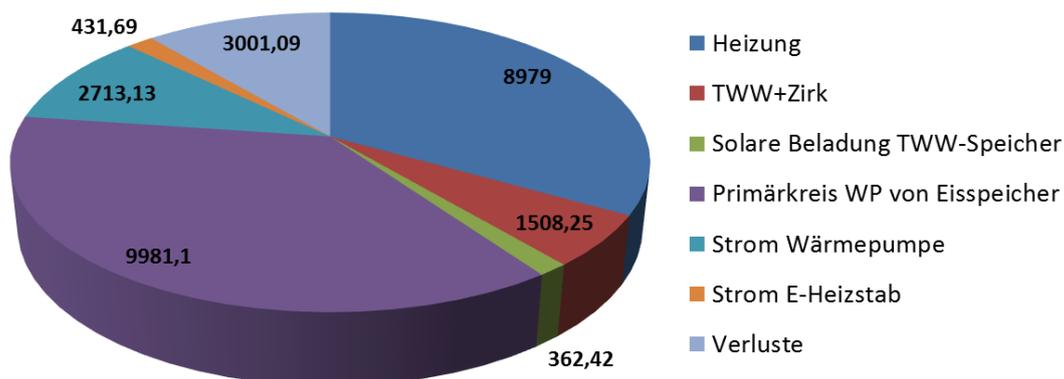


Abb.7.42: Bilanz des Gesamtsystems Januar bis Dezember 2012, Angaben in kWh

7.2.3.4 Fazit Viessmann Eisspeicheranlage

Die vermessene Anlage erreichte über den Betrachtungszeitraum 2012 eine anteilige Energieeinsparung von rund 55 %, was bedeutet, dass im Vergleich zu einer mit einem fossilen Gaskessel betriebenen Anlage eine Primärenergieeinsparung von etwa 55 % erzielt wurde. Der Kollektorwirkungsgrad lag bei durchschnittlich 45,5 % und der spezifische Sonnenkollektorertrag für die Absorber der Eisspeicheranlage bei $705 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$, was einen sehr guten Wert darstellt. Die Flachkollektoren kommen hier hingegen mit nur $73 \text{ kWh}/\text{m}^2\text{a}$ deutlich zu kurz. Der Großteil dieses Ertrages (> 90 %) ist bei dieser Anlage allerdings ein indirekter Beitrag über die solare Beladung des Eisspeichers. Die direkte Nutzung für die Trinkwassererwärmung bleibt bei der derzeitigen Regelung mit einer solaren Deckung von nur rund 25 % für die Trinkwassererwärmung weit hinter dem eigentlichen Potential zurück. Der Anteil an benötigter elektrischer Hilfsenergie ist ebenso ein wesentlicher Faktor, der bei der Beurteilung der Gesamtsysteme zum Ausdruck kommt. Selbst die durch eine hoch-effiziente Wärmepumpe eingesparte Energie kommt nicht zur Geltung, wenn dieser Anteil zu

groß ist. Die Arbeitszahl der Wärmepumpe als Einzelkomponente (SPF_{HP}) befindet sich in dem zu erwartenden Bereich für Sole/Wasser-Wärmepumpen in realen Gebäuden, welcher bereits in früheren Feldtests mit Wärmepumpen – z.B. durch das Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE /Mia11/ – festgestellt wurde.

Bei der vermessenen Anlage handelte es sich allerdings um einen Prototypen, welcher in der Zwischenzeit weiter entwickelt und optimiert wurde. Die wichtigste Neuerung stellt ein sogenanntes Wärmequellen-Management dar, bei dem nun auch die Option möglich ist, den Verdampfer der Wärmepumpe direkt mit Solarwärme zu beaufschlagen, sofern die Temperaturen der Absorber diejenigen im Eisspeicher übersteigen. Das neue System hat sich mittlerweile in anderen Messungen durch den Hersteller bewährt und zeigt bessere Leistungen als die hier vorgestellte Anlage.

7.2.4 Feldtestanlage #4, Viessmann Erdwärmesonden

Die zweite Feldtestanlage mit geothermischer Wärmequelle im Projekt WPSol ist eine herkömmliche Erdwärmesondenanlage kombiniert mit solarthermischen Flachkollektoren. Ein Foto des Gebäudes ist in Abbildung 7.43 zu sehen.



Abb. 7.43: Ansicht des Gebäudes in Stuttgart (Foto: A. Loose)

Bei dem Gebäude handelt es sich um ein Zweifamilienhaus Baujahr 1958, welches in 2011 saniert und renoviert wurde, wobei u.a. eine Fußbodenheizung installiert wurde. Die Anlage lieferte im Jahr 2013 Trinkwarmwasser (1.623 kWh/a) für vier Personen und Raumheizwärme (24.423 kWh/a) bzw. spezifische Heizwärme von 86,8 kWh/m²a für 281,4 m² beheizte Wohnfläche.

Alle Wärmemengen in den hydraulischen Kreisläufen sowie der elektrische Stromverbrauch für die Wärmepumpe, zwei elektrische Heizstäbe, Umwälzpumpen, Regler und Solarstation wurden messtechnisch erfasst. Ausgewählte Ergebnisse werden gezeigt für das Kalenderjahr 2013. Die ebenfalls auf dem Dach installierte Photovoltaikanlage wird unabhängig von der Heizungsanlage betrieben und wurde nicht vermessen.

Bei der Feldtestanlage #4 gab es erhebliche technische Schwierigkeiten bei der Inbetriebnahme durch die Heizungsbaufirma, da es sich bei dieser Anlage nicht um ein kompaktes Standard-System handelt, sondern um eine Lösung aus sehr vielen Einzelkomponenten welche aufwändig miteinander hydraulisch verschaltet sind. Aufgrund der individuellen Konzeption und des komplexen Aufbaus der Anlage haben sich einige Verzögerungen ergeben, für die allerdings nicht das ITW zur Verantwortung gezogen werden kann. Offizielle Abnahme der Heizungsanlage durch den Hersteller war bereits am 27.04.2012. Zu diesem Zeitpunkt war auch bereits sämtliche Messtechnik installiert und betriebsbereit. Es waren danach dennoch diverse Nachbesserungen notwendig und zudem gab es massive Probleme mit der Regelung der Anlage, die von Seiten der Heizungsinstallateure behoben wurden. Eine stabile Datenerfassung war daher erst nach diversen weiteren Umbauten ab Oktober 2012 möglich.

7.2.4.1 Technische Daten der Anlage

Die Besonderheit dieses Solar-Wärmepumpensystems ist ein zusätzlicher Solepufferspeicher auf der kalten Seite, d.h. im Primärkreis der Wärmepumpe, welcher alternativ zu den Erdwärmesonden als Wärmequelle genutzt werden kann. Dieser Solespeicher wird solarthermisch erwärmt und bewirkt somit eine solare Heizungsunterstützung. Dabei werden zusätzlich indirekte Solarerträge auf einem niedrigeren Temperaturniveau als bei der direkten Solarwärmenutzung realisiert, wodurch der Gesamt-Solarertrag gesteigert werden kann. Mit Hilfe des Solepufferspeichers ist zusätzlich eine thermische Regeneration des Erdreichs möglich. Es handelt sich bei dieser Systemvariante um ein Drei-Speichersystem, mit einem Solepufferspeicher, einem Heizungspufferspeicher sowie einem Trinkwasserspeicher, welcher ebenfalls solarthermisch beladen werden kann. Die Anlage besteht aus den folgenden 6 Hauptkomponenten, von denen einige in den Abbildungen 7.44 und 7.45 gezeigt sind:

1. Sole/Wasser-Wärmepumpe; COP 4,7 bei B0/W35 (EN 14511), Kältemittel R410a, Nennleistung 17 kW, Scroll-Kompressor, passive Kühlung
2. 2 Doppel-U-Rohr Erdwärmesonden á 95 m
3. Solarthermische Flachkollektoren orientiert nach Süden, 9,32 m² Aperturfläche
4. 750 l Heizungspufferspeicher
5. 390 l Warmwasserpufferspeicher
6. 950 l Solepufferspeicher



Abb. 7.44: Ansicht der drei Pufferspeicher im Heizungskeller (Foto: A. Loose)



Abb. 7.45: Ansicht der Sonnenkollektoren (links), Verlegung der Fußbodenheizung (Mitte) und Ansicht der Wärmepumpe (rechts) (Fotos: A. Loose)

In Abbildung 7.46 ist ein vereinfachtes Hydraulikschema der Erdwärmesondenanlage dargestellt.

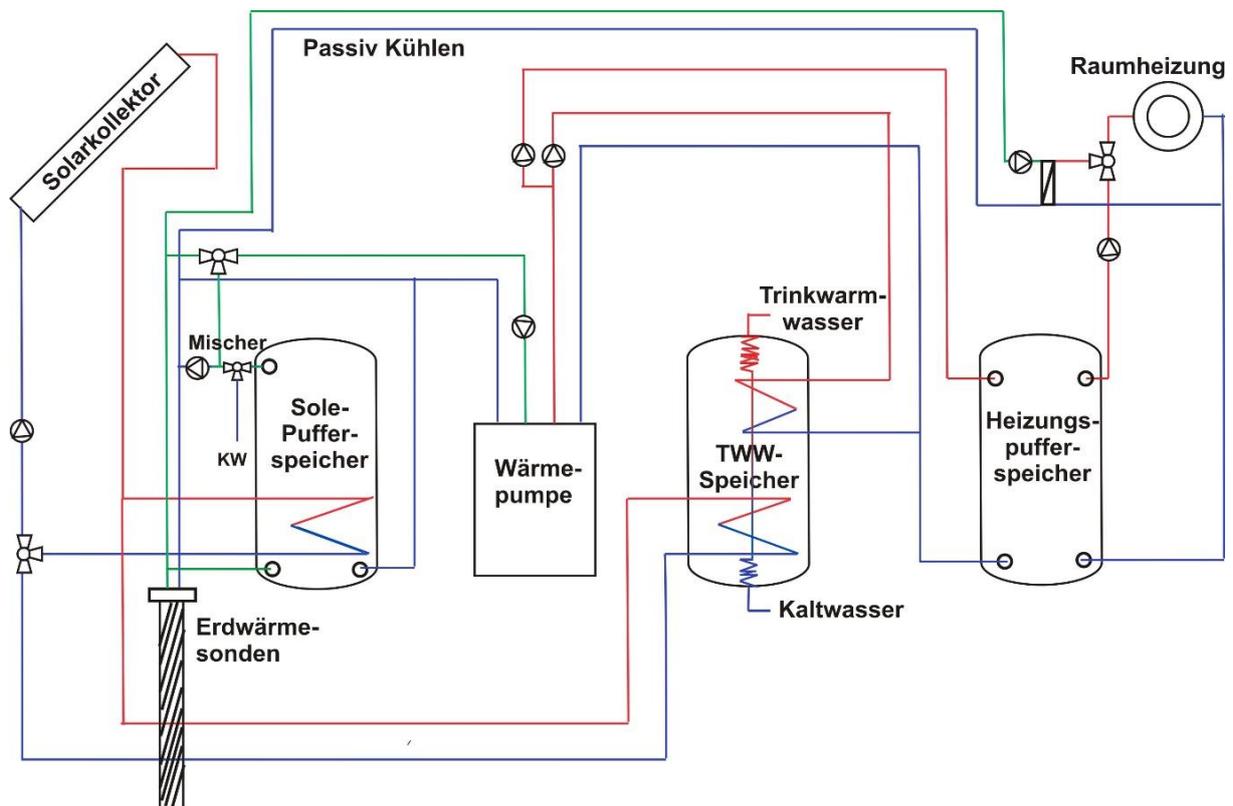


Abb. 7.46: Vereinfachtes Hydraulikschema der Erdwärmesondenanlage in Stuttgart.

Sonnenkollektoren

Das Kollektorfeld besteht aus vier Kollektoren vom Modell Viessmann Vitosol 200F mit einer Bruttofläche von je 2,5 m² und Ausrichtung nach Süden. Die Absorberfläche ist hochselektiv beschichtet und der optische Wirkungsgrad der Kollektoren beträgt laut Herstellerangaben 79,3 %.

Wärmepumpe

In dieser kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlage wird eine Sole/Wasser-Wärmepumpe vom Typ Viessmann Vitocal 300G verwendet, die als Wärmequellen zwei Erdwärmesonden und alternativ den Solepufferspeicher zur Verfügung hat. Dabei ist die Wärmequellen-temperatur auf maximal 20 °C begrenzt und wird bei Bedarf durch Mischung mit kaltem Wasser herabgekühlt. Die Wärmepumpe hat einen COP von 4,7 und eine Wärmeleistung von 17 kW am Betriebspunkt B0/W35. Zum Betrieb der Wärmepumpe wird das Kältemittel R410a eingesetzt. Als Verdichter wird ein Scroll-Verdichter mit einer benötigten elektrischen Leistung von 3,7 kW verwendet.

Solepufferspeicher

Als Solepuffer wird in der Anlage ein Speicher mit einem Fassungsvermögen von 950 Litern verwendet. Er wird von den Sonnenkollektoren beladen und gibt seine Wärme an die Wärmepumpe als Wärmequelle ab oder regeneriert über die Erdwärmesonden das Erdreich. Der verwendete Speicher in der Anlage ist vom Typ Viessmann Vitocell 100-E, welcher normalerweise als Heizwasserspeicher in Verbindung mit Sonnenkollektoren und Wärmepumpen verwendet wird, in diesem Fall allerdings mit Sole befüllt ist (Kühlsolekonzentrat N der Firma Staub & Co. Chemiehandelsgesellschaft mbH). Die Wärmeverluste belaufen sich auf 2,8 - 3,4 kWh pro Tag.

Trinkwasserspeicher

Der in dieser Anlage verwendete Trinkwasserspeicher besitzt ein Volumen von 390 Litern. Der Speicher wird sowohl von den Sonnenkollektoren als auch von der Wärmepumpe auf eine mittlere Speichertemperatur von 90 °C beladen. Er stellt das benötigte Trinkwarmwasser zur Verfügung. Falls nötig kann er mittels eines elektrischen Heizstabes nachgeheizt werden, um die benötigte Speichertemperatur zu erreichen bzw. aufrecht zu erhalten. Die vorgeschlagenen Zirkulationszeiten sind von 6 – 10 Uhr und von 18 – 22 Uhr jeweils im 15-Minutentakt. Das in der Anlage eingebaute Modell des Speichers ist vom Typ Viessmann Vitocell 100V Typ CWV. Die Wärmeverluste belaufen sich auf 2,8 - 3,4 kWh pro Tag.

Heizungspufferspeicher

In der Anlage wird zur Speicherung des Heizwassers ein Puffer mit einem Fassungsvermögen von 750 Litern verwendet. Er wird von der Wärmepumpe beladen. Der Speicher stellt das benötigte Heizwasser zur Beheizung des Wohnhauses zur Verfügung. Analog zum Trinkwasserspeicher kann auch der Heizwasserspeicher mit Hilfe eines elektrischen Heizstabes elektrisch nachgeheizt werden, falls dies notwendig ist. Das in der Anlage verwendete Modell Vitocell 100 E ist das gleiche Modell wie der Solepufferspeicher nur mit einem anderen Fassungsvermögen. Wie bei den anderen beiden Speichern belaufen sich auch im Heizwasserspeicher die Wärmeverluste auf 2,8 - 3,4 kWh pro Tag.

Erdwärmesonden

Die Erdwärmesonden bestehen aus zwei 95 m langen Doppel-U-Rohren. Sie sind mit Sole gefüllt und dienen als Wärmequelle für die Wärmepumpe. Außerdem ist es möglich, ab einer Außentemperatur von 26 °C mit ihnen den Wohnraum passiv zu kühlen. Mit Hilfe des Solepufferspeichers ist zusätzlich eine solare Erdreichregeneration möglich.

7.2.4.2 Messtechnik

Auch in diesem Fall wurden alle gemessenen Daten über eine Smartbox der Firma Ennovatis, die als Datenlogger diente, im Minutentakt aufgezeichnet und täglich via GSM-Mobilfunk an das ITW übermittelt. Erfasst wurden Wärmemengen, Temperaturen, solare Einstrahlung und elektrische Stromaufnahme.

Als Wärmemengenzähler kamen für die wassergeführten hydraulischen Kreise sowie für die beiden Solarkreise Ultraschall-Wärmemengenzähler vom Typ "Sharky" der Fa. Hydrometer zum Einsatz. Für die Solarkreise wurden Sharkies verwendet, welche speziell für Tyfocor LS als Wärmeträgermedium ausgelegt sind, und die Wärmemengen entsprechend berechnen können. Für die Solekreise der Wärmepumpe wurden mechanische Flügelrad-WMZ vom Typ "RAY" ebenfalls von der Firma Hydrometer, verwendet.

Der Stromverbrauch der Anlage setzt sich aus dem Stromverbrauch des Verdichters der Wärmepumpe (mit Regelung), dem der elektrischen Heizstäbe und aller Umwälzpumpen der Kreisläufe zusammen. Die Messung des Stromverbrauchs erfolgt über Drehstrom- oder Wechselstromzähler. Wechselstromzähler werden zur Messung des Stromverbrauchs der Solarkreispumpe, der Solepumpen, der Kühlkreisumpen, der Heizkreispumpe, der Speicherladepumpen und der Zirkulationspumpe eingesetzt. Der Stromverbrauch des Verdichters der Wärmepumpe und der Stromverbrauch der beiden elektrischen Heizstäbe werden mit Drehstromzählern gemessen.

Zu den gemessenen Temperaturen zählen die Raumtemperatur im Heizungskeller, die Außentemperatur, die Temperatur im Erdreich in vier verschiedenen Tiefen und die Temperaturen im Solepufferspeicher und im Trinkwasserspeicher. Die Messung der Temperatur im Heizungskeller und der Außentemperatur erfolgt mittels Pt1000-Temperaturfühlern, wobei der Fühler zur Messung der Außentemperatur mit einem Schutzgehäuse umgeben ist. Zur Messung der Temperaturen im Bohrloch werden ebenfalls Pt1000-Temperaturfühler eingesetzt. Diese Hülsenfühler sind an einer Messlanze angebracht, um mit dem Fühler in die entsprechende Tiefe zu kommen. Hierzu wurde bei der Verlegung der Sonden ein zusätzlicher Kunststoffschlauch mit in das Bohrloch eingeführt. Dieser ist in Abbildung 7.47 in blau neben den schwarzen Doppel-U-Sonden zu sehen. Die Temperaturmessungen wurden in 5 m, 15 m, 57 m und 90 m Tiefe durchgeführt.

Um die Beladung und Entladung des Solepuffers und des Trinkwasserspeichers zu regeln, wird die Speichertemperatur mittels Pt1000-Anlegefühler gemessen. Die Temperatur im Solepuffer darf 60 °C wegen des Glykolanteils in der Sole nicht übersteigen, da es sich bei höheren Temperaturen entflammen könnte. Im Trinkwasserspeicher ist die Temperatur auf maximal 90 °C begrenzt.

Die solare Einstrahlung in der Kollektorebene wird mit einem Einstrahlungssensor vom Typ „Tritec Spectron 310“ gemessen. Der Sensor gibt die Stromstärke in mA als Signal aus, welche proportional zur Einstrahlung ist. Die Skala des Sensors reicht von 4 mA (0 W/m^2) bis 20 mA (1500 W/m^2).



Abb. 7.47: Verlegung der Erdwärmesonden mit zusätzlichem Schlauch für die Temperaturfühler

7.2.4.3 Ergebnisse des Monitorings

Die durchschnittliche gemessene Außentemperatur im Kalenderjahr 2013 betrug 9,4 °C, wobei der Außentemperaturfühler im April und Mai einen Defekt zeigte und ausgewechselt werden musste. Der Heizwärmeverbrauch wurde im Jahr 2013 zu 24.423 kWh/a bzw. 86,8 kWh/m²a und der Trinkwarmwasserverbrauch zu 1.623 kWh/a ermittelt. Abbildung 7.48 zeigt den Verlauf des Wärmeverbrauchs über das Jahr hinweg.

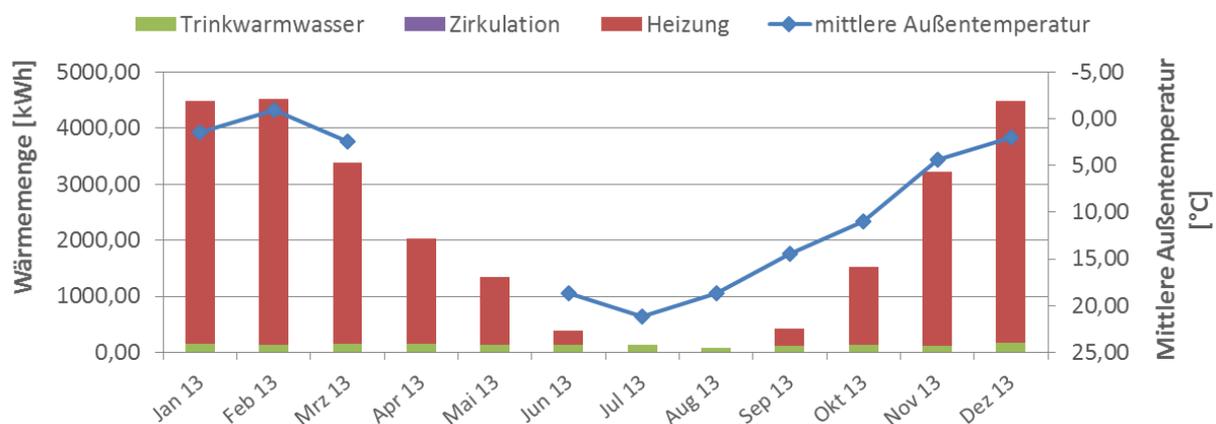


Abb. 7.48: Monatlicher Wärmeverbrauch in Abhängigkeit von der Außentemperatur

Die thermische Leistung der Anlage ist mit Werten von $SPF_{HP} = 4,19$ bzw. 3,88 (ohne bzw. mit Einberechnung des Stromverbrauchs der Primärkreispumpe) für die Wärmepumpe als Komponente und $SPF_{SHP} = 3,26$ für die Gesamtanlage über den Zeitraum eines Jahres vergleichbar mit einer konventionellen Sole/Wasser-Wärmepumpe mit Erdwärmesonden als Wärmequelle. Die Kennzahlen sind in Abbildung 7.49 graphisch dargestellt.

Die Kennzahl SPF_{SolHP} dient dem direkten Vergleich mit der Arbeitszahl der Wärmepumpe SPF_{HP} und ist ein Maß für den Mehrwert („added value“) der Zugewinne durch die zusätzliche Solaranlage, siehe Kapitel 7.2.3.3. Letzterer beträgt für das Jahr 2013 für die Erdwärmesondenanlage $SPF_{SolHP} = 3,72$ bzw. 4,28 (ohne und mit Berücksichtigung der

solaren Erträge im Solepufferspeicher) im Vergleich zu 3,88 für die Wärmepumpe alleine. Dies zeigt, dass die Solaranlage noch nicht zufriedenstellend in das Gesamtsystem integriert ist.

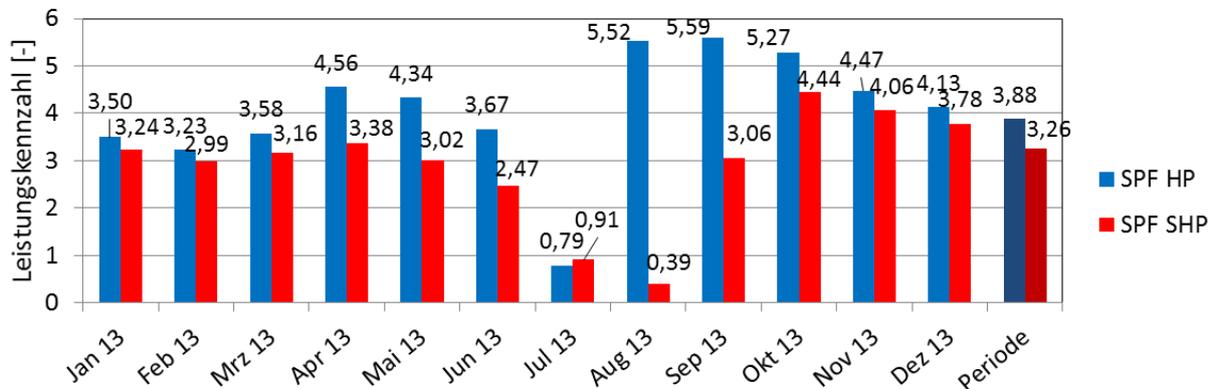


Abb. 7.49: Monatlicher Verlauf der Leistungskennzahlen SPF_{HP} und SPF_{SHP} im Jahr 2013

Abbildung 7.50 zeigt die monatlichen Energiebilanzen der gemessenen Daten. Dabei repräsentieren jeweils die inneren, schmalen Balken einer Säule die nutzbare Wärme für Trinkwassererwärmung inkl. Zirkulation und Raumheizung sowie Wärmeverluste (die Zirkulation wurde vom Besitzer der Anlage abgestellt), die äußeren, breiten Balken die zugeführte Energie aus Solarthermie, Wärmepumpe und elektrischem Heizstab. Letzterer war quasi nie im Einsatz.

Es ist ersichtlich, dass der Heizwärmebedarf im Wesentlichen durch die Erdwärmesonden gedeckt wird, wohingegen der zusätzliche Solepuffer hauptsächlich in den Sommermonaten zum Einsatz kommt, in dieser Zeit aber hohe Wärmeverluste zur Folge hat. Bei näherer Betrachtung der Messdaten treten „negative“ Wärmeströme, u.a. im Kühlkreis auf, die nicht erklärt werden konnten. Es liegt die Vermutung nahe, dass die Solekreise hydraulisch nicht entkoppelt sind und sich gegenseitig etwas beeinflussen.

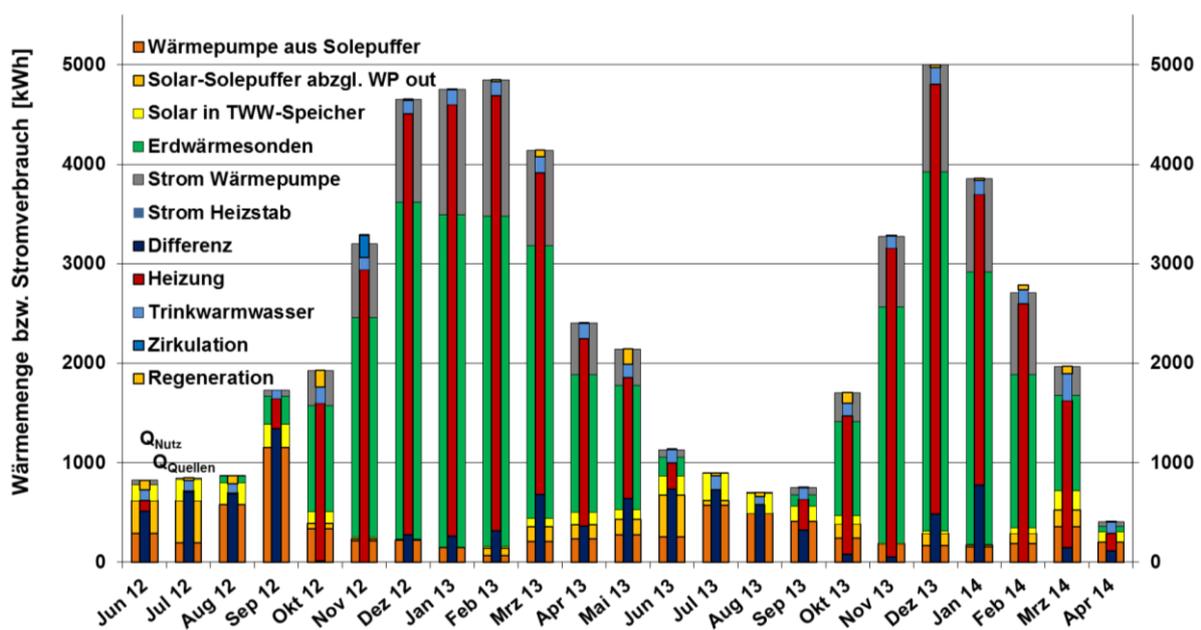


Abb.7.50: Gemessene monatliche Energiebilanzen für die Erdwärmesondenanlage

Die gemessene elektrische Stromaufnahme der Gesamtanlage im Jahr 2013 betrug 8.254 kWh, von denen ein relativ großer Anteil von knapp 20 % für elektrische Hilfsgeräte verbraucht wurde. Bei einigen Stromzählern sind die Messergebnisse allerdings nicht sehr belastbar, da nicht in jedem Fall sichergestellt werden konnte, dass auch wirklich der jeweilige Verbraucher angeschlossen ist.

Die spezifischen Kollektorerträge betragen für das Jahr 2013 568 kWh/m²a. Daraus resultiert ein direkter solarer Deckungsanteil an der Warmwasserversorgung von 77 %, am Gesamtwärmebedarf von 17,3 %. Abbildung 7.51 zeigt die Solarerträge, d.h. die solare Einstrahlung in Kollektorebene, solare Gewinne für Trinkwasser und Solepuffer und den Kollektorwirkungsgrad (Anteil der solaren Gewinne an der gesamten Einstrahlung). Aufgetragen ist auch die Wärmemenge, die von der Wärmepumpe aus dem Solarspeicher entnommen wird. Die Ausnutzung des Solespeichers als alternative Wärmequelle zu den Erdsonden betrug in 2013 64 % des eingespeisten Betrages. Im Vergleich zu den Erdwärmesonden entspricht dies etwa 17 % der gesamten Wärmeversorgung der Wärmepumpe. Für die Erdreichregeneration wurden rund 10 % der in den Solespeicher eingespeisten Wärme genutzt, womit dieser insgesamt gut ausgenutzt wurde.

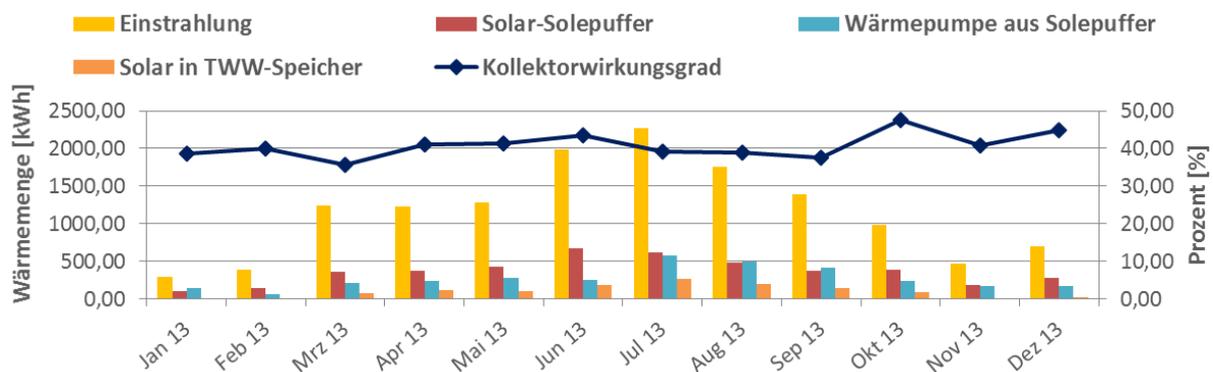


Abb.7.51: Solare Einstrahlung, Gewinne und Kollektorwirkungsgrad

Dies spiegelt sich auch in der Abbildung 7.52 gezeigten Übersicht über die Bilanz des Gesamtsystems und in der in Abbildung 7.53 dargestellten prozentualen Verteilung der Wärmequellen wieder.

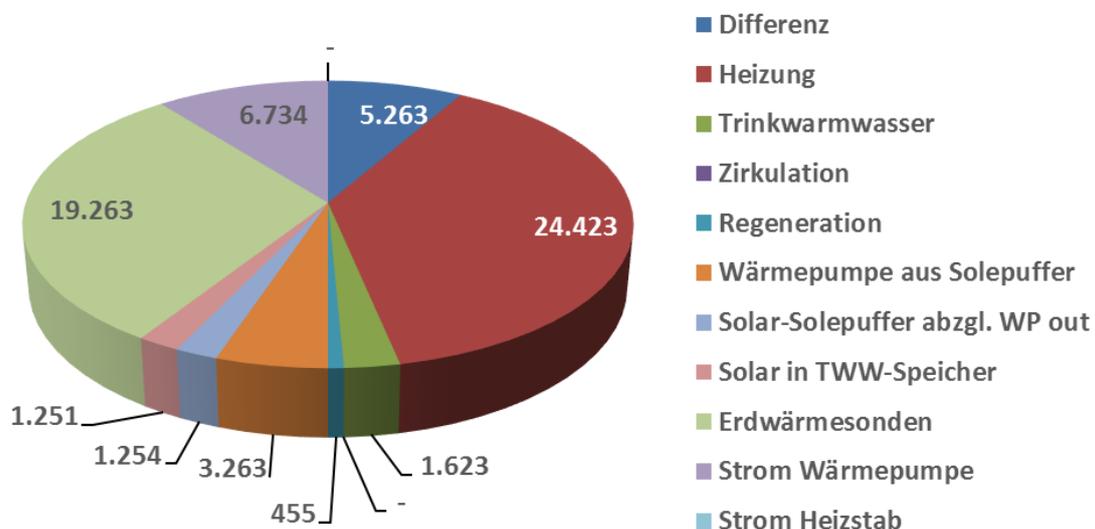


Abb.7.52: Bilanz des Gesamtsystems Januar bis Dezember 2013, Angaben in kWh

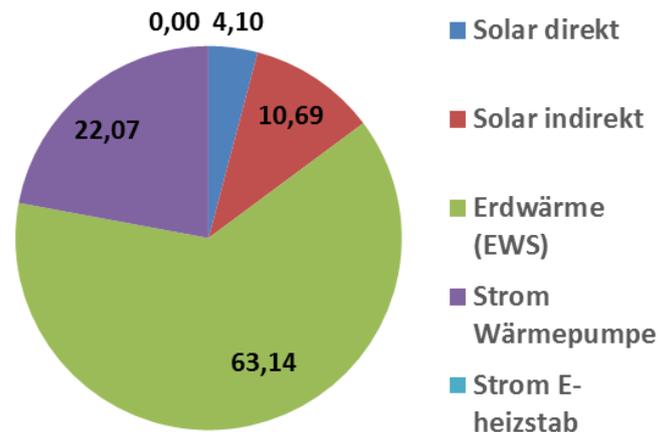


Abb.7.53: Prozentuale Anteile der unterschiedlichen Wärmequellen Januar bis Dezember 2013, 100 % = 30.510 kWh (solar direkt = solare TWW-Erwärmung)

Zusätzlich wurden in diesem Fall auch die Temperaturen im Erdreich bzw. innerhalb der Bohrung der Erdwärmesonden in verschiedenen Tiefen erfasst. Zum Vergleich mit den Temperaturen im ungestörten Erdreich wurde vor Inbetriebnahme der Wärmepumpe ein Temperaturtiefenprofil erstellt, welches auch für die Abschätzung sinnvoller Tiefen der Temperatursensoren verwendet wurde. Das ungestörte Tiefenprofil ist in Abbildung 7.64 dargestellt.

In den ersten 10 Metern unter Geländeoberkante (GOK) werden die Temperaturen stark von den jahreszeitlichen Schwankungen beeinflusst, während sie in tieferen Schichten des Erdreichs zunehmend unabhängig von den äußeren Umgebungstemperaturen sind.

Größere Ausschläge hin zu niedrigeren Temperaturen, welche im Profil als „Zacken“ sichtbar werden, deuten auf Grundwasserströmungen hin. In diesen Regionen ist der Wärmetransport vom Erdreich zu den Sonden hin begünstigt, ebenso wie die solare Erdreichregeneration. Aus diesem Grund wurden als repräsentative Tiefen für die Temperaturfühler 5, 15, 57 und 90 Meter unter GOK ausgewählt. Vermutlich ist die tatsächliche Position der Fühler real etwas davon abweichend.

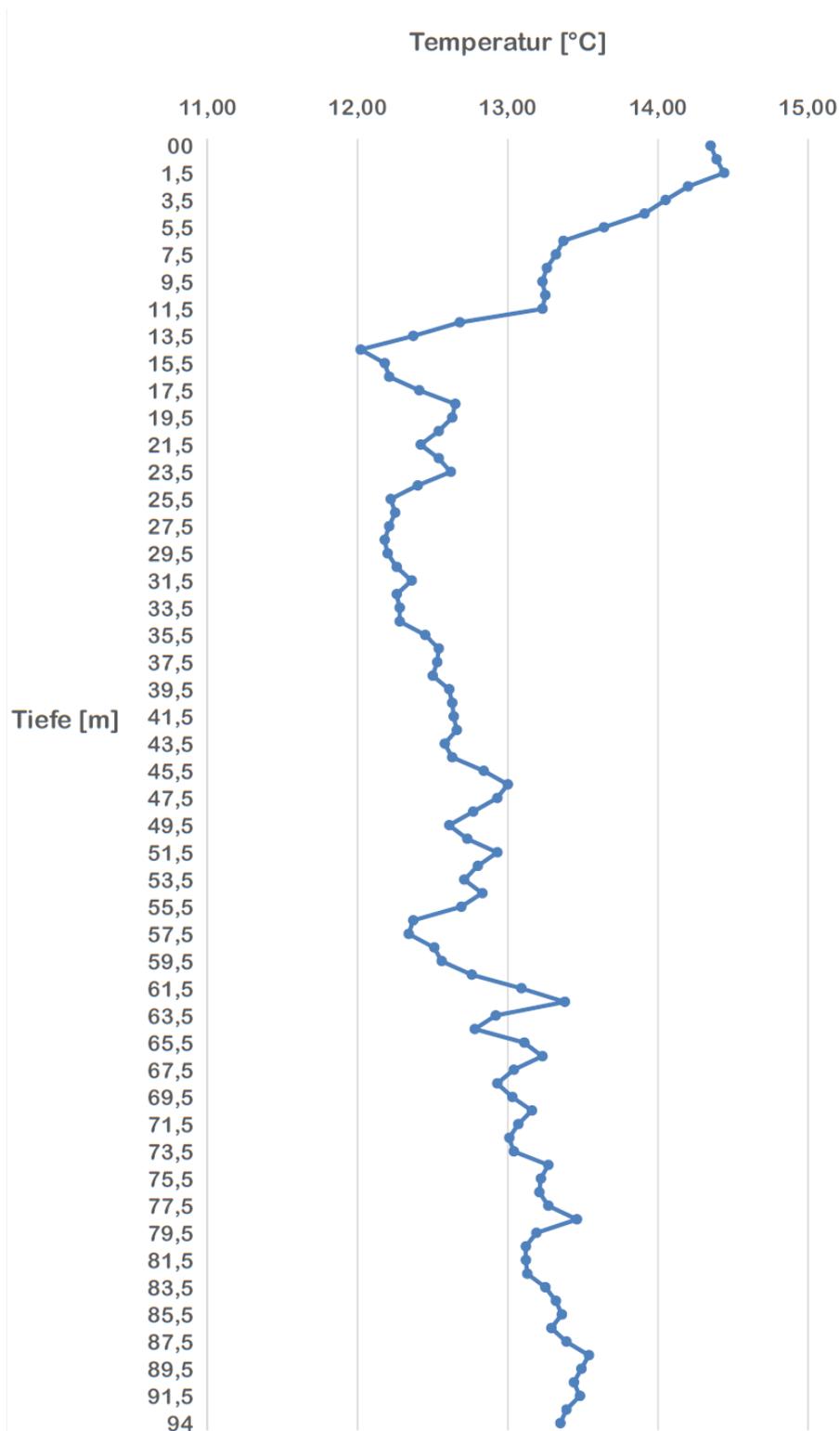


Abb.7.54: Ungestörtes Temperaturtiefenprofil in der Bohrung der Erdwärmesonden vom 4. Mai 2011

In Abbildung 7.55 sind die Messergebnisse aufgezeigt. Wie zu erwarten unterliegen die oberflächennäheren Schichten größeren klimatisch bedingten Temperaturschwankungen als die tiefer liegenden. Es ist zu erkennen, dass zumindest über den gemessenen Zeitraum von 1½ Jahren keine deutliche Abkühlung des Erdreichs durch den Wärmepumpenbetrieb erfolgte und die Erdreichregeneration somit gelang.

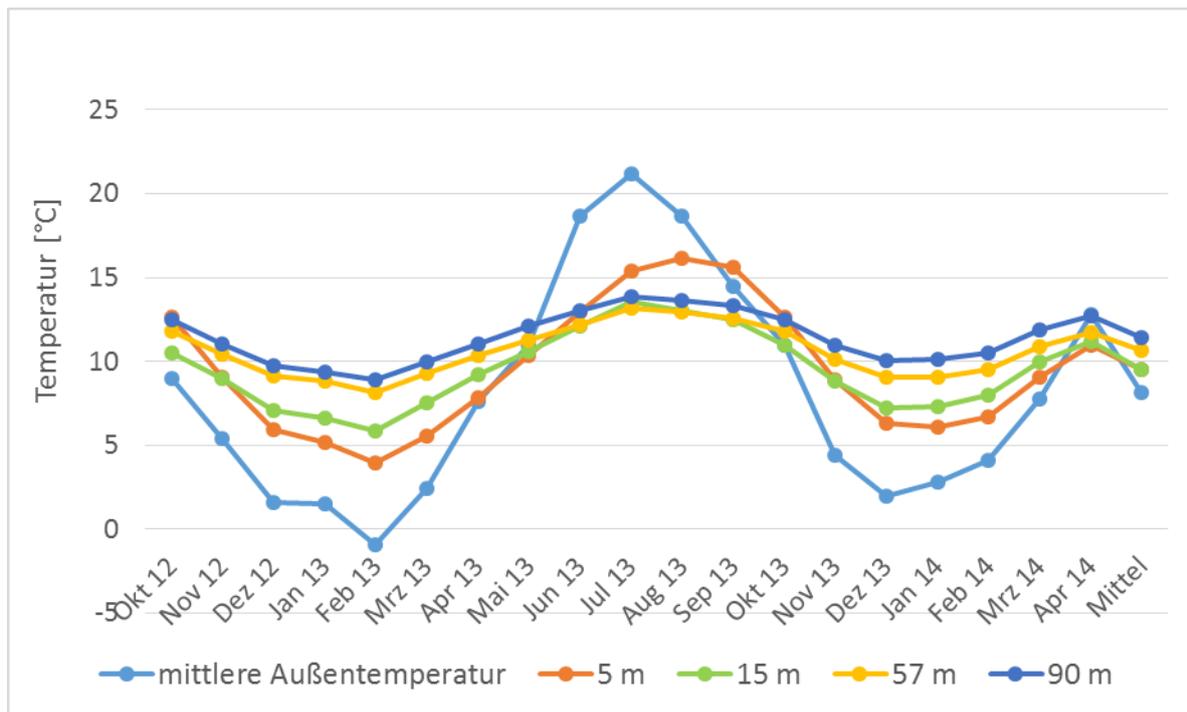


Abb.7.55: Temperaturen im Bohrloch über den Messzeitraum im Monatsmittel

Zum Vergleich zeigt Abbildung 7.56 die Temperaturen im Primärkreis der Wärmepumpe über den gleichen Zeitraum. Hier fällt zunächst die hohe Temperatur im Primärkreis zum Solepuffer von bis zu 45 °C im Sommer auf. Eine solch hohe Temperatur dürfte nicht auftreten, da die Vorlauftemperaturen in die Wärmepumpe auf 20 °C begrenzt sind. Im Primärkreis durch die Erdwärmesonden wird deutlich, dass im Sommer 2013 die Temperatur im Rücklauf diejenige des Vorlaufes übersteigt, was auf eine solare Erdreichregeneration hindeutet.

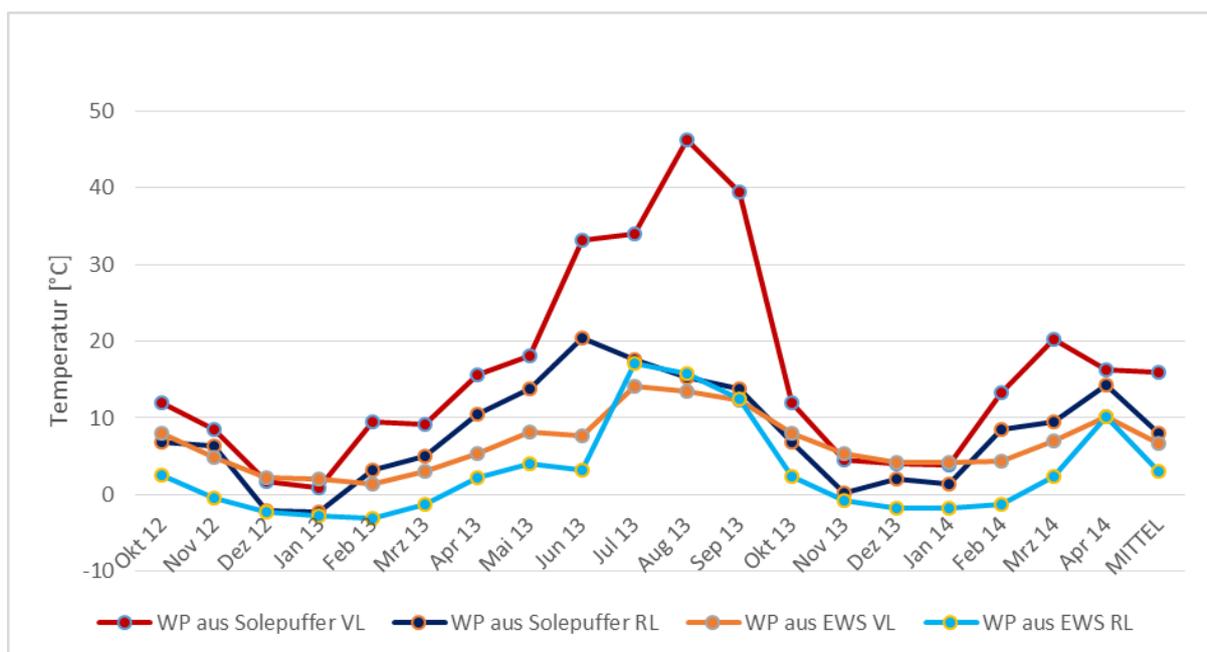


Abb.7.56: Temperaturen im Primärkreis der Wärmepumpe über den Messzeitraum im Monatsmittel

7.2.4.4 Fazit Viessmann Erdwärmesondenanlage

Die Drei-Speicheranlage mit Erdwärmesonden funktioniert prinzipiell so wie vorgesehen, auch die solare Heizungsunterstützung und Erdreichregeneration über den zusätzlichen Solespeicher im Primärkreis der Wärmepumpe sind grundsätzlich möglich.

Die thermische Leistung der kombinierten Gesamtanlage bleibt jedoch hinter den Erwartungen zurück, und ohne weitere Optimierungen ist der enorme zusätzliche Aufwand im Vergleich zu einer herkömmlichen erdgekoppelten Wärmepumpe weder wirtschaftlich noch ökologisch vertretbar.

Die Gründe hierfür liegen vornehmlich in der Komplexität der Anlage. Im Gegensatz zu weitgehend vorgefertigten Anlagen handelt es sich in diesem Fall um ein aus zahlreichen Einzelkomponenten zusammengestelltes System, was sich auch für erfahrene Installateure als schwierig erwies. Durch die zahlreichen potentiellen Betriebszustände ist auch die Systemregelung vergleichsweise komplex, z.B. die Auswahl der im jeweiligen Moment am besten geeigneten Wärmequelle für die Wärmepumpe oder die Auswahl des Betriebszustandes für die Solaranlage.

Die solare Erdreichregeneration hat stattgefunden, allerdings ohne erkennbaren Logik was die Zeiten der Regeneration betrifft. Die zusätzlich mögliche passive Kühlung über die Erdwärmesonden hat im Zeitraum des Monitorings nicht stattgefunden. Stattdessen traten unerklärliche Volumenströme teils auch in unerwartete Flussrichtungen auf, die darauf schließen lassen, dass die Solekreise, d.h. die Primärkreise der Wärmepumpe zu den Erdwärmesonden und zum Solepuffer, Erdreichregeneration und Kühlkreis, hydraulisch nicht vollständig entkoppelt sind und sich gegenseitig beeinflussen.

Die Messungen der elektrischen Stromaufnahme wurden einige Zeit mit den am hauseigenen Stromzähler abgelesenen Daten verglichen und konnten häufig nicht übereingbracht werden. Es besteht der Verdacht, dass einige Zähler nicht genau die Stromverbraucher erfassen, die vorgesehen waren.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Einzelkomponenten dieser Anlage wie Wärmepumpe und Sonnenkollektoren durchaus effektiv arbeiten, die Gesamtanlage aber in ihrer großen Komplexität eine sehr viel sorgfältigere Einstellung auch der Regelstrategie sowie nachfolgende Kontrolle der gefahrenen Betriebszustände erfordert.

7.2.5 Feldtestanlage #5, Sonnenkraft Luft/Wasser-Wärmepumpe

Eine Luft/Wasser-Wärmepumpe in Kombination mit solarthermischen Flachkollektoren und Pufferspeicher wurde 2011 in ein renoviertes Mehrfamilienhaus in Walpertskirchen bei Erding (Bayern) eingebaut und von Dezember 2011 bis August 2013 messtechnisch begleitet. Bei dem Gebäude handelt es sich um ein Mehrfamilienhaus Baujahr 1978, welches in 2011 saniert und renoviert wurde, wobei die Radiatorheizkörper der alten Heizung im Haus belassen wurden. Aufgrund der Überdimensionierung der Radiatoren nach Erneuerung der Heizungsanlage können diese dennoch mit relativ niedrigen Vor- und Rücklauftemperaturen von 43/33 °C (Sollwert) betrieben werden. Die kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlage lieferte im Jahr 2012 Trinkwarmwasser (4.571 kWh/a) für vier Personen und Raumheizungswärme (21.690 kWh/a) bzw. spezifische Heizwärme von 100,7 kWh/m²a für 215,4 m² beheizte Wohnfläche. Ein Foto des Gebäudes ist in Abbildung 7.57 zu sehen.



Abb. 7.57: Ansicht des Gebäudes in Walpertskirchen (Foto: A. Loose)

Wärmepumpe und Sonnenkollektoren sind in diesem Fall „parallel“ kombiniert, d.h. sie beladen einen gemeinsamen Wärmespeicher und werden ansonsten unabhängig voneinander betrieben. Mögliche Betriebsmodi der Anlage sind folgende:

- Solarthermische Beladung des Pufferspeichers auf zwei möglichen Temperaturniveaus
- Beladung des Pufferspeichers durch die Wärmepumpe auf zwei möglichen Temperaturniveaus
- Direktes Heizen mit der Wärmepumpe
- Heizen aus dem Pufferspeicher (solarthermisch oder via elektrischen Heizstab)
- Trinkwassererwärmung über Pufferspeicher und Frischwasserstation
- Abtauen der Wärmepumpe mit Wärme aus dem Pufferspeicher

Alle Wärmemengen in den hydraulischen Kreisen sowie der elektrische Stromverbrauch für die Wärmepumpe, einen elektrischen Heizstab, Umwälzpumpen, Regler und Solarstation wurden messtechnisch erfasst. Ausgewählte Ergebnisse werden gezeigt für die Zeit von Februar 2012 bis Januar 2013.

7.2.5.1 Technische Daten der Anlage

Die Anlage besteht aus den folgenden 4 Hauptkomponenten:

- 1) Luft/Wasser-Wärmepumpe; COP 3,8 bei A2/W35 (EN 14511), Kältemittel R410a, Nennleistung 12 kW, Scroll-Kompressor
- 2) Solarthermische Flachkollektoren orientiert nach Süden, 13,56 m² Aperturfläche
- 3) 1000 l Pufferspeicher mit thermischer Schichtung, davon 260 l für Trinkwarmwasser im oberen Speicherbereich
- 4) Frischwasserstation

Abbildung 7.68 zeigt einige der Hauptkomponenten der untersuchten Solarthermie-Wärmepumpenanlage. In Abbildung 7.69 ist ein vereinfachtes Hydraulikschema der Anlage dargestellt



Abb. 7.58: Ansicht des Kollektorfeldes (links), Wärmepumpe (Mitte) und Pufferspeicher mit Solar- und Frischwasserstation (rechts) (Fotos: A. Loose, S. Bonk)

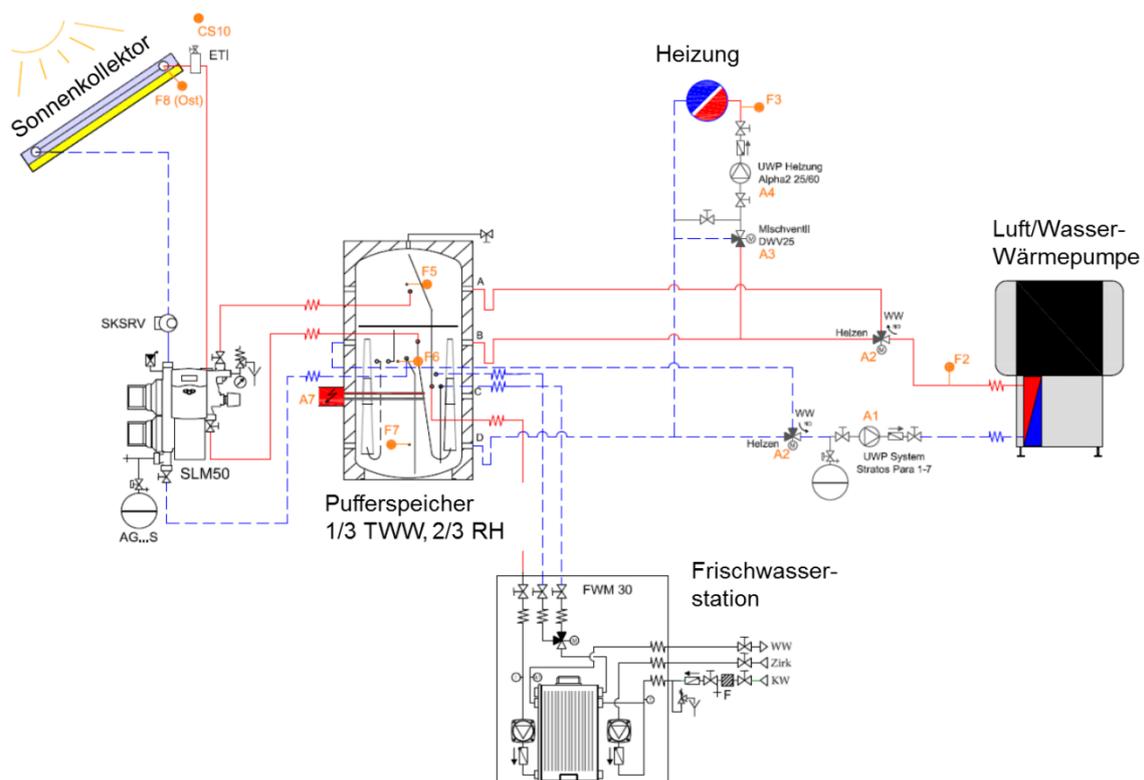


Abb. 7.59: Vereinfachtes Hydraulikschema der Luft/Wasser-Wärmepumpenanlage

Sonnenkollektoren

Bei den Kollektoren handelt es sich um 6 Aufdach-Flachkollektoren mit je $2,26 \text{ m}^2$ Aperturfläche vom Typ Sonnenkraft SKR500. Die Kollektoren sind Solar-Keymark zertifiziert und werden in einem rahmenlosen Design gefertigt, welches ein vereinfachtes Befestigungssystem („Plug&Flow-Montage“) und ein Gewicht von nur 38 kg pro Kollektor als Vorteile hat.

Wärmepumpe

Die Wärmepumpe ist eine Luft/Wasser-Wärmepumpe vom Typ HP12M zur Außenaufstellung, ebenfalls von der Firma Sonnenkraft. Bis zu einer Luftaußentemperatur von -20 °C wird sowohl ein monovalenter, als auch ein bivalenter Betrieb der Wärmepumpe garantiert. Die modulierende Wärmepumpe erhöht bei sinkenden Außentemperaturen automatisch die Drehzahlen von Verdichter und Ventilator mit einer variablen Heizleistung zwischen 4,5 und 12 kW. Die Nenn-Heizleistung (50% Verdichterleistung) am Betriebspunkt A2/W35 beträgt 6,9 kW und der COP 4,0. Zum Betrieb der Wärmepumpe wird das Kältemittel R410a eingesetzt. Als Verdichter wird ein Scroll-Kompressor verwendet.

Pufferspeicher

Es kommt ein Pufferspeicher mit einem Gesamtvolumen von 1000 Litern zum Einsatz, wovon etwa ein Drittel (260 l) für Trinkwarmwasser und die restlichen zwei Drittel auf einem niedrigeren Temperaturniveau für die Raumheizung vorgesehen sind. Die beiden Bereiche sind durch ein Schichtblech voneinander getrennt und können sowohl von der Solaranlage als auch von der Wärmepumpe je nach Bedarf separat beladen werden. Für die Abtauung des Verdampfers der Wärmepumpe wird ebenfalls Wärme aus dem Pufferspeicher verwendet. Außen am Speicher angebracht sind zudem eine Solarstation und eine Frischwasserstation für die Trinkwassererwärmung.

7.2.5.2 Messtechnik

Die Anlage wurde messtechnisch begleitet von Dezember 2011 bis August 2013. Vollständige Daten liegen bedingt durch Verzögerungen bei der Inbetriebnahme der Anlage und der Messtechnik erst ab Februar 2012 vor. Auch in diesem Fall wurden alle gemessenen Daten über eine Smartbox der Firma Ennovatis, die als Datenlogger diente, im Minutentakt aufgezeichnet und täglich via GSM-Mobilfunk an das ITW übermittelt. Erfasst wurden Wärmemengen, Temperaturen, solare Einstrahlung und elektrische Stromaufnahme.

Pt1000 Temperatursensoren wurden zur Messung der Außentemperatur, der Raumtemperatur im Heizungskeller und für die thermische Schichtung im Pufferspeicher verwendet. Eine Silizium-Zelle zur Messung der solaren Einstrahlung auf die Kollektorebene und ein Hygrometer zur Erfassung der relativen Feuchte wurden im Außenbereich installiert. Da bei dieser Anlage keine Solekreise vorhanden sind, wurde ausschließlich mit Wärmemengenzählern vom Typ Sharky, Firma Hydrometer, gearbeitet, d.h. Ultraschalldurchflussmesser mit je zwei Pt500-Temperaturfühlern in Vor- und Rücklauf des jeweiligen hydraulischen Kreises. Für den Solarkreis wurde ein „Sharky Solar“ verwendet, der bereits auf Tyfocor LS als Wärmeträgermedium eingestellt ist, und mit Hilfe eines Rechenwerkes ebenfalls die Wärmemengen aus den gemessenen Volumenströmen und Temperaturen berechnen kann. Mithilfe von Stromzählern wurden die elektrische Stromaufnahme der Wärmepumpe, des elektrischen Heizstabes, der Solarstation und der Umwälzpumpen erfasst.

7.2.5.3 Ergebnisse des Monitorings

Die durchschnittliche gemessene Außentemperatur im Kalenderjahr 2012 (bzw. Februar 2012 bis Januar 2013) betrug $10,8\text{ °C}$. Der Heizwärmeverbrauch wurde in diesem Zeitraum zu 21.690 kWh/a bzw. $100,7\text{ kWh/m}^2\text{a}$ und der Trinkwarmwasserverbrauch inklusive Zirkulation zu 6.294 kWh/a ermittelt. Abbildung 7.60 zeigt den Verlauf des Wärmeverbrauchs über das Jahr hinweg.

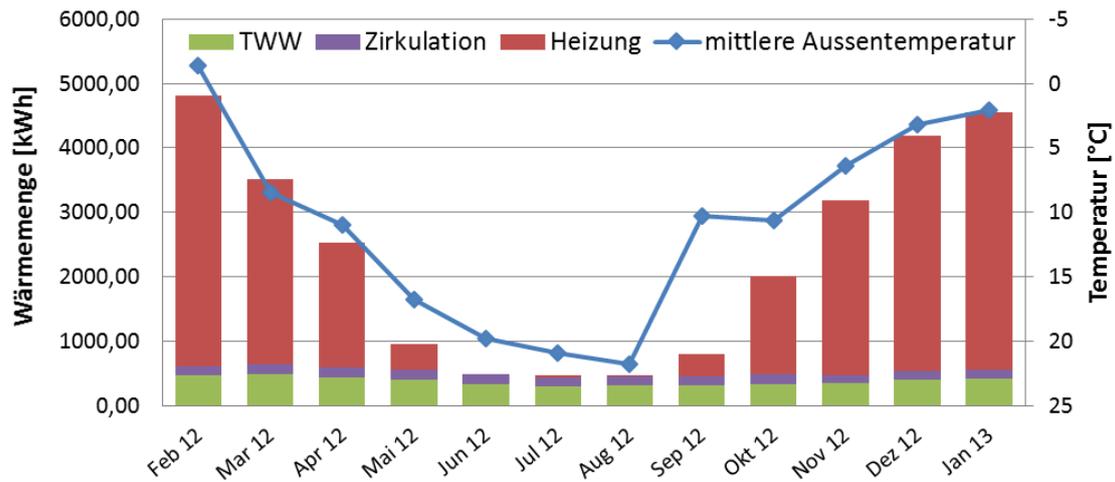


Abb. 7.60: Monatlicher Wärmeverbrauch in Abhängigkeit von der Außentemperatur

Die thermische Leistung der Anlage ist mit Werten von $SPF_{HP} = 2,4$ für die Wärmepumpe als Komponente und $SPF_{SHP} = 2,17$ für die Gesamtanlage über den Zeitraum eines Jahres nicht zufriedenstellend. Die Kennzahlen sind in Abbildung 7.61 grafisch dargestellt.

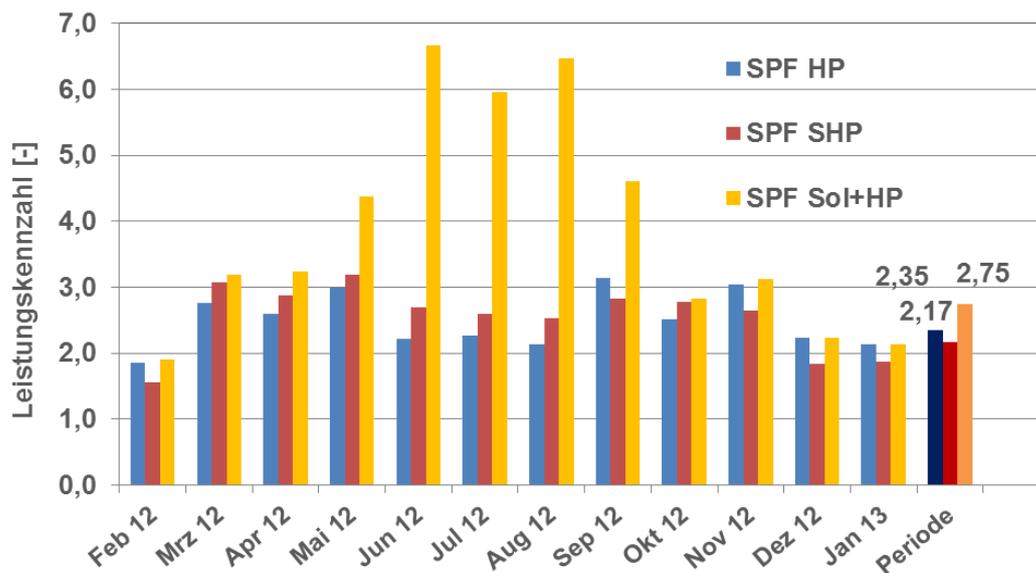


Abb. 7.61: Monatlicher Verlauf der Leistungskennzahlen SPF_{HP} , SPF_{Sol+HP} und SPF_{SHP}

Die Kennzahl SPF_{Sol+HP} dient dem direkten Vergleich mit der Arbeitszahl der Wärmepumpe SPF_{HP} und ist ein Maß für den Mehrwert („added value“) der Zugewinne durch die zusätzliche Solaranlage, siehe Kapitel 7.2.3.3. Letzterer beträgt für den betrachteten Zeitraum einen Wert von $SPF_{Sol+HP} = 2,75$ im Vergleich zu 2,35 für die Wärmepumpe alleine. Die Solaranlage arbeitet dementsprechend gewinnbringend für die Gesamtanlage.

Abbildung 7.62 zeigt die monatlichen Energiebilanzen der gemessenen Daten. Dabei repräsentieren jeweils die inneren, schmalen Balken einer Säule die nutzbare Wärme für Trinkwassererwärmung inkl. Zirkulation und Raumheizung sowie Wärmeverluste, die äußeren, breiten Balken die zugeführte Energie aus Solarthermie, Wärmepumpe und elektrischem Heizstab.

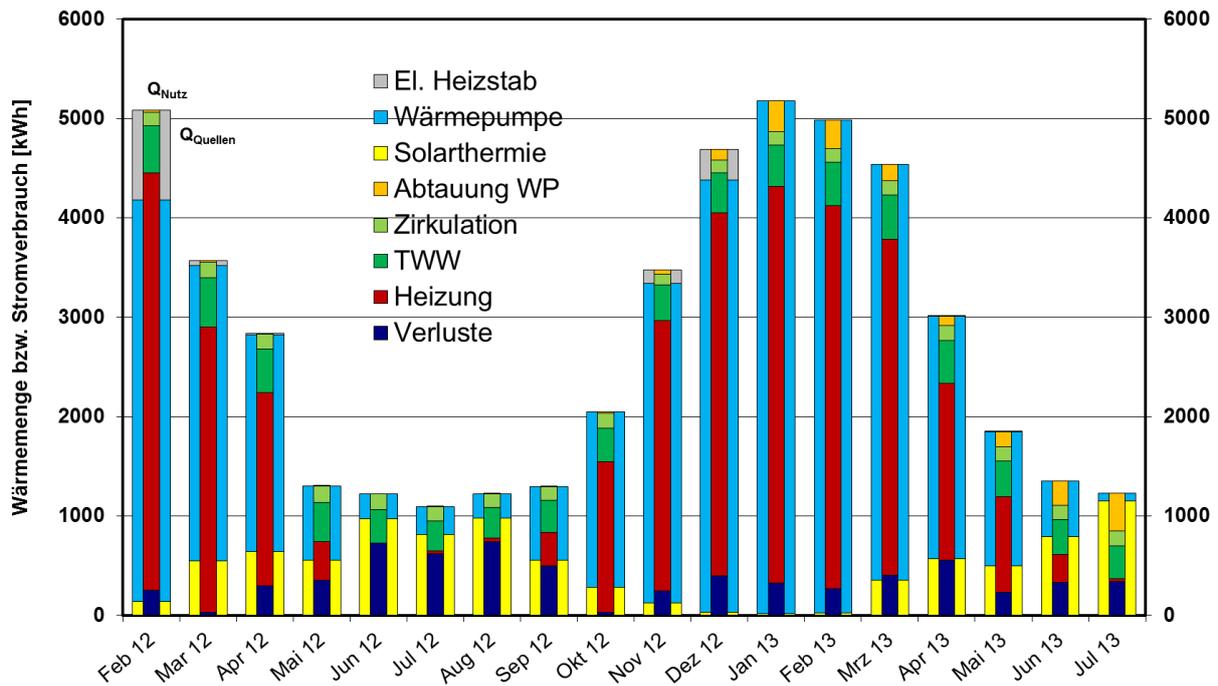


Abb. 7.62: Monatliche Energiebilanzen für den Zeitraum Februar 2012 – Januar 2013

Die gemessene elektrische Stromaufnahme der Gesamtanlage betrug im betrachteten Zeitraum 12.983 kWh, von denen knapp 11 % für den elektrischen Heizstab verbraucht wurden. Die restlichen 6 % wurden für Hilfsgeräte wie Regelung und Umwälzpumpen benötigt. Die prozentualen Anteile der Stromverbraucher sind in Abbildung 7.63 aufgetragen.

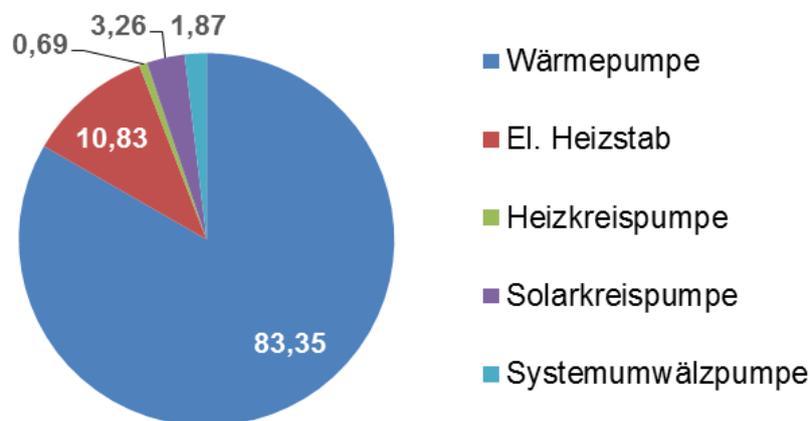


Abb. 7.63: Stromverbraucher in Prozent für den Zeitraum Februar 2012 – Januar 2013, 100 % = 12.983 kWh

Die spezifischen Kollektorerrträge betragen für den betrachteten Zeitraum 416 kWh/m²a. Daraus resultiert ein direkter solarer Deckungsanteil an der Warmwasserversorgung von über 100 %, bei Einberechnung der Wärmeverluste durch Zirkulation immer noch 90 %, und am Gesamtwärmebedarf von 21 %. Abbildung 7.64 zeigt die Solarerträge, d.h. die solare Einstrahlung in Kollektorebene, solare Gewinne und den Kollektorwirkungsgrad (Anteil Gewinne an der gesamten Einstrahlung). Abbildung 7.65 zeigt die Bilanz des Gesamtsystems und Abbildung 7.66 zeigt die monatliche Verteilung der Wärmequellen.

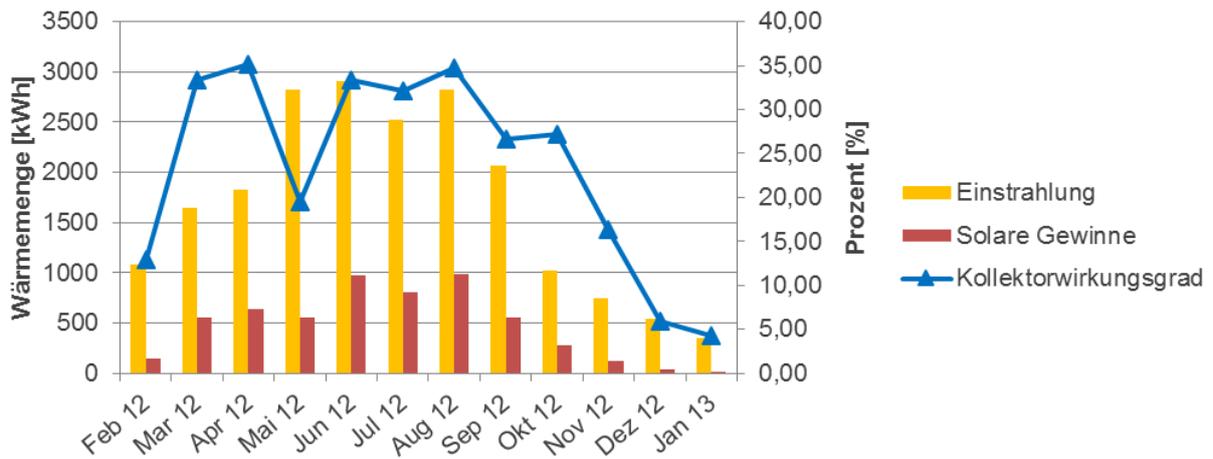


Abb.7.64: Solare Einstrahlung, Gewinne und Kollektorwirkungsgrad

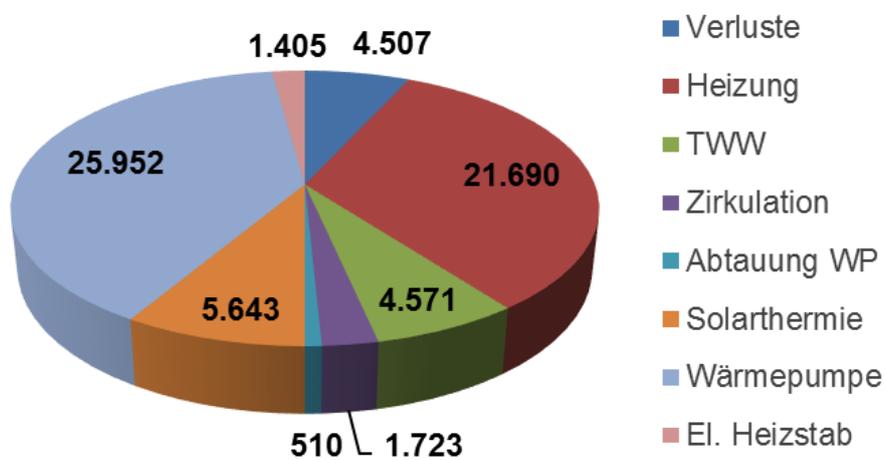


Abb.7.65: Bilanz des Gesamtsystems Februar 2012 – Januar 2013, Angaben in kWh

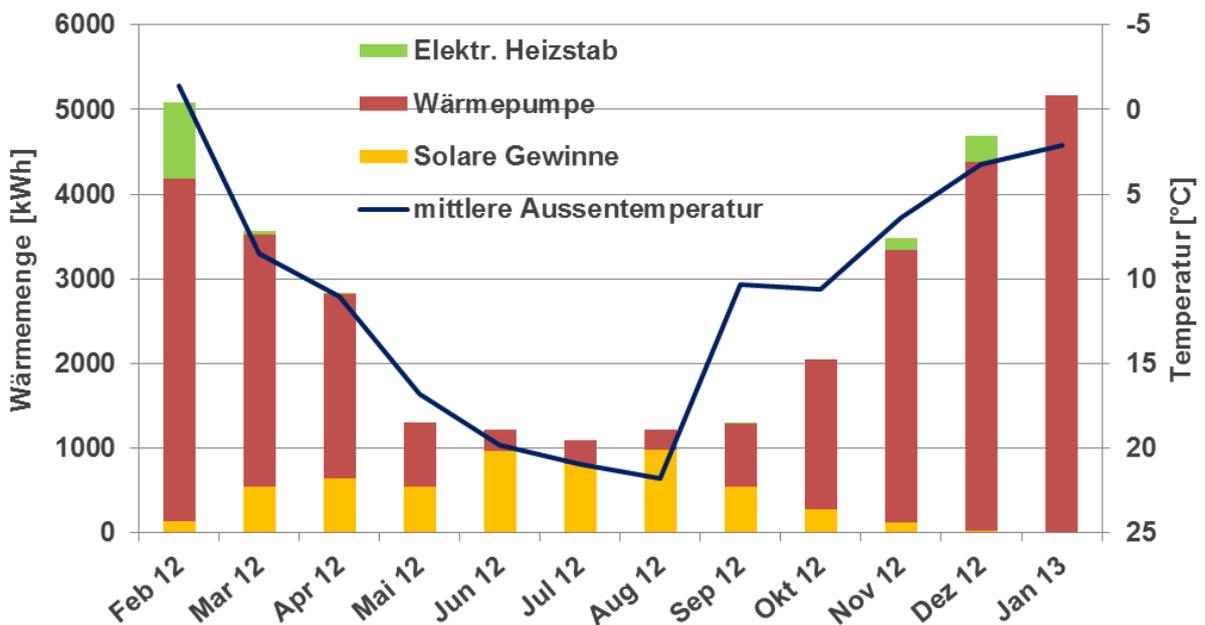


Abb.7.66: Monatliche Aufteilung der Wärmequellen über den betrachteten Zeitraum

7.2.5.4 Fazit Sonnenkraft Luft/Wasser-Wärmepumpe

Die thermische Leistung der Anlage ist im Vergleich zu einer monovalenten Luft/Wasser-Wärmepumpe ohne solarthermische Anlage nicht sehr gut. Dies liegt unter anderem an hohen Wärmeverlusten im Heizungskeller aufgrund nicht gedämmter Verrohrung. Es wurden daher im Heizungskeller auch im Winter bei Frost Temperaturen an die 30 °C gemessen, Abbildung 7.69. Dies war vom Betreiber der Anlage so gewünscht, da sich damit gut Wäsche trocknen lässt.

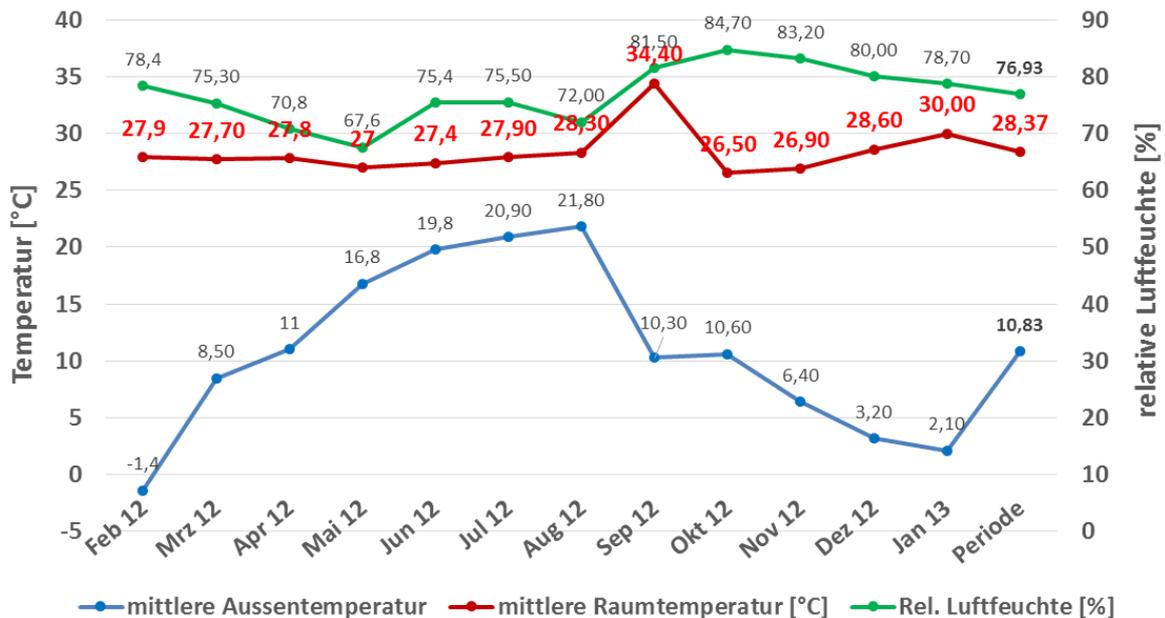


Abb.7.69: Temperaturen und relative Luftfeuchte im betrachteten Zeitraum

Die Gesamtsystemarbeitszahl wird vermindert u.a. durch einen relativ hohen Stromverbrauch für den elektrischen Heizstab sowie einen ungewöhnlich hohen Stromverbrauch für die Umwälzpumpe im Solarkreis. Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe selbst wird beeinflusst durch vergleichsweise häufige Abtauvorgänge des Verdampfers der Wärmepumpe, vgl. Abbildung 6.3 in Kapitel 6.1.3.2. Verglichen mit den anderen beiden im Projekt WPSol vermessenen kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen mit Luft/Wasser-Wärmepumpen schneidet dieses System noch am besten ab. Allerdings besteht auch in diesem Fall Optimierungsbedarf im realen Betrieb.

7.2.6 Feldtestanlage #6, Noventec Erdwärmekörbe

In einer weiteren Feldtestanlage im Projekt WPSol werden oberflächennahe Erdwärmekörbe als Wärmequelle mit sogenannten „Solardachpfannen“ zu einem Solarthermie-Wärmepumpensystem kombiniert. Zur Anwendung kommen hierbei „unsichtbare“ Solar-Dachpfannen-Kollektoren, d.h. beschichtete Aluminium Vollflächen-Absorber mit einer Absorberfläche in Form eines Dachziegels. Diese Solardachpfannen fungieren sowohl als solarthermische Kollektoren als auch als Solarabsorber, welche neben der Solarstrahlung auch Wärme aus der Umgebungsluft aufnehmen können.

Bei dem Feldtestobjekt handelt es sich um ein Dreifamilienhaus in Füssen (Bayern), Baujahr 1960, Sanierung auf KfW 55 Standard in 2011, mit Radiatorheizungen. Die Heizungsanlage beinhaltet eine 12 kW Sole/Wasser-Wärmepumpe (COP 4,69 bei B0/W35 nach EN 14511),

35 m² Solardachpfannen, vier Erdwärmekörbe à 1,5 kW Entzugsleistung bei Nennbedingungen und zwei 400 l Pufferspeicher.

Die Anlage wurde im Sommer 2012 installiert und von September 2012 bis August 2013 messtechnisch begleitet. Sie lieferte in diesem Zeitraum Trinkwarmwasser (1.345 kWh/a) für fünf Personen und Raumheizungswärme (19.890 kWh/a) bzw. spezifische Heizwärme von 67,5 kWh/m²a für 280 m² beheizte Wohnfläche. Im August 2013 war das Gebäude nicht mehr bewohnt, d.h. es gab in diesem Monat keinen Trinkwarmwasserbedarf. Die Radiatorheizkörper der alten Heizung wurden im Haus belassen. Aufgrund der Überdimensionierung der Radiatoren nach Erneuerung der Heizungsanlage konnten diese dennoch mit relativ niedrigen Vor- und Rücklauftemperaturen von 29/27 °C (Sollwert) betrieben werden. Alle Wärmemengen in den hydraulischen Kreisen sowie der elektrische Stromverbrauch für die Wärmepumpe, einen elektrischen Heizstab, Umwälzpumpen, Regler und Solarstation wurden messtechnisch erfasst. Ein Foto des Gebäudes ist in Abbildung 7.70 zu sehen.



Abb. 7.70: Ansicht des Gebäudes in Füssen (Foto: A. Drexler)

7.2.6.1 Technische Daten der Anlage

Die Anlage besteht aus den folgenden 7 Hauptkomponenten:

- 1) Sole/Wasser-Wärmepumpe; COP 4,7 bei B0/W35 (EN 14511), Kältemittel R410a, Nennleistung 12 kW, Scroll-Kompressor, keine Kühlung während der Messperiode
- 2) Solardachziegel orientiert nach Süden, 35 m² Bruttofläche
- 3) 4 Erdwärmekörbe à 1,5 kW Nennleistung
- 4) 400 l Trinkwasserpufferspeicher
- 5) 400 l Heizungspufferspeicher
- 6) Frischwasserstation
- 7) Hydraulische Übergabestation

Als geothermische Wärmequelle für die Wärmepumpe werden Erdwärmekörbe verwendet, welche in einer Tiefe von bis zu 5 m im Erdreich vergraben werden und eine kostengünstigere Alternative zu Erdwärmesonden darstellen. Mit Hilfe einer komplexen Systemregelung und einer hydraulischen Übergabestation werden unterschiedliche Betriebsmodi ermöglicht und

zu jeder Zeit die effizienteste Wärmequelle ausgewählt. Das vom ITW vermessene System beinhaltet zwei separate Pufferspeicher, jeweils einen für Trinkwarmwasser und Raumheizung. Eine direkte Heizung mit der Wärmepumpe unter Umgehung des Pufferspeichers ist nicht möglich. Trinkwarmwasser wird über eine Frischwasserstation bereitgestellt.

Abbildung 7.71 zeigt einige der Hauptkomponenten der untersuchten Solarthermie-Wärmepumpenanlage und Abbildung 7.72 zeigt ein vereinfachtes Hydraulikschema.



Abb. 7.71: Erdwärmekorb (links) und Solardachziegel (rechts) (Fotos: A. Drexler, A. Loose)

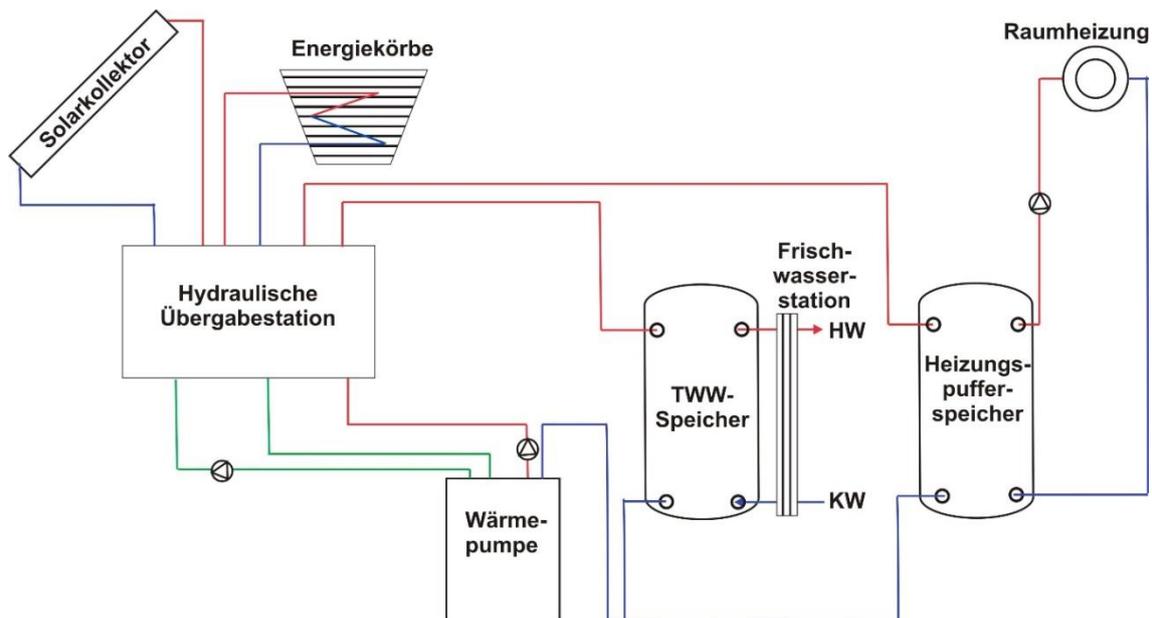


Abb. 7.72: Vereinfachtes Hydraulikschema der Sole/Wasser-Wärmepumpenanlage

Die Solarenergie kann je nach Bedingungen bei ausreichendem Temperaturniveau direkt zur Speicherbeladung genutzt werden, als Wärmequelle für die Wärmepumpe dienen oder zur Erdreichregeneration genutzt werden. Es treten regelungstechnisch zwei mögliche Zustände auf: Fall A – Trinkwarmwasser- und Heizwärmebedarf ist vorhanden oder Fall B – kein Bedarf vorhanden.

Im Fall A werden von der Systemregelung die Temperaturen der Wärmequellen auf dem Dach und im Erdreich abgefragt und der Wärmepumpe kommt die momentan effektivste von beiden zugute um die benötigten Temperaturniveaus in den Pufferspeichern bereit zu stellen. Falls die Temperatur der von den Dachziegeln kommenden Sole ausreichend hoch ist, werden die Pufferspeicher direkt solar beladen ohne die Wärmepumpe zu verwenden.

Im Fall B werden von der Systemregelung die Temperaturen der Wärmequellen sowie der in den beiden Pufferspeichern abgefragt. Je nach aktuellen Bedingung wird dann entweder eine solare Erdreichregeneration oder Beladung der Speicher auf ein höheres Temperaturniveau durchgeführt.

Die Regelung des Systems unterscheidet zudem zwischen Sommer, Winter und Übergangszeiten. Während der Sommermonate wird vorrangig die direkte solare Trinkwassererwärmung geschaltet, im Winter wird solarthermische Wärme direkt der Wärmepumpe zur Verfügung gestellt, insofern das Temperaturniveau ausreichend hoch ist, und im Frühling und Herbst wird die solare Erdreichregeneration bevorzugt.

Sonnenkollektoren

Als Kollektoren sind 35 m² Dachpfannenabsorber der Firma Noventec GmbH (vormals Prosolar Fertigungstechnik) in der Anlage verbaut. Ein Quadratmeter umfasst 10 Dachpfannenkollektoren. Ein Dachpfannenkollektor besteht aus einer pulverbeschichteten Kollektorplatte. Durch ein rechteckiges Loch im Dachziegel wird diese durch eine Verbindungsklammer mit der Verteilleitung verbunden. Sowohl die Kollektorplatte als auch die Verbindungsklammer bestehen aus Aluminium, die Verteilleitung hingegen aus Edelstahl. Das Solarfluid ist ein auf Ethylenglykol basierendes Gemisch (Antifrogen N Wassergemisch 34 % der Firma Gerling Holz & Co Handels GmbH). Der Aufbau eines Dachpfannenkollektors sowohl mit als auch ohne den dazwischen liegenden Dachziegel ist in Abbildung 7.73 dargestellt. Nicht in der Abbildung zu sehen, sind die Anschlüsse an die Sammelleitung aus Messing.



Abb. 7.73: Aufbau der Dachpfannenkollektoren

Wärmepumpe

Die Wärmepumpe ist eine Sole/Wasser-Wärmepumpe vom Typ Pro S 12 der Firma Noventec GmbH. Sie hat laut Herstellerangaben einen COP von 4,7 und eine Nennleistung von 12 kW bei B0/W35 (EN 14511). Verwendet werden das Kältemittel R410a und ein Scroll-Kompressor.

Erdwärmekörbe

In der Anlage sind vier Erdwärmekörbe vom Typ EWK BETA – MAXI der Firma BetaTherm mit je 1,5 kW Nennleistung installiert. Ein Erdwärmekorb besteht aus 200 m Polyethylen-Rohr (inkl. der Anschlussleitungen zum Sammler) und vier Rohrfixierungen aus PU-Hartschaum. Ein Erdwärmekorb enthält eine Solefüllung von 108 l. Die Soleflüssigkeit ist

wie auch in den Solardachpfannen ein Antifrogen N Wassergemisch. Der Aufbau des Erdwärmekorbes und die Abmessungen sind Abbildung 7.74 zu entnehmen.

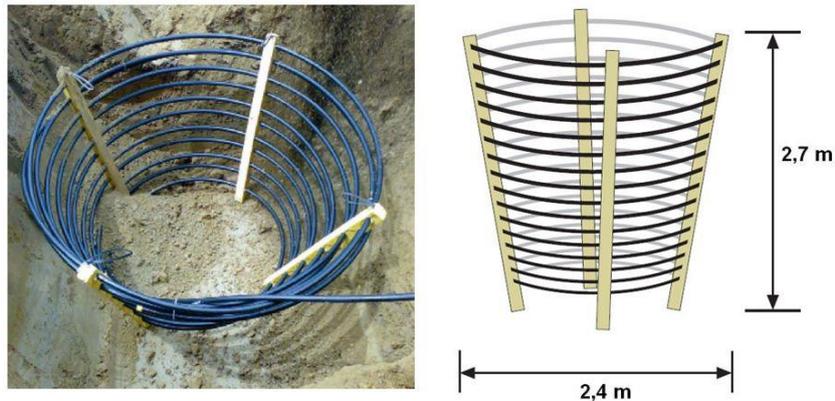


Abb. 7.74: Aufbau und Abmessungen der Erdwärmekörbe EWK BETA-MAXI

Pufferspeicher

Sowohl der Heizungspuffer- als auch der Trinkwasserpufferspeicher sind Modelle vom Typ SPSX 400 der Firma Huch GmbH Behälterbau mit jeweils 400 Litern Volumen. Die Speicher besitzen neun Anschlüsse aus Stahl und eine passive Schichtbeladeeinrichtung. Sie sind mit einem elektrischen Nachheizstab mit einer Leistung von 4,5 kW ausgestattet. Der Trinkwasserpufferspeicher ist zusätzlich an eine Frischwasserstation angeschlossen. Deren Aufbau ist in Abbildung 7.75 dargestellt.

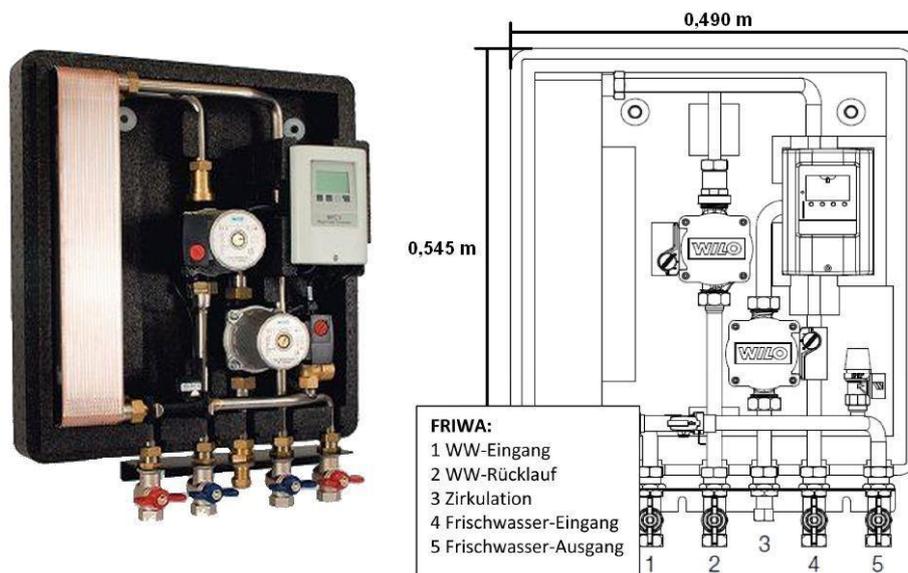


Abb. 7.75: Aufbau und Abmessungen der Frischwasserstation

Hydraulische Übergabestation

Die hydraulische Übergabestation beinhaltet hydraulische Komponenten wie eine Solekreispumpe und eine Speicherbeladepumpe mit einer Leistung von je 70 W, Plattenwärmeübertrager sowie diverse Schaltventile. Sie dient zur Auswahl der jeweils effizientesten Wärmequelle und Weitergabe der Wärme zur einem der Pufferspeicher bzw. ins Erdreich. Der Aufbau der Übergabestation ist in Abbildung 7.76 dargestellt.

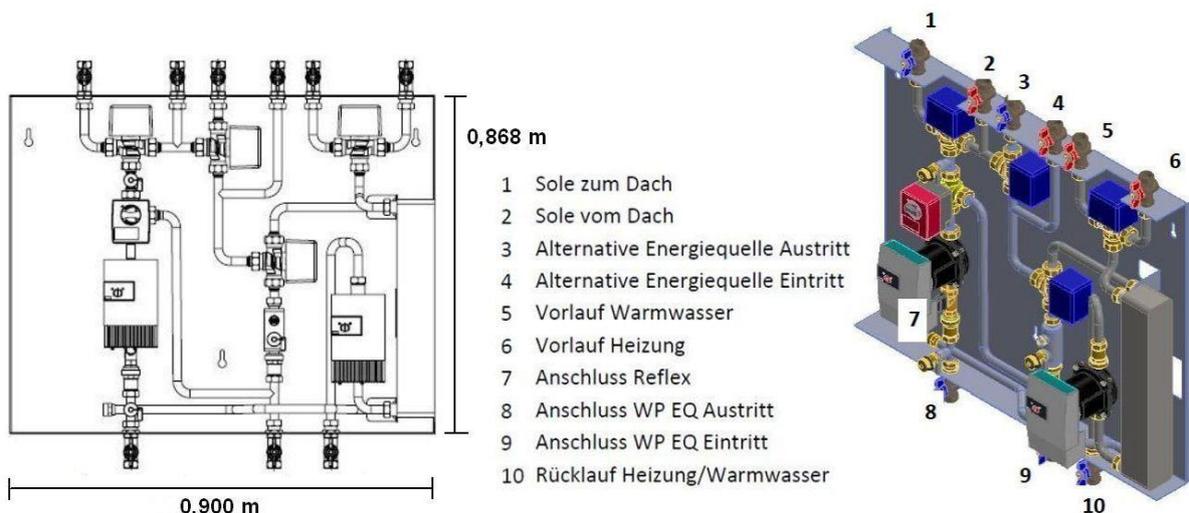


Abb. 7.76: Aufbau der Übergabestation

7.2.6.2 Messtechnik

Die Anlage wurde messtechnisch begleitet von September 2012 bis August 2013. Auch in diesem Fall wurden alle gemessenen Daten über eine Smartbox der Firma Ennovatis, die als Datenlogger diente, im Minutentakt aufgezeichnet und täglich via GSM-Mobilfunk an das ITW übermittelt. Erfasst wurden Wärmemengen, Temperaturen, solare Einstrahlung und elektrische Stromaufnahme.

Als Wärmemengenzähler kamen für die wassergeführten hydraulischen Kreise Ultraschall-Wärmemengenzähler vom Typ "Sharky 775" der Fa. Hydrometer zum Einsatz. Für die Solekreise wurden mechanische Flügelrad-WMZ vom Typ "RAY" ebenfalls von der Firma Hydrometer, verwendet.

Der Stromverbrauch der Anlage setzt sich aus dem Stromverbrauch des Verdichters der Wärmepumpe, dem der elektrischen Heizstäbe, Steuerspannung, Sole-, Pufferlade-, Zirkulations- und Heizkreispumpe sowie Strom für die Frischwasserstation zusammen. Die Messung erfolgte über Drehstrom- bzw. Wechselstromzähler mit Impulsausgang.

Weitere erfasste Daten waren die Außentemperatur, die Raumtemperatur im Heizungskeller und die solare Einstrahlung auf die Kollektorebene.

7.2.6.3 Ergebnisse des Monitorings

Die durchschnittliche gemessene Außentemperatur im betrachteten Zeitraum (September 2012 bis August 2013) betrug $8,5\text{ °C}$. Der Heizwärmeverbrauch wurde in diesem Zeitraum zu 18.890 kWh/a bzw. $67,8\text{ kWh/m}^2\text{a}$ und der Trinkwarmwasserverbrauch inklusive Zirkulation zu 1.753 kWh/a ermittelt. Im August 2013 war das Gebäude nicht mehr bewohnt, dennoch kann der gemessene Zeitraum als komplettes Kalenderjahr ausgewertet werden, da im August ohnehin kein Heizwärmebedarf zu erwarten ist. Abbildung 7.77 zeigt den Verlauf des Wärmeverbrauchs über das Jahr hinweg.

Die thermische Leistung der Anlage ist mit Werten von $\text{SPF}_{\text{HP}} = 3,8$ für die Wärmepumpe als Komponente und $\text{SPF}_{\text{SHP}} = 3,5$ für die Gesamtanlage über den Zeitraum eines Jahres als Gesamtsystem gesehen die beste der im Projekt WPSol untersuchten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen, auch wenn die Arbeitszahl der Wärmepumpe alleine etwas hinter den erdgekoppelten Anlagen mit Erdwärmesonden zurück bleibt. Die monatlichen Kennzahlen sind in Abbildung 7.78 grafisch dargestellt.

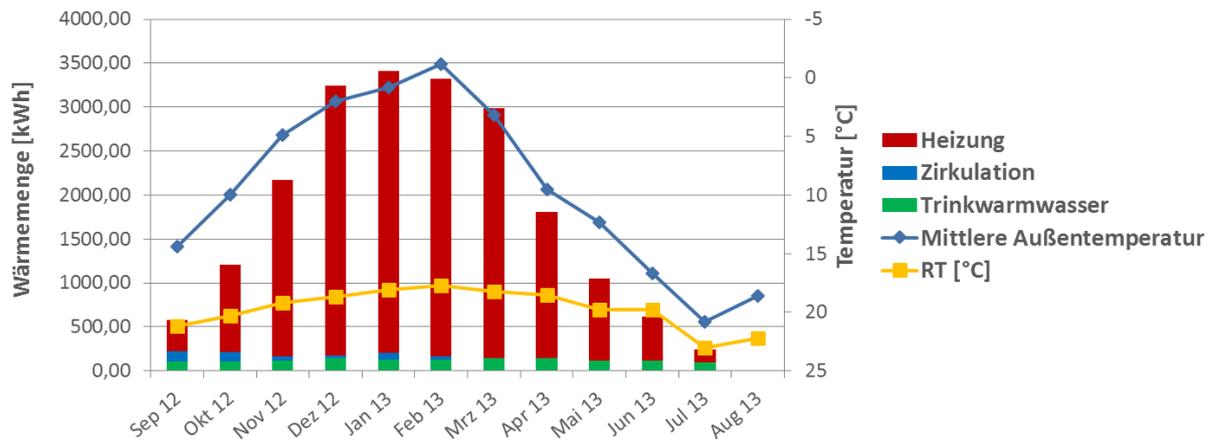


Abb. 7.77: Monatlicher Wärmeverbrauch in Abhängigkeit von der Außentemperatur

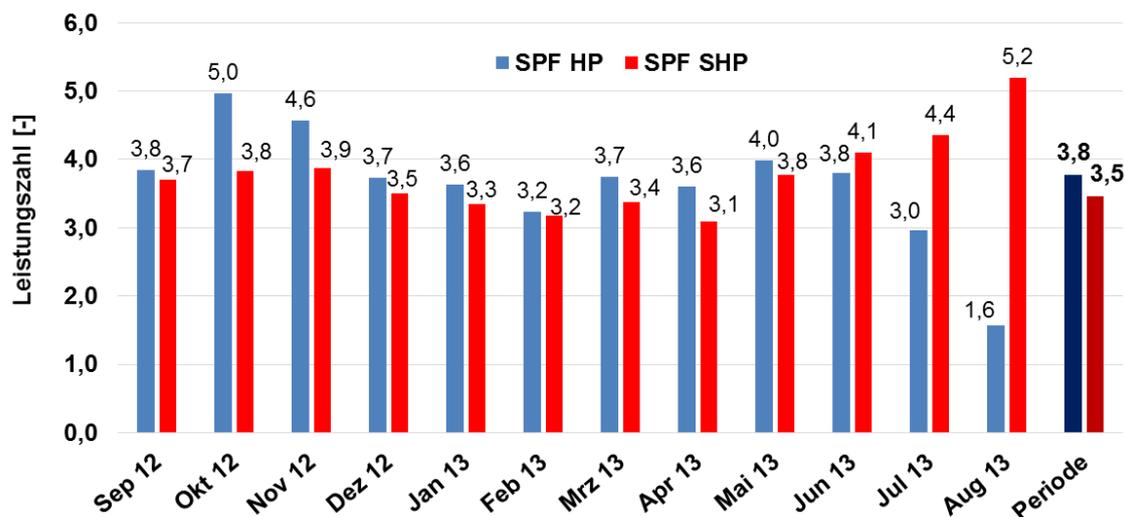


Abb. 7.78: Monatlicher Verlauf der Leistungskennzahlen SPF_{HP} und SPF_{SHP}

Die Kennzahl SPF_{SolHP} dient dem direkten Vergleich mit der Arbeitszahl der Wärmepumpe SPF_{HP} und ist ein Maß für den Mehrwert („added value“) der Zugewinne durch die zusätzliche Solaranlage, siehe Kap. 7.2.3.3. Letzterer beträgt für den betrachteten Zeitraum $SPF_{SolHP} = 5,43$ im Vergleich zu 3,8 für die Wärmepumpe alleine. Die Solaranlage arbeitet dementsprechend sehr gewinnbringend für die Gesamtanlage.

Die gemessene elektrische Stromaufnahme der Gesamtanlage betrug im betrachteten Zeitraum 6.057 kWh, von denen 10 % für Hilfsgeräte wie Regelung und Umwälzpumpen benötigt wurden. Die beiden elektrischen Heizstäbe in den Pufferspeichern kamen quasi nicht zum Einsatz. Die prozentualen Anteile der Stromverbraucher sind in Abbildung 7.79 aufgetragen.

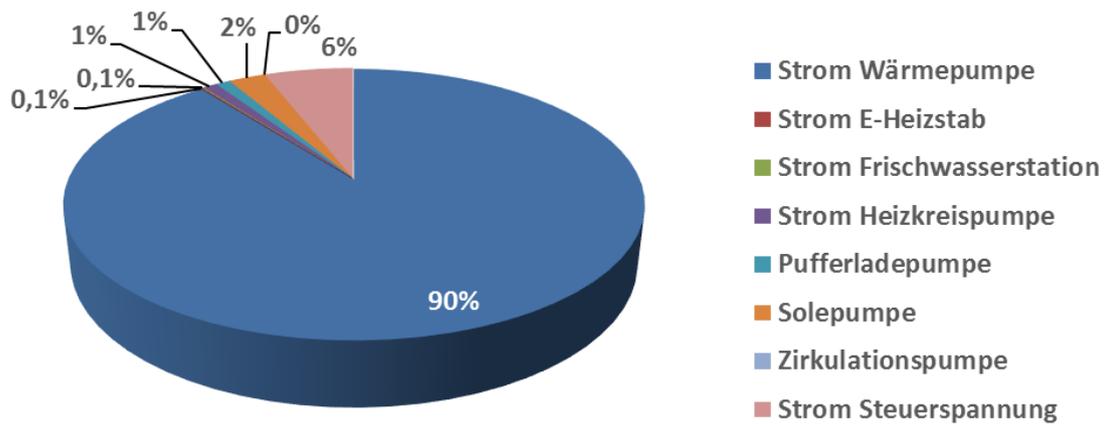


Abb. 7.79: Stromverbraucher in Prozent für den Zeitraum September 2012 – August 2013, 100 % = 6.057 kWh

Abbildung 7.80 zeigt die monatlichen Energiebilanzen der gemessenen Daten. Dabei repräsentieren jeweils die inneren, schmalen Balken einer Säule die nutzbare Wärme für Trinkwassererwärmung inkl. Zirkulation und Raumheizung sowie Wärmeverluste und solare Erdreichregeneration, die äußeren, breiten Balken die zugeführte Energie von Solarthermie, Wärmepumpe.

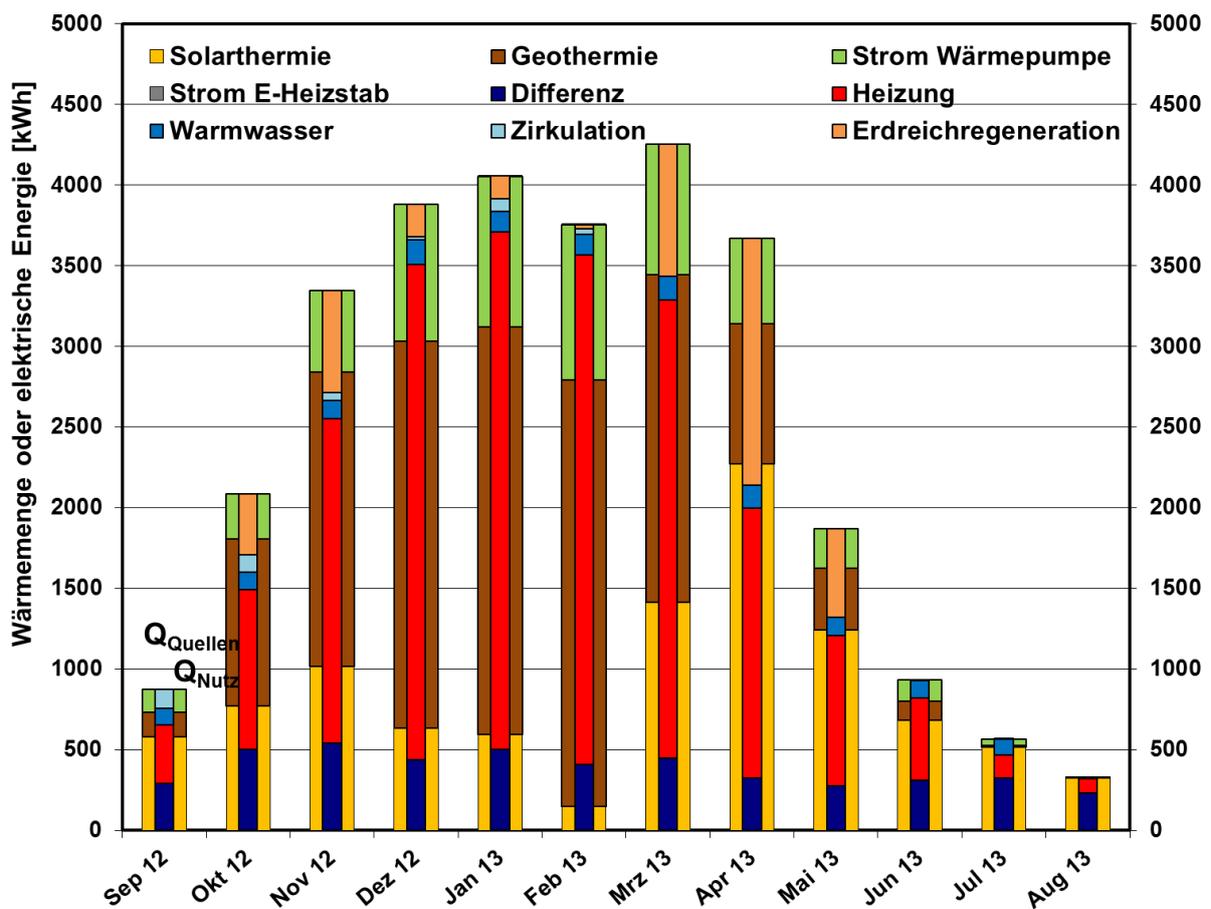


Abb. 7.80: Monatliche Energiebilanzen für den Zeitraum September 2012 – August 2013

In Abbildung 7.81 sind die prozentualen Anteile der Wärmequellen aufgetragen (Solarthermie, Geothermie und elektrische Stromaufnahme der Wärmepumpe). Es ist zu sehen, dass insgesamt etwa ein Drittel dieser Wärme von der thermischen Solaranlage bereitgestellt wird. Dieser solare Anteil teilt sich wiederum auf in 15 % direkte Speicherbeladung, 47 % solare Gewinne direkt für die Wärmepumpe und 38 % solare Erreichregeneration.

Der Anteil an Solarwärme, welcher direkt als Wärmequelle für die Wärmepumpe verwendet wird, beträgt 22 % aller Energiequellen der Wärmepumpe, der geothermische Anteil 56 % und elektrischer Strom ebenfalls 22 %.

Die jahreszeitlichen Unterschiede, die durch die Regelung des Systems in Bezug auf die solare Erreichregeneration vorgegeben werden, sind deutlich in Abbildung 7.82 zu erkennen. Aufgetragen sind die monatlichen solaren Erträge, aufgeteilt nach ihrer Verwendung in der Anlage. Während in den Sommermonaten die direkte solare Trinkwassererwärmung bevorzugt wird, werden während der Wintermonate die solaren Beiträge vornehmlich der Wärmepumpe als zusätzliche Wärmequelle zugeführt und in den Übergangsmonaten solare Erreichregeneration priorisiert.

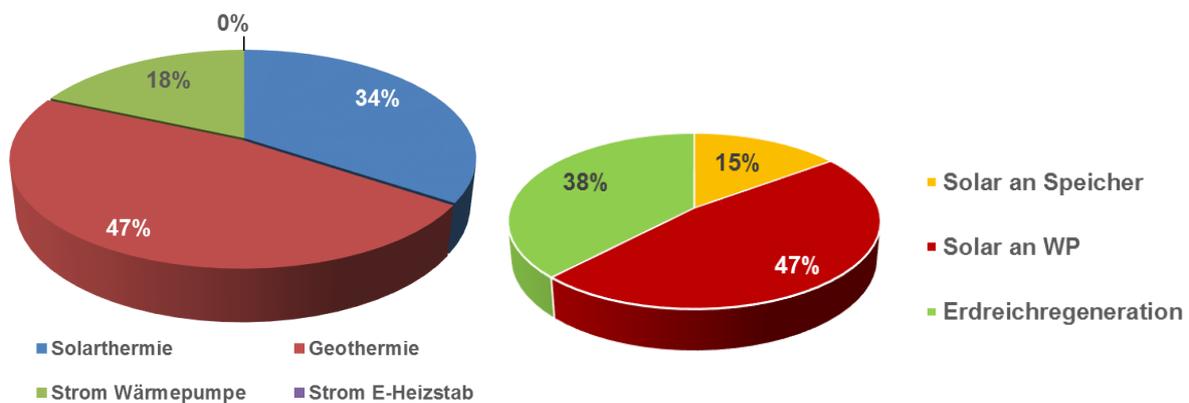


Abb. 7.81: links: Anteil der Wärmequellen (100 % = 29.623 kWh), rechts: Anteil der solaren Gewinne nach Ihrer Nutzung (100 % = 11.328 kWh)

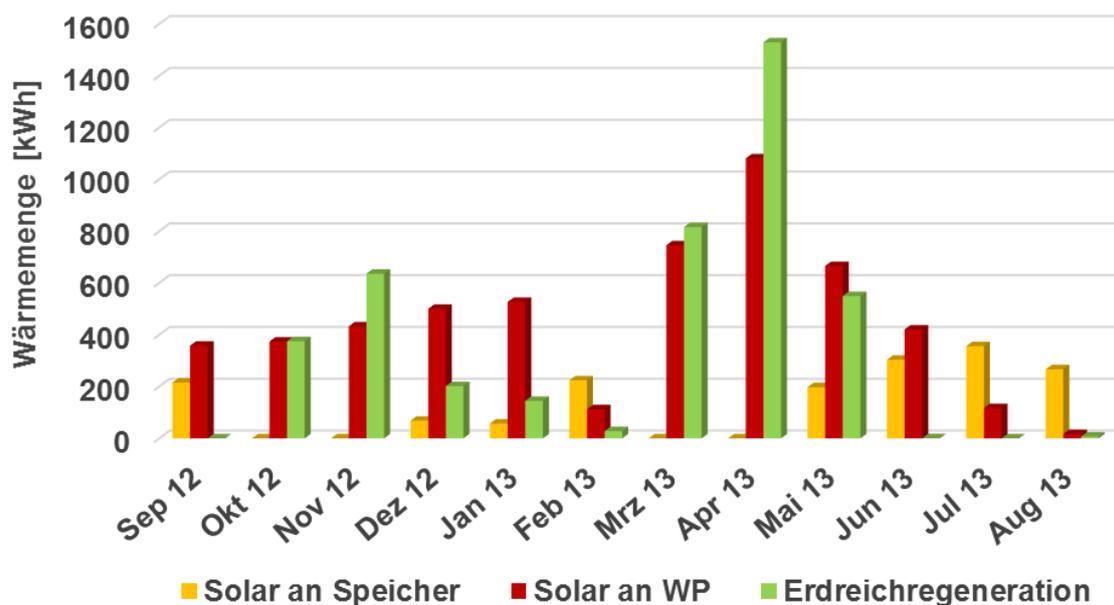


Abb. 7.82: Saisonale Unterschiede in der Verwendung von solarthermischen Erträgen

Die spezifischen Kollertorerträge betragen für den betrachteten Zeitraum $291,5 \text{ kWh/m}^2\text{a}$. Der direkte solare Deckungsanteil an der Warmwasserversorgung betrug rechnerisch 125 %, bei Einberechnung der Wärmeverluste durch Zirkulation immer noch 96,4 %, wobei nicht die komplette solare Speicherbeladung der Trinkwassererwärmung zugeordnet werden kann. Eine Differenzierung ist anhand der Messdaten nicht ohne weiteres möglich. Abbildung 7.83 zeigt die Solarerträge, d.h. die solare Einstrahlung in Kollektorebene, solare Gewinne und den Kollektorwirkungsgrad (Anteil Gewinne an der gesamten Einstrahlung).

Auffällig ist hierbei der sehr hohe Kollektorwirkungsgrad in den Wintermonaten Dezember bis Februar von über 80 %. Die Solardachpfannen können ähnlich wie unabgedeckte Absorber auch Wärme aus der umgebenden Luft aufnehmen. Gerade in diesen Monaten war es aber sehr kalt mit Temperaturen nahe oder sogar unter 0°C , vgl. Abb. 7.77. Möglicherweise ist die geringe solare Einstrahlung in dieser Zeit auch darauf zurückzuführen, dass das Dach des Gebäudes mit Schnee bedeckt war, dies ist aus den Messdaten nicht ersichtlich.

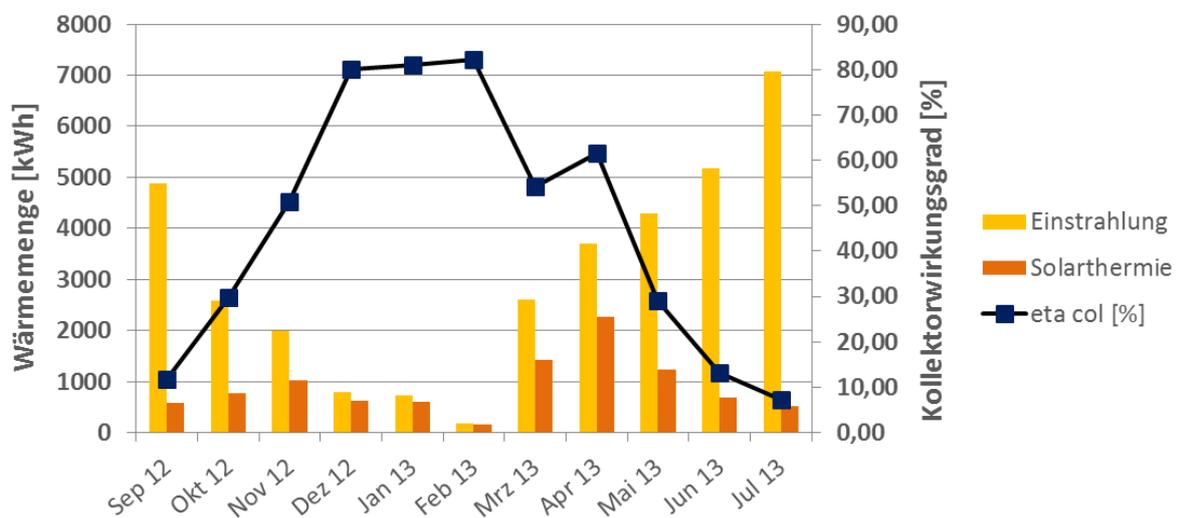


Abb. 7.83: Solare Einstrahlung, Gewinne und Kollektorwirkungsgrad

Abbildung 7.84 zeigt die Bilanz des Gesamtsystems und Abbildung 7.85 die monatliche Verteilung der Wärmequellen.

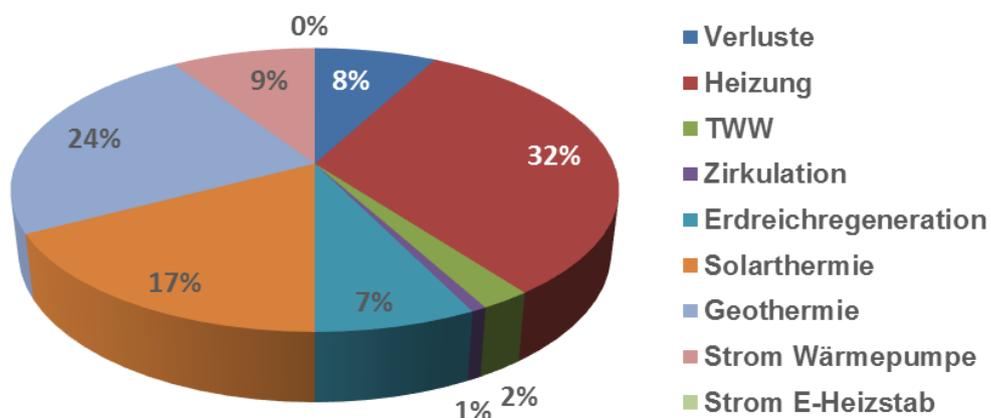


Abb. 7.84: Bilanz des Gesamtsystems September 2012 – August 2013, 100 % = 59.246 kWh

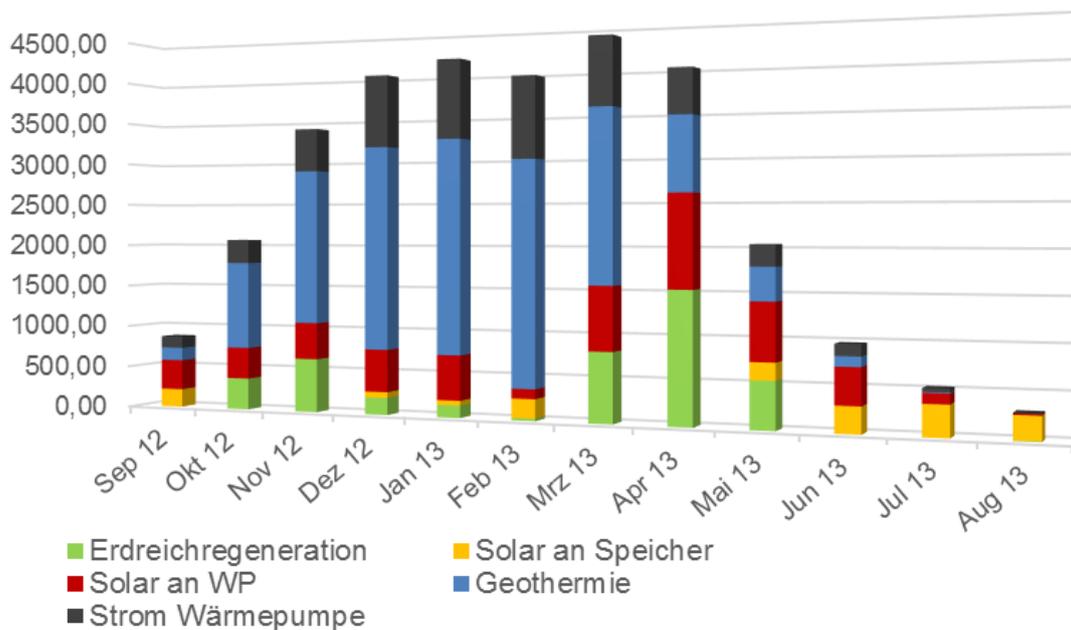


Abb. 7.85: Monatliche Aufteilung der Wärmequellen über den betrachteten Zeitraum

7.2.6.4 Fazit Noventec Erdwärmekörbe

Die gemessene Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe als Komponente ($SPF_{HP} = 3,77$) ist vergleichbar mit ähnlichen in vorausgehenden Feldteststudien gewonnenen Werten für Sole/Wasser-Wärmepumpen, vgl. z. B. Miara et al. /Mia11/. Auch die Systemarbeitszahl der Gesamtanlage ($SPF_{SHP} = 3,46$) ist vergleichsweise gut für ein System, das noch nicht optimiert worden ist, und das sich zudem in einem sanierten Altbau befindet, obwohl bessere Kennwerte in Simulationsstudien vorhergesagt wurden.

Die hier vorgestellte kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlage hat ein großes Potential, solare Erträge insbesondere in den Sommermonaten noch besser auszunutzen, indem ihr eine weitere Wärmesenke zur Verfügung gestellt würde. Dies könnte z.B. ein privater Swimming Pool im Einfamilienhausbereich sein.

Des Weiteren sind die Solardachpfannen von besonderem Interesse für spezielle Anwendungen z. B. in denkmalgeschützten historischen Gebäuden, da sie in unterschiedlichen Farbtönen erhältlich sind und aus der Entfernung in der Tat „unsichtbar“ in das Dach integriert werden können.

Aus den Messdaten heraus kann jedoch noch keine Aussage darüber getroffen werden, ob die Anlage auch über einen längeren Zeitraum, d.h. über mehrere Jahre hinweg, ebenso gut funktionieren wird, oder ob das Erdreich dann dennoch auskühlen würde.

7.3 Zusammenfassung der Ergebnisse des Feldtests

7.3.1 Definition von Leistungskennzahlen

Im Rahmen der IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 wurden neue Leistungskennzahlen für kombinierte Solar-Wärmepumpensysteme definiert /Mal13/. Diese werden in Anlehnung an die Jahresarbeitszahlen von Wärmepumpen verwendet und definieren sich innerhalb diverser Bilanzgrenzen jeweils als erzeugte Wärmemenge dividiert durch den elektrischen Stromverbrauch, wobei im englischen Sprachgebrauch von *Seasonal Performance Factor*

(SPF) gesprochen wird. Die wichtigste Kennzahl für die Gesamtsysteme ist hierbei die in Gleichung 7.7 in Kapitel 7.2.3.3 definierte Leistungszahl SPF_{SHP} .

Es sei an dieser Stelle nochmals darauf hingewiesen, dass diese Kennzahlen nicht direkt mit Jahresarbeitszahlen von Wärmepumpen ohne solarthermische Anlagen vergleichbar sind. Bei der Definition für die kombinierten Anlagen wird der reine Nutzwärmeertrag zur Berechnung verwendet, während bei Feldtestdaten von monovalenten Wärmepumpen, die in der Literatur zu finden sind, in der Regel die gesamte erzeugte Wärme der Wärmepumpe (d.h. inkl. Wärmeverlusten im Speicher) herangezogen wird, weshalb letztere per Definition besser ausfallen. Arbeitszahlen können ebenso für einzelne Komponenten und Teilsysteme berechnet werden, siehe Gleichung 7.8 in Kapitel 7.2.3.3.

Aus solarthermischer Sicht kann als Leistungskennzahl zusätzlich die anteilige Primärenergieeinsparung $f_{sav,PE}$ berechnet werden, welche definiert ist als der Bedarf an Zusatzenergie für eine solare Kombianlage (Q_{aux}) im Verhältnis zu dem Energiebedarf einer mit Gas betriebenen Referenzanlage (Q_{ref}), umgerechnet auf Primärenergie:

$$f_{sav,PE} = 1 - \frac{Q_{aux}}{Q_{ref}} \text{ mit:}$$

$$Q_{aux} = (P_{el,HP} + P_{el,heating\ element}) * f_{PE,electricity} \quad (7.9)$$

$$Q_{ref} = (Q_{SH} + Q_{DHW} + Q_{losses,store}) * \frac{1}{\eta_{conv}} * f_{PE,gas}$$

Als Primärenergiefaktoren f_{PE} wurden Werte von 1,1 für Erdgas und 2,6 für den deutschen Strom-Mix verwendet. Elektrische Hilfsenergie für die Regelung und Zirkulationspumpen wurden gemäß EN 12976 in dem Wert Q_{aux} nicht berücksichtigt. $Q_{losses,store}$ beschreibt die Wärmeverluste eines konventionellen Wasserspeichers zur Trinkwassererwärmung und wird hier mit 644 kWh/a angesetzt, der Kesselwirkungsgrad η_{conv} mit dem Wert 0,75.

Die so berechneten Werte geben den prozentualen Anteil an Umweltwärme bzw. regenerativer Energie (solar- und geothermisch) an, welcher beim Betrieb der Anlage genutzt werden kann.

Weitere Kennzahlen sind der Kollektorwirkungsgrad (η_{col} = Solarertrag/Einstrahlung) und der spezifische Kollektorertrag pro Quadratmeter und Jahr. Des Weiteren wurden in Task 44 auch ökologische Kennwerte definiert, wie das Treibhausgaspotential (Global Warming Potential GWP) und der Primärenergiefaktor (Primary Energy Ratio PER):

$$GWP = \frac{\int \sum \dot{Q}_{FE} * GWP_i * dt}{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) * dt} \left[\frac{kWh_{PE}}{kWh_{UE}} \right] \text{ und } PER = \frac{\int \sum P_{el,FE} * CED_{NRE,el} * dt}{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) * dt} \left[\frac{kg\ CO_{2Eq}}{kWh_{UE}} \right] \quad (7.10)$$

Die beiden letztgenannten Kennzahlen beziehen sich ausschließlich auf den Betrieb der Solarthermie-Wärmepumpenanlage, d.h. auf den Stromverbrauch bzw. Verbrauch an fossilen Energieträgern, und berücksichtigen weder Herstellung noch Recycling wie es bei einer vollständigen Ökobilanzierung der Fall wäre. GWP_i (3,13 kg CO_{2Eq} /kWh) und $CED_{NRE,el}$ (0,56 kWh_{PE}/kWh_{FE}) sind Europäische Mittelwerte für das CO_2 -Äquivalent bzw. den kumulierten Energieaufwand für elektrischen Strom.

7.3.2 BAFA-Innovationsförderung für Wärmepumpen mit verbesserter Systemeffizienz

Im Rahmen der Innovationsförderung des Bundesamtes für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA) können seit März 2015 auch **Wärmepumpen mit verbesserter Systemeffizienz** gefördert werden. Das sind Wärmepumpen mit zusätzlichen Anlagenteilen bzw. Sonderbauformen, die mit zusätzlichem Investitionsaufwand eine deutliche Effizienzverbesserung des gesamten Systems erreichen und damit einen Beitrag zur Reduzierung des Strombedarfs und der Netzlast leisten. Die Bewertung der Effizienz geht dabei über die Jahresarbeitszahl (JAZ) der Wärmepumpe hinaus und beinhaltet zum Beispiel zusätzlich die Einflüsse von weiteren Wärmeerzeugern, Speichern und sonstigen Heizungskomponenten /BAF15/.

Eine Verbesserung der Systemeffizienz kann mit verschiedenen technischen Ansätzen erreicht werden. Im Folgenden werden drei von insgesamt vier Anlagenkonzepten beschrieben, die das BAFA derzeit als förderfähig nach den geltenden Richtlinien vom 11. März 2015 einstuft. Ein geeignetes Kriterium zur Bewertung der Anlagen-Effizienz ist die System-Jahresarbeitszahl (SJAZ, oder auf Englisch: Seasonal Performance Factor - SPF). Als Systemgrenze wird die Übergabe an das Wärmeverteilungssystem gewählt. Bilanziert wird also die gesamte an die Wärmeverteilung abgegebene Wärmemenge (Nutzwärme) im Verhältnis zu der dafür erforderlichen Strommenge. Etwaige Wärmeverluste von Speichern werden ebenfalls berücksichtigt. Der Stromverbrauch für die Heizungsumwälzpumpe und die Zirkulationspumpe werden nicht berücksichtigt. Diese Bilanzierung entspricht dem Wert SPF_{SHP} gemäß der Klassifizierung im Task 44 der Internationalen Energieagentur (IEA). Die beschriebenen Wärmepumpen-Anlagen können nur dann gefördert werden, wenn mindestens bestimmte System-Jahresarbeitszahlen erreicht werden. Der Nachweis ist anhand von Simulationsberechnungen zu führen. Förderfähig sind gemäß /BAF15/:

1. Erdwärme- oder Wasser/Wasser-Wärmepumpen mit ergänzender Wärmequelle Luft oder Solarstrahlung

Kombination einer förderfähigen Erdwärme- oder Wasser/Wasser-Wärmepumpe mit einer ergänzenden Wärmequelle (Luft oder Solarstrahlung). Eingesetzte Kollektoren müssen gemäß den geltenden Richtlinien förderfähig sein. Die ergänzende Wärmequelle ist so einzubinden, dass eine Erhöhung der Wärmequellentemperatur und dadurch eine Effizienzsteigerung der Wärmepumpe erreicht wird. Die Leistung der Kollektoren muss mindestens $\frac{1}{3}$ der Norm-Heizlast des versorgten Gebäudes betragen. Es muss mindestens eine System-Jahresarbeitszahl (SJAZ) von **4,3** nachgewiesen werden.

2. Luft/Wasser-Wärmepumpen mit ergänzender Wärmequelle Solarstrahlung

Kombination einer förderfähigen Luft/Wasser-Wärmepumpe mit der ergänzenden Wärmequelle Solarstrahlung. Die eingesetzten Kollektoren müssen gemäß den geltenden Richtlinien förderfähig sein. Diese sind so einzubinden, dass eine Erhöhung der Wärmequellentemperatur und dadurch eine Effizienzsteigerung der Wärmepumpe erreicht wird. Die Leistung der Kollektoren muss mindestens $\frac{1}{3}$ der Norm-Heizlast des versorgten Gebäudes betragen. Es muss mindestens eine System-Jahresarbeitszahl (SJAZ) von **3,9** nachgewiesen werden.

3. Wärmepumpen kombiniert mit einem Eisspeicher

Kombination einer förderfähigen Wärmepumpe mit einem Eisspeicher, der mindestens ein Wasservolumen von 0,95 m³ je kW thermischer Leistung der Wärmepumpe (B0/W35) hat. Bei Verwendung von anderen Speichermedien als Wasser bzw. Eis (z.B. sonstige Latentwärmespeicher, gedämmte Erdspeicher, etc.) ist bei der Antragstellung nachzuweisen, dass mit dem gewählten Speichervolumen eine vergleichbare Mindestspeicherkapazität erreicht wird. Es muss mindestens eine System-Jahresarbeitszahl (SJAZ) von **4,1** nachgewiesen werden.

7.3.3 Ergebnisse der Anlagen mit Sole/Wasser-Wärmepumpen

Mit Sole/Wasser-Wärmepumpen waren drei der sechs in diesem Projekt messtechnisch begleiteten Feldtestanlagen ausgestattet. Es sind dies die Anlage #3 mit dem Eisspeicher, die Anlage #4 mit den Erdwärmesonden und die Anlage #6 mit den Erdwärmekörpern und den Solardachpfannen. Es folgt in Tabelle 7.2 eine Übersicht der aus den Messwerten ermittelten Kennzahlen für diese Feldtestanlagen mit Sole/Wasser-Wärmepumpen.

Tab. 7.2: Aus dem in-Situ Monitoring der Feldtestanlagen mit Sole/Wasser-Wärmepumpen ermittelte Kennzahlen

	Anlage #3	Anlage #4	Anlage #6
Auswertezeitraum	Jan. – Dez. 2012	Jan. – Dez. 2013	Sep. 2012 – Aug. 2013
Heizwärmebedarf [kWh/a]	8.979	24.423	18.890
Spezifischer Heizwärmebedarf [kWh/m ² a]	51,3	86,8	67,8
Trinkwarmwasserbedarf inkl. Zirkulation [kWh/a]	1.508	1.623	1.753
SPF _{SHP} [-]	2,94	3,26	3,46
SPF _{Sol} [-]	34,63	13,74	68,31
SPF _{HP} [-]	4,15	3,72 / 4,28 (ohne/mit Solepuffer)	3,86
SPF _{SolHP} [-]	5,68	4,17	5,43
f _{sav,PE} [%], f _{sav} [%]	54,64 / 80,81	63,81 / 84,69	53,81 / 80,46
η _{col} [%]	43,34	40,77	25,74
Spez. Kollektorertrag [kWh/m ² a]	73 (Kollektoren) 705 (Absorber)	568	292
GWP [kg CO _{2Eq} /kWh _{UE}]	0,228	0,339	0,153
PER [kWh _{PE} /kWh _{UE}]	1,275	1,896	0,854
Anteil el. Hilfsenergie	33 %	18 %	10 %

Die vermessenen Anlagen erreichten über den jeweiligen Betrachtungszeitraum eine anteilige Energieeinsparung $f_{\text{sav,PE}}$ von durchschnittlich 57,4 %, was bedeutet, dass im Vergleich zu einer mit einem fossilen Gaskessel betriebenen Anlage eine Primärenergieeinsparung von etwa 57 % erzielt wurde. Der Kollektorwirkungsgrad lag bei durchschnittlich 42,1 % für die Flachkollektoren und bei 25,7 % bei den Solardachpfannen. Bei letzteren ist zu berücksichtigen, dass sie zum Einen einen geringeren optischen Wirkungsgrad haben als Flachkollektoren, zum Anderen auch Wärme aus der umgebenden Luft aufnehmen können. Am Standort der Feldtestanlage #6 (Solardachpfannen) in Füssen gab es im Zeitraum des Monitorings im Winter ein erhebliches Schneeaufkommen, wodurch die Solardachpfannen verschattet werden. Der spezifische Sonnenkollektorertrag für die Absorber der Eisspeicheranlage lag bei 705 kWh/(m²a), was einen sehr guten Wert darstellt. Die Flachkollektoren kommen hier hingegen mit nur 73 kWh/m²a deutlich zu kurz. Der Großteil dieses Ertrages (> 90 %) ist bei dieser Anlage allerdings ein indirekter Beitrag über die solare Beladung des Eisspeichers. Die direkte Nutzung für die Trinkwassererwärmung bleibt bei der derzeitigen Regelung mit einer solaren Deckung von nur rund 25 % für die Trinkwassererwärmung weit hinter dem eigentlichen Potential zurück. Der Anteil an benötigter elektrischer Hilfsenergie ist ebenso ein wesentlicher Faktor, der bei der Beurteilung der Gesamtsysteme zum Ausdruck kommt. Selbst die durch eine hocheffiziente Wärmepumpe eingesparte Energie kommt nicht zur Geltung, wenn dieser Anteil zu groß ist. Die Arbeitszahlen der Wärmepumpen als Einzelkomponenten (SPF_{HP}) befinden sich in dem zu erwartenden Bereich für Sole/Wasser-Wärmepumpen in realen Gebäuden, wobei zu beachten ist, dass es sich bei der Solar-Eisspeicheranlage um einen Neubau und bei den anderen beiden um sanierte Altbauten mit entsprechend unterschiedlichem Heizwärmebedarf handelt.

Die Systemarbeitszahlen SPF_{SHP} liegen mit Ausnahme der Eisspeicheranlage oberhalb des Medians von 3,0 der innerhalb Task44 vermessenen Feldtestanlagen (vgl. Kapitel 7.3.5), sie kommen allerdings an die Bedingungen für eine BAFA-Innovationsförderung von SPF_{SHP} von 4,3 für erdgekoppelte Wärmepumpen bzw. 4,1 für Wärmepumpen mit Eisspeicher im realen Betrieb nicht heran.

Bei den vorgestellten Feldtestanlagen handelt es sich allerdings noch nicht um optimierte Anlagen. In Simulationsstudien für kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen wurden potentielle Systemarbeitszahlen von bis zu 5 für gut ausgelegte Sole/Wasser-Wärmepumpen mit solarer Heizungsunterstützung vorausgesetzt /Ber13/.

Ökologisch gesehen schneidet die Anlage mit Solardachpfannen am besten ab und ist im Betrieb umweltfreundlicher als eine Gasheizung. Am schlechtesten hingegen lief die Erdwärmesondenanlage, was unter anderem darauf zurückzuführen ist, dass sich aufgrund der Drei-Speicher-Lösung recht hohe Wärmeverluste ergeben und darauf, dass die Wärmepumpe auch in den Sommermonaten lief, in denen kein oder nur ein sehr geringer Heizwärmebedarf bestand und der Bedarf an Trinkwarmwasser über die Solaranlage allein hätte gedeckt werden können.

Die Eisspeicheranlage lieferte die kleinste Systemarbeitszahl SPF_{SHP} , obwohl sie mit einem SPF_{HP} von 4,15 die beste Wärmepumpenleistung zeigte. Dies liegt an dem relativ hohen Anteil des elektrischen Heizstabes von knapp 11 % des gesamten Stromverbrauches. Dieses Anlagenkonzept kann optimiert werden, indem einerseits der Anteil an direkter solarer Warmwasserbereitung vergrößert wird und andererseits auch Solarwärme von den Absorbern direkt der Wärmepumpe zur Verfügung gestellt wird, falls das Temperaturniveau höher ist als jenes im Eisspeicher.

7.3.4 Ergebnisse der Anlagen mit Luft/Wasser-Wärmepumpen

Mit Luft/Wasser-Wärmepumpen waren die anderen drei der sechs in diesem Projekt messtechnisch begleiteten Feldtestanlagen ausgestattet. Es sind dies die Anlage #1 (Schüco Hybridanlage), die Anlage #2 (Schüco-Anlage ohne Gasbrennwertgerät) und die Anlage #5 (Sonnenkraft-Anlage). Es folgt in Tabelle 7.3 eine Übersicht der aus Messwerten ermittelten Kennzahlen für die zuvor beschriebenen Feldtestanlagen mit Luft/Wasser-Wärmepumpen.

Tab. 7.3: Aus dem in-Situ Monitoring der Feldtestanlagen mit Luft/Wasser-Wärmepumpen ermittelte Kennzahlen

	Anlage #1	Anlage #2	Anlage #5
Zeitraum	Jan. – Dez. 2012	Mrz. 2012 – Feb. 2013	Feb. 2012 – Jan. 2013
Heizwärmebedarf [kWh/a]	20.491	20.834	61.690
Spezifischer Heizwärmebedarf [kWh/m ² a]	80,9	97,9	100,7
Trinkwarmwasserbedarf inkl. Zirkulation [kWh/a]	5.117	3.377	6.294
SPF _{SHP} [-]	1,58 (Gas auf Strom umgerechnet)	1,32	2,17
SPF _{Sol} [-]	22,81	14,24	13,32
SPF _{HP} [-]	2,49	1,57	2,35
SPF _{SolHP} [-]	2,80	1,73	2,75
f _{sav,PE} [%], f _{sav} [%]	19,5 / 80,0	<0 / 41,0	17,63 / 65,15
η _{col} [%]	21,0	32,3	25,2
Spez. Kollektorertrag [kWh/m ² a]	246	290	416
GWP [kg CO ₂ -Eq./kWh _{UE}]	0,265	0,466	0,269
PER [kWh _{PE} /kWh _{UE}]	1,453	2,607	1,502
Anteil el. Hilfsenergie	3,7 %	3,0 %	16,6 %

Die vermessenen Anlagen erreichten über den jeweiligen Betrachtungszeitraum eine anteilige Energieeinsparung f_{sav,PE} von weniger als 20 %, in einem Fall sogar negative Werte, was bedeutet, dass im Vergleich zu einer mit einem fossilen Gaskessel betriebenen Anlage eine Primärenergieeinsparung von < 20 % erzielt bzw. sogar mehr Primärenergie verbraucht wurde.

Der Kollektorwirkungsgrad lag mit durchschnittlich 26,2 % für die Flachkollektoren deutlich unter dem Wert der Anlagen mit Sole/Wasser-Wärmepumpen. Der spezifische Sonnenkollektorsertrag lag mit durchschnittlich 268 kWh/m²a für die Schüco-Anlagen und 416 kWh/m²a für die Sonnenkraftanlage ebenfalls deutlich niedriger und blieb hinter den Erwartungen und dem Potenzial der Sonnenkollektoren zurück. Bei einer näheren Analyse der Messergebnisse stellte sich heraus, dass die Regelung der Anlagen zumeist derart ausgelegt wird, dass die Wärmepumpe theoretisch alleine den gesamten Wärmebedarf des Gebäudes decken könnte und deshalb die thermische Solaranlage weniger Wärme liefert als möglich wäre.

Der Anteil an benötigter elektrischer Hilfsenergie ist ebenso ein wesentlicher Faktor, der bei der Beurteilung der Gesamtsysteme zum Ausdruck kommt. Selbst die durch eine hocheffiziente Wärmepumpe eingesparte Energie kommt nicht zur Geltung, wenn dieser Anteil zu groß ist. Der Anteil an Hilfsenergie ist aber gerade bei den beiden Anlagen, die am schlechtesten abschneiden, auffallend gering (3 - 4 %). Hier wiegen die hydraulischen Fehlschaltungen schwerer, die bei den Messergebnissen der Anlagen bereits beschrieben wurden.

Die gemessenen Arbeitszahlen der Wärmepumpen als Einzelkomponenten (SPF_{HP}) befinden sich mit Werten von durchschnittlich 2,14 deutlich unter dem zu erwartenden Bereich für Luft/Wasser-Wärmepumpen in realen Gebäuden, welcher bereits in früheren Feldtests mit Wärmepumpen /Mia11/ festgestellt wurde.

Die Systemarbeitszahlen SPF_{SHP} sind entsprechend ebenfalls relativ schlecht und befinden sich am unteren Ende aller 32 innerhalb Task44 vermessenen Feldtestanlagen, vgl. Kapitel 7.3.5). Sie kommen somit an die Bedingungen für eine BAFA-Innovationsförderung von SPF_{SHP} von 3,9 für Luft/Wasser-Wärmepumpen im realen Betrieb nicht heran. Bei den vorgestellten Feldtestanlagen handelt es sich ebenfalls um noch nicht optimierte Anlagen.

Ökologisch gesehen schneiden alle drei untersuchten kombinierten Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen entsprechend schlechter ab als eine vergleichbare auf Erdgas basierende Heizungsanlage.

7.3.5 Vergleich mit Ergebnissen aus IEA SHC Task 44 /HPP Annex 38

Die Untersuchung der 6 Feldtestanlagen durch das ITW im Rahmen des Projektes WPSol war Bestandteil einer internationalen Studie innerhalb von Task44 / Annex38 der Internationalen Energieagentur. Im Rahmen dieser Task wurden in den vergangenen Jahren durch Mitarbeiter von 18 verschiedenen Forschungseinrichtungen insgesamt 45 kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen messtechnisch begleitet. Davon wurden 32 Anlagen für eine eingehendere Analyse ausgewählt /Had15/.

Von diesen 32 untersuchten Anlagen konnten 17 gemäß der Definition nach Task 44 als parallele Systeme charakterisiert werden (betrifft die WPSol Anlagen mit Luft/Wasser-Wärmepumpen), 9 als parallel/serielle Systeme (betrifft WPSol Anlagen #3 und #4), 5 Systeme mit Erdreichregeneration durch unabgedeckte Sonnenkollektoren oder PVT Kollektoren (betrifft WPSol Anlage #6 mit Solardachpfannen). 13 Systeme verwenden Luft als Hauptwärmequelle für die Wärmepumpe, 14 das Erdreich oder Wasser und 5 Systeme ausschließlich solare Absorber.

Der COP der installierten Wärmepumpen unter Standard-Testbedingungen variiert zwischen 2,9 und 4,2 für Luft/Wasser-Systeme und zwischen 3,8 und 4,7 für Sole/Wasser-Wärmepumpen, wodurch die Bandbreite aktueller markterhältlicher Produkte deutlich wird. Die unterschiedlichen Prüfnormen EN 255 und EN 14511 müssen hierbei berücksichtigt werden,

Wärmeverluste des Speichers nicht mit in Betracht bezogen, gelten die Kennzahlen SPF_{bSt} mit einem Mittelwert von 3,95. Die Wärmeverluste des Speichers haben somit einen deutlichen Einfluss auf die Leistung der Gesamtanlage.

Der Heizwärmebedarf variierte zwischen 15 kWh/m²a und 110 kWh/m²a mit einem Mittelwert von 67 kWh/m²a und der Trinkwarmwasserwärmebedarf zwischen 4 kWh/m²a und 48 kWh/m²a mit einem Mittelwert von 11 kWh/m²a. Im Vergleich mit vorherigen Feldtests mit Wärmepumpen ist der Wert SPF_{bSt} vergleichbar mit herkömmlichen erdgekoppelten Wärmepumpenanlagen (ohne Solarthermie). Vor dem Hintergrund, dass einige der untersuchten Anlagen noch nicht ganz ausgereifte Prototypen waren, können diese Ergebnisse als Erfolg gewertet werden.

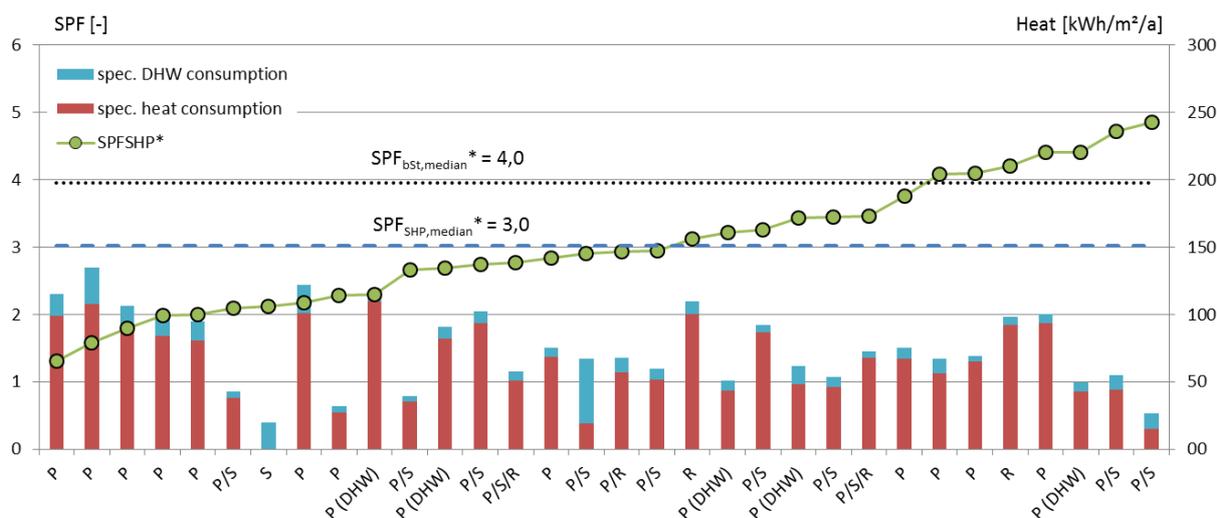


Abb. 7.87: Gemessene oder korrelierte SPF_{SHP}^* der im Rahmen von Task 44 gemessenen Feldtestanlagen (grüne Kreise) und zugehöriger Trinkwarmwasserwärmebedarf und Heizwärmebedarf der Gebäude; unterhalb der x-Achse wird der Typ des Systems zusätzlich angegeben (P = parallel, S = seriell, R = regenerativ) /Had15/

Die 6 im Projekt WPSol untersuchten Feldtestanlagen schneiden im Vergleich zu den hier gezeigten Zahlen unterschiedlich ab. Die drei Anlagen mit Luft/Wasser-Wärmepumpen befinden sich leider am unteren, d.h. schlechteren Ende aller 32 im Task 44 näher untersuchten Anlagen, was auf Fehler in der Hydraulik und im Regelverhalten zurückzuführen ist und nicht heißen muss, dass die Anlagen nicht auch durchaus besser funktionieren könnten. Die WPSol-Feldtestanlagen mit Sole/Wasser-Wärmepumpen schneiden hingegen relativ gut ab, sie befinden sich mit Ausnahme der Eisspeicheranlage ($SPF_{SHP} = 2,94$) alle deutlich über dem ermittelten Mittelwert von 3,0.

Es ist zu beachten, dass Ergebnisse aus Feldtests nicht grundsätzlich generalisierbar bzw. pauschal vergleichbar sind, da sie von vielen Randbedingungen wie Standort, klimatischen Gegebenheiten, Art und Heizwärmebedarf des Gebäudes und der Heizung sowie dem Nutzerverhalten stark abhängen. Erst Simulationen dieser Anlagen unter Referenzbedingungen machen diese Ergebnisse wirklich vergleichbar. Solche Simulationen wurden ebenfalls in der IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 durchgeführt /Had15/.

8 TRNSYS-Simulationen von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen (AP5)

8.1 Einleitung

Auf Grundlage der in AP2 erstellten Rechenmodelle sowie den Messungen am Wärmepumpen-Laborprüfstand sollten TRNSYS-Simulationen für die Gesamtanlagen durchgeführt werden, mit Hilfe derer das Verhalten von Solar-Wärmepumpensystemen im Jahresverlauf unter verschiedenen Voraussetzungen bzw. Rahmenbedingungen berechnet werden kann.

Zur Berechnung des Jahresenergieertrags der Gesamtanlagen sollten die jeweiligen Systeme mit der Simulationssoftware TRNSYS /TRN/ abgebildet werden. Die Modelle müssen dafür alle thermodynamisch und physikalisch relevanten Interaktionen der Wärmepumpe und der sonstigen Systemkomponenten wie z.B. Sonnenkollektor und Speicher beinhalten, so dass u.a. sowohl der Zustand des Kältemittels (gasförmig, flüssig), als auch seine thermodynamischen Eigenschaften (Druck, Temperatur, Enthalpie) berücksichtigt werden. Das Verhalten jeder Komponente des Systems (z.B. für die Wärmepumpe Verdichter, Absorber, Wärmeübertrager, thermostatisches Expansionsventil und Speicher) wird mit Hilfe von sogenannten „Types“ in dem Simulationsmodell detailliert abgebildet. Solche Types bzw. Decks existieren allerdings bisher weder für Wärmepumpen im dynamischen Betrieb noch für kombinierte Solar-Wärmepumpensysteme und sollten daher im vorliegenden Projekt entwickelt werden.

TRNSYS (A TRaNsient SYstem Simulation Programm) ist ein Softwarepaket zur Simulation von Anlagen und Gebäuden. Es wurde vor über 35 Jahren an der University of Wisconsin entwickelt und liegt zwischenzeitlich in Version 17 vor /TRN/. TRNSYS-Decks sind modular aufgebaut, d. h. einzelne Komponenten werden getrennt berechnet. Durch Verknüpfungen können Ergebnisse oder Parameter von einem Modul an ein anderes übergeben werden. Umgesetzt wird dies über so genannte Types. TRNSYS beinhaltet bereits eine relativ große Bibliothek an verschiedenen Standard-Types. Weitere Types können entweder in einer ganzen zusätzlichen Bibliothek (TESS Library) oder als Einzelmodule zugekauft werden. Außerdem gibt es noch einige Types, die kostenlos benutzt werden können. Für die Entwicklung eigener Types unterstützt TRNSYS zwei Entwicklungsumgebungen, „Microsoft Visual Studio“ und „Intel Visual FORTRAN“. Simulationen in TRNSYS laufen in vorgegeben Zeitschritten ab. In jedem Zeitschritt werden konstante Bedingungen angenommen und damit für jeden Schritt ein stationärer Zustand berechnet. Der Nutzer legt im Deck fest, welche Größen am Ende ausgegeben werden sollen /Gas96/.

Aufgrund der in Kapitel 3 beschriebenen Herausforderungen bei der Entwicklung eines dynamischen Wärmepumpenmodells sowie nicht durchführbarer Laborprüfungen einiger Wärmepumpen konnten nicht alle Feldtestanlagen mit zufriedenstellenden Ergebnissen simuliert werden. Im Folgenden werden die dennoch realisierten Simulationen und Ergebnisse beschrieben.

Die detaillierten Beschreibungen der Feldtestanlagen sind in Kapitel 7 (In-Situ Messungen) zu finden.

8.2 Anlagen Schüco (Feldtestanlagen #1 und #2)

Mit der Simulation der zwei Anlagen „Schüco #1“ und „Schüco #2“ wurde bereits in 2011 begonnen. Die Abbildung dieser Anlagen stellte sich als nicht trivial dar, da die Anlagen aufgrund der Vielzahl der integrierten Komponenten über eine ungewöhnlich große Anzahl möglicher Betriebszustände verfügen, was wiederum eine sehr komplexe Regelung des Gesamtsystems erfordert, die auch in TRNSYS korrekt abgebildet werden muss.

Für die Entwicklung der Decks wurde mit dem „Simulation Studio“ von TRNSYS, Version 16 gearbeitet. Eigene Types wurden in C++ mit dem Microsoft Visual Studio erstellt.

Da zum Stand der Simulationen aufgrund der frühen Projektphase von WPSol und Verzögerungen beim Einbau der Anlagen und deren Messtechnik noch keine Messdaten vorlagen sowie einzelne Parameter und genaue Regelungen nicht bekannt waren, müssen die erstellten Decks als Vorentwurf betrachtet werden. Sind zu einem späteren Zeitpunkt Messdaten und weitere Parameter bekannt, so sollten diese in den Decks angepasst werden, was letztendlich nicht stattfand, da die Firma Schüco als Industriepartner aus dem Projekt ausgeschieden ist, bevor es zu Labormessungen der Wärmepumpe gekommen ist.

Damit trotz Mangel an Daten funktionsfähige TRNSYS Decks aufgebaut werden konnten, wurden bisher bekannte Parameter in die Decks übernommen und für fehlende Daten Annahmen getroffen und Standardsätze benutzt.

Da bisher noch keine Gebäudesimulation der Häuser angefertigt wurde, an denen die Feldtests durchgeführt werden, wurde für den Wärmebedarf der Raumheizung ein Standard-Lastprofil zur Wärmelastberechnung eingesetzt. Eingebunden wird dieses Lastprofil über den dafür entwickelten Type „Heizung“, der folgend vorgestellt wird. Für die Frischwasserzapfung wird ein Lastprofil über Type 14 „Time Dependent Forcing Function“ vorgegeben.

8.2.1 Type Heizung (Type 996)

Die Datei mit dem Lastprofil für den Wärmebedarf der Raumheizung wird von einem Data Reader Type (Type 9) eingelesen und mit dem eigens entwickelten Type „Heizung“ in das Deck eingebunden. Im Lastprofil sind dabei zu bestimmten Zeitpunkten der für die Raumheizung benötigte Massenstrom und die erforderliche Vor- und Rücklauftemperatur angegeben. Mit Gl. (8.1) kann damit die benötigte Wärmeleistung berechnet werden.

$$\dot{Q} = \dot{m} * c_p * (T_{inlet} - T_{outlet}) \quad (8.1)$$

Der Type „Heizung“ wird in den Hydraulikkreis integriert (siehe Abbildung 8.1) und soll diesem maximal die aus dem Lastprofil berechnete Wärmemenge entziehen. Dem Hydraulikkreis kann Wärme entzogen werden, wenn die im Lastprofil angegebene Rücklauftemperatur unter der von der Hydraulik gelieferten Temperatur (inletTemperatur) liegt. Läge die Temperatur darüber, so würde Wärme von der Heizung auf die Hydraulik übertragen.

Wie der Heizungstyp umgesetzt wurde, ist in Abbildung 8.2 zu sehen und wird im nächsten Abschnitt erläutert. Alle von diesem Type benötigten Inputs, Parameter und Outputs sind in Tabelle 8.1 dargestellt und kommentiert.

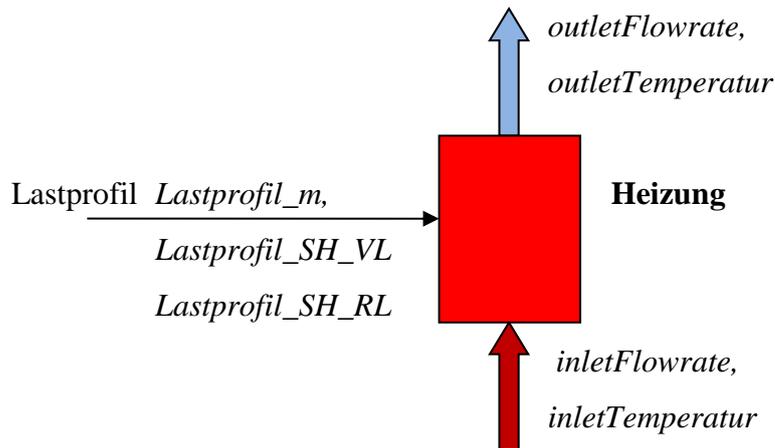


Abb. 8.1: Type Heizung - Schema

Tab. 8.1: Definition der in Type Heizung (Type 996) verwendeten Variablen

Name	Rolle	Dimension	Einheit	Beschreibung
Lastprofil_m	Input	Massenstrom	kg/h	Massenstrom aus dem SH - Lastprofil
Lastprofil_SH_VL	Input	Temperatur	C	SH Vorlauftemperatur aus dem SH - Lastprofil
Lastprofil_SH_RL	Input	Temperatur	C	SH Rücklaufstemperatur aus dem SH - Lastprofil
inletFlowrate	Input	Massenstrom	kg/h	Massenstrom in die Heizung (von Hydraulik)
inletTemperatur	Input	Temperatur	C	Temperatur in die Heizung (von Hydraulik)
outletFlowrate	Output	Massenstrom	kg/h	Massenstrom aus der Heizung (an Hydraulik)
outletTemperatur	Output	Temperatur	C	Temperatur aus der Heizung (an Hydraulik)
Q_SH_demand	Output	Leistung	kJ/h	Von der Lastdatei angegebene benötigte Wärmemenge
Q_SH_actual	Output	Leistung	kJ/h	Von der Heizung tatsächlich entnommene Wärmemenge

```

//outputs
double outletTemp = inletTemperature;
double outletFlowrate = inletFlowrate ;
double Q_SH_demand = Lastprofil_m*4.181*(Lastprofil_SH_VL-
Lastprofil_SH_RL);
double Q_SH_actual = 0;
if ( inletFlowrate != 0) //Teilung durch Null vermeinden
{
    if ( Lastprofil_SH_RL < inletTemperature)
    {
        outletTemp = inletTemperature - ( Lastprofil_m * (
Lastprofil_SH_VL - Lastprofil_SH_RL) / inletFlowrate );
        Q_SH_actual = inletFlowrate * 4.181 * (inletTemperature -
outletTemp);
    }
}

```

Abb. 8.2: Quelltext Type Heizung - Berechnungsteil

Im ersten Schritt werden die Outputs deklariert und definiert. Der `outletTemperatur` wird die `inletTemperatur` zugewiesen, dem `outletMassenstrom` der `inletMassenstrom`, die aktuelle Heizleistung wird auf Null gesetzt und der aktuelle Wärmebedarf mit Gl. (8.1) berechnet.

8.2.2 Schüco #1 (Hybridsystem)

Die Hybridanlage wird in verschiedenen Modi betrieben, zwischen denen je nach Wärmebedarf und -angebot umgeschaltet wird. Tabelle 8.2 gibt einen Überblick und eine kurze Beschreibung der möglichen Betriebszustände. In Abbildung 8.3 wird das Hydraulikschema der Hybridwärmepumpenanlage dargestellt, nach welcher das TRNSYS-Deck für diese Anlage entworfen wurde. Zu sehen sind mehrere Kreisläufe. HC steht für „Heating Circuit“, dieser Kreislauf versorgt die Raumheizung mit benötigter Wärme. Der „Warm Water“-Kreis (WW) dient zum Beladen des Speichers durch die Wärmepumpe oder das Gas-Brennwertmodul, um Wärmeenergie zur Frischwassererwärmung (DHW) bereitzustellen. Der „Bivalent Regenerativ“-Kreis (BR) wird verwendet um Wärme aus dem Kombi-Speicher für die Raumheizung (SH) benutzen zu können. Über den „Heat Pump“-Kreis (HP) wird die Wärmepumpe in die Anlage integriert.

Tab. 8.2: Schüco Hybridanlage - Betriebsmodi

Nr.	Modus	Beschreibung
0	Nur Solar	WP und GasBW-Modul sind abgeschaltet. Einzig der Solarkreis läuft (weder DHW- noch SH-Bedarf).
1	Erzeugung WW über WP	Die Wärmepumpe läuft um den Speicher zu beladen.
2	Heizbetrieb Gas-Brennwertgerät	Ausschließlich das Gas-BW Modul wird für die Raumheizung benutzt.
3	Heizbetrieb Gas-BW mit Solarunterstützung	Sowohl Wärme vom Gas-BW Modul als auch aus dem vom Sonnenkollektor beladenen Speicher wird für die Raumheizung eingesetzt.
4	Heizbetrieb nur WP	Der Wärmebedarf für die Raumheizung wird ausschließlich von der Wärmepumpe zu Verfügung gestellt.
5	Heizbetrieb nur Solar	Der Wärmebedarf für die Raumheizung wird ausschließlich vom durch den Sonnenkollektor beladenen Speicher zu Verfügung gestellt.
6	Heizbetrieb mit WP und Solarunterstützung	Der Wärmebedarf für die Raumheizung wird sowohl vom durch den Sonnenkollektor beladenen Speicher als auch von der Wärmepumpe zu Verfügung gestellt.
7	Bereitung WW über Gas-BW	Das Gas-BW Modul heizt für Bereitstellung der benötigten DHW-Wärme den oberen Teil des Kombispeichers.
8	Abtauung WP	Durch Prozessumkehr wird die Wärmepumpe abgetaut. Wärme zum Abtauen wird aus dem mittleren Teil des Kombispeichers zu Verfügung gestellt.
9	<i>Notbetrieb Heizung</i>	<i>Ist noch nicht implementiert. Als Prototyp wird für Modus 9 der</i>
10	<i>Notbetrieb WW</i>	<i>Modus 2 und für Modus 10 der Modus 7 verwendet.</i>

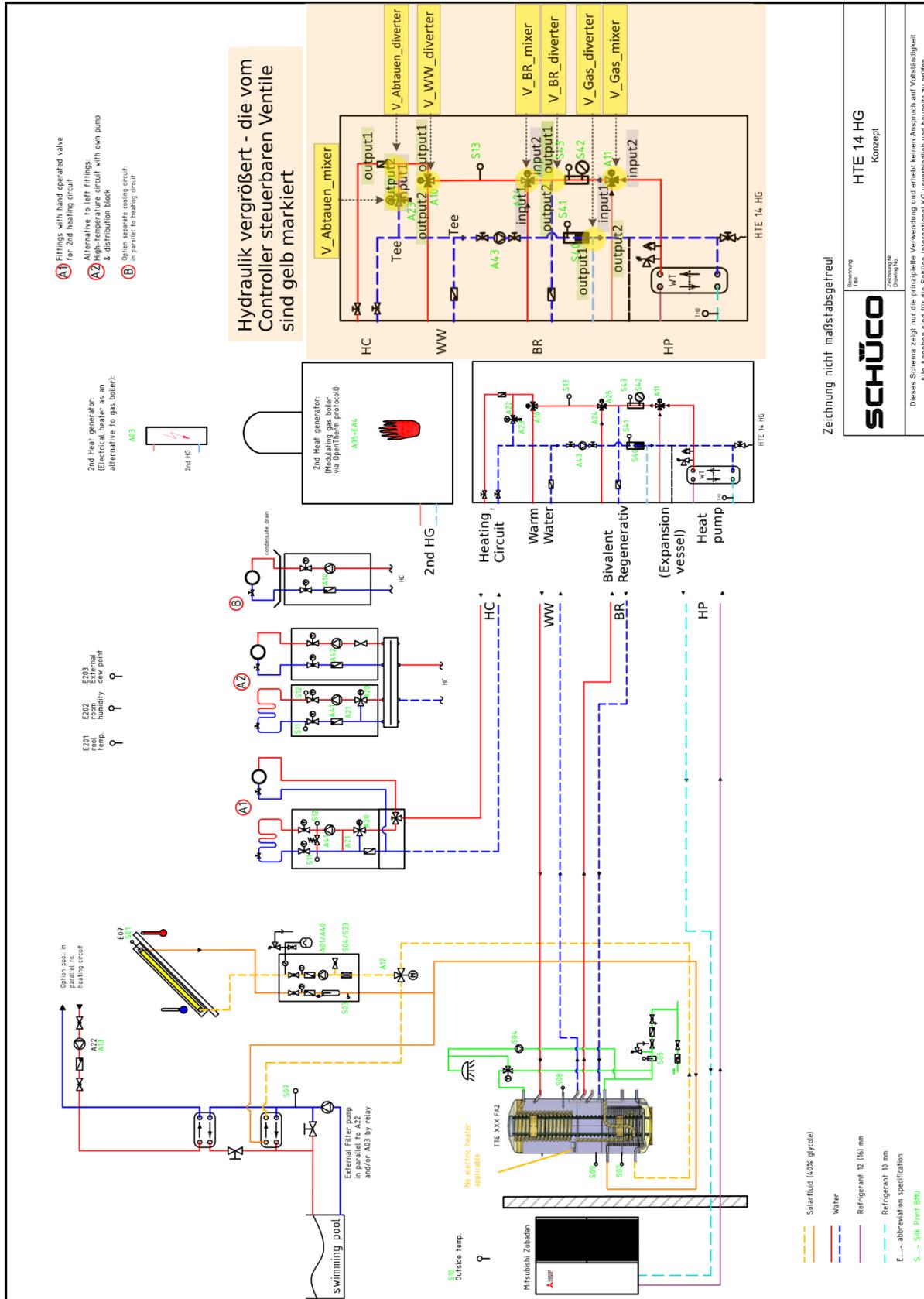


Abb. 8.3: Hydraulikschema der Hybridanlage; die im TRNSYS-Deck vom Controller stellbaren Ventile sind gelb markiert und benannt

8.2.2.1 Umsetzung im TRNSYS „Simulation Studio“

Nachfolgend werden die verschiedenen Kreise des gesamten TRNSYS-Decks als Ausschnitte dargestellt und im Einzelnen erläutert.

Kollektorkreis

Abbildung 8.4 links zeigt, wie der Kollektorkreis im TRNSYS „Simulation Studio“ abgebildet wurde. Der Flachkollektor (Type 1) erhält Daten über die Einstrahlung der Sonne und die Umgebungstemperatur aus einer Wetterdatei (DE-Wuerzburg-106550.tm2), die über den Datenleser (Type 109 - Weather) eingelesen wird. Er ist mit einem Wärmeübertrager im Speicher (Type 340) verbunden. Ein Controller (Type 2b) übernimmt die Steuerung des Kreises. Sollte die Temperatur im Vorlauf des Kollektors wärmer sein als die Speichertemperatur auf Höhe des Wärmetauscher-Ausgangs, so gibt der Controller ein „Ein (1)“-Signal an die Pumpe und vom Kollektor erhitztes Wasser belädt den Speicher. Fällt die Temperatur darunter, erhält die Pumpe ein „Aus (0)“-Signal und der Kreislauf wird gestoppt. Der Controller simuliert weiterhin ein Hystereseverhalten. Dazu muss sein Output „Output Controll Function“ mit dem Input „Input Controll Function“ verbunden werden. Um ein ständiges Ein- und Ausschalten der Pumpe zu verhindern, besitzt der Controller die Parameter „upper-“ und „lower- deadBand Temperatur“, mit denen sich einstellen lässt um wieviel Grad im eingeschalteten Zustand die Ausschalttemperatur unterschritten werden darf, ohne dass die Pumpe ein Aus-Signal bekommt, und um wie viel sie im ausgeschalteten Zustand überschritten werden muss, damit die Pumpe wieder eingeschaltet wird.

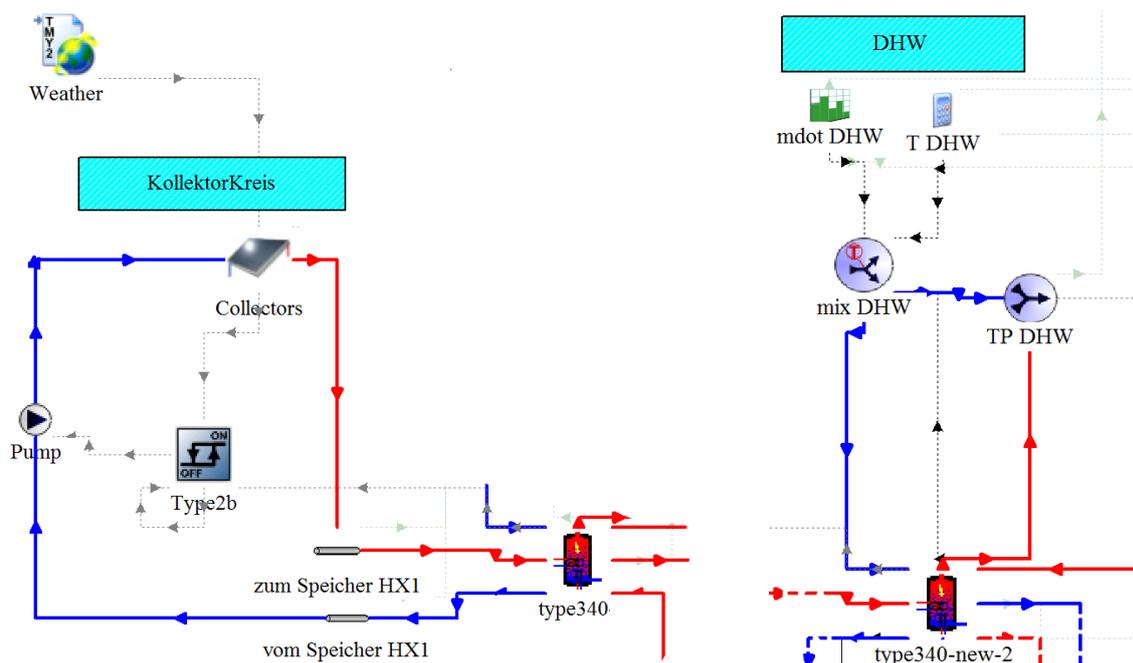


Abb. 8.4: Kollektorkreis (links) und Frischwassererwärmung (rechts) - Ausschnitte aus dem „Simulation Studio“ Deck

Trinkwarmwasser-Kreis (DHW)

Das Trinkwasser wird direkt über einen Wärmeübertrager (HX2) im Speicher erwärmt. Über die Konstante DHW_TEMP_DEMAND kann die benötigte Warmwassertemperatur angegeben werden. Ein temperaturgesteuertes Ventil (Tempering Valve) versucht das Frischwasser durch Mischen des Kaltwasserstroms mit dem im Speicher erwärmten Warmwasserstrom auf die der Konstanten zugewiesenen Temperatur zu bringen und zu halten (siehe Abbildung 8.4 rechts).

Hydraulikkreis mit Wärmepumpe, zweitem Wärmeerzeuger und Raumheizung

In Abbildung 8.5 ist dargestellt wie die Wärmepumpe, der zweite Wärmeerzeuger (GasBW-Modul) und die Raumheizung in die Anlage integriert sind. Außerdem ist der Anlage2ModeController abgebildet, der den Fluidfluss je nach Anlagenmodus durch Einstellen der Ventile lenkt. Des Weiteren schaltet der Controller auch die Wärmeerzeuger je nach Bedarf ein und aus und regelt den Massenfluss. Der Massenfluss wird vom Controller am Eingang des „V_BR_diverter“-Ventils vorgegeben.

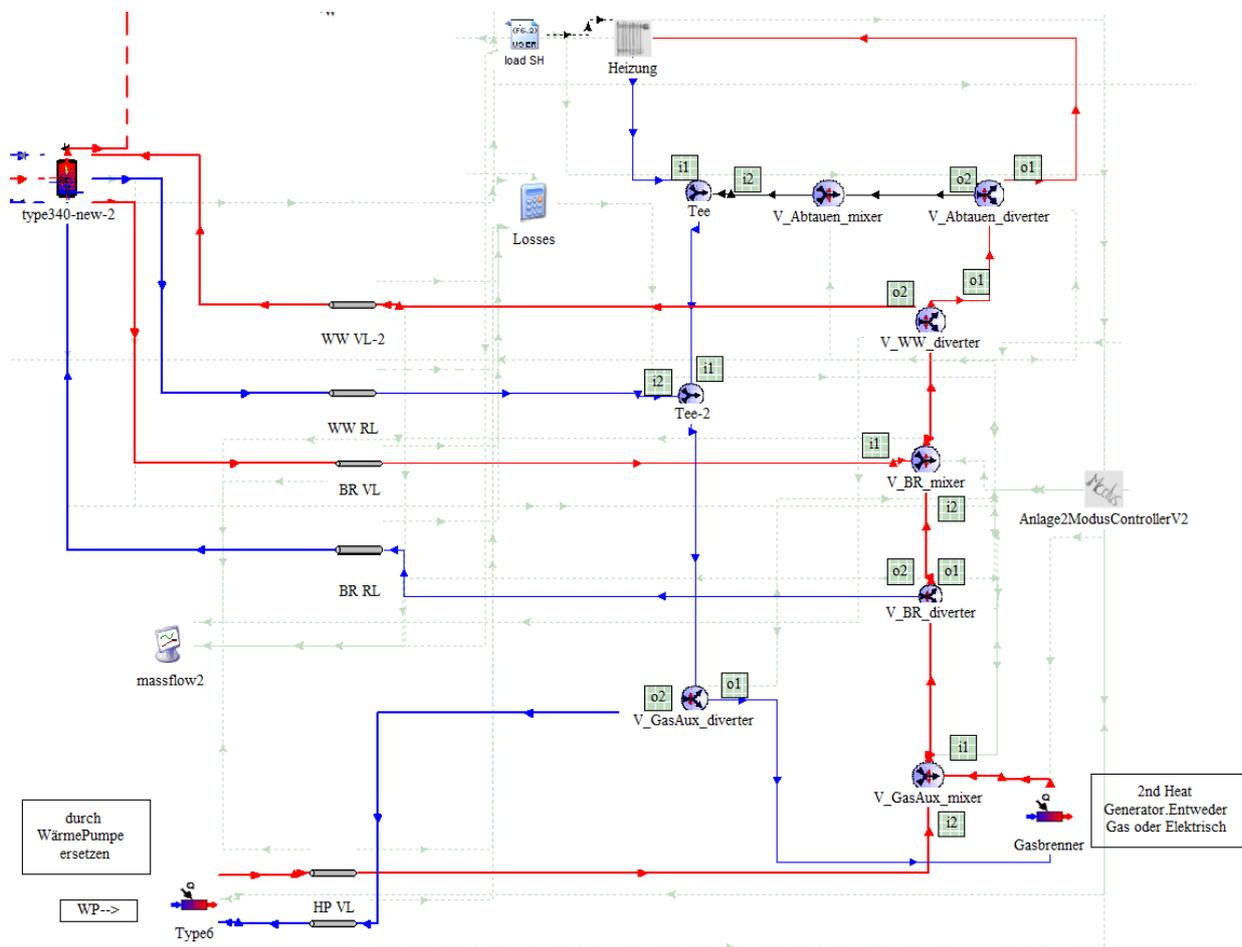


Abb. 8.5: Hydraulik mit WP, Gas-Brennwert (Gas-BW), Heizung und Controller - Ausschnitt aus dem „Simulation Studio“ Deck.

Anlage2ModeController (Type 997)

Zum Umschalten zwischen den Betriebsmodi wurde ein eigener Type erstellt, der sogenannte Anlage2ModeController. Dieser regelt den Massenfluss in den verschiedenen Kreisen sowie die diversen wärmeerzeugenden Anlagenelemente gemäß dem entsprechenden Betriebsmodus.

Es wurde darauf geachtet, dass die Wärmeerzeugung mit Solarenergie Vorrang vor dem Erzeugen mittels Wärmepumpe und dies wiederum Vorrang vor dem Wärmeerzeugen mittels Gas-Brennwertmodul und dem Notbetrieb hat. Auch hat die Erwärmung des Frischwassers Priorität vor der Raumheizung. In Tabelle 8.3 sind die Inputs, Parameter und Outputs des Anlage2ModeController dargestellt und kurz beschrieben.

Tabelle 8.3: Anlage2ModeController (Type 997) - Input/Parameter/Output

Name	Rolle	Dimension	Einheit	Beschreibung
LoadFile_m	Input	Temperatur	C	Massenstrom aus dem SH - Lastprofil
LoadFile_SH_T_VL	Input	Temperatur	°C	SH Vorlauftemperatur aus dem SH - Lastprofil
TempST_oben	Input	Temperatur	°C	Temperatur im oberen Teil (für DHW) des Speichers
SpeicherBeladenSgnl	Input	-	-	Logisches Signal, 1 falls Speicher beladen, 0 falls nicht
AbtauSgnl	Input	-	-	Logisches Signal, 1 wenn WP abgetaut werden soll
Temp_BR_VL	Input	Temperatur	°C	Temperatur im Vorlauf des BR-Kreises
Temp_V_BR_div_inlet	Input	Temperatur	°C	Temperatur am Eingang des BR_divider-Ventils
SH_Q_actual	Input	Leistung	kJ/h	Wärmeleistung der Heizung
QCollKreis	Input	Leistung	kJ/h	Wärmeleistung des Kollektorkreises
Q_DHW_demand	Input	Leistung	kJ/h	Für die Trinkwassererwärmung benötigte Wärmeleistung
QLosses	Input	Leistung	kJ/h	Aktuelle Verlustleistung im Hydraulikkreis
Q_SH_demand	Input	Leistung	kJ/h	Aktuell von der Raumheizung benötigte Wärmeleistung
T_WP_RL	Input	Temperatur	°C	Rücklauftemperatur der Wärmepumpe
T_GasBW_RL	Input	Temperatur	°C	Rücklauftemperatur des Gas-BW Moduls
ambientTemperatur	Input	Temperatur	°C	Außentemperatur
T_Kollektor_VL	Input	Temperatur	°C	Vorlauftemperatur des Kollektors
setTempST_oben	Parameter	Temperatur	°C	Temperatur, auf welcher der oberer Teil des Speichers (für DHW) gehalten werden soll

8. TRNSYS-Simulationen

deadBand_dT_ST_beladen	Parameter	Temp. Difference	-	Dead Band beim Beladen des Speichers
Massenstrom_Abtauen	Parameter	Massenstrom	kg/h	Massenstrom, mit dem die WP abgetaut werden soll
Massenstrom_SpeicherBeladen	Parameter	Massenstrom	kg/h	Massenstrom, der in einem Belade-Modus des Speichers fließen soll
QWP_max	Parameter	Leistung	kJ/h	Maximale themische Leistung der WP
QGasBW_max	Parameter	Leistung	kJ/h	Maximale themische Leistung des Gas-BW Moduls
V_Abtauen_mixer	Output	-	-	Logisches Signal für Ventil V_Abtauen_mixer
V_Abtauen_diverter	Output	-	-	Logisches Signal für Ventil V_Abtauen_diverter
V_WW_diverter	Output	-	-	Logisches Signal für Ventil V_WW_diverter
V_BR_mixer	Output	-	-	Logisches Signal für Ventil V_BR_mixer
V_BR_diverter	Output	-	-	Logisches Signal für Ventil V_BR_diverter
V_Gas(Aux)_mixer	Output	-	-	Logisches Signal für Ventil V_Gas(Aux)_mixer
V_Gas(Aux)_diverter	Output	-	-	Logisches Signal für Ventil V_Gas(Aux)_diverter
SpeicherBeladeSgnl	Output	-	-	Logisches Signal, 1 falls Speicher beladen, 0 falls nicht
AnlagenModus	Output	-	-	Gibt den Anlagenmodus aus
WP_Signal	Output	-	-	Logisches Signal für WP; 0/1-Aus/An
Gas_Signal	Output	-	-	Logisches Signal für das Gas-BW-Modul; 0/1-Aus/An
MassFlowDemand	Output	Massenstrom	kg/h	Benötigter Massenstrom
WP_SetPointTemp	Output	Temperatur	°C	Temperatur, auf welche die WP ihre VL Temperatur erwärmen soll („Set point Temperature“)
GasBW_SetPointTemp	Output	Temperatur	°C	Temperatur, auf welche das GasBW-Modul seine VL Temperatur erwärmen soll („Set point Temperature“)

An die Regelung durch den Controller bestehen aber aufgrund der hohen Komplexität der Anlage (mehrere Betriebsmodi, mehrere Wärmeerzeuger) sehr hohe Anforderungen. Der Ablauf der Funktionsweise kann in zwei Schritte unterteilt werden. Im ersten Schritt werden Anlagenmodus und Massenstrom ermittelt (siehe Abbildung 8.6), im zweiten werden dann die Ventilstellungen zugewiesen.

Der Anlage2ModeController Type ist prozedural programmiert, schreitet also „von Anweisung zu Anweisung voran“ /WPP/. Wie im Flussdiagramm in Abbildung 8.6 gezeigt, kann der Ablauf in zwei Teile geteilt werden. Im ersten Teil werden ein Anlagenmodus sowie der benötigte Massenstrom und die Temperatur bestimmt, auf welche die Wärmepumpe das Fluid beheizen soll (Set Point Temperatur). Im zweiten Teil werden die Signale für die Stellung der 3-Wege-Ventile und die Ein/Aus-Signale für Wärmepumpe und den Elektro-Heizstab entsprechend dem zuvor ermittelten Anlagenmodus gesetzt.

Der Kollektorkreis der Anlage läuft autonom und wird von einem Type 2b Controller geregelt. Nur wenn der Kollektorkreis nicht genügend Wärme bereitstellt um den Bedarf zu decken, wird die Anlage in einen Modus gesetzt, in dem als zusätzliche Wärmeerzeuger je nach Bedarf und abhängig von der Außentemperatur die Wärmepumpe oder das Gas-Brennwertmodul zugeschaltet werden (solare Vorrangsschaltung).

Bekommt der Controller (von der Wärmepumpe) über seinen Input „AbtauSgnl“ eine 1, so wird der Anlagenmodus auf 2 (Abtauung WP) gestellt und der Massenstrom auf den im Parameter „Massenstrom_Abtauen“ eingestellten Wert gesetzt.

Liegt kein „AbtauSgnl“ vor wird überprüft, ob der Speicher im letzten Zeitschritt beladen wurde. Diese Abfrage ist nötig, um den Speicher nicht nur genau bis zur eingestellten („setTempST_oben“), sondern zusätzlich noch um die im Parameter „dead-Band_dT_ST_oben“ festgelegte Temperatur zu erwärmen.

Falls der Speicher beladen wurde, wird überprüft, ob die eingestellte Temperatur für den oberen Teil des Speichers, mit dem die Frischwasserstation versorgt wird, zuzüglich der „dead Band“-Temperatur erreicht wurde. Liegt die Temperatur im oberen Teil des Speichers darüber, so wird „SpeicherBeladenSgnl“ gleich 0 gesetzt und der Belade-Modus des Speichers endet. Ist die Temperatur noch nicht erreicht, wird eine zuvor mit „bool“ deklarierte und „false“ initialisierte Variable „BeladeModus“ auf „true“ gesetzt.

Wird ein Warmwasser (DHW)-Bedarf festgestellt, wird überprüft, ob die Umgebungstemperatur über der Bivalenztemperatur liegt. Ist das der Fall, so überprüft eine weitere Abfrage, ob der Kollektorkreis genügend Wärme liefert, um den Speicher alleine beladen zu können. Wird diese Bedingung erfüllt, wird der Anlagenmodus auf 0 (nur Solar) gestellt. Sollte der Kollektorkreis nicht genügend Wärme liefern, wird der Anlagenmodus auf 1 (Erzeugung WW über WP) gesetzt und die „Set Point Temperatur“ für die Wärmepumpe auf das Maximum gesetzt. Ist die Umgebungstemperatur kleiner als die Bivalenztemperatur, muss das Gas-BW Modul übernehmen. In diesem Fall wird der Anlagenmodus auf 7 (WW mit GasBW) gesetzt und die „Set Point Temperatur“ für das Gas-BW Modul auf das Maximum. Sollte das noch nicht ausreichen, um den Wärmebedarf zu decken, wird der Anlagenmodus auf 10 (Notbetrieb mit E-Stab) gesetzt. Anschließend wird das „SpeicherBeladenSgnl“ auf 1 gestellt um zu kennzeichnen, dass der Speicher im Belademodus ist, und der Massenstrom wird auf den im Parameter „Massenstrom_SpeicherBeladen“ eingestellten Wert gesetzt.

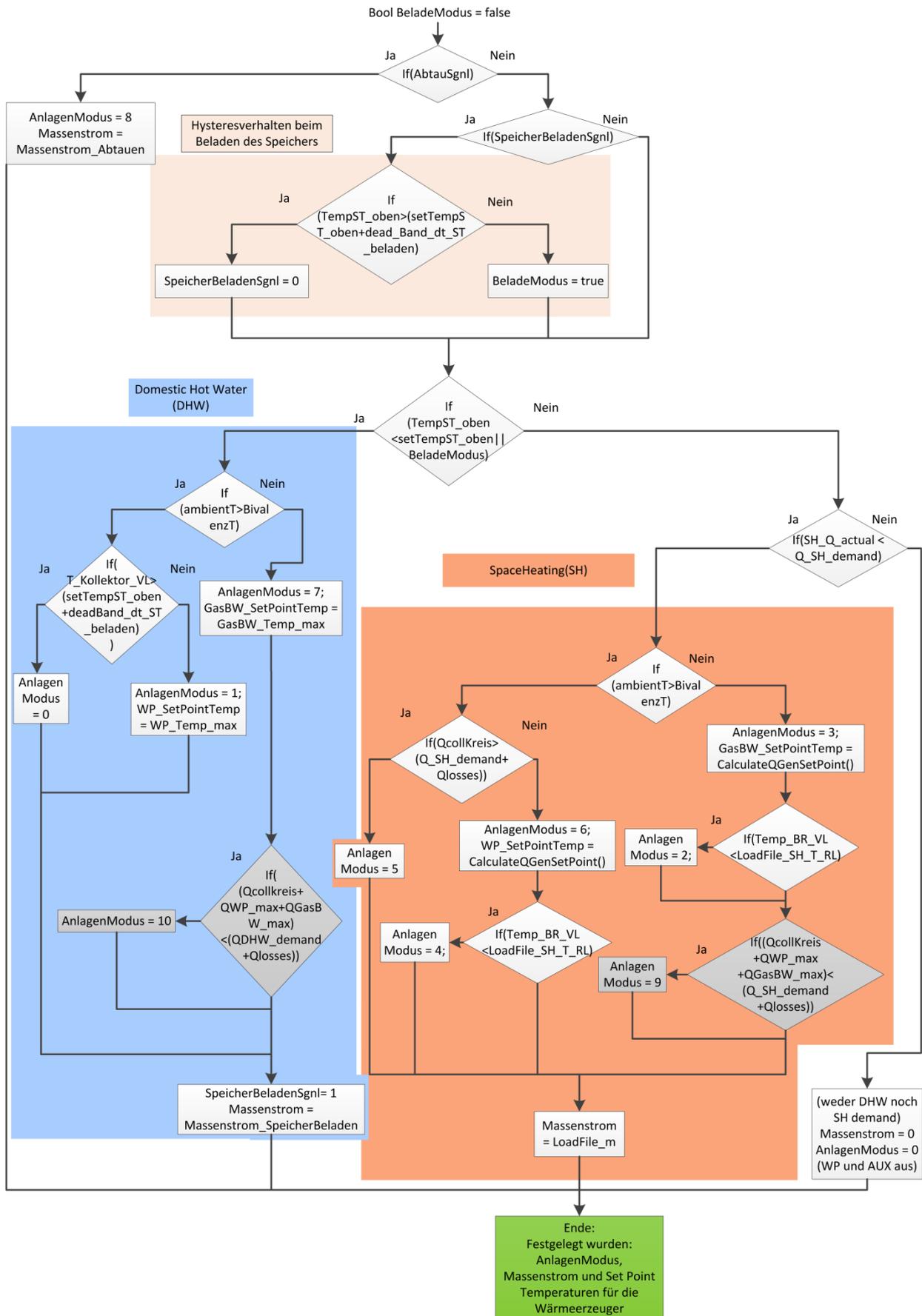


Abb. 8.6: Anlage2ModeController Flussdiagramm

Falls kein DHW-Bedarf festgestellt wird, überprüft eine weitere Abfrage, ob Bedarf für die Raumheizung (SH) besteht. Sollte dies nicht der Fall sein, werden Massenstrom und Anlagenmodus auf 0 (nur Solar) gesetzt. Besteht ein Heizwärmebedarf, wird überprüft, ob die Außentemperatur über der Bivalenztemperatur liegt. Liegt sie darüber, stellt eine weitere Abfrage fest, ob der Kollektorkreis genügend Wärme liefert, um den Bedarf an Wärme für die Raumheizung und Verlust im Speicher und Hydraulikkreis zu decken. Reicht die Wärme aus, wird der Anlagenmodus auf 5 (Heizbetrieb nur Solar) gesetzt, reicht sie jedoch nicht aus, so wird der Anlagenmodus auf 6 (Heizbetrieb WP mit Solarunterstützung) und die „Set Point Temperatur“ für die Wärmepumpe auf den mit der Funktion CalculateQGenSetPoint() ermittelten Wert gestellt (siehe Abbildung 8.7).

Dann wird überprüft, ob die Vorlauftemperatur aus dem BR-Kreis unter der benötigten Heizungsrücklauftemperatur liegt. Ist das der Fall, so reicht die Speicherwärme nicht für die Raumheizung aus und die Anlage wird in Modus 4 (Heizbetrieb nur WP) gestellt. Sollte die Umgebungstemperatur unter der Bivalenztemperatur liegen, wird der Anlagenmodus auf 3 (Heizbetrieb Gas-BW mit Solar) und die „Set Point-Temperatur“ für das Gas-Brennwertmodul auf den mit der Funktion CalculateQGenSetPoint() ermittelten Wert gesetzt. Reicht die Vorlauftemperatur aus dem BR-Kreis nicht für die Raumheizung, ist also kleiner als die im Lastprofil angegebene SH-Rücklauftemperatur, so wird der Anlagenmodus 2 (Heizbetrieb Gas-BW) gesetzt. Für den Fall, dass auch das Gas-Brennwertmodul den Heizwärmebedarf nicht decken kann, wird die Anlage in den Anlagenmodus 9 (Notbetrieb) versetzt. Der Massenstrom für die Anlage wird anschließend auf den im Lastprofil angegebenen Massenstrom gesetzt.

Im zweiten Teil des Ablaufs des Anlage2ModeControllers werden den 3-Wege-Ventilen je nach Anlagenmodus Signale zugewiesen. Erhält ein Ventil ein Signal 0, so fließt der gesamte Eingangsmassenstrom durch den Ausgang 1 (outlet1). Erhält es das Signal 1, fließt der gesamte Eingangsmassenstrom durch Ausgang 2 (outlet2). Entsprechend dem Anlagenmodus werden auch die Ein/Aus-Signale für die Wärmeerzeuger vergeben.

```
//Berechnen der Benötigten RL Temp. (Set Point Temp.) eines
//Wärmeerzeugers (z.B. Wärmepumpe, GasBW)
//(benötigte Wärmemenge, benötigter Massenstrom, VL-Temperatur des
//Wärmeerzeugers, maximale RL-Temperatur des Wärmeerzeuger)
double CalculateQGenSetPointTemp(double Q,double m,double
Temp_VL_QErzeuger,double Temp_max_QErzeuger)
{
    if(m == 0) {return 0;} // zur Sicherheit, Nullteilung verhindern
    double SetPointTemp = (Q/(m*4.181))+Temp_VL_QErzeuger);
    if(SetPointTemp>Temp_max_QErzeuger)
        {SetPointTemp=Temp_max_QErzeuger;}
    return SetPointTemp;
}
```

Abb. 8.7: Quelltext der Funktion CalculateQGenSetPoint();

Bilanzierung

Im TRNSYS-Deck der Hybridanlage wurden „Simulation Summaries“ eingebaut um über monatliche und den Gesamtsimulationszeitraum integrierte relevante Werte und Bilanzen in externe Dateien auszugeben. Alle externen Dateien, die während eines Simulationslaufs erstellt werden sowie darin enthaltene Werte und Bilanzen, werden in Tabelle 8.4 dargestellt.

Tabelle 8.4: Ausgeschriebene Werte und Bilanzierungen

Ausgabedatei/Größe	Beschreibung
Datei: SummaryCollectorKreis.txt	
QCollKreisStore_HX1	Wärmemenge aus dem Kollektorkreis (im Speicher „Power th. HX1“).
QCollector	Energiegewinn am Kollektor (Useful Energy Gain).
QLosses	Wärmeverlust der Rohrleitungen im Kollektorkreis an Umgebung.
Abweichung	= QCollector - Qlosses - QcollKreisStore_HX1 (Bilanz)
Datei: SummaryDHW.txt	
Q_StoreHX2	Wärmemenge aus Speicher für DHW “Power through HX2”.
Q_DHW_outlet	Wärmemenge am DHW Ausgang
Abweichung	= Q_StoreHX - Q_DHW_outlet (Bilanz)
QDHW_demand	Wärmebedarf entsprechend des DHW-Lastprofils. .
Datei: SummaryGesamt.txt	
QColl	Wärmemenge aus dem Kollektorkreis (Im Speicher Power th. HX1).
QWP	Von der Wärmepumpe erzeugte Wärmemenge („Rate of energy delivery to fluid stream“ - zur Zeit. noch vom Aux Heater).
QGasBW	Von der GasBW-Modul erzeugte Wärmemenge.
QDHW	Wärmemenge aus Speicher für DHW “Power through HX2”.
QSH	Wärmemenge der Raumheizung (SH).
QLossGesamt	Wärmeverluste von Speicher und Rohrleitungen im Hydraulikkreis.
Abweichung	= QKollektor + QWP-QDHW-QSH - QLossGesamt (Bilanz)
Datei: SummarySpeicher.txt	
QDP1_WW	Wärmemenge des Hydraulikkreis von WP und GasBW-Modul an den Speicher (Im Speicher Power through DP1).
QDP2_BR	Wärmemenge an den Bivalent-Regenerativ-Kreis aus dem Speicher (Im Speicher Power through DP2).
QHX1_Solar	Wärmemenge aus dem Kollektorkreis an den Speicher (“Power through HX 1”).
QHX2_DHW	Wärmemenge aus Speicher für DHW (“Power through HX 2).
Q_Loss_Speicher	Wärmeverluste des Speichers).
Abweichung	= QDP1_WW - QDP2_BR + HX1_Solar - HX2_DHW - Q_Loss_Speicher (Bilanz)
Datei: SummaryHydraulik.txt	
QWP	Wärmemenge der Wärmepumpe
QGasBW	Wärmemenge des Gas-BW
QBR	Wärme vom Speicher an SH durch den BR-Kreis
QWW	Wärme vom Hydraulikkreis an den Speicher durch WW-Kreis

QSH	Wärmemenge der Raumheizung
QLoss_	Wärmeverlust der Rohre im Hydraulikkreis
Abweichung	= QWP + QGasBW - QBR + QWW - QSH - Qloss

8.2.2.2 Auswertung und Zusammenfassung

Eine Auswertung konnte im Rahmen dieser Studie nicht durchgeführt werden, da von der Anlage bis dato zu wenige Parameter bekannt waren, kein Rechenmodell für die Wärmepumpe vorhanden war und kein korrektes Lastprofil des Hauses vorlag, in dem die Anlage verbaut wurde. Mit dem Standard-Lastprofil für die Raumheizung und dem Frischwasserbedarf sowie einem AUX - Heater anstatt der Wärmepumpe läuft die Simulation erfolgreich. Eine Übersicht der während einer Jahressimulation mit den Standarddaten ausgegebenen Werte und Bilanzen (Abweichungen) ist in Tabelle 8.5 aufgeführt, in Tabelle 8.4 werden diese beschrieben.

Auch wenn die Bilanzen weitestgehend in sich stimmig scheinen und sich die meisten im Rahmen der Toleranz befinden, liegen die Wärmemengen für Raumheizung und Trinkwassererwärmung deutlich unter dem vom Lastprofil geforderten Bedarf. Dies könnte auf falsch gesetzte Parametereinstellungen bei den noch nicht geprüften Anlagenkomponenten zurückzuführen sein. Möglicherweise müssen auch die Parameter des Speichers angepasst werden, da der zweite Wärmetauscher (DHW) zwar seinen Eingang (inlet) in der Mitte des Speichers hat, dann aber erstmals zum Boden des Speichers geführt wird und anschließend den gesamten Speicher durchläuft. Testweise wurde für die Trinkwassererwärmung im Speicher kein Wärmeübertrager, sondern direkt ein Doubleport benutzt, was zur vollständigen Deckung des Wärmebedarfs zur Trinkwassererwärmung führte.

Tabelle 8.5: Jahressimulation mit Standarddaten - Ausgeschriebene Werte und Bilanzen.

SummaryCollectorKreis		SummaryHydraulikKreis	
QCollKreisStore_HX1	3241 kWh	QWP	4235 kWh
QCollector	3669 kWh	QGasBW	492 kWh
QLosses	420 kWh	QBR	1066 kWh
Abweichung	8 kWh	QWW	1246 kWh
		QSH	3771 kWh
		Qloss	651 kWh
		Abweichung	125 kWh
SummaryGesamt		SummarySpeicher	
QColl	3241 kWh	QDP1_WW	1140 kWh
QWP	4266 kWh	QDP2_BR	1167 kWh
QGasBW	494 kWh	QHX1_Solar	3241 kWh
QDHW	2103 kWh	QHX2_DHW	2103 kWh
QSH	3752 kWh	QLoss_Speicher	1124 kWh
Qloss	1775 kWh	Abweichung	-13 kWh
Abweichung	370 kWh		
QSH_demand	9089 kWh		
SummaryDHW			
Q_StoreHX2	2103 kWh		
Q_DHW_outlet	2103 kWh		
Abweichung	0 kWh		
QDHW_demand	2941 kWh		

Da die Fa. Schüco International KG vorzeitig als Industriepartner aus dem Projekt WPSol ausgeschieden ist, wurde eine entsprechende Vereinbarung getroffen, weder die Simulationen der Gesamtanlage noch die Laborprüfungen der Wärmepumpen fortzuführen, weshalb die Simulationsstudie an dieser Stelle abgebrochen werden musste.

8.2.3 Schüco #2

Die zweite Feldtestanlage der Fa. Schüco International KG ist ähnlich aufgebaut wie die Hybridanlage, allerdings ohne zusätzliches Gas-Brennwertgerät. Ein Simulationsdeck würde daher sehr ähnlich ausfallen, und zudem Vereinfachungen gegenüber dem der Hybridanlage aufweisen. Aus den oben genannten Gründen wurden auch in diesem Fall die Arbeiten nicht weiter verfolgt.

8.3 Anlage Viessmann Eisspeicher (Feldtestanlage #3)

Die Anlage „Viessmann 1“ (Eisspeicheranlage in Louisendorf) wurde vollständig mit TRNSYS abgebildet und simuliert. Die Abbildung dieser Anlage in der Simulationssoftware stellte besondere Herausforderungen dar, da diese Anlage sehr spezielle Komponenten beinhaltet, welche üblicherweise nicht in Heizungsanlagen verbaut werden. Als eine Besonderheit sei der Eisspeicher genannt, der im Erdreich vergraben ist und in seiner Eigenschaft als Wärmequelle für die Wärmepumpe auch als Latentwärmespeicher genutzt wird. TRNSYS-Typen für Latentwärmespeicher sind zwar bekannt, Typen für erdvergrabene saisonale Warmwasserspeicher ebenso, allerdings nicht die Kombination aus beiden. Diese Herausforderung konnte gelöst werden indem die Interaktion des Eisspeichers mit dem umgebenden Erdreich abgeschätzt wurde, so dass die Simulationen des Jahresenergieertrages der Gesamtanlage sowie der Effizienz der Wärmepumpe vertrauenswürdige Ergebnisse zeigten.

Die Simulationen der „Eisspeicher“-Anlage wurden auf Wunsch der Fa. Viessmann bereits zu einem relativ frühen Zeitpunkt im Jahr 2011 durchgeführt, sodass kein dynamisches Wärmepumpenmodell Anwendung findet, sondern ein klassisches Type basierend auf einem einfachen Kennlinienmodell mit biquadratischen Polynomen basierend auf technischen Daten für eine Wärmepumpe vom Typ Vitocal 343BWT 106 (5,9 kW).

Abweichend zur realen Feldtestanlage wird es in der Simulation dem Regler ermöglicht, auch Solarerträge vom Absorber direkt auf den Verdampfer der Wärmepumpe zu beaufschlagen. Die Solevorlauftemperatur wird dabei auf 25 °C begrenzt. Für den Warmwasserspeicher wurden Speicherkennwerte des zuvor am ITW getesteten Gerätes Vitodens 343 verwendet.

Weitere verwendete Randbedingungen sind im Folgenden aufgelistet:

1. Wetter: TRY Würzburg nach EN 12977-2
2. Raumheizungslast: VL-Temp. 35 °C bei -12 °C, 6.572 kWh/a
3. WW-Last: 2.109 kWh/a, Kaltwassertemperatur für Würzburg nach EN 12977-2, EU-Zapfprofil Eco 3-M
4. Trinkwasserspeicher: V=230,5 Liter, Wärmeverlustrate=2,25 W/K
5. Eisspeicher: 12,3 m³, ungestörte Erdreichtemperatur: 10,4 +/- 4,6 °C
6. Flachkollektor-Kennwerte:

* number of collector modules: n_col = 2

- * collector area (aperture) per module [m^2]: $A_c = 2.327$
- * collector conversion factor [-]: $\eta_{a0} = 0.791$
- * k_1 : constant in U-value [$\text{W}(\text{m}^2\text{K})$]: $k_1 = 3.94$
- * k_2 : constant in U-value [$\text{W}(\text{m}^2\text{K}^2)$]: $k_2 = 0.012$
- * effective heat capacity of collector module [$\text{J}/(\text{m}^2\text{K})$]: $C_{eff} = 5350.0$
- * incident angle modifier coefficient (b_0): $b_0 = 0.126$
- * incident angle modifier for diffuse irradiance: $IAM_{dfu} = 0.876$

7. Kennwerte für den Absorber:

- *1 Collector aperture area [m^2]: 20.0
- *2 Eta zero: 0.846
- *3 Incidence Angle Modifier for the Diffuse radiation IAM_{dfu} : 1.0
- *4 Linear heat loss coefficient [$\text{W}(\text{m}^2\text{K})$]: 24.765
- *5 Heat loss coefficient second order [$\text{W}(\text{m}^2\text{K}^2)$]: 0.0
- *6 Wind dependence of heat losses [$(\text{W}\cdot\text{s})/(\text{Km}^3)$]: 4.137
- *7 Long wave dependence of heat losses [$\text{kJ}(\text{hKm}^2)$]: 0.0
- *8 Effective heat capacity of the collector [$\text{J}/(\text{Km}^2)$]: 7092.36
- *9 Wind dependence of η_{a0} [s/m]: 0.018

Da es im Simulationsdeck nicht abbildbar ist, dass gleichzeitig eine Anforderung für Raumheizung und Trinkwassernachheizung vorhanden ist, wurde ein Heizungspufferspeicher (ohne Wärmeverluste, da real nicht vorhanden) in die Simulation integriert, der ausreichend Wärme speichert, während die Wärmepumpe den Trinkwasserspeicher nachheizt. In dem verwendeten EU Zapfprofil Eco 3-M wird nur von einer einzigen Trinkwasserzapfung einmal am Tag um 18 Uhr ausgegangen, bei welcher 200 l Warmwasser bei 45 °C gezapft werden.

Weiterhin ist der Wärmeübergang zwischen Eisspeicher und Erdreich entscheidend für die Ergebnisse der Temperaturverteilung im Speicher. Zu Beginn der Simulationen wurden deshalb mangels TRNSYS-Type für einen erdvergrabenen Latentwärmespeicher zwei Varianten als Jahressimulationen berechnet:

- 1) kein Wärmeaustausch des Eisspeichers mit dem Erdreich
- 2) $k \cdot A$ Eisspeicher = 312 W/K, berechnet aus thermischen Stoffdaten von Beton und den Abmaßen des Eisspeichers (als würde der Speicher oberirdisch stehen)

Verwendet wurde Type 842, allerdings ist das hiermit berechnete Wärmeübertragungsvermögen nicht ganz korrekt und es ist davon auszugehen, dass ein mittleres Ergebnis zwischen beiden Varianten am ehesten der Wahrheit entspricht. Aus diesen ersten Simulationen ergibt sich eine Jahresarbeitszahl von ca. 3,5 für den Fall ohne Wärmeaustausch bzw. ca. 3,6 für den Fall mit Wärmeaustausch des Erdspeichers. In den Abbildungen 8.8 und 8.9 sind die aus den beiden Varianten resultierenden Temperaturverteilungen aufgezeigt. T1 – T4 stehen dabei für Temperaturen im Eisspeicher auf unterschiedliche Höhen.

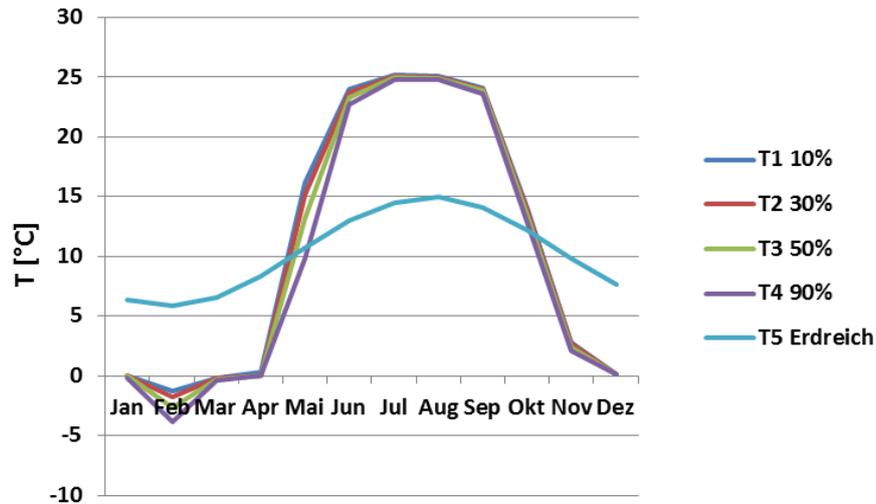


Abb. 8.8: Temperaturen im Eisspeicher bei Simulation mit Modell 1

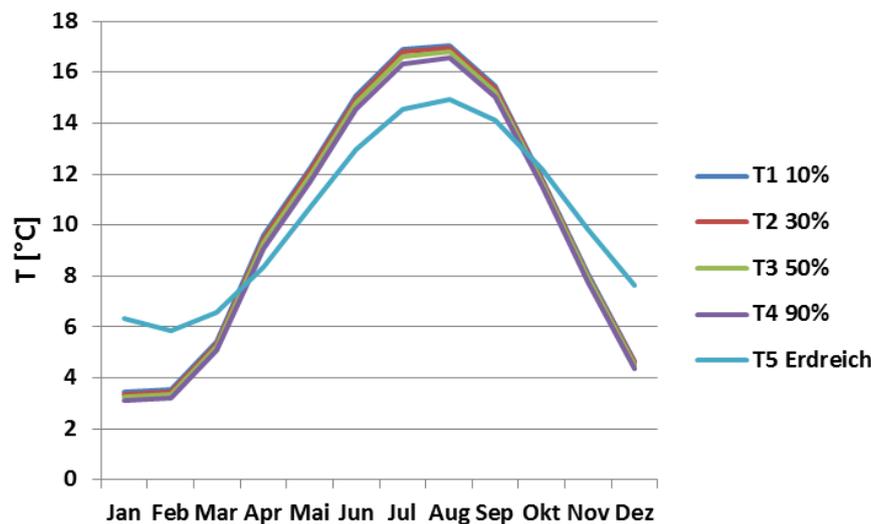


Abb. 8.9: Temperaturen im Eisspeicher bei Simulation mit Modell 2

In einem nächsten Schritt wurde die Regelstrategie des Simulationsmodells wie folgt angepasst: In den ersten Simulationen waren Absorber und Kollektoren in Reihe verschaltet, wodurch bei höherer solarer Einstrahlung zu viel Wärme aus dem Rücklauf im Absorber an die Umgebung verloren ging. Das Simulationsdeck wurde daher an das reale Verhalten der Feldtestanlage angepasst, nämlich einen parallelen Betrieb von Absorbern und Kollektoren. Dabei beladen die Flachkollektoren prioritär den Trinkwasserspeicher, die Absorber immer nur den Eisspeicher und es ist jeweils nur einer dieser Vorgänge gleichzeitig möglich.

Im Gegensatz zur realen Feldtestanlage ist in der Simulation auf Wunsch des Herstellers auch eine solare Beladung des Verdampfers der Wärmepumpe möglich, wie es in neueren Anlagen umgesetzt wird.

Durch die Implementierung der neuen Regelstrategie wurde eine deutliche Verbesserung der Jahresarbeitszahl auf 3,9 erreicht. Der solare Ertrag für den Trinkwasserspeicher sowie der Absorberertrag konnte durch die Maßnahme deutlich gesteigert werden. Zusätzlich werden nun 1.119 kWh direkt vom Absorber dem Verdampfer der Wärmepumpe zugeführt.

Allerdings vereist der Speicher in dieser Simulationsvariante nicht, was auf einen zu hohen berechneten Wärmeaustausch mit der Umgebung zurückzuführen ist.

Es folgen ausgewählte Ergebnisse für diese Simulation: Abbildung 8.10 zeigt die Jahresbilanz der Solarkreise für Flachkollektoren und Absorber und Abbildung 8.11 die thermische Leistung der Wärmepumpe.

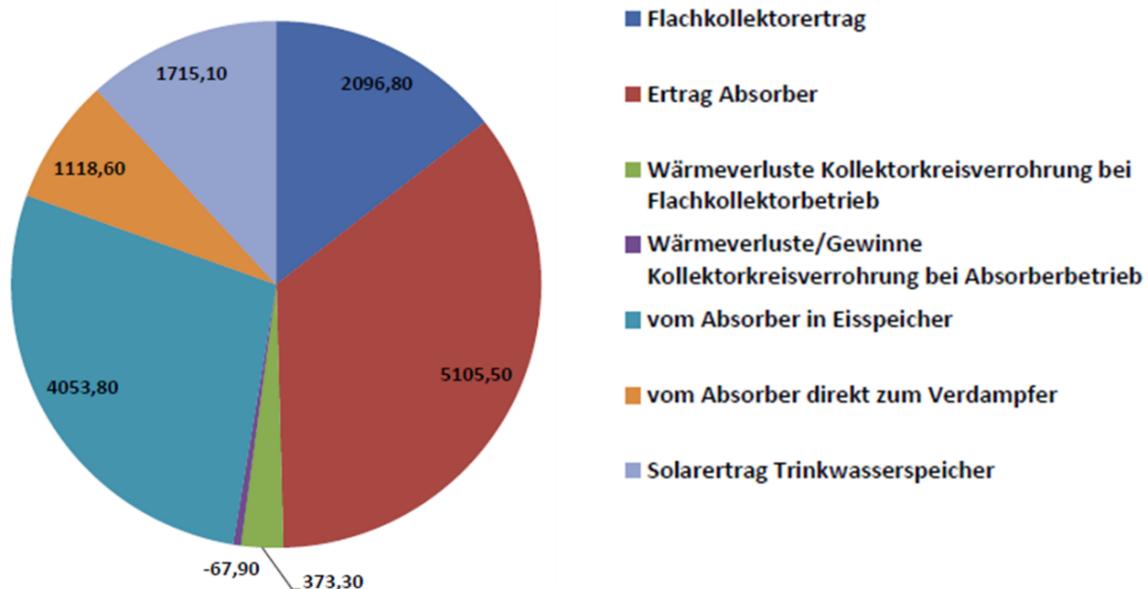


Abb. 8.10: Jahresbilanz Solarkreis gesamt, Wärmemengen in kWh

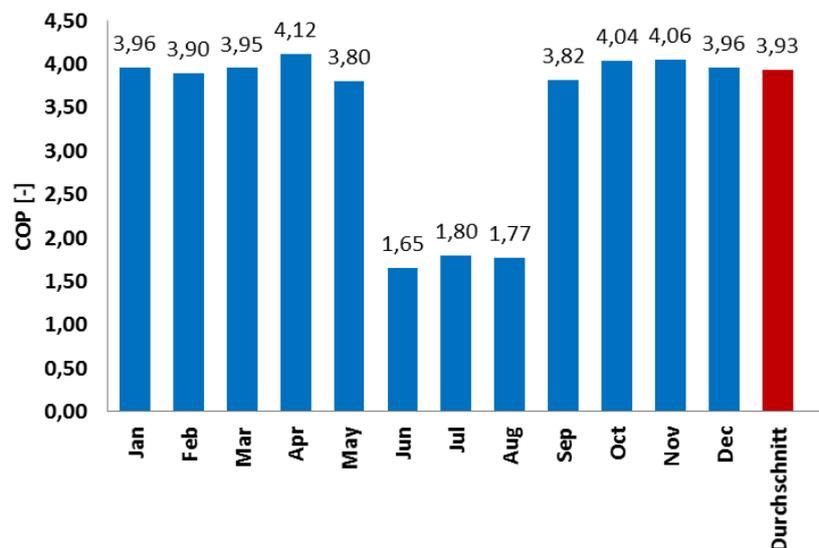


Abb. 8.11: Jahresbilanz Wärmepumpe, Coefficient of Performance (COP)

In einem weiteren Schritt wurde ein neues Type (TYPE 209) eingeführt, welches zusätzlich den Temperaturverlauf, basierend auf Wärmeleitung und Kapazität im Erdreich um den Eisspeicher herum, berechnet. Dafür wird die Annahme getroffen, dass der Speicher näherungsweise eine Halbkugelform hat, bei 12 m³ Speichervolumen mit einem Radius von

1,80 m. Die Erdreich-Temperaturen sind somit symmetrisch mit Isothermen als Kugelschalen um den Speicher herum angelegt. Es wird bis zu dem doppelten Speicherradius in das Erdreich hinein gerechnet (3,60 m), dort wird dann die ungestörte Erdreich-Temperatur vorgegeben. Der Eisspeicher bekommt die Innentemperatur der Erdschale als Input, die Erdschale bekommt vom Eisspeicher die Verlustleistung als Wärmestrom (innen) in das Erdreich hinein, und am äußeren Rand die ungestörte Erdreich-Temperatur. Der Wärmeübergang zwischen Speicher und Erde ist $k \cdot A = 312,5 \text{ W/K}$. Für das Erdreich werden folgende Kennwerte angenommen: Dichte $\rho = 2000 \text{ kg/m}^3$, spezifische Wärmekapazität $c_p = 1,8 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$, Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 0,5 \cdot 3,6 \text{ kJ/(h} \cdot \text{m} \cdot \text{K)}$.

Die neuen Simulationen führten zu einem leicht schlechteren Ergebnis mit einem Monatsdurchschnitt von 3,77 für den Coefficient of Performance (COP) der Wärmepumpe. Es folgen ausgewählte Ergebnisse (Abbildungen 8.12 bis 8.16).

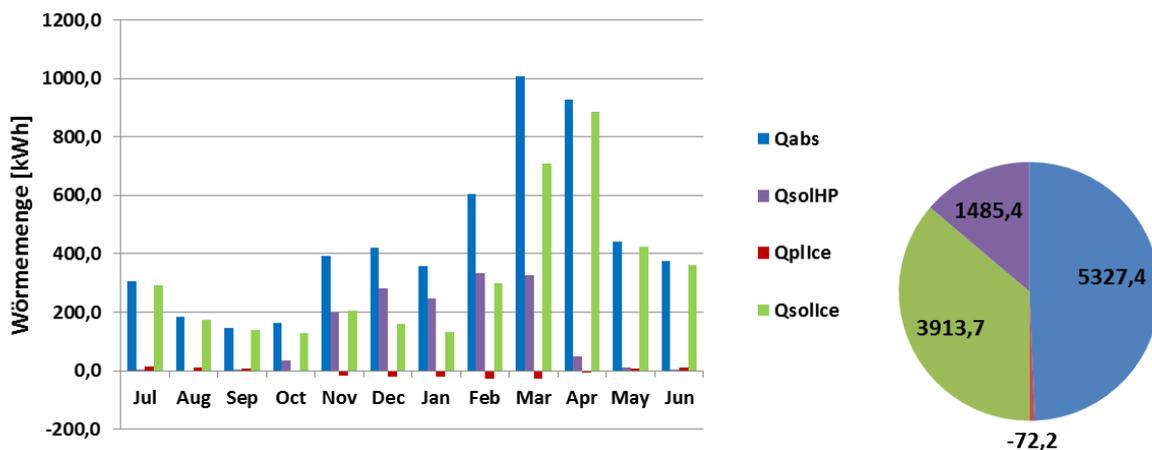


Abb. 8.12: Jahresbilanz Absorberkreis, Angaben in kWh, mit Q_{abs} – Ertrag Absorber, Q_{solHP} – Wärmemenge vom Absorber direkt zum Verdampfer der WP, Q_{plIce} – Wärmeverluste/ Gewinne Kollektorkreisverrohrung bei Absorberbetrieb, Q_{solIce} – Wärmemenge vom Absorber zum Eisspeicher

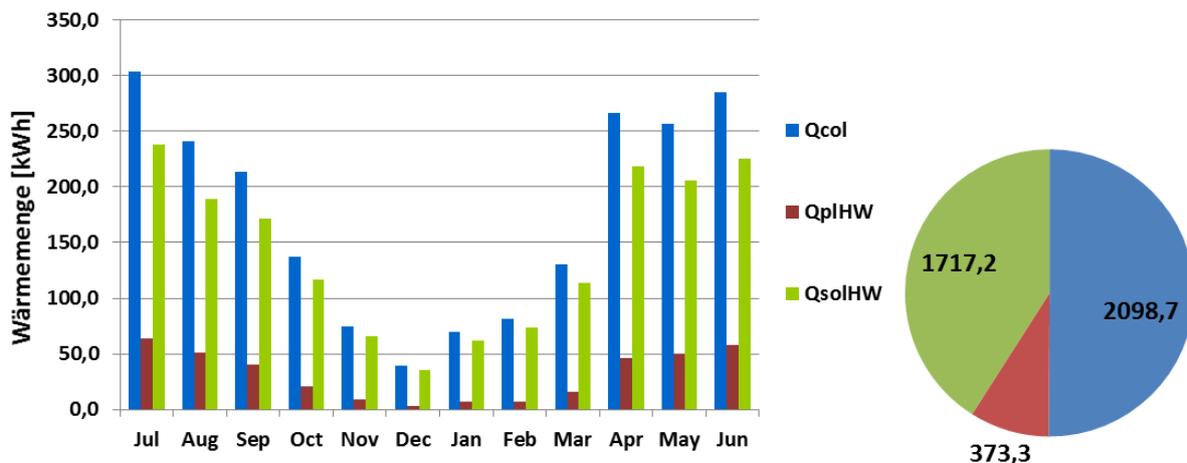


Abb. 8.13: Jahresbilanz Kollektorkreis, Angaben in kWh, mit Q_{col} – Flachkollektorertrag, Q_{plHW} – Wärmeverluste Kollektorkreisverrohrung bei Flachkollektorbetrieb, Q_{solHW} – Solarer Ertrag Trinkwasserspeicher

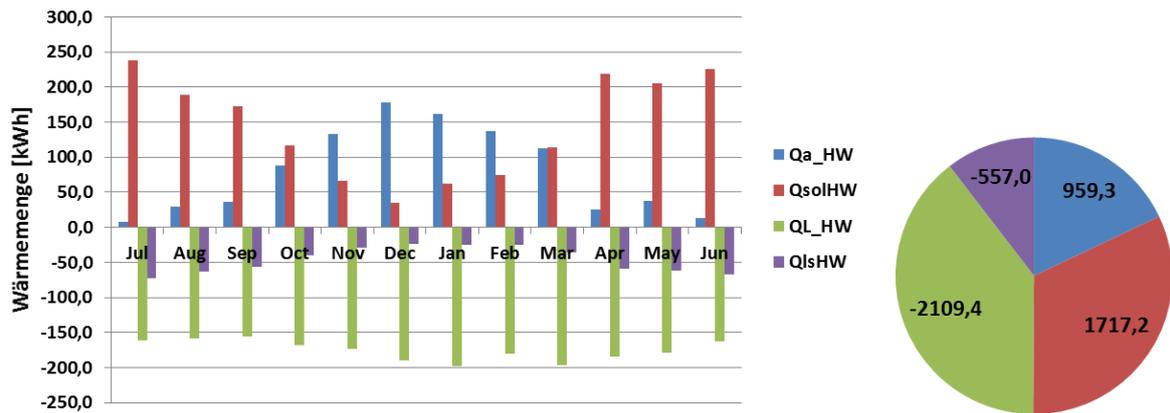


Abb. 8.14: Jahresbilanz Warmwasser, Angaben in kWh, Qa_HW - Wärme von Wärmepumpe in Trinkwasserspeicher, $QsolHW$ - Wärme von Kollektor in Trinkwasserspeicher, QL_HW - Trinkwarmwasserlast, $QlsHW$ - Wärmeverluste Trinkwasserspeicher

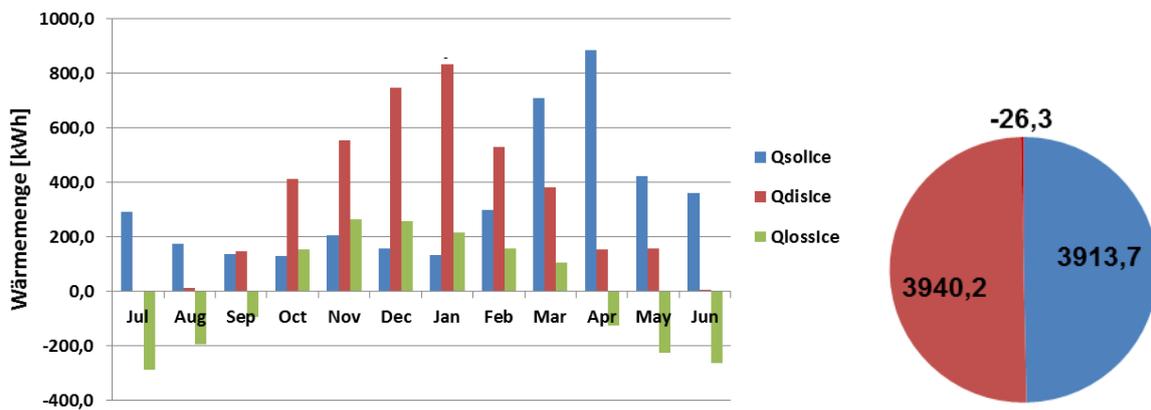


Abb. 8.15: Jahresbilanz Eisspeicher, Angaben in kWh, $QsolIce$ - Wärme von Kollektoren in Eisspeicher, $QdisIce$ - vom Eisspeicher an die Wärmepumpe (Verdampfer) abgegebene Wärme, $QlossIce$ - Wärmeverluste-/Gewinne des Eisspeichers

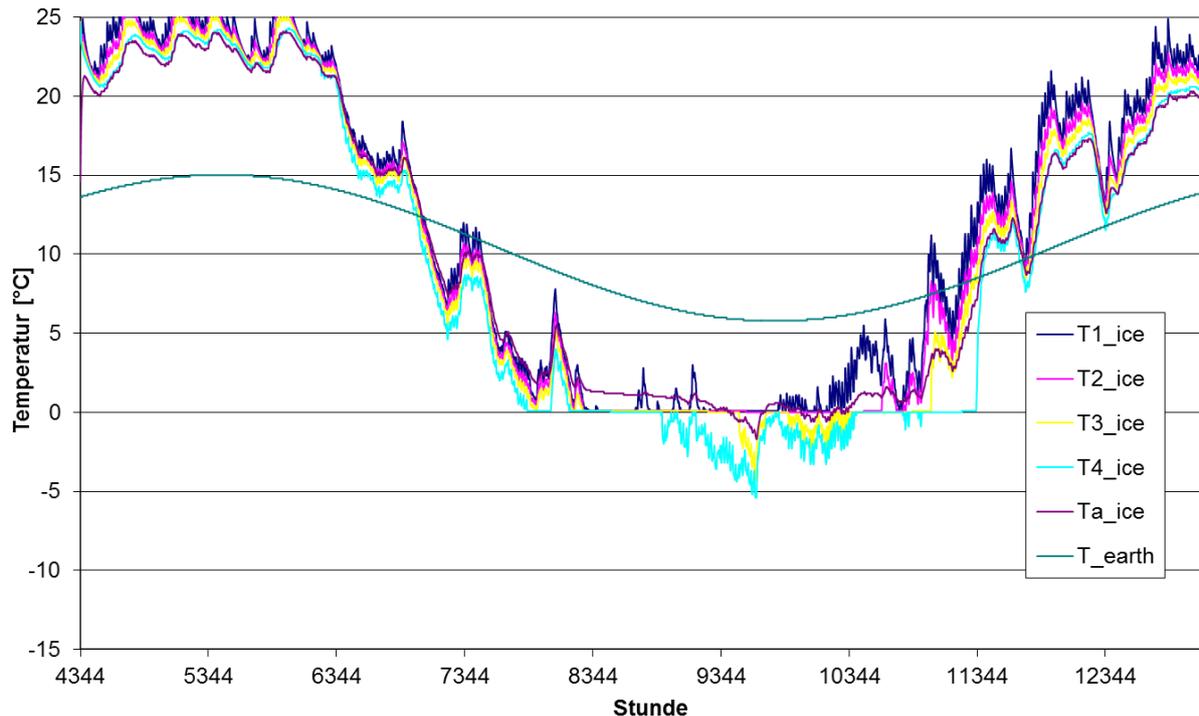


Abb. 8.16: Temperaturen am Eisspeicher, $T1$ - $T4$ – Temperaturen im Speicher in verschiedenen Höhen ($T1$ 10%, $T4$ 90%), Ta_{ice} – Temperatur an der Außenseite des Speichers, T_{earth} – Temperatur im umgebenden Erdreich

8.4 Anlage Viessmann Erdwärmesonden (Feldtestanlage #4)

Für die zweite Anlage der Fa. Viessmann wurde keine Systemsimulation durchgeführt.

8.5 Anlage Sonnenkraft (Feldtestanlage #5)

Für die Anlage der Fa. Sonnenkraft wurde keine Systemsimulation durchgeführt.

8.6 Anlage Noventec (Feldtestanlage #6)

Für die Anlage der Fa. Noventec GmbH wurde ein Simulationsmodell in TRNSYS 17 erstellt, das sowohl das Type 401 als auch ein Modell basierend auf einem neuronalen Netz für die Simulation der Wärmepumpe verwenden kann. Da zum Zeitpunkt der Untersuchung kein Type für die Simulation von Erdwärmekörpern zur Verfügung stand, wurde auf Type 10 zurückgegriffen, welches einen Gesteinsspeicher modelliert. Für die Dachpfannenabsorber wurde Type 132 verwendet, für die beiden Speicher Type 340. Die Regelung wurde gemäß den Herstellerangaben umgesetzt. Dabei wurde auf die Implementierung der Ventilwartung und der Passivkühlung verzichtet, da sie für die Deckung des Wärmebedarfs für die Trinkwassererwärmung und Heizung keine Relevanz haben. Das Simulationsmodell der Gesamtanlage wurde in das Referenzdeck von Task 44 eingebettet. Dadurch werden dem System die in Task 44 festgelegten Umgebungsbedingungen (klimatische Bedingungen von Straßburg) und thermischen Lasten (Wärmebedarf für Trinkwasser und Heizung eines Einfamilienhauses „SFH 45“) aufgeprägt.

Nachfolgend sind die Ergebnisse einer Jahressimulation unter Verwendung von Type 401 für die Modellierung der Wärmepumpe dargestellt.

Tab. 8.5: Ergebnisse der Jahressimulation - monatlich übertragene Energiemengen in kWh

	Direktladung TWP	WP → TWP (Dachentladung)	WP → TWP (Korbentladung)	Trinkwasser- erwärmung	Verluste TWP	Trinkwasser Bedarf	P_el WP → TWP	Solar → WP (Dachentladung TWP)	Geo → WP (Korbentladung TWP)
Jan	16	36	176	280	33	207	97	25	91
Feb	6	66	157	221	33	191	101	46	77
Mrz	2	105	120	238	37	204	100	65	63
Apr	10	147	52	240	37	187	79	92	31
Mai	35	146	30	258	38	173	64	96	17
Jun	36	122	30	250	37	151	55	82	18
Jul	44	106	28	248	38	146	49	71	17
Aug	37	111	29	243	38	141	50	75	18
Sep	24	133	26	239	37	144	59	87	16
Okt	16	126	67	254	38	161	73	81	41
Nov	3	72	129	252	37	173	86	44	73
Dez	15	66	216	381	50	198	101	15	92
Summe	242	1236	1061	3104	453	2074	913	779	555

Tab. 8.6: Ergebnisse der Jahressimulation - monatlich übertragene Energiemengen in kWh

	Direktladung HZP	WP → HZP (Dachentladung)	WP → HZP (Korbentladung)	Heizung	Verluste HZP	Heizung Bedarf	P_el WP → HZP	Solar → WP (Dachentladung HZP)	Geo → WP (Korbentladung HZP)	Korbentladung
Jan	163	208	970	974	13	1676	399	155	587	142
Feb	176	229	853	1002	20	1140	400	169	480	120
Mrz	116	241	661	845	26	628	327	252	381	223
Apr	105	183	335	525	26	130	158	168	216	135
Mai	44	63	116	179	28	3	58	43	73	5
Jun	5	20	5	4	27	0	7	13	3	0
Jul	0	22	2	0	28	0	8	15	2	0
Aug	3	16	5	0	28	0	6	11	3	16
Sep	12	71	23	75	27	0	28	47	16	3
Okt	42	240	314	499	27	212	170	200	207	71
Nov	72	228	867	950	26	1062	384	208	526	126
Dez	146	158	1279	1244	20	1593	474	76	627	133
Summe	885	1679	5430	6297	296	6445	2419	1358	3120	973

Zur Analyse der Jahressimulation werden Energiebilanzen für verschiedene Bilanzgrenzen gebildet. Dafür wurden vier für das System sinnvolle Bilanzräume gewählt:

- Wärmepumpe (WP)
- Trinkwasserpuffer (TWP)
- Heizungspuffer (HZP)
- Gesamtsystem

Wärmepumpe

Zugeführte Energie	Abgeführte Energie
Solar → WP (Dachentladung TWP)	WP → TWP (Korbentladung)
Solar → WP (Dachentladung HZP)	WP → TWP (Dachentladung)
P_el → WP TWP	WP → HZP (Korbentladung)
P_el → WP HZP	WP → HZP (Dachentladung)
Geo → WP (Korbentladung TWP)	
Geo → WP (Korbentladung HZP)	

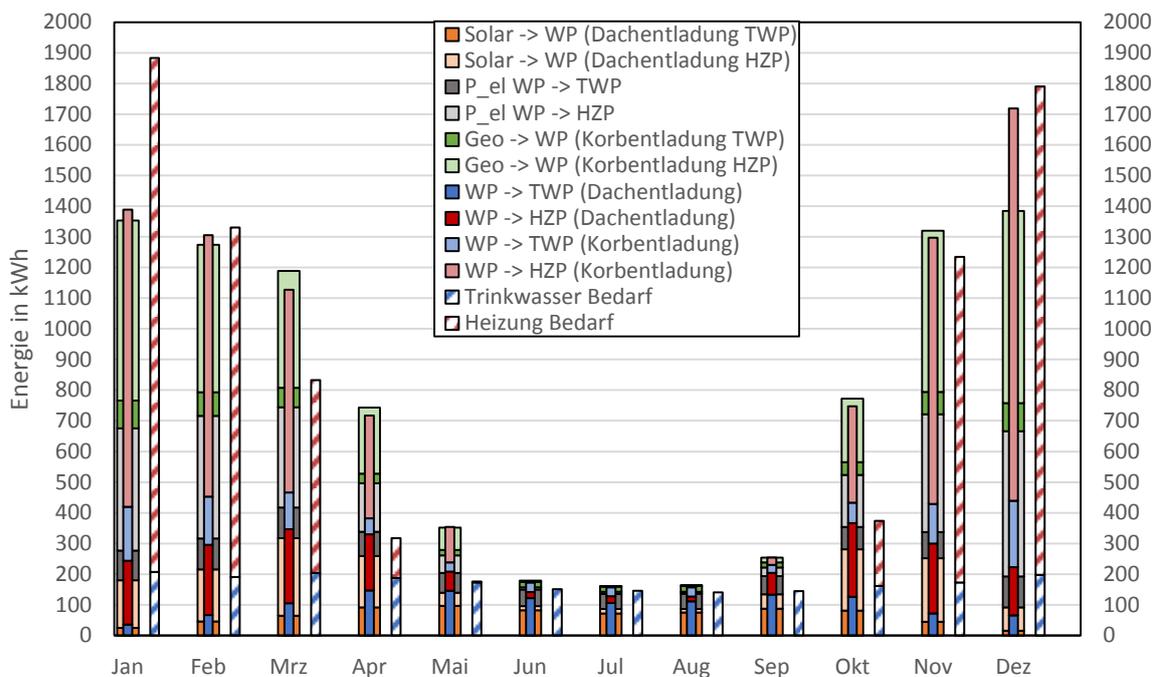


Abb. 8.17: Monatliche simulierte Energiebilanzen für die Wärmepumpe

Die monatliche Energiebilanz der Wärmepumpe geht in den Monaten Januar bis November bis auf geringe Differenzen auf. Im Monat Dezember zeigt sich eine größere Abweichung zwischen der der Wärmepumpe zugeführten und der von ihr abgeführten Energie.

Trinkwasserpuffer

Zugeführte Energie	Abgeführte Energie
WP → TWP (Korbentladung)	Trinkwassererwärmung
WP → TWP (Dachentladung)	Thermische Verluste TWP
Direktladung TWP	

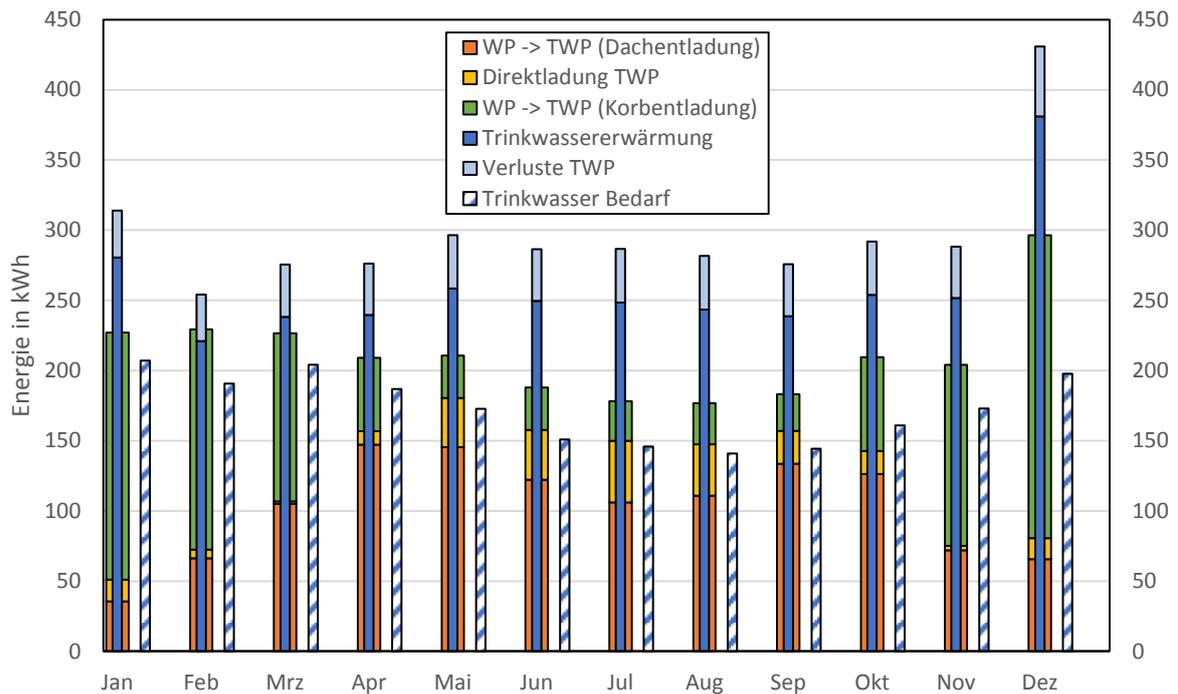


Abb. 8.18: Monatliche simulierte Energiebilanzen für den Trinkwasserpufferspeicher

Die aus dem Trinkwasserspeicher abgeführte Energie übertrifft in der monatlich aufgelösten Bilanz stets die dem Speicher zugeführte Energie. Der Energiebedarf für die Trinkwassererwärmung wird in dieser Bilanz gedeckt. Die dem Speicher zugeführte Energie liegt ebenfalls stets über der für die Trinkwassererwärmung benötigten Energie.

Veränderungen der im Speicher gespeicherten Energie liegen zwar vor, können aber aufgrund ihrer Größenordnung nicht für die Diskrepanzen in der Energiebilanz verantwortlich gemacht werden.

Heizungspuffer

Zugeführte Energie	Abgeführte Energie
WP → HZP (Korbentladung)	Heizung
WP → HZP (Dachentladung)	Thermische Verluste HZP
Direktladung HZP	

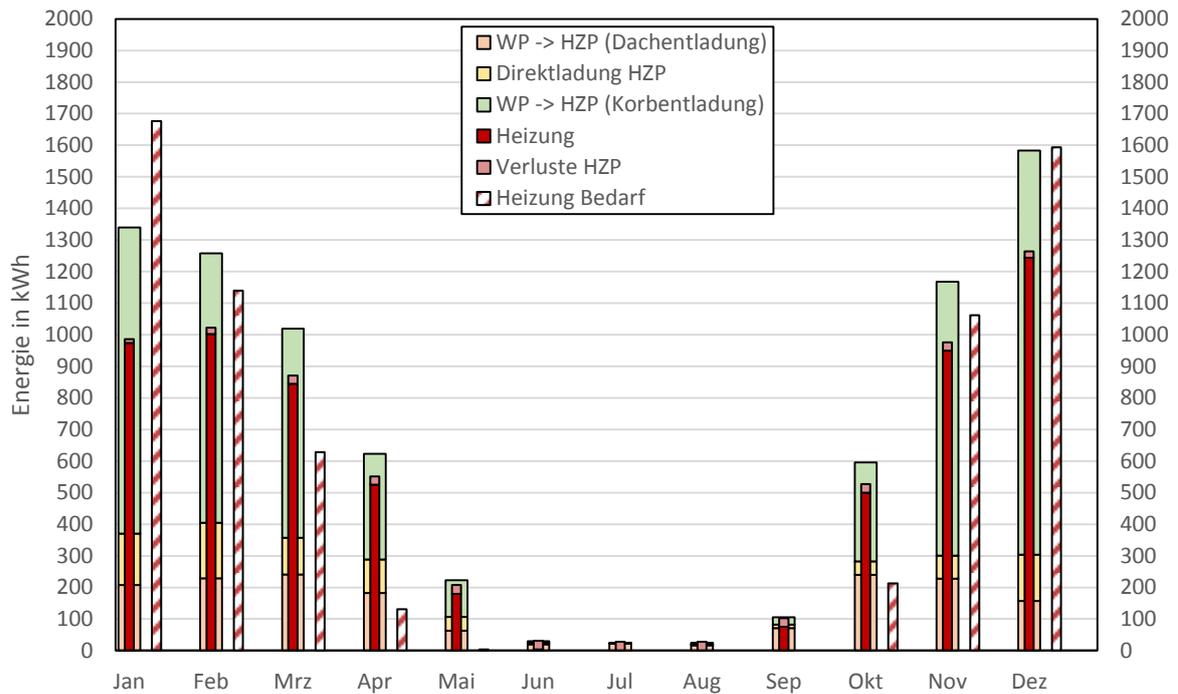


Abb. 8.19: Monatliche simulierte Energiebilanzen für den Heizungspufferspeicher

Der Heizwärmebedarf wird in den Monaten März bis Oktober von der vom Speicher bereitgestellten Energie gedeckt und deutlich übertroffen. In den Monaten November bis Februar hingegen findet eine Unterversorgung des Heizkreises statt. In den Monaten Mai bis September geht die Energiebilanz bis auf sehr geringe Differenzen auf. In den Monaten Oktober bis April wird dem Heizungspufferspeicher mehr Energie zugeführt als abgeführt. Veränderungen der im Speicher gespeicherten Energie liegen zwar vor, können aber aufgrund ihrer Größenordnung nicht für die Diskrepanzen in der Energiebilanz verantwortlich gemacht werden.

Gesamtsystem

Zugeführte Energie	Abgeführte Energie
Solar → WP (Dachentladung TWP)	Solare Korbentladung
Solar → WP (Dachentladung HZP)	Trinkwassererwärmung
Solar → Direktladung TWP	Heizung
Solar → Direktladung HZP	Thermische Verluste TWP
Solar → Korbentladung	Thermische Verluste HZP
P _{el} → WP TWP	
P _{el} → WP HZP	
Geo → WP (Korbentladung TWP)	
Geo → WP (Korbentladung HZP)	

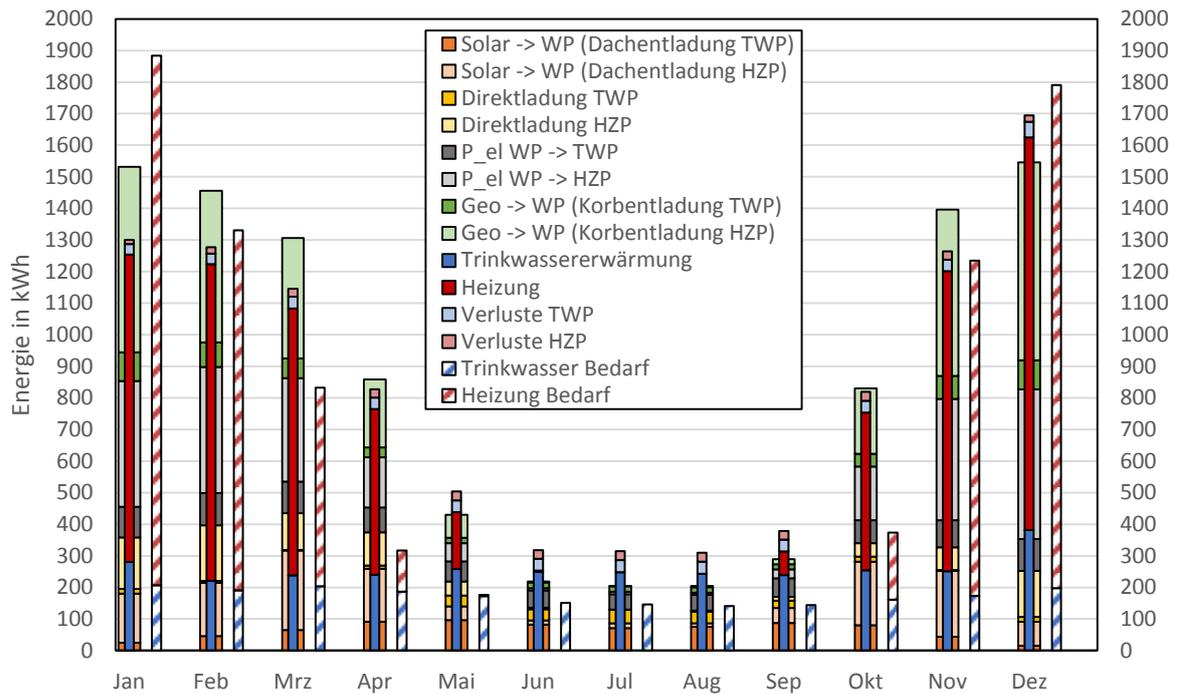


Abb. 8.20: Monatliche simulierte Energiebilanzen für die Gesamtanlage

Es zeigt sich, dass die Energiebilanz über das simulierte Jahr nicht aufgeht. Am Ende liegt die dem System zugeführte Energie um 122 kWh höher als die aus dem System abgeführte Energie. Der gesamte Wärmebedarf für Heizung und Trinkwassererwärmung wird in den Wintermonaten Januar und Dezember nicht gedeckt. In den übrigen Monaten übertrifft die bereitgestellte Energie den Bedarf.

Der Grund für die Diskrepanz in der Energiebilanz konnte nicht abschließend bestimmt werden. Die Komplexität der Anlage und der für den Betrieb benötigten Regelstrategie werden als Hauptgrund angesehen.

9 Ökologische Bewertung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen (AP6)

Im Vergleich zum Einsatz konventioneller Energien trägt der Einsatz erneuerbarer Energien zur Wärmeerzeugung beispielsweise durch eine Verminderung der CO₂-Emissionen und die Schonung natürlicher Ressourcen zum Umweltschutz bei. Aber es sind nicht nur Energieeinsparungen während des Betriebs einer solchen Anlage, die Auswirkungen auf die Umwelt haben. Darüber hinaus müssen auch der Aufwand für die Herstellung und den Transport der Anlage bzw. ihrer Komponenten sowie der Rohstoffverbrauch und die Abfallentsorgung mit in die Betrachtung einfließen. Eine ganzheitliche Beurteilung einer kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlage ist daher notwendig, um die potentiellen ökologischen Auswirkungen im Verlauf ihres Lebenswegs, d. h. „von der Wiege bis zur Bahre“ bzw. von der Rohstoffgewinnung, über Herstellung, Anwendung bis hin zur Beseitigung zu berücksichtigen. Dies kann z. B. mit Hilfe einer Ökobilanzierung (LCA – Life Cycle Assessment) durchgeführt werden. Dadurch wird ein Vergleich der jeweiligen Anlage mit anderen durch erneuerbare Energien angetriebene Anlagen und eine Bewertung der Auswirkungen auf die Umwelt ermöglicht.

9.1 Einleitung

Bei der Betrachtung der ökologischen Auswirkungen der Nutzung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen wird in der Regel nur die Energiequelle zum Antrieb des Systems, berücksichtigt. Eine vollständige Aussage über die Umweltfreundlichkeit kann jedoch nur unter Berücksichtigung des gesamten Lebenszyklus der kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlage erzielt werden.

Streicher et al. /Str02/ entwickelten eine Methodik zur Ermittlung der energetischen Amortisationszeit und Umweltverträglichkeitsprüfung von solarthermisch unterstützten Trinkwasseranlagen und Kombianlagen. Ehrismann et al. /Ehr11/ entwickelten diese Methode weiter, um eine umfassende ökologische Bewertung von solarthermischen Kühlanlagen und den darin enthaltenen Wärmetransformatoren zu entwickeln. Die dabei verwendeten Bewertungskriterien sind die Amortisationszeit, der Erntefaktor und die Einsparungen während der Lebensdauer, die auf Basis des Treibhauspotentials (GWP - Global Warming Potential) und des kumulierten Primärenergiebedarfs (CED – Cumulative Energy Demand) der Anlage während ihrer gesamten Lebensdauer ermittelt werden. Dies kann mittels einer vergleichenden Ökobilanz (LCA - Life Cycle Assessment) nach DIN EN ISO 14040 bis 14044 erfolgen. Dabei werden die Umweltauswirkungen einer kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlage mit denen eines konventionellen Heizungssystems, das den gleichen Komfort bietet, verglichen.

Für die Erstellung von Sachbilanzen wurden umfangreiche Fragebögen an die Hersteller der Anlagen versandt. Die Informationen aus den ausgefüllten Fragebögen wurden durch Informationen aus Datenblättern der Anlagenkomponenten ergänzt. So konnte z.B. für die Anlagen der Firmen Noventec und Sonnenkraft (Feldtestanlagen #6 und #5) in Verbindung mit in-Situ Messdaten der Betriebsphase eine ausreichend genaue Datengrundlage in Form einer Sachbilanz für eine primärenergetische und eine ganzheitliche ökologische Bewertung erstellt werden. Zusätzlich wurden für jede der beiden Anlagen eine Referenzanlage mit einem Erdgaskessel als Wärmequelle definiert und die Sachbilanzen für diese Referenzanlagen ebenfalls aufgestellt.

Die Sachbilanzen wurden in Form eines Stoffstromnetzes in der Software Umberto NXT LCA /UMB/ implementiert. Mit Hilfe von Umberto NXT LCA sowie der Ökobilanz-

datenbank Ecoinvent v3 /ECO/, auf welche die Software Umberto zugreift, wurde auf Basis der Sachbilanzen für beide kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen und für die Referenzanlagen jeweils eine sogenannte Wirkungsabschätzung durchgeführt. Diese umfasste die primärenergetische Bewertung anhand des kumulierten Energieaufwands (KEA), der energetischen Amortisationszeit (EAZ) sowie die ganzheitliche Bewertung anhand der sogenannten ReCiPe⁵-Methode (Midpoint und Endpoint).

Umberto NXT LCA erlaubt die Aufteilung des Stoffstromnetzes auf die Lebensphasen Herstellung, Betrieb und Entsorgung der Anlagen. Außerdem ermöglicht die Software eine genauere Analyse der ökologischen und primärenergetischen Einflüsse einzelner Komponenten der Anlagen. So konnten die für die einzelnen Bewertungsgrößen entscheidenden Lebensphasen und Anlagenkomponenten identifiziert werden.

9.2 Methode der ganzheitlichen Bewertung

Die ganzheitliche Bewertung mit Hilfe einer Ökobilanzierung kann in vier Schritte unterteilt werden. Zunächst findet die Festlegung des Ziels und des Untersuchungsrahmens statt. Darauf folgend werden Sachbilanzen (LCI – Life Cycle Inventory) der zu untersuchenden Systeme erstellt. Diese werden im nächsten Schritt für eine Beurteilung der Auswirkungen des Lebenszyklus (LCIA - Life Cycle Impact Assessment) eingesetzt. Im letzten Schritt werden die Ergebnisse dieser Beurteilung verwendet, um vergleichende Beurteilungskriterien für Anlagen zur solarthermischen Kühlung zu bestimmen.

9.3 Festlegung von Ziel und Untersuchungsrahmen

Das Ziel der Studie ist die ganzheitliche ökologische und primärenergetische Untersuchung kombinierter Solarthermie-Wärmepumpenanlagen. Die Untersuchung dient dazu, vergleichende Aussagen zwischen den drei Lebensphasen Herstellung, Betrieb und Entsorgung einer Anlage, zwischen den einzelnen Komponenten einer Anlage sowie zwischen verschiedenen Anlagen treffen zu können. In die Modellierung der drei Lebenszyklusphasen gehen die Herstellung der Komponenten, Materialien und die zur Herstellung notwendigen Produktionsprozesse ein. Darüber hinaus werden ebenfalls der Transport sowie die Infrastrukturbereitstellung berücksichtigt.

Für die Modellierung und die anschließende Wirkungsabschätzung dienen Datensätze des Allokations-Modells aus der Ecoinvent v3.0 Datenbank /Wei13/. Sofern entsprechende Datensätze vorhanden sind, werden die Materialien aus dem globalen Markt (GLO) bezogen. Die Systemgrenze, die in den verwendeten Datensätzen festgelegt ist, wird übernommen. Zusätzlich zu den Untersuchungsobjekten wird ein Referenzsystem definiert, durch dessen Bilanzierung es möglich ist, Amortisationszeiten der zu untersuchenden Anlagen zu ermitteln.

Untersuchungsobjekte

Bei den zu bilanzierenden Heizsystemen handelt es sich um kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen, im Weiteren als „Anlage Noventec“ und „Anlage Sonnenkraft“ bezeichnet. Das Heizsystem stellt zugleich auch die funktionelle Einheit dar. Die für die Bilanzierung angenommene Lebensdauer beträgt 20 Jahre. Die Verrohrung des Trinkwasser-

⁵ Die Abkürzung „ReCiPe“ ist entstanden aus den Namen der beteiligten Institute bzw. Firmen, welche die ReCiPe-Methode entwickelt haben (RIVM, CML, PRé Consultants und Radboud Universiteit Nijmegen)

und Heizungsnetzes sowie Übergabeeinheiten für Raumwärme, wie Heizkörper oder Fußbodenheizung, gehen jeweils nicht mit in die Untersuchung ein.

Aufgrund der Tatsache, dass kombinierte Solar-Wärmepumpensysteme eine sehr junge Technologie sind, gibt es bisher keine zuverlässigen Informationen über die Lebensdauer dieser Systeme. Die Lebensdauer von Heizkesseln liegt im Bereich von 20 bis 30 Jahren. Daher wird im Folgenden eine Lebensdauer von 20 Jahren für die untersuchten kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen sowie für konventionelle Heizungsanlagen angenommen. Dieser Wert kann zukünftig bei verfügbaren Langzeitdaten von Solar- und Wärmepumpenanlagen entsprechend angepasst werden.

9.4 Sachbilanz

In einem ersten Schritt werden im Rahmen einer Sachbilanz (LCI) alle Materialien und Prozesse aufgelistet, die während des gesamten Lebenszyklus des Systems aufgewendet werden müssen. Hierzu werden die untersuchten Anlagen bilanztechnisch in ihre Hauptkomponenten aufgeteilt. Die wichtigsten Komponenten werden weiter in Sub-Komponenten aufgeteilt, bis jede Sub-Komponente einem Datensatz einer LCA-Datenbank zugeordnet werden kann. Für die vorgestellte Untersuchungsmethode wird die Ecoinvent v3.0 Datenbank /Wei13/ verwendet.

In der Sachbilanz werden lediglich die Materialien selbst und nicht die dazugehörigen verarbeitenden Prozesse aufgeführt. In der späteren Berechnung werden diese Prozesse hingegen als eigene Datensätze berücksichtigt. Ein Beispiel dafür wäre ein Plastikbauteil, bei welchem nur das Material Polyvinylchlorid (PVC) angegeben ist, jedoch nicht der verarbeitende Prozess, wie Tiefziehen oder Spritzgießen.

9.4.1 Anlage Noventec

Die Datenerhebung für die Sachbilanz erfolgte zum einen mit Hilfe eines selbst erstellten Fragebogens für die Hersteller der Hauptkomponenten und dem koordinierenden Projektpartner des Untersuchungsobjekts. Zum anderen stammen die Daten für die Einzelkomponenten weitestgehend aus Datenblättern. Die meisten Sachbilanzdaten zur Wärmepumpe wurden durch eine eigene Vermessung ermittelt. Darüber hinaus notwendige Abschätzungen und Annahmen sind dokumentiert.

Wärmepumpe

Es wird die Wärmepumpe vom Typ Pro S 12 der Firma ProSolar Fertigungstechnik bilanziert. Die meisten Angaben stammen aus einer eigenen Vermessung der Wärmepumpe. Weitere Angaben kommen vom Hersteller und aus Datenblättern der Einzelkomponenten.

Bei der Wärmepumpe handelt es sich um eine Sole/Wasser-Wärmepumpe. Diese hat ein Gesamtgewicht von 144 kg, verteilt auf die Einzelkomponenten. Sowohl der Verdampfer als auch der Kondensator sind als Plattenwärmeübertrager ausgeführt. Der Kondensator besteht aus zwei Plattenwärmeübertragern, einem kleinen und einem großen. Der größere ist baugleich mit dem Verdampfer. Darüber hinaus werden die Komponenten Scrollverdichter, elektrisches Expansionsventil, Filtertrockner, Kältemittelkreis, Gehäuse und Regelung in der Sachbilanz betrachtet. Zudem wird davon ausgegangen, dass es beim Befüllen der Wärmepumpe zu einem Verlust von Kältemittel kommt. Dieser wird mit 3 % der Kältemittelfüllmenge /Fri99/ angenommen und als Emissionen in die Luft bilanziert. Beim Kältemittel handelt es sich um R-410A, welches zu je 50 % aus R-32 und R-125 besteht.

Die Sachbilanz der Wärmepumpe ist in Tab. 9.1 dargestellt. Auf detaillierte Erläuterungen zu den Einzelkomponenten wird in diesem Bericht aus Gründen des Umfangs verzichtet.

Tab. 9.1: Sachbilanz Wärmepumpe der Anlage Noventec

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Plattenwärmeübertrager, groß	-	2	Stück
Plattenwärmeübertrager, klein	-	1	Stück
Scrollverdichter	-	1	Stück
Elektrisches Expansionsventil	-	1	Stück
Filtertrockner	-	1	Stück
Kältemittelkreis	-	1	Stück
Gehäuse	-	1	Stück
Regelung	-	1	Stück
Emissionen in Luft	R-32	0,05	kg
	R-125	0,05	kg
Plattenwärmeübertrager, groß			
Platten und Abdeckplatten	Edelstahl	9,02	kg
Verbindungen	Kupfer	1,00	kg
Dämmung	Elastomer	0,14	kg
Plattenwärmeübertrager, klein			
Platten und Abdeckplatten	Edelstahl	3,26	kg
Verbindungen	Kupfer	0,36	kg
Dämmung	Elastomer	0,06	kg
Scrollverdichter			
Schraubenverdichter	-	0,22	Stück
Schmiermittel	Esteröl	1,30	l
Elektrisches Expansionsventil			
Stellspule	Kupfer	0,04	kg
Gehäuse	Stahl	0,03	kg
Ventilspindel	Stahl	0,04	kg
Anschlüsse	Messing	0,05	kg
Filtertrockner			
Filtermaterial	Zeolith Pulver	0,22	kg
Trocknungsmaterial	Aluminiumoxid	0,07	kg
Anschlüsse	Kupfer	0,30	kg
Gehäuse	Stahl	0,20	kg
Beschichtung Gehäuse	Pulverbeschichtung	0,03	m ²
Kältemittelkreis			

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Kältemittel	R-410A	3,20	kg
Kältemittelsammler	-	2,50	l
Verrohrung	Kupfer	1,82	kg
Lot für Verbindungen	Hartlot	0,18	kg
Rohrdämmung	Elastomer	0,23	kg
Gehäuse			
Verkleidung	Stahl	39,86	kg
	Grundierung: Acrylharzlack	2,44	kg
	Pulverbeschichtung	8,73	m ²
Äußerer Rahmen	Stahl	10,35	kg
	Grundierung: Acrylharzlack	0,56	kg
	Pulverbeschichtung	1,99	m ²
Innerer Rahmen	Stahl	22,18	kg
	Grundierung: Acrylharzlack	0,40	kg
Dämmung	PU-Weichschaum	0,51	kg
Plastikverkleidung	PVC	2,16	kg
Elektronische Anzeige	Stahl	0,15	kg
	PVC	0,20	kg
	Leiterplatte	0,00074	kg
Regelung			
Drucksensoren (3x)	Stahl	0,18	kg
	PVC	0,02	kg
	Leiterplatte	0,00012	kg
Kabel außerhalb der Regeleinheit	Kupfer	0,17	kg
	PVC	0,11	kg
Kabel innerhalb der Regeleinheit	Kupfer	0,16	kg
	PVC	0,10	kg
Kabelkanal und Kabelanschluss	PVC	0,82	kg
Batterien (8x)	-	0,06	kg
Platinen	Leiterplatte	0,46	kg
Trägerblech, Metallschiene, Abdeckung	Stahl	3,92	kg

Dachpfannenabsorber

Es werden 35 m² Dachpfannenabsorber der Firma Prosolar Fertigungstechnik bilanziert. Ein Quadratmeter umfasst 10 Dachpfannenkollektoren. Die Angaben zur Sachbilanzerstellung stammen vom Projektpartner Noventec GmbH (vormals Prosolar Fertigungstechnik).

Ein Dachpfannenkollektor besteht aus einer pulverbeschichteten Kollektorplatte. Durch ein rechteckiges Loch im Dachziegel wird diese durch eine Verbindungsklammer mit der Verteilleitung verbunden. Sowohl die Kollektorplatte als auch die Verbindungsklammer und die Verteilleitung (inkl. Verteiler) bestehen aus Aluminium. Das Solarfluid ist ein 20 %iges Ethylen-Glykol-Wasser-Gemisch. In der Sachbilanz wird nur das Ethylen-Glykol-Gemisch berücksichtigt. Die Sachbilanz des Dachpfannenabsorbers ist in Tab. 9.2 dargestellt. Die Angaben beziehen sich auf 1 m² Absorberfläche.

Tab. 9.2: Sachbilanz Dachpfannenabsorber der Anlage Noventec

Komponente	Material	Angabe pro m²	Einheit
Kollektorplatten und Verbindungsklammern	Aluminium	5,30	kg
Beschichtung Kollektorplatten	Pulverbeschichtung	1,00	m ²
Verteilleitungen inkl. Verteiler	Aluminium	0,38	kg
Anschlüsse	Messing	0,10	kg
Solarfluid	Ethylen-Glykol-Gemisch	0,46	kg

Erdwärmekörbe

Es werden vier Erdwärmekörbe vom Typ EWK BETA – MAXI der Firma BetaTherm bilanziert. Die Angaben zur Sachbilanzerstellung stammen sowohl aus der Auswertung des Herstellerfragebogens als auch aus dem Erdwärmekörbe Handbuch von BetaTherm /Bet13/. Ein Erdwärmekorb besteht aus 200 m Polyethylen(PE)-Rohr (inkl. der Anschlussleitungen zum Sammler) und vier Rohrfixierungen aus PU-Hartschaum (je 2 kg). Ein Erdwärmekorb enthält eine Solefüllung von 108 l. Die Soleflüssigkeit ist ein 25 %iges Ethylen-Glykol-Wasser-Gemisch. In der Sachbilanz wird nur das Ethylen-Glykol-Gemisch berücksichtigt. Bei der Installation eines Erdwärmekorbes muss ein gewisses Volumen an Erdreich durch einen Bagger ausgehoben werden, welches später wieder zum Verfüllen genutzt wird. Die zur Berechnung benötigten Daten stammen aus dem BetaTherm-Handbuch. Die Tiefe des Aushubs beträgt 4 m. Da der Erdwärmekorb eine Höhe von 2,7 m und an der breitesten Stelle einen Durchmesser von 2,4 m besitzt, wird ein quadratischer Aushub von 3 x 3 m angenommen. Zusätzlich muss ein Graben für die Anschlussleitungen zum Verteiler ausgehoben werden. Der Graben besitzt eine Tiefe von 1,2 m. Die Breite des Grabens wird auf 0,5 m und die Länge auf 10 m abgeschätzt. Die Länge des Grabens leitet sich aus der Angabe zu den Anschlussleitungen für Vor- und Rücklauf von zusammen 25 m ab. Dabei ist anzunehmen, dass Vor- und Rücklaufleitung gemeinsam in einem Graben liegen und ein Teil der Leitungslänge für die Anschlüsse am Verteiler benötigt wird.

Die Sachbilanz ist in Tab. 9.3 dargestellt. Die Angaben erfolgen pro Erdwärmekorb.

Tab. 9.3: Sachbilanz Erdwärmekorb der Anlage Noventec

Komponente	Material	Angabe pro Korb	Einheit
Rohre	PE-Rohr	200,00	m
Rohrfixierungen	PU-Hartschaum	8,00	kg
Sole	Ethylen-Glykol-Gemisch	29,92	kg
Aushub durch Bagger	-	42,00	m ³

Heizungspufferspeicher

Es wird der Heizungspufferspeicher SPSX 400 der Firma Huch GmbH Behälterbau bilanziert. Die Angaben zur Sachbilanzerstellung stammen sowohl aus der Auswertung des Herstellerfragebogens als auch aus dem Produktdatenblatt des Heizungspufferspeichers /Huc13/.

Der Speicher besteht aus einem Stahlbehälter, der auf der Außenseite grundiert ist. Für die Grundierung wird ein Acrylharzlack angenommen, wie er in obigem Abschnitt der Komponente „Gehäuse“ der Wärmepumpe beschrieben ist. Die grundierte Fläche entspricht der Oberfläche eines Zylinders mit den gleichen Abmaßen des Speichers - einer Höhe von 1,4 m und einem Durchmesser von 0,6 m. Der Speicher besitzt neun Anschlüsse aus Stahl und eine passive Schichtbeladeeinrichtung, ebenfalls aus Stahl. Er ist mit einem elektrischen Nachheizstab des Typs „EHK3-i 45“ der Firma Gräff GmbH mit einer Leistung von 4,5 kW ausgestattet /Huc13/. Der Einschraubheizkörper ist mit einem Thermostaten ausgestattet. Sein Gesamtgewicht wird mit 2 kg angenommen. Die Dämmung des Speichers besteht aus PU-Weichschaum und die Verkleidung des Speichers aus PVC.

Darüber hinaus wird die Länge der gesamten Schweißnähte am Speicher bilanziert. Diese setzt sich aus der Höhe, dem zweifachen Umfang, dem Umfang des Standfußes und neun Anschlussverschweißungen mit einem angenommenen Umfang von je 0,1 m zusammen. Der Durchmesser des Standfußes wird auf 0,45 m geschätzt. Beladen wird der Speicher durch die zentrale Übergabestation. Diese wird separat im Unterpunkt Hydraulik behandelt. Es wird daher keine aktive Beladeeinrichtung bilanziert.

Die Sachbilanz des Heizungspufferspeichers ist in Tab. 9.4 aufgelistet.

Tab. 9.4: Sachbilanz Heizungspufferspeicher der Anlage Noventec

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Behälter	Stahl	69,19	kg
Grundierung Behälter	Acrylharzlack	0,81	kg
Anschlüsse	Stahl	2,00	kg
passive Schichtbeladeeinrichtung	Stahl	3,00	kg
Einschraubheizkörper	-	4,50	kW
Dämmung	PU-Weichschaum	10,00	kg
Verkleidung	PVC	1,00	kg
Schweißnaht	-	7,48	m

Trinkwarmwasserspeicher

Bei dem Trinkwarmwasserspeicher handelt es sich um das gleiche Model wie beim Heizungspufferspeicher (SPSX 400 der Firma Huch). Darüber hinaus ist der Trinkwarmwasserspeicher an eine Frischwasserstation angeschlossen.

Zur Frischwasserstation werden vom Hersteller keine Angaben gemacht. Daher leiten sich alle Angaben aus der Interpretation des Anlagenschemas der Frischwasserstation ab. Der Plattenwärmeübertrager wird wie der große Plattenwärmeübertrager aus der Wärmepumpe bilanziert, jedoch ohne Dämmung (siehe Tabelle 9.1). Auf der Frischwasserstation sind zwei Pumpen montiert, welche leistungsmäßig an einem Datensatz für eine 40 W Pumpe skaliert werden /ECO/. Es handelt sich zum einen um eine Speicherentladepumpe und zum anderen um eine Zirkulationspumpe. Die Leistung der Speicherentladepumpe wird gleichgesetzt mit der Leistung der Speicherbeladepumpe (70 W). Für die Zirkulationspumpe wird eine Leistung von 15 W angenommen. Dies stellt einen Mittelwert zwischen der Leistungsaufnahme einer modernen Hocheffizienz-Zirkulationspumpe von 5 W und der einer herkömmlichen Zirkulationspumpe von 25 W dar /Vor13/. Die leistungsmäßige Skalierung ist hier notwendig, da keine Angaben über das Gewicht der beiden Pumpen bekannt sind. Die Verrohrung auf der Frischwasserstation wird mit 1,15 m aus dem Anlagenschema abgelesen. Es werden DN 20 Rohre aus Edelstahl angenommen. Die Frischwasserstation besitzt vier Absperrventile. Für diese dient ein selbst vermessenes Absperrventil (1“) aus Messing und Plastik und einem Gewicht von 0,47 kg als Vorlage. Die Regeleinheit wird wie die elektronische Anzeige auf dem Gehäuse der Wärmepumpe bilanziert, bestehend aus einer Leiterplatte, Plastikabdeckung und Stahl. Die Komponenten der Frischwasserstation sind auf einer Trägerplatte aus Stahl montiert. Diese besitzt die gleichen Abmessungen wie die Frischwasserstation und eine Dicke von 2 mm. Die Dämmung besteht aus expandiertem Polystyrol. Für dieses wird pauschal ein Gewicht von 1 kg angenommen.

Der Trinkwarmwasserspeicher setzt sich aus dem Speicherbehälter und der Frischwasserstation zusammen. Die Sachbilanz des Speicherbehälters ist identisch mit der des Heizungspufferspeichers (siehe Tabelle 9.4). Die Sachbilanz der Frischwasserstation ist in Tab. 9.5 dargestellt.

Tab. 9.5: Sachbilanz Frischwasserstation der Anlage Noventec

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Plattenwärmeübertrager	Edelstahl	9,02	kg
	Kupfer	1,00	kg
Speicherentladepumpe	-	70,00	W
Zirkulationspumpe	-	15,00	W
Verrohrung	Edelstahl	0,60	kg
Absperrventile (4x)	Messing	1,60	kg
	PVC	0,03	kg
Regeleinheit	Stahl	0,15	kg
	PVC	0,20	kg
	Leiterplatte	0,0007	kg
Trägerplatte	Stahl	4,20	kg
Dämmung	expandiertes Polystyrol	1,00	kg

Hydraulik / Anlagenperipherie

Zur Hydraulik zählen die Heizungsumwälzpumpe, das Heizungsausdehnungsgefäß, die zentrale Übergabestation und die Verrohrung von dieser zu den übrigen Komponenten. Die Verrohrung zwischen Dachpfannenabsorbern und Übergabestation besteht wie die Verteilungen der Dachpfannenabsorber aus Edelstahl. Die übrige Verrohrung zwischen den Komponenten Übergabestation, Wärmepumpe, Trinkwarmwasser- und Heizungspufferspeicher wird mit 45 m Rohrlänge aus DN 25 Kupferrohren bilanziert. Die Dämmstärke der Rohre wird mit 2 cm angenommen.

Die Verrohrung der Übergabestation wird mit 3,5 m ausgemessen. Es werden DN 20 Edelstahlrohre angenommen. Der Plattenwärmeübertrager wird wie der große Plattenwärmeübertrager aus der Wärmepumpe bilanziert (siehe Tabelle 9.1). In der Übergabestation befinden sich vier 3-Wege-Stellventile. Von diesen ist nur das Gewicht von je 1,3 kg bekannt. Eine Aufteilung auf die Bestandteile Messing, Plastik und Elektronik erfolgt durch die gewichtsmäßige Skalierung eines selbst vermessenen 2-Wege-Stellventils von Orkli mit einem Gewicht von 0,78 kg. Darüber hinaus gibt es neun Absperrventile mit einem Gewicht von je 0,1 kg. Diese werden gewichtsmäßig durch das zuvor beschriebene selbst vermessene Absperrventil skaliert. Die Dämmung besteht aus expandiertem Polystyrol. Es wird pauschal ein Gewicht von 1 kg angenommen. Angaben zur Regeleinheit sind durch den Herstellerfragebogen bekannt. Zusätzlich befinden sich eine Solekreispumpe und eine Speicherbeladepumpe mit je einer Leistung von 70 W auf der Übergabestation. Analog zum obigen Vorgehen wird eine leistungsmäßige Skalierung dieser beiden Pumpen und auch der Heizungsumwälzpumpe (25 W) an einem entsprechenden Ecoinvent-Datensatz vorgenommen /ECO/. Die Sachbilanz der Hydraulik mit detaillierter Auflösung der Übergabestation ist in Tab. 9.6 dargestellt.

Tab. 9.6: Sachbilanz Anlagenperipherie der Anlage Noventec

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Verrohrung	Edelstahl	20,00	kg
	Kupfer	50,13	kg
Dämmung Rohre	Elastomer	6,20	kg
Heizungsumwälzpumpe	-	25,00	W
Heizungsausdehnungsgefäß	-	80,00	l
Übergabestation	-	1	Stück
Übergabestation			
Verrohrung	Edelstahl	1,82	kg
Plattenwärmeübertrager	Edelstahl	9,02	kg
	Kupfer	1,00	kg
	Elastomer	0,14	kg
3-Wege-Stell-Ventile (4x)	Messing	2,29	kg
	PVC	0,93	kg
	Elektronik	1,98	kg
Absperrventile (9x)	Messing	0,77	kg
	PVC	0,13	kg
Trägerblech	Stahl	10,00	kg
Verzinkung Trägerblech	-	1,56	m ²

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Solekreispumpe	-	70,00	W
Speicherbeladepumpe	-	70,00	W
Ausdehnungsgefäß	-	18,00	l
Regeleinheit	Stahl	1,00	kg
	PVC	2,00	kg
	Leiterplatte	0,50	kg
Dämmung	expandiertes Polystyrol	1,00	Kg

Verpackung und Transport

Es wird die Verpackung für die Komponenten Wärmepumpe, Dachpfannenabsorber, Heizungspuffer- und Trinkwarmwasserspeicher zusammen betrachtet. Die Angaben zur Sachbilanzerstellung für die Verpackung stammen aus dem Herstellerfragebogen.

Alle Komponenten befinden sich nach ihrer Produktion auf Euro-Flachpaletten. Zusätzlich werden sie in Verpackungskarton und -folie und einem Spannband aus Polypropylen (PP) ausgeliefert. Bei der Wärmepumpe und dem Dachpfannenabsorber gibt es darüber hinaus ein Benutzerhandbuch.

Der Transport wird ebenfalls für die Komponenten Wärmepumpe, Dachpfannenabsorber, Erdwärmekörbe und Heizungspuffer- und Trinkwarmwasserspeicher gemeinsam betrachtet. Dazu wird die Entfernung zwischen dem jeweiligen Herstellungsort und dem Aufstellungsort mit dem zu transportierenden Gewicht multipliziert. Dabei wird lediglich der Transport der genannten Endkomponenten betrachtet. Der mögliche Transport der benötigten Materialien zur Herstellung ist schon in den entsprechenden Datensätzen bei der Herstellung berücksichtigt. Die gemeinsame Sachbilanz für die Verpackung und den Transport der genannten Komponenten ist in Tab. 9.7 aufgeführt.

Tab. 9.7: Sachbilanz Verpackung und Transport der Anlage Noventec

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Euro-Flachpalette	-	4	Stück
Verpackungskarton	-	5,00	kg
Verpackungsfolie	-	4,10	kg
Spannband	PP	0,90	kg
Benutzerhandbuch	Papier, bedruckt	0,20	kg
Transport	LKW	178,90	tkm

Betrieb

Beim Betrieb werden der Gesamtstrombedarf des vorgestellten Heizsystems sowie die durch Leckage des Kältemittels der Wärmepumpe verursachten Emissionen und Nachfüllmengen über der Lebensdauer betrachtet. Darüber hinaus gibt das System eine bestimmte Gesamtwärmemenge an das Trinkwarmwasser- und Heizungsnetz ab. Zu eventuell nötigen Reparaturen an den Komponenten des Heizsystems werden von den Herstellern keine Aussagen getroffen, daher finden diese keine Berücksichtigung.

Die jährliche Leckagerate der Wärmepumpe beträgt 2 % der Kältemittelfüllmenge /Fri99/. Diese Menge gelangt zum einen als Emissionen in die Luft und zum anderen muss sie dem System als neues Kältemittel wieder zugeführt werden.

Die Erfassung des Strombezugs und der gelieferten Wärmemenge des Heizsystems erfolgte ab September 2012. Somit stehen die stündlichen Bezugsdaten und monatlichen Lieferungsdaten vom 01. September 2012 bis zum 30. Juni 2013 zur Verfügung. Um die Bezugs- und Lieferungsdaten für ein gesamtes Kalenderjahr zu ermitteln, werden die Daten aus dem Monat September für den Monat August und die Daten aus dem Monat Juni für den Monat Juli übernommen. Daraus ergeben sich ein jährlicher Strombezug von 6.281 kWh/a und eine jährlich gelieferte Wärmemenge von 21.640 kWh/a. Die Jahresarbeitszahl (JAZ) der gesamten Anlage, als Verhältnis aus gelieferter Wärmemenge zu bezogener Strommenge, beträgt somit 3,45. Die Sachbilanz für den Betrieb des Heizsystems ist in Tab. 9.8 dargestellt. Die Werte sind kumuliert über die Lebensdauer von 20 Jahren.

Tab. 9.8: Sachbilanz Betrieb der Anlage Noventec

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Kältemittelnachfüllung	R410A	1,28	kg
Emissionen in Luft	R-32	0,64	kg
	R-125	0,64	kg
Strombezug	Deutscher Strommix	125,62	MWh
Wärmeabgabe	-	432,80	MWh

Für den auf Niederspannungsebene bezogenen deutschen Strommix wird der in Ecoinvent hinterlegte Datensatz „market for electricity, low voltage (DE)“ verwendet. Als Vereinfachung wird dieser in der Sachbilanz über die gesamte Lebensdauer von 20 Jahren als konstant betrachtet.

Entsorgung

Bei der Entsorgung werden der LKW-Transport des Systems, eine Kältemittelleckage beim Rückbau der Wärmepumpe und die Verwertung des Heizsystems betrachtet.

Beim LKW-Transport wird eine Strecke von 100 km zur nächsten Sammelstelle veranschlagt, diese wird mit dem Gesamtgewicht des Heizsystems multipliziert. Die Leckage beim Rückbau der Wärmepumpe beträgt 10 % der Kältemittelfüllmenge /Fri99/, welche komplett als Emissionen in die Luft gelangt.

Die Verwertung des Heizsystems kann auf zwei verschiedene Arten erfolgen. Zum einen können die Komponenten recycelt und zum anderen aus dem globalen Stoffstromnetz entfernt werden, indem sie in einer Müllverbrennungsanlage thermisch verwertet oder auf einer Deponie abgelagert werden. Der Verteilung auf die jeweiligen Verwertungsarten kann über eine variable Recyclingquote eingestellt werden. Auf Grund dessen ist es nicht möglich, eine eindeutige Sachbilanz für die Entsorgung aufzustellen, da sich diese über eine Anpassung der Recyclingquote ändern kann. Daher werden für die Sachbilanz Materialgruppen gebildet, die sich je nach Recyclingquote auf die Verwertungsarten aufteilen lassen. Die Materialgruppen sind Kunststoffe, Stahl-, Kupfer-, Aluminium- und Elektronikschrott sowie Papier und Pappe und die Euro-Flachpaletten aus Holz. Welche Materialien diese Gruppen umfassen, ist aus der Sachbilanz in Tab. 9.9 ersichtlich. Eine Euro-Flachpalette wiegt ca. 20 kg.

Tab. 9.9: Sachbilanz Entsorgung Anlage Noventec

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Transport	LKW	128,81	tkm
Emissionen in Luft	R-32	0,16	kg
	R-125	0,16	kg
Kunststoff	PE, PP, PU, PVC	327,26	kg
Stahlschrott	Stahl, Edelstahl, Pumpe, Ausdehnungsgefäß	437,30	kg
Kupferschrott	Kupfer, Messing	69,80	kg
Aluminiumschrott	Aluminium	373,65	kg
Elektronikschrott	Leiterplatten, Elektronik der 3-Wege-Stell-Ventile	2,94	kg
Pappe	Verpackungskarton	5,00	kg
Papier	Bedrucktes Papier	0,20	kg
Euro-Flachpalette	Holz	72,00	kg

9.4.2 Anlage Sonnenkraft

Die Datenerhebung für die Sachbilanz erfolgte zum einen mit Hilfe eines selbst erstellten Fragebogens für die Hersteller der Hauptkomponenten und dem koordinierenden Projektpartner des Untersuchungsobjekts. Zum anderen stammen die Daten für die Einzelkomponenten weitestgehend aus Datenblättern. Die meisten Sachbilanzdaten zur Wärmepumpe wurden durch eine eigene Vermessung ermittelt. Darüber hinaus notwendige Abschätzungen und Annahmen sind dokumentiert.

Wärmepumpe

Es wird die Wärmepumpe vom Typ HP12M der Firma Sonnenkraft bilanziert. Die meisten Angaben stammen vom Hersteller und aus Datenblättern der Einzelkomponenten. Weitere Angaben wurden anhand eigener Vermessung der Wärmepumpe ermittelt.

Bei der Wärmepumpe handelt es sich um eine Luft/Wasser-Wärmepumpe. Diese hat ein Gesamtgewicht laut Hersteller von 215 kg. Die Summe der Einzelkomponenten ergibt den davon abweichenden Wert von 222 kg. Das Gewicht aus den Einzelmassen wird für die Berechnungen zugrunde gelegt. Der Kondensator ist als Plattenwärmeübertrager ausgeführt. Der Verdampfer besteht aus einem Luft/Wasser-Wärmeübertrager mit elektrisch angetriebenem Rotor. Darüber hinaus werden die Komponenten Scrollverdichter, elektrisches Expansionsventil, Filtertrockner, Kältemittelkreis, Gehäuse und Regelung in der Sachbilanz betrachtet. Zudem wird davon ausgegangen, dass es beim Befüllen der Wärmepumpe zu einem Verlust von Kältemittel kommt. Dieser wird mit 3 % der Kältemittelfüllmenge /Fri99/ angenommen und als Emissionen in die Luft bilanziert. Beim Kältemittel handelt es sich um R-410A, welches zu je 50 % aus R-32 und R-125 besteht.

Die Sachbilanz der Wärmepumpe ist in Tab. 9.10 dargestellt. Auf detaillierte Erläuterungen zu den Einzelkomponenten wird aus Gründen des Umfangs verzichtet.

Tab. 9.10: Sachbilanz Wärmepumpe Anlage Sonnenkraft

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Verdampfer	-	1	Stück
Kondensator	-	1	Stück
Verdichter	-	1	Stück
Expansionsventil	-	1	Stück
Filtertrockner	-	1	Stück
Kältemittelkreis	-	1	Stück
Elektronik, Regelung	-	1	Stück
Gehäuse	-	1	Stück
Emissionen in Luft	R-32	0,087	kg
	R-125	0,087	kg
Verdampfer (Lamellenrohrwärmeübertrager)			
Rohre	Kupfer	23,12	kg
Lamellen	Aluminium	9,72	kg
Anschlüsse	Kupfer	1	kg
Montageplatte und Schutzgitter	Stahl	14,10	kg
Rotorblätter	Faserverstärkter Kunststoff	2,20	kg
Elektromotor, Rotorgehäuse	Elektromotor	9	kg
Grundierung	Alkydharzlack	0,42	kg
Beschichtung	Pulverbeschichtung	1,5	m ²
Kondensatablaufrohr	Polypropylen	0,14	kg
Kondensator (Plattenwärmeübertrager)			
Platten und Abdeckplatten	Edelstahl	9,27	kg
Verbindungen	Kupfer	0,93	kg
Dämmung	Elastomer	0,80	kg
Scrollverdichter			
Schraubenverdichter	-	0,2264	Stück
Schmiermittel	Esteröl	1,70	l
Elektrisches Expansionsventil			
Stellspule	Passives elektronisches Bauteil	0,13	kg
Gehäuse	Stahl	0,09	kg
Ventilspindel	Stahl	0,12	kg
Anschlüsse	Messing	0,16	kg
Filtertrockner			
Filtermaterial	Zeolith Pulver	0,22	kg
Trocknungsmaterial	Aluminiumoxid	0,08	kg
Anschlüsse	Kupfer	0,29	kg
Gehäuse	Stahl	0,21	kg

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Beschichtung Gehäuse	Pulverbeschichtung	0,03	m ²
Kältemittelkreis			
Kältemittel	R-410A	5,8	kg
Kältemittelsammler	-	4,6	l
Verrohrung	Kupfer	3,3	kg
Lot für Verbindungen	Hartlot	0,33	kg
Rohrdämmung	Elastomer	0,413	kg
Gehäuse			
Verkleidung	Aluminium	47,78	kg
	Grundierung: Acrylharzlack	4,76	kg
	Pulverbeschichtung	17	m ²
Rahmen	Aluminium	31,41	kg
Dämmung	PU-Weichschaum	13	kg
Elektronik			
Sensoren	Passives elektronisches Bauteil	0,78	kg
Kabel	Kupfer	0,77	kg
Kabelkanal und Kabelanschluss	PVC	0,5	kg
Platinen	Leiterplatte	0,82	kg
Metallschienen	Stahl	0,05	kg
Trägerblech, Abdeckung	Aluminium	2,32	kg
Gehäuse Frequenzumrichter	PVC	1	kg
Kondensatoren	Kondensator	0,49	kg
Schwingspule	Trafo	0,5	kg
Transformator	Trafo	4	kg

Kollektorfeld

Das Kollektorfeld besteht aus sechs Flachkollektoren mit einer Gesamtfläche von 15 m², dem Montageset für die Dachmontage und der Verrohrung. Als Solarfluid wird eine Mischung aus Propylenglykol und Wasser eingesetzt. Die Angaben des Herstellers zur Sachbilanzerstellung beschränken sich auf Typ, Gesamtgewicht und Abmessungen des Kollektors. Die Sachbilanz wurde daher auf Basis von Datenblättern und Montageanleitungen des Herstellers Sonnenkraft /SON/ abgeschätzt.

Der verwendete Flachkollektor SKR500 der Firma Sonnenkraft besitzt einen vakuumbeschichteten Aluminiumabsorber mit Kupferleitungen. Der Absorber ist in einer tiefgezogenen Aluminiumwanne untergebracht. Die Kollektoranschlüsse sind aus Kupfer. Als Abdeckung wird Solarsicherheitsglas verwendet. Der Glas/Rahmenverbund ist mit EPDM abgedichtet. Zur seitlichen und rückseitigen Wärmedämmung wird Mineralwolle eingesetzt. Das Montageset für alle sechs Kollektoren wurde anhand der in der Montageanleitung aufgeführten Komponenten und deren geometrischen Abmessungen abgeschätzt. Für Schrauben, Muttern und Unterlegscheiben wird Edelstahl als Werkstoff angenommen. Die

Dachdurchführungen bestehen aus Silikon. Alle übrigen Komponenten wie Schienen, Winkel, Dachhaken und Klammern bestehen aus Aluminium. Die Verrohrung des Kollektorfeldes besteht aus Edelstahlwellrohr. Bei Fittings und Verschraubungen wird Messing als Material angenommen. Für die Wärmedämmung wird EPDM verwendet. Das Solarfluid ist ein Propylenglykol-Wasser-Gemisch. In der Sachbilanz wird davon nur das Propylenglykol und der dafür benötigte Transportbehälter aus Polyethylen berücksichtigt.

Die Sachbilanz des Kollektorfeldes ist in Tabelle 9.11 dargestellt. Die Angaben in der Rubrik Flachkollektor beziehen sich auf einen Kollektor.

Tab. 9.11: Sachbilanz Kollektorfeld Anlage Sonnenkraft

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Flachkollektor	-	6	Stück
Montageset	-	1	Stück
Verrohrung	-	1	Stück
Solarfluid	-	1	Stück
Flachkollektor			
Absorberblech	Aluminium	3,1	kg
Absorberbeschichtung	Selektive Beschichtung	2,3	kg
Rohre und Anschlüsse	Kupfer	3,2	kg
Kollektorwanne	Aluminium	8,5	kg
Abdeckung	Solarglas	20	kg
Dichtung	EPDM	0,7	kg
Wärmedämmung	Mineralwolle	1,4242	kg
Montageset			
Schrauben, Muttern, Scheiben	Edelstahl	1,8	kg
Schienen, Dachhaken, Winkel, Klammern, Verbinder	Aluminium	35,2	kg
Dachdurchführung	Silikon	0,2	kg
Verrohrung			
Edelstahlwellrohr	Edelstahl	0,8	Stück
Systemanschluss, Tauchhülse, Kollektorverbinder, Endstopfen, Entlüftungstopf	Messing	3,8	
Pt1000 Sensor	Passives elektronisches Bauteil	0,1	
Wärmedämmung	EPDM	0,4	l
Solarfluid			
Frostschutzmittel	Polypropylenglykol	25	kg
Behälter	Polyethylen (HD)	2	kg

Solarstation

Als Solarstation wird das Schichtlademodul SLM50HE der Firma Sonnenkraft verwendet. Zur Solarstation werden vom Hersteller keine Angaben gemacht. Daher leiten sich alle Angaben aus der Interpretation der Datenblätter und Ausschreibungstexte des Schichtlademoduls ab.

Das Gesamtgewicht beträgt laut Hersteller ca. 25 kg. Für den Plattenwärmeübertrager wird angenommen, dass er aus Edelstahl besteht und 10 % seines Gewichtes durch Kupferlot gebildet werden /Alf13/. Das Gesamtgewicht des Wärmeübertragers wird mit 7 kg angenommen. Auf der Solarstation sind zwei Umwälzpumpen UPM2 15-75 der Firma Grundfos mit einem Gewicht von je 2,25 kg montiert. Für die Sachbilanz wird ein Datensatz für eine 40 W Pumpe gewichtsmäßig skaliert /ECO/. Die interne Verrohrung und die Verrohrung zum Kollektorfeld sind in Kupfer (DN 22) ausgeführt. Die Verrohrung zum Speicher wird durch Edelstahllwellschlauch realisiert. Anhand der Stückliste der Armaturen wurde das Gesamtgewicht der Armaturen mit 2,2 kg abgeschätzt. Für die Bilanzierung der Armaturen wird der Werkstoff Messing zugrunde gelegt. Für die Regelung sind elektronische Komponenten in der Solarstation verbaut. Dabei handelt es sich um zwei Pt1000 Temperaturfühler, zwei Durchflusssensoren und eine Regeleinheit. Die Temperatursensoren werden als passive elektronische Bauteile modelliert, die Durchflusssensoren werden gewichtsmäßig mit einem Datensatz für eine Pumpe modelliert. Die elektronische Regeleinheit wird anhand ihrer geometrischen Abmessungen bestehend aus einer bestückten Leiterplatte mit 0,4 kg und einem Plastikgehäuse mit 0,4 kg bilanziert. Die Komponenten der Solarstation sind auf zwei Trägerplatten montiert, von denen angenommen wird, dass sie aus verzinktem Stahl mit einer Dicke von 2 mm sind. Für die Montage werden Edelstahlschrauben angenommen. Das Gesamtgewicht dieser Trägerplatten wird mit 1 kg abgeschätzt. Die Dämmung besteht aus expandiertem Polypropylen mit einem volumenspezifischen Gewicht von 60 g/l. Anhand der Wandstärke von ca. 2,5 cm und den äußeren Abmessungen wird das Gewicht der Wärmedämmung auf 2,5 kg abgeschätzt. Das Gesamtgewicht dieser Einzelkomponenten beträgt 21,9 kg. Dieses Gewicht wird für die Bilanzierung verwendet. Die Sachbilanz der Solarstation ist in Tab. 9.12 dargestellt.

Tab. 9.12: Sachbilanz Solarstation der Anlage Sonnenkraft

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Rahmenkonstruktion	-	1	Stück
Wärmeübertrager	-	1	Stück
Pumpen	-	2	Stück
Armaturen		1	Stück
Regelung und Sensoren		1	Stück
Verrohrung	-	1	Stück
Rahmenkonstruktion			
Trägerbleche	Stahl	1	kg
Beschichtung	Verzinkung	0,12	m ²
Schrauben, Muttern, Scheiben	Edelstahl	0,5	kg
Wärmedämmung	Expandiertes Polypropylen	2,5	kg
Wärmeübertrager			

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Platten und Abdeckplatten	Edelstahl	6,36	kg
Verbindungen	Kupfer	0,64	kg
Pumpe			
Pumpe	Pumpe	2,25	kg
Armaturen			
Ventile mit Stellantrieb	Messing	0,5	kg
Absperrventile	Messing	0,6	kg
Sicherheitsventile	Messing	0,2	kg
Entlüfter	Messing	0,2	kg
Tauchhülse	Messing	0,6	kg
Regelung und Sensoren			
Pt1000 Temperatursensoren	Passives elektronisches Bauteil	0,2	kg
Durchflussmesser	Pumpe	0,6	kg
Platine	Leiterplatte	0,4	kg
Reglergehäuse	95 % PC-ABS, 5 % PMMA	0,4	kg
Verrohrung			
Interne Verrohrung	Kupfer	0,2	kg
Verschraubungen und Fittinge	Messing	1	kg
Verrohrung zum Kollektorkreis	Kupfer	0,3	kg
Verrohrung zum Speicher	Edelstahl	0,2	kg

Kombispeicher

Es wird der Kombispeicher PSC1000E der Firma Sonnenkraft bilanziert. Die Angaben zur Sachbilanzerstellung stammen aus der Auswertung des Produktdatenblatts des Kombispeichers. Der Stahlbehälter des Speichers hat einen Durchmesser von 790 mm und eine Höhe von 2058 mm. Der wärme gedämmte Speicher hat einen Durchmesser von 990 mm und eine Höhe von 2140 mm.

Der Stahlbehälter ist auf der Außenseite grundiert. Für die Grundierung wird ein Acrylharzlack angenommen. Die grundierte Fläche entspricht der Oberfläche eines Zylinders mit den gleichen Abmaßen des Speicherbehälters. Der Speicher besitzt 17 Anschlüsse aus Stahl, drei Fühlertauchhülsen aus Stahl mit je einem Pt1000 Temperatursensor und eine passive Schichtbeladeeinrichtung aus Stahlblechen und Edelstahlrohren. Die Gesamtfläche der Stahlbleche wurde mit 0,75 m² und die Dicke mit 2 mm abgeschätzt. Die Gesamtlänge der Edelstahlrohre wurde mit 5,5 m ermittelt. Es wird ein Edelstahlrohr mit einem Durchmesser von 25 mm und einer Wanddicke von 3 mm angenommen. Der Speicher ist mit einem elektrischen Nachheizstab mit einer Leistung von 4,5 kW ausgestattet. Dessen Gewicht wird mit 1,2 kg angenommen. Die Dämmung des Speichers besteht aus Polyesterfaserfließ und die Verkleidung des Speichers aus Polystyrol. Die Dämmkappen der Anschlussverrohrung bestehen aus Kunststoff.

Darüber hinaus wird die Länge der gesamten Schweißnähte am Speicher bilanziert. Diese setzt sich aus der Höhe, dem zweifachen Umfang, dem Umfang des Standfußes und 20 Anschlussverschweißungen mit einem angenommenen Umfang von je 0,1 m zusammen. Der Umfang des Standfußes wird auf 2 m geschätzt. Beladen wird der Speicher durch die oben beschriebene Solarstation. Es wird daher keine aktive Beladeeinrichtung bilanziert.

Die Sachbilanz des Kombispeichers ist in Tab. 9.13 aufgelistet.

Tab. 9.13: Sachbilanz Kombispeicher der Anlage Sonnenkraft

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Behälter	-	1	Stück
Schichtbeladeeinrichtung	-	1	Stück
Elektrik und Elektronik	-	1	Stück
Behälter			
Behälter	Stahl	127	kg
Beschichtung	Akydharzlack	5,57	m ²
Anschlüsse	Stahl	69,19	kg
Dämmung	Polyester	0,81	kg
Verkleidung	Polystyrol	2,00	kg
Dämmkappen	Kunststoff	4,50	kg
Schichtbeladeeinrichtung			
Bleche	Stahl	9	kg
Rohre	Stahl	11,79	kg
Elektrik und Elektronik			
Nachheizstab	Nachheizstab	1,2	kg
Pt 100 Temperatursensoren	Passives elektronisches Bauteil	0,3	kg

Frischwasserstation

In der Anlage wird die Frischwasserstation FWM30i-CU mit zusätzlicher Umwälzpumpe der Firma Sonnenkraft verwendet. Zur Frischwasserstation werden vom Hersteller keine Angaben gemacht. Daher leiten sich alle Angaben aus der Interpretation der Datenblätter und Ausschreibungstexte des Frischwassermoduls ab.

Das Gesamtgewicht beträgt laut Hersteller 15,7 kg ohne zusätzliche Umwälzpumpe. Für den Plattenwärmeübertrager wird angenommen, dass er aus Edelstahl besteht und 10 % seines Gewichtes durch Kupferlot gebildet werden /Alf13/. Aufgrund der geometrischen Abmessungen wird das Gesamtgewicht des Wärmeübertragers mit 7,7 kg angenommen. Auf der Solarstation sind zwei Umwälzpumpen Alpha 2 25-60 der Firma Grundfos mit einem Gewicht von je 2,01 kg montiert. Für die Sachbilanz wird ein Datensatz für eine 40 W Pumpe gewichtsmäßig skaliert /ECO/. Die interne Verrohrung ist aus Kunststoff ausgeführt, hier wird Polyethylen als Werkstoff angenommen. Die Verrohrung zum Speicher wird durch Edelstahlwellschlauch realisiert. Anhand des Anlagenschemas wurde das Gesamtgewicht der Armaturen mit 1,7 kg abgeschätzt. Für die Bilanzierung der Armaturen wird der Werkstoff Messing zugrunde gelegt. Für die Regelung sind elektronische Komponenten in der Solarstation verbaut. Dabei handelt es sich um zwei Pt1000 Temperaturfühler und einen Durchflusssensor, deren Kabel in einer Kunststoffbox zusammengeführt werden. Die

Temperatursensoren werden als passive elektronische Bauteile modelliert, der Durchflusssensor wird gewichtsmäßig mit einem Datensatz für eine Pumpe modelliert. Die Kunststoffbox wird mit 0,2 kg bilanziert. Die Komponenten der Frischwasserstation sind auf einem Rahmen montiert, von dem angenommen wird, dass er aus verzinktem Stahl besteht. Für die Montage werden Edelstahlschrauben angenommen. Das Gesamtgewicht dieser Trägerplatten wird mit 1 kg abgeschätzt. Es wird angenommen, dass das gleiche Dämmmaterial wie bei der Solarstation verwendet wird. Unter der Annahme einer Wandstärke von ca. 2,5 cm und den äußeren Abmessungen wird das Gewicht der Wärmedämmung auf 1,6 kg abgeschätzt. Das Gesamtgewicht dieser Einzelkomponenten beträgt 15,71 kg. Dieses Gewicht wird für die Bilanzierung verwendet. Die Sachbilanz der Frischwasserstation ist in Tab. 9.14 dargestellt.

Tab. 9.14: Sachbilanz der Frischwasserstation der Anlage Sonnenkraft

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Rahmenkonstruktion	-	1	Stück
Wärmeübertrager	-	1	Stück
Pumpen	-	2	Stück
Armaturen		1	Stück
Regelung und Sensoren		1	Stück
Verrohrung	-	1	Stück
Rahmenkonstruktion			
Rahmen	Stahl	1	kg
Beschichtung	Verzinkung	0,4	m ²
Schrauben, Muttern, Scheiben	Edelstahl	0,3	kg
Wärmedämmung	Expandiertes Polypropylen	1,6	kg
Wärmeübertrager			
Platten und Abdeckplatten	Edelstahl	7	kg
Verbindungen	Kupfer	0,7	kg
Pumpe			
Pumpe	Pumpe	2,01	kg
Armaturen			
Ventile mit Stellantrieb	Messing	0,5	kg
Absperrventile	Messing	0,6	kg
Tauchhülse	Messing	0,6	kg
Regelung und Sensoren			
Pt1000 Temperatursensoren	Passives elektronisches Bauteil	0,2	kg
Durchflussmesser	Pumpe	0,3	kg
Kunststoffgehäuse	95 % PC-ABS, 5 % PMMA	0,2	kg
Verrohrung			
Interne Verrohrung	Polyethylen	0,3	kg

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Verschraubungen und Fittinge	Messing	0,1	kg
Verrohrung zu Trinkwasser und Zirkulation	Kupfer	0,3	kg
Verrohrung zum Speicher	Edelstahl	0,2	kg

Systemregler

In der Anlage wird ein Systemregler in einem separaten Schaltkasten eingesetzt. Dabei handelt es sich um das Modell SKSCHP der Firma Sonnenkraft. Zum Systemregler werden vom Hersteller keine Angaben gemacht. Daher leiten sich alle Angaben aus der Interpretation des Handbuchs, hauptsächlich aber aus eigenen Messungen am Systemregler ab.

Die gesamte Elektronik des Systemreglers ist in einem tauchgrundierten und pulverbeschichteten Schaltschrank untergebracht. Die Tür des Schaltschranks besitzt eine Dichtung aus PU-Schaum. Die elektronischen Bauteile sind auf einer verzinkten Montageplatte aus Stahlblech montiert. Herzstück des Reglers bildet eine bestückte Platine, die unter einer Abdeckung aus Aluminiumblech gegen mechanische Einwirkungen geschützt wird. Um diese Platine herum sind Kabelkanäle und Schraubklemmen angeordnet. In der frontseitigen Tür ist ein Display eingelassen, das ebenfalls als Leiterplatte bilanziert wird. Die Sachbilanz des Systemreglers ist in Tabelle 9.15 dargestellt.

Tab. 9.15: Sachbilanz des Systemreglers der Anlage Sonnenkraft

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Rahmenkonstruktion	-	1	Stück
Elektronik	-	1	Stück
Rahmenkonstruktion			
Gehäuse	Stahl	10,1	kg
Grundierung	Alkydharzlack	1,5	m ²
Beschichtung	Pulverbeschichtung	1,5	m ²
Dichtung	PU-Schaum, weich	0,04	kg
Montageplatte	Stahl	2,48	kg
Beschichtung	Verzinkung	0,32	m ²
Schrauben, Muttern, Scheiben	Edelstahl	0,4	kg
Elektronik			
Platine	Leiterplatte	1,06	kg
Abdeckung	Aluminium	0,18	kg
Kabelkanal	Kunststoff	0,48	kg

Hydraulik / Anlagenperipherie

Die Komponenten unter dem Überbegriff „Hydraulik“ stellen die Anlagenperipherie dar. Dazu zählen die Verrohrung zwischen den Hauptkomponenten, dazugehörige Pumpen, Armaturen und Sensoren, die in der Sachbilanz bisher keiner Hauptkomponente zugeordnet wurden.

Die Verrohrung zwischen dem Kollektorfeld und der Solarstation besteht aus Kupfer. Das Kupferrohr besitzt einen Durchmesser von 22 mm und eine Wandstärke von 1 mm. Die Rohrlänge wird mit 18 m angenommen. Die Verrohrung zwischen Wärmepumpe, Radiatoren und Speicher besteht aus Edelstahl. Das Edelstahlrohr besitzt einen Durchmesser von 5/4“ und eine Wandstärke von 1,5 mm. Die Rohrlänge wird mit 14 m angenommen. Es wird angenommen, dass die Wärmedämmung der Rohre aus EPDM besteht und dass die Dämmstärke 2 cm beträgt.

Armaturen, die aus dem Hydraulikschema ersichtlich sind, aber noch keiner der Hauptkomponenten zugeordnet wurden, werden ebenfalls unter „Hydraulik“ als Messingbauteile bilanziert. Bisher nicht berücksichtigte elektronische Komponenten sind zwei Pt1000 Temperaturfühler und ein Raumtemperatursensor, die als passive elektronische Bauteile modelliert werden, ein Strahlungssensor, der als Solarzelle modelliert wird und ein Durchflusssensor, der mit dem gewichtsmäßig skalierten Datensatz einer Pumpe modelliert wird /ECO/.

Des Weiteren enthält die Anlage noch zwei Pumpen, eine Grundfos Alpha 2 25/60 und eine Wilo Stratos Para 25/1-7, die durch einen gewichtsmäßig skalierten eines Datensatz einer 40W Pumpe modelliert werden /ECO/.

Im Kollektorkreis ist ein Membranausdehnungsgefäß vom Typ AG50S der Firma Sonnenkraft verbaut. Im Wärmepumpenkreis ist ebenfalls ein Membranausdehnungsgefäß verbaut. Zu diesem liegen keine weiteren Informationen vor. Daher wird angenommen, dass es sich ebenfalls um ein AG50S der Firma Sonnenkraft handelt. Die Membranausdehnungsgefäße wurden anhand eines Datensatzes für ein Ausdehnungsgefäß mit einem Nennvolumen von 25 l modelliert. Dafür wurde der Datensatz gewichtsmäßig skaliert. Da keine Informationen über das Gewicht des AG50S von Sonnenkraft vorliegen, wurde auf Gewichtsangaben für das Reflex N mit einem Nennvolumen von 50 l der Firma Reflex Winkelmann GmbH /Ref13/ zurückgegriffen. Die Sachbilanz der Hydraulik ist in Tab. 9.16 dargestellt.

Tab. 9.16: Sachbilanz Hydraulik der Anlage Sonnenkraft

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Verrohrung	-	1	Stück
Armaturen	-	1	Stück
Regelung	-	1	Stück
Heizkreis-Umwälzpumpe	-	1	Stück
Speicherladepumpe	-	1	Stück
Ausdehnungsgefäße	-	2	Stück
Verrohrung			
Edelstahlrohre	Edelstahl	17,3715	kg
Kupferrohre	Kupfer	10,5927	kg
Wärmedämmung	EPDM Elastomer	7,6705	m ²
Armaturen			
Ventile mit Stellantrieb, Absperrventile, Sicherheitsventile, Filter, Tauchhülse	Messing	8,3	kg
Regelung			

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Pt1000 Temperatursensoren	Passives elektronisches Bauteil	0,3	kg
Strahlungssensor	Solarzelle	0,0007	m ²
Durchflusssensor	Pumpe	1	kg
Heizkreis-Umwälzpumpe			
Heizkreis-Umwälzpumpe	Pumpe	2,01	kg
Speicherladepumpe			
Speicherladepumpe	Pumpe	2,4	kg
Regelung			
Ausdehnungsgefäß	Ausdehnungsgefäß	12,5	kg

Verpackung und Transport

Es wird die Verpackung für die Komponenten Wärmepumpe, Kollektorfeld, Kombispeicher, Solarstation, Trinkwasserstation, Systemregler und Hydraulik zusammen betrachtet. Die Angaben zur Sachbilanzerstellung für die Verpackung stammen aus dem Herstellerfragebogen.

Die Komponenten Wärmepumpe, Kollektorfeld und Kombi-Speicher werden nach ihrer Produktion auf Euro-Flachpaletten transportiert. Alle Komponenten außer dem Systemregler und der Hydraulik werden in Verpackungskarton und -folie und einem Spannband aus Polypropylen (PP) ausgeliefert. Kleinteile werden in Plastiktüten verpackt. Bei der Wärmepumpe, dem Kollektorfeld und dem Kombispeicher gibt es darüber hinaus ein Benutzerhandbuch.

Es wird angenommen, dass die Komponenten der Anlage per LKW transportiert werden. Der Einfluss des Transports ist abhängig vom Gewicht des Transportguts und der Transportstrecke. Für die Wärmepumpe, den Kombi-Speicher, die Frischwasserstation und den Systemregler wird den Herstellerangaben aus dem Fragebogen folgend der Herstellungsort Langenkampfen in Österreich angenommen. Für das Kollektorfeld und die Solarstation wird St. Veit in Österreich als Herstellungsort angenommen. Als Herstellungsort für die Komponente Hydraulik wird Göttingen angenommen, was den Mittelpunkt Deutschlands repräsentieren soll. Der Aufstellungsort ist München. Für jede Komponente wird die Entfernung zwischen dem jeweiligen Herstellungsort und dem Aufstellungsort mit dem zu transportierenden Gewicht (Gewicht der Komponente einschließlich Verpackung) multipliziert. Dies ergibt einen gesamten Transportaufwand von 216,54 t km. Die gemeinsame Sachbilanz für die Verpackung und den Transport der genannten Komponenten ist in Tab. 9.17 aufgeführt.

Tab. 9.17: Sachbilanz Verpackung und Transport der Anlage Sonnenkraft

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Euro-Flachpalette	Euro-Flachpalette	3	Stück
Verpackungskarton	Karton	15,5	kg
Verpackungsfolie, Tüten	Folie PE-LD	4	kg
Spannband	Polyester	1,35	kg
Benutzerhandbuch	Papier, bedruckt	0,75	kg
Transport	LKW	216,54	tkm

Betrieb

Beim Betrieb werden der Gesamtstrombedarf der vorgestellten kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlage sowie die durch Leckage des Kältemittels der Wärmepumpe verursachten Emissionen und Nachfüllmengen über der Lebensdauer betrachtet. Darüber hinaus gibt die Anlage eine bestimmte Gesamtwärmemenge an das Trinkwarmwasser- und Heizungsnetz ab. Zu eventuell nötigen Reparaturen an den Komponenten der Anlage werden von den Herstellern keine Aussagen getroffen, daher finden diese keine Berücksichtigung.

Die jährliche Leckagerate der Wärmepumpe beträgt 2 % der Kältemittelfüllmenge /Fri99/. Diese Menge gelangt zum einen als Emissionen in die Luft und zum anderen muss sie der Wärmepumpe als neues Kältemittel wieder zugeführt werden.

Die Erfassung des Strombezugs und der gelieferten Wärmemenge der Anlage erfolgte im Zeitraum Februar 2012 bis Januar 2013. Daraus ergeben sich ein jährlicher Strombezug von 12.983 kWh/a und eine jährlich gelieferte Wärmemenge von 26.261 kWh/a. Die Jahresarbeitszahl (JAZ) der gesamten Anlage, als Verhältnis aus gelieferter Wärmemenge zu bezogener Strommenge, beträgt somit 2,02.

Die Sachbilanz für den Betrieb der Anlage Sonnenkraft ist in Tab. 9.18 dargestellt. Die Werte sind kumuliert über die Lebensdauer von 20 Jahren.

Tab. 9.18: Sachbilanz Betrieb der Anlage Sonnenkraft

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Kältemittelnachfüllung	R410A	2,32	kg
Emissionen in Luft	R-32	1,16	kg
	R-125	1,16	kg
Strombezug	Deutscher Strommix	259,66	MWh
Wärmeabgabe	-	525,22	MWh

Für den auf Niederspannungsebene bezogenen deutschen Strommix wird der in Ecoinvent hinterlegte Datensatz „market for electricity, low voltage (DE)“ verwendet. Als Vereinfachung wird dieser in der Sachbilanz über die gesamte Lebensdauer von 20 Jahren als konstant betrachtet.

Entsorgung

Bei der Entsorgung werden der LKW-Transport der Anlagenkomponenten, eine Kältemittel-leckage beim Rückbau der Wärmepumpe und die Verwertung der Anlagenkomponenten betrachtet.

Beim LKW-Transport wird eine Strecke von 100 km zur nächsten Sammelstelle veranschlagt, diese wird mit dem Gesamtgewicht der Anlage multipliziert. Die Leckage beim Rückbau der Wärmepumpe beträgt 10 % der Kältemittelfüllmenge Fri99/, welche komplett als Emissionen in die Luft gelangt.

Die Verwertung der kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlage kann auf zwei verschiedene Arten erfolgen. Zum einen können die Komponenten recycelt und zum anderen aus dem globalen Stoffstromnetz entfernt werden, indem sie in einer Müllverbrennungsanlage thermisch verwertet oder auf einer Deponie abgelagert werden. Der Verteilung auf die jeweiligen Verwertungsarten kann über eine variable Recyclingquote eingestellt werden. Auf Grund dessen ist es nicht möglich, eine eindeutige Sachbilanz für die Entsorgung

aufzustellen, da sich diese über eine Anpassung der Recyclingquote ändern kann. Daher werden für die Sachbilanz Materialgruppen gebildet, die sich je nach Recyclingquote auf die Verwertungsarten aufteilen lassen. Metalle, Elektronik, Papier und Pappe sowie Euro-Flachpaletten werden zu den recycelbaren Stoffen gezählt. Diese Stoffe werden abhängig von der Recyclingquote einer Wiederverwendung zugeführt oder durch Deponierung und/oder Verbrennung verwertet. Für alle Kunststoffe wird angenommen, dass sie einer thermischen Verwertung zugeführt werden. Nicht für alle Kunststoffe ist ein Datensatz für die thermische Verwertung verfügbar. Bei diesen wird auf einen Datensatz zur thermischen Verwertung einer Plastikmischung zurückgegriffen. Daneben kommen in der Anlage weitere Materialien vor, die nicht recycelbar sind. Dazu zählen Mineralwolle, Glas, Zeolith und Kältemittel. Für diese Materialien wird angenommen, dass sie unabhängig von der Recyclingquote der Deponierung oder Verbrennung zugeführt werden. Für die Endverwertung von R410A gibt es keine entsprechenden Datensätze. Generell kann R410A auch einer Weiterverwendung nach Aufarbeitung oder Aufspaltung in Fluss- und Salzsäure zugeführt werden. Da es aber auch zu diesen Stoffen keine Datensätze gibt, wird angenommen, dass Kältemittel nicht in die Umwelt gelangt, aber auch keinen Nutzen durch Recycling erzielt.

Die Sachbilanz für die Entsorgung der Anlage Sonnenkraft ist in Tab. 9.19 dargestellt.

Tab. 9.19: Sachbilanz Entsorgung der Anlage Sonnenkraft

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Transport	LKW	90,62	tkm
Emissionen in Luft	R-32	0,29	kg
	R-125	0,29	kg
Recycelbare Stoffe zur Deponierung oder Verbrennung abhängig von der Recyclingquote			
Stahl	Stahlschrott	289,33	kg
Messing und Kupfer	Kupferschrott	84,99	kg
Aluminium	Aluminiumschrott	204,19	kg
Elektronik	Elektronikschrott	13,45	kg
Papier/Pappe	Papier	16,25	kg
EUR-Flachpalette	EUR-Flachpalette	3	Stück
Nicht recycelbare Stoffe zur Deponierung oder Verbrennung			
Mineralwolle	Mineralwolle	28,2	kg
Glas	Glas	120	kg
Zeolith	Zeolith	0,22	kg
R410A	<i>nicht berücksichtigt</i>	5,8	kg
Kunststoffe zur Verbrennung			
Expandiertes Polystyrol	Expandiertes Polystyrol	9,25	kg
Polyurethan	Polyurethan	13,04	kg
Polyvinylchlorid	Polyvinylchlorid	1,98	kg
Polypropylen	Polypropylen	4,66	kg
Polyphenylsulfid	Gemischtes Plastik	0,26	kg
Polyethylen	Polyethylen	6,3	kg
Propylenglykol	Polypropylen	25,00	kg

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Acrylnitril-Butadien-Styrol (ABS)	Gemischtes Plastik	0,29	kg
Polycarbonat (PC)	Gemischtes Plastik	0,29	kg
Polymethylmethacrylat (PMMA)	Gemischtes Plastik	0,03	kg
Polyester	Gemischtes Plastik	5,25	kg
Polyamid	Gemischtes Plastik	2,2	kg
Esteröl	Gemischtes Plastik	1,58	kg
Silikon	Gemischtes Plastik	0,2	kg
Gummi	Gummi	13,48	kg

9.4.3 Referenzanlage

Die Referenzanlage besteht aus den Komponenten Gas-Kessel, Trinkwasserspeicher und Hydraulik. Die Daten für die Einzelkomponenten entstammen den Datensätzen „gas boiler production (RER)“ und „hot water tank production, 600 l (CH)“ /ECO/. Darüber hinaus notwendige Abschätzungen und Annahmen sind dokumentiert.

Gas-Kessel

Der bilanzierte konventionelle Heizkessel der Referenzanlage ist ein Gas-Kessel mit einer thermischen Nennleistung von 10 kW. Für die Sachbilanz wurde der Datensatz „gas boiler production (RER)“ /ECO/ analysiert und entsprechend auf die Lebenszyklusphasen „Herstellung“, „Betrieb“ und „Entsorgung“ aufgeteilt. Gegenüber dem ursprünglichen Datensatz wurde bei der Entsorgung ein anteiliges Recycling mit variabler Recyclingquote modelliert. Dies ermöglicht bei einem Vergleich eines zu untersuchendes Heizsystems und des Referenzsystem beide Systeme unter Annahme einer identischen Recyclingquote gegenüberzustellen.

Trinkwarmwasserspeicher

Zur Vorhaltung von Warmwasser ist die Referenzanlage mit einem Trinkwarmwasserspeicher ausgestattet, der ein Volumen von 300 l besitzt. Für die Sachbilanz wird auf den Datensatz „hot water tank production, 600 l (CH)“ /ECO/ zurückgegriffen. Das Gewicht eines solchen (leeren) Wasserspeichers wird maßgeblich nicht durch das Volumen, sondern durch die Oberfläche bestimmt. Daher wurde der Datensatz, der einen Speicher mit einem Volumen von 600 l bilanziert, unter Verwendung des Oberflächenverhältnisses zweier Zylinder mit dem Volumenverhältnis 1:2 skaliert. Der Skalierungsfaktor ist dadurch 0,63. Für die Sachbilanz wurde der Datensatz anschließend entsprechend auf die Lebenszyklusphasen „Herstellung“, „Betrieb“ und „Entsorgung“ aufgeteilt. Gegenüber dem ursprünglichen Datensatz wurde bei der Entsorgung ein anteiliges Recycling mit variabler Recyclingquote modelliert. Dies ermöglicht bei einem Vergleich eines zu untersuchendes Heizsystems und des Referenzsystem beide Systeme unter Annahme einer identischen Recyclingquote gegenüberzustellen.

Hydraulik / Anlagenperipherie

Zur Anlagenperipherie zählen die Heizungsumwälzpumpe, das Heizungsausdehnungsgefäß, die zentrale Übergabestation und die Verrohrung von der Übergabestation zu den übrigen Komponenten.

Für die Verrohrung zwischen Heizkessel und Frischwasserspeicher werden Edelstahlrohre (5/4“) mit einer Gesamtlänge von 4 m angenommen. Die Dämmstärke der Rohre wird mit 2 cm angenommen. Zwei Absperrventile, ein Sicherheitsventil und ein Rückschlagventil werden als Messingbauteile modelliert. Als Heizkreis-Umwälzpumpe wird eine Grundfoss Alpha 2 25/60 und als Speicherladepumpe eine Wilo Stratos Para 25/1-7 angenommen. Das Volumen des Ausdehnungsgefäßes im Heizkreis wird mit 50 l angenommen.

Die Sachbilanz der Anlagenperipherie mit detaillierter Auflösung der Übergabestation ist in Tab. 9.20 dargestellt.

Tab. 9.20: Sachbilanz Hydraulik der Referenzanlage

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Verrohrung	-	1	Stück
Armaturen	-	1	Stück
Regelung	-	1	Stück
Heizkreis-Umwälzpumpe	-	1	Stück
Speicherladepumpe	-	1	Stück
Ausdehnungsgefäße	-	1	Stück
Verrohrung			
Edelstahlrohre	Edelstahl	5,63	kg
Wärmedämmung	EPDM Elastomer	1,11	kg
Armaturen			
Absperrventile, Sicherheitsventil Rückschlagventil	Messing	0,8	kg
Regelung			
Pt1000 Temperatursensoren	Passives elektronisches Bauteil	0,1	kg
Heizkreis-Umwälzpumpe			
Heizkreis-Umwälzpumpe	Pumpe	2,01	kg
Speicherladepumpe			
Speicherladepumpe	Pumpe	2,4	kg
Regelung			
Ausdehnungsgefäß	Ausdehnungsgefäß	12,5	kg

Verpackung und Transport

Es wird die Verpackung für die Komponenten Heizkessel, Trinkwasserspeicher und Hydraulik zusammen betrachtet. Die Angaben zur Sachbilanzerstellung für die Verpackung wurden von den Sachbilanzen der untersuchten Solar- und Wärmepumpenanlagen abgeleitet. Die Komponenten Heizkessel und Trinkwasserspeicher werden nach ihrer Produktion auf Euro-Flachpaletten transportiert und in Verpackungskarton und -folie und einem Spannband aus Polypropylen (PP) mit jeweils einem Handbuch ausgeliefert. Es wird angenommen, dass die Komponenten der Anlage per LKW transportiert werden. Der Einfluss des Transports ist abhängig vom Gewicht des Transportguts und der Transportstrecke. Für alle Komponenten wird der Herstellungsort Göttingen gewählt, der den Mittelpunkt Deutschlands repräsentiert.

Der Aufstellungsort ist München. Für jede Komponente wird die Entfernung zwischen dem jeweiligen Herstellungsort und dem Aufstellungsort mit dem zu transportierenden Gewicht (Gewicht der Komponente einschließlich Verpackung) multipliziert. Dies ergibt einen gesamten Transportaufwand von 201,35 t km. Die gemeinsame Sachbilanz für die Verpackung und den Transport der genannten Komponenten ist in Tab. 9.21 aufgeführt.

Tab. 9.21: Sachbilanz Verpackung und Transport der Referenzanlage

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Euro-Flachpalette	Euro-Flachpalette	2	Stück
Verpackungskarton	Karton	5,5	kg
Verpackungsfolie, Tüten	Folie PE-LD	2,5	kg
Spannband	Polyester	0,5	kg
Benutzerhandbuch	Papier, bedruckt	0,15	kg
Transport	LKW	201,35	tkm

Betrieb

Beim Betrieb werden der Gesamtstrombedarf sowie der Brennstoffbedarf der vorgestellten Heizungsanlage über der Lebensdauer betrachtet. Darüber hinaus gibt die Anlage eine bestimmte Gesamtwärmemenge an das Trinkwarmwasser- und Heizungsnetz ab. Eventuell nötige Reparaturen an den Komponenten der Heizungsanlage werden nicht berücksichtigt.

Der jährliche Strombedarf leitet sich aus dem Datensatz „heat production, natural gas, at boiler atmospheric non-modulating < 100 kW, Europe without Switzerland“ /ECO13/ mit $0,002035 \text{ kWh}_{\text{el}}/\text{MJ}_{\text{th}}$ ab. Der jährliche Gasbedarf wird aus demselben Datensatz mit $0,027179 \text{ m}^3_{\text{Gas}}/\text{MJ}_{\text{th}}$ bestimmt.

Für den auf Niederspannungsebene bezogenen deutschen Strommix wird der in Ecoinvent hinterlegte Datensatz „market for electricity, low voltage (DE)“ /ECO/ verwendet. Als Vereinfachung wird dieser in der Sachbilanz über die gesamte Lebensdauer von 20 Jahren als konstant betrachtet.

Entsorgung

Bei der Entsorgung werden der LKW-Transport und die Verwertung der Referenzanlage betrachtet. Beim LKW-Transport wird eine Strecke von 100 km zur nächsten Sammelstelle veranschlagt, diese wird mit dem Gesamtgewicht der Anlage multipliziert.

Die Verwertung der Referenzanlage kann auf zwei verschiedene Arten erfolgen. Zum einen können die Komponenten recycelt und zum anderen aus dem globalen Stoffstromnetz entfernt werden, indem sie in einer Müllverbrennungsanlage thermisch verwertet oder auf einer Deponie abgelagert werden. Der Verteilung auf die jeweiligen Verwertungsarten kann über eine variable Recyclingquote eingestellt werden. Auf Grund dessen ist es nicht möglich, eine eindeutige Sachbilanz für die Entsorgung aufzustellen, da sich diese über eine Anpassung der Recyclingquote ändern kann. Daher werden für die Sachbilanz Materialgruppen gebildet, die sich je nach Recyclingquote auf die Verwertungsarten aufteilen lassen. Metalle, Elektronik, Papier und Pappe sowie Euro-Flachpaletten werden zu den recycelbaren Stoffen gezählt. Diese Stoffe werden abhängig von der Recyclingquote einer Wiederverwendung zugeführt oder durch Deponierung und/oder Verbrennung verwertet. Für alle Kunststoffe wird angenommen, dass sie einer thermischen Verwertung zugeführt werden. Daneben kommen in der Anlage weitere Materialien vor, die nicht recycelbar sind. Dazu zählen Mineralwolle und

Gefahrstoffe wie Schutzlacke oder Lot. Für diese Materialien wird angenommen, dass sie unabhängig von der Recyclingquote der Deponierung oder Verbrennung zugeführt werden. Die Sachbilanz für die Entsorgung der Referenzanlage ist in Tab. 9.22 dargestellt.

Tab. 9.22: Sachbilanz Entsorgung der Referenzanlage

Komponente	Material	Angabe	Einheit
Transport	LKW	40,27	tkm
Recyclbare Stoffe zur Deponierung oder Verbrennung abhängig von der Recyclingquote			
Stahl	Stahlschrott	306,33	kg
Messing und Kupfer	Kupferschrott	3,88	kg
Aluminium	Aluminiumschrott	7,5	kg
Elektronik	Elektronikschrott	1,6	kg
Papier/Pappe	Papier	10,65	kg
EUR-Flachpalette	EUR-Flachpalette	2	Stück
Nicht recycelbare Stoffe zur Deponierung oder Verbrennung			
Mineralwolle	Mineralwolle	20,60	kg
Schutzlacke, Lot	Gefahrstoffe	5,88	kg
Kunststoffe zur Verbrennung			
Polyvinylchlorid	Polyvinylchlorid	1,26	kg
Polyethylen	Polyethylen	3,4	kg
Polyester	Gemischtes Plastik	0,5	kg
Gummi	Gummi	1,11	kg

9.5 Wirkungsabschätzung

Zur Wirkungsabschätzung wird der Lebenszyklus der zu untersuchenden kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen sowie der Referenzanlage im Programm Umberto NXT LCA in Form von Stoffstromnetzen nachgebildet und dabei in die drei Phasen Herstellung, Betrieb und Entsorgung untergliedert. Die Ergebnisse aus den Sachbilanzen fließen in die Stoffstromnetze ein und durch Implementierung der Ecoinvent-Datensätze bilden diese die Grundlage für die Wirkungsabschätzung.

Die Wirkungsabschätzung wird sowohl für den Primärenergieaufwand als auch für die gesamten ökologischen Auswirkungen durchgeführt. Als ganzheitliche ökologische Bewertungsmethode wird die ReCiPe-Methode angewandt. Die Zielsetzung der ReCiPe Methode ist es, verschiedene Wirkungsindikatoren zu Kategorien zusammenzufassen, um dadurch eine bessere Interpretation dieser zu ermöglichen /Goe13/. Diese Zusammenfassung geschieht auf zwei Ebenen: der Midpoint und der Endpoint Ebene.

Im Folgenden werden der Kumulierte Energieaufwand (KEA/CED) und ausgewählte Wirkungsindikatorwerte der ReCiPe-Methode vorgestellt. Die Auswahl erfolgte anhand der Einflusses der Wirkungsindikatoren auf das Endergebnis der ReCiPe-Methode. Die Untersuchungsobjekte zeigen signifikanten Einfluss auf die Wirkungskategorien Treibhauspotenzial (GWP – Global Warming Potential), Verbrauch fossiler Rohstoffe (FDP – Fossil Depletion Potential), Humantoxizität (HTP – Human Toxicity Potential) und Natürliche Landnutzung (NLTP – Natural Land Transformation Potential). Sofern nicht

anders erwähnt, beziehen sich alle Ergebnisse der Wirkungsabschätzung auf eine angenommene Recyclingquote von 50 %.

Das Ziel der Ökobilanz ist beispielsweise eine Aussage, ob es energetisch und ökologisch sinnvoll ist, Solarthermie-Wärmepumpenanlagen anstelle von herkömmlichen Heizungsanlagen zu verwenden. Darüber hinaus können Informationen über die Größe der energetischen und ökologischen Vorteile von Solarthermie-Wärmepumpenanlagen gewonnen werden. Anders als die von Streicher et al. /Str02/ entwickelte Methodik zur ganzheitlichen Bewertung von solarthermisch unterstützten Trinkwasser- und Kombianlagen basiert die hier entwickelte Bewertungsmethode nicht nur auf dem Kumulierten Energieaufwand, sondern nutzt weitere 18 sogenannte Midpoint-Kategorien, die zu drei Endpoint-Kategorien aggregiert und schließlich zu einem Endpoint-Wert verrechnet werden können. Die Berechnungsgrundlage wird im Folgenden anhand des Kumulierten Energieaufwands vorgestellt. Sie gilt analog auch für alle anderen in dieser Untersuchung betrachteten Wirkungskategorien.

Die gesamte Primärenergie, die für eine Anlage aufgewendet wird, ist die Summe des kumulierten Energieaufwands (KEA/CED) für die Herstellung (Index p - production), den Betrieb (Index o - operation) und die Entsorgung (Index d - disposal). Der kumulierte Energieaufwand in kWh_{Eq} für die Produktion tritt einmalig zu Beginn des Lebenszyklus der Anlage auf. Der kumulierte Energieaufwand in kWh_{Eq}/a für den Betrieb einschließlich Wartung tritt hingegen kontinuierlich über den betrachteten Zeitraum auf. Für die Bildung der Gesamtsumme des kumulierten Energieaufwands muss dieser Wert daher mit einer Zeit t in Jahren multipliziert werden:

$$CED(t) = CED_p + CED_o \cdot t + CED_d \quad (9.1)$$

Analog kann diese Gleichung auch für alle anderen Bewertungsgrößen aufgestellt werden. Für die Ermittlung des gesamten Treibhauspotentials beispielsweise wird die Gleichung durch die Treibhausgasemissionen während der Herstellung (Index p - production), des Betriebs (Index o - operation) und der Entsorgung (Index d - disposal) definiert. Das Treibhauspotential wird in CO₂-Äquivalenten angegeben (Einheit kg CO_{2Eq}) bzw. in zeitabhängigen CO₂-Äquivalenten (Einheit kg CO_{2Eq}/a) für den Betrieb:

$$GWP(t) = GWP_p + GWP_o \cdot t + GWP_d \quad (9.2)$$

Im Bereich der Kältetechnik ist es üblich, die TEWI-Methode (Total Equivalent Warming Impact), die in DIN EN 378-1 beschrieben ist, zu verwenden, um das gesamte Treibhauspotential eines Systems zu ermitteln. In Wärmepumpen finden ähnliche Kältemittel Einsatz, sodass es sinnvoll ist, die TEWI-Methode auch auf diese Systeme anzuwenden:

$$TEWI = GWP_e \cdot L \cdot t + GWP_e \cdot m \cdot (1 - \alpha_R) + E_a \cdot \beta \cdot t \quad (9.3)$$

Dabei ist GWP_e das Treibhauspotential des emittierten Kältemittels in kg CO_{2Eq} Kältemittel pro kg. L ist die Leckagerate in kg/a, t ist die Zeit in a, m ist die Masse des enthaltenen Kältemittels in kg. Der dimensionslose Rückgewinnungsfaktor α_R gibt den Anteil des im System enthaltenen Kältemittels an, der am Ende der Lebensdauer des Systems wiederverwertet werden kann. E_a ist der jährliche Verbrauch an elektrischer Energie des Systems in kWh/a, β gibt die CO₂-Emissionen in kg CO_{2Eq}/kWh an, die durch die Produktion des Stroms verursacht werden, der für den Betrieb des Systems benötigt wird. Die drei Summanden in

Gl. 9.2 werden auch in der hier entwickelten Bewertungsmethode berücksichtigt. Sie sind implizit in Gl. 9.3 enthalten. Der erste und der letzte Summand in Gl. 9.3 sind zeitabhängig. Beide Größen sind im Treibhauspotential des Betriebs in Gl. 9.2 enthalten. Der zweite Summand von Gl. 9.3 ist innerhalb des Treibhauspotentials der Herstellung und der Entsorgung berücksichtigt. Die vorgestellte Methode beinhaltet somit die in der TEWI-Methode berücksichtigten Treibhauspotentiale. Für eine ganzheitliche Bewertung werden jedoch noch weitere Einflüsse berücksichtigt. Abgesehen von den Prozessen, die in der TEWI-Methode berücksichtigt werden, wird in der hier angewandten Methode auch das Treibhauspotential der Herstellung, des Betriebs und der Wartung der gesamten kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlage berücksichtigt. Dazu gehören beispielsweise auch das Treibhauspotential der Herstellung des Kältemittels und der Erstbefüllung der Anlage sowie das Treibhauspotential für das Nachfüllen zum Ausgleich von Leckagen während des Betriebs.

9.5.1 Kumulierter Energieaufwand

Der Kumulierte Energieaufwand (KEA/CED) wird für die drei Phasen des Lebenszyklus in Abb. 9.1 aufgezeigt, eine Aufschlüsselung des Kumulierten Energieaufwandes der Herstellung nach den einzelnen Komponenten erfolgt in Abb. 9.2 und Abb. 9.3.

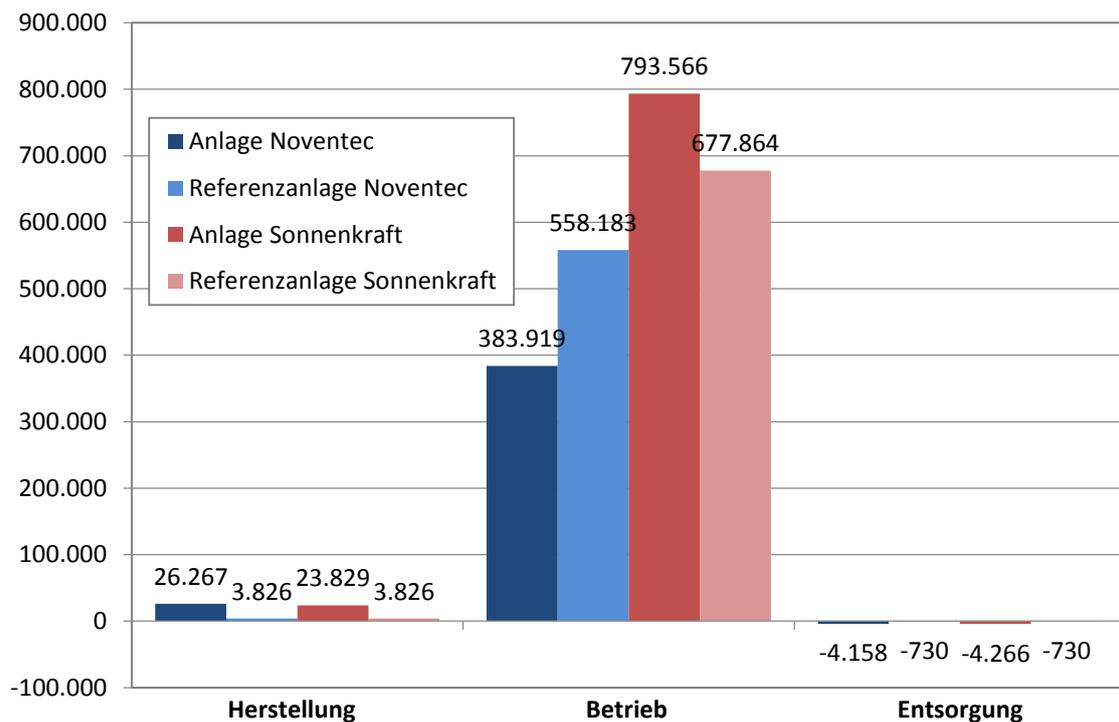


Abb. 9.1: Kumulierter Energieaufwand über den Lebenszyklus

Bei allen untersuchten Anlagen stellt der Betrieb die Phase mit dem stärksten Einfluss auf das Gesamtergebnis des Kumulierten Energieaufwandes dar. Den größten Anteil am Betrieb der Solarthermie-Wärmepumpenanlagen, mit nahezu 100 %, hat der Strombezug der Anlage über die gesamte Lebensdauer von 20 Jahren. Der kumulierte Energieaufwand der im Betrieb nachzufüllenden Kältemittelmenge ist dem gegenüber vernachlässigbar klein und die Emissionen des Kältemittels in die Luft stellen keinen energetischen Aufwand dar. Bei den Referenzanlagen werden im Betrieb dagegen ca. 98 % des Kumulierten Energieaufwandes

durch den Bezug des fossilen Brennstoffs verursacht. Nur etwa 2 % entfallen auf elektrische Hilfsenergie. Der Kumulierte Energieaufwand für die Entsorgung nimmt einen negativen Wert an. Er repräsentiert somit eine Energiegutschrift am Ende des Lebenszyklus. Die durch eine angenommene Recyclingquote von 50 % hervorgerufene Gutschrift wird dabei noch um den energetischen Aufwand für den Transport der Anlage zur nächsten Sammelstelle und für die Deponierung und Verbrennung der nicht recycelten Teile der Anlage minimiert. Beide Solarthermie-Wärmepumpenanlagen besitzen etwa den gleichen Kumulierten Energieaufwand bei der Herstellung, der etwa um den Faktor 6 - 7 größer ist als der Kumulierte Energieaufwand der Herstellung des Referenzsystems. Der durch die Herstellung der kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen verursachte Kumulierte Primärenergieaufwand wird in Abb. 9.2 und Abb. 9.3 für die einzelnen Komponenten dieser Lebenszyklusphase noch einmal detaillierter aufgeschlüsselt.

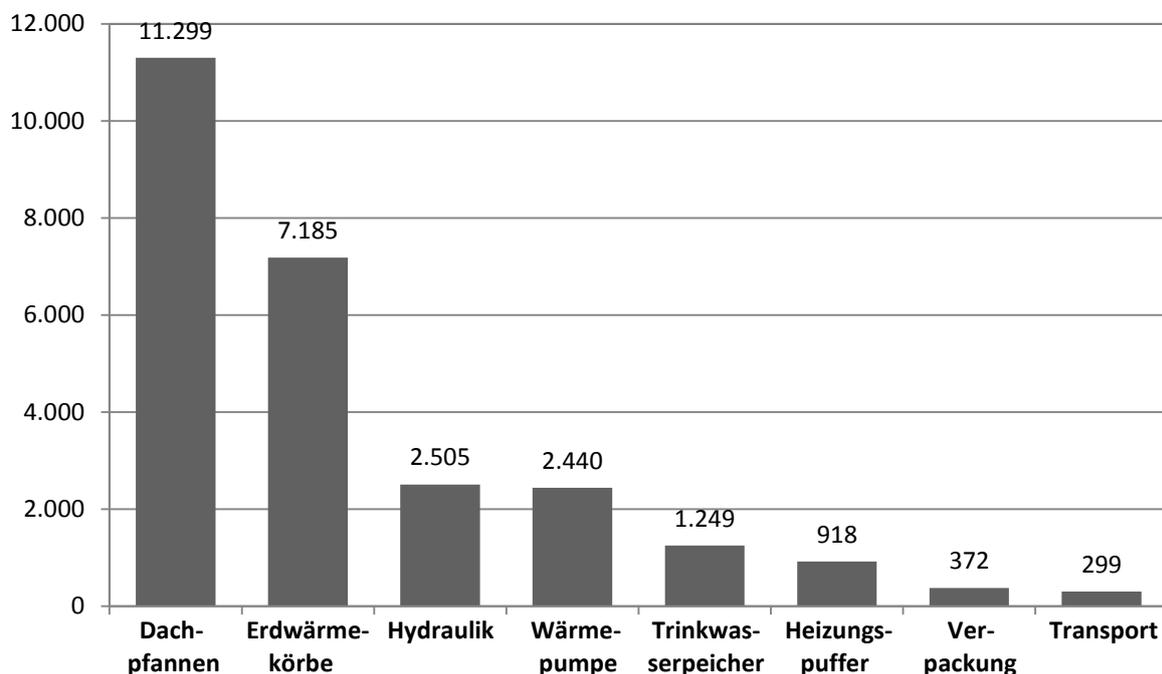


Abb. 9.2: Kumulierter Energieaufwand der Herstellung der Anlage Noventec

Etwa 43 % des Kumulierten Energieaufwandes für die Herstellung der Anlage Noventec wird durch die Produktion der Dachpfannenabsorber hervorgerufen. Dies ist vor allem auf die große Menge Aluminium zurückzuführen, aus der die 35 m² Dachpfannenabsorber bestehen. Die Aluminiumherstellung ist ein sehr energieintensives Verfahren und ist für 9.990 kWh_{Eq} des Kumulierten Energieaufwandes der Dachpfannenabsorber verantwortlich. Die vier Erdwärmekörbe stellen die Komponente mit dem zweithöchsten Kumulierten Energieaufwand für die Produktion dar. Etwa die Hälfte davon wird durch die Herstellung des Polyethylenrohrs (3.642 kWh_{Eq}) hervorgerufen. Die Hydraulik stellt im eigentlichen Sinne keine einzelne Komponente, sondern vielmehr eine Komponentengruppe dar. Bei dieser wird ein Drittel des Kumulierten Energieaufwands (1.222 kWh_{Eq}) bei der Herstellung der Übergabestation mit den darin enthaltenen elektronischen Komponenten verursacht. Weitere 446 kWh_{Eq} und 341 kWh_{Eq} entfallen auf die Kupferverrohrung bzw. die Edelstahlverrohrung. Der Anteil der beiden Speicher am energetischen Aufwand für die Herstellung der gesamten Anlage ist jedoch eher klein im Vergleich zu den anderen Komponenten. Der Kumulierte

Energieaufwand für die Verpackung und den Transport ist ebenfalls sehr gering, obwohl in diesem die Verpackung und der Transport aller Komponenten aufsummiert ist.

Im Unterschied zur Sole/Wasser-Wärmepumpe der Anlage Noventec besitzt die Luft/Wasser-Wärmepumpe der Anlage Sonnenkraft einen integrierten Luft/Wasser-Wärmeübertrager. Die darin verwendeten Mengen Aluminium und Kupfer sind der Grund dafür, dass die Wärmepumpe in der Anlage Sonnenkraft mit einem Anteil von 38 % den größten Einfluss bei der Herstellung auf den Kumulierten Energieaufwand der Herstellung besitzt. Einen ähnlich großen Einfluss (37 %) weist das Kollektorfeld auf, da hier größere Mengen Aluminium zum Einsatz kommen und die Aluminiumherstellung ein sehr energieintensives Verfahren ist. Der Anteil der übrigen Komponenten am energetischen Aufwand für die Herstellung des gesamten Systems ist eher klein im Vergleich zur Wärmepumpe und dem Kollektorfeld. Der Kumulierte Energieaufwand für die Verpackung und den Transport ist ebenfalls sehr gering und vergleichbar mit dem der Anlage Noventec.

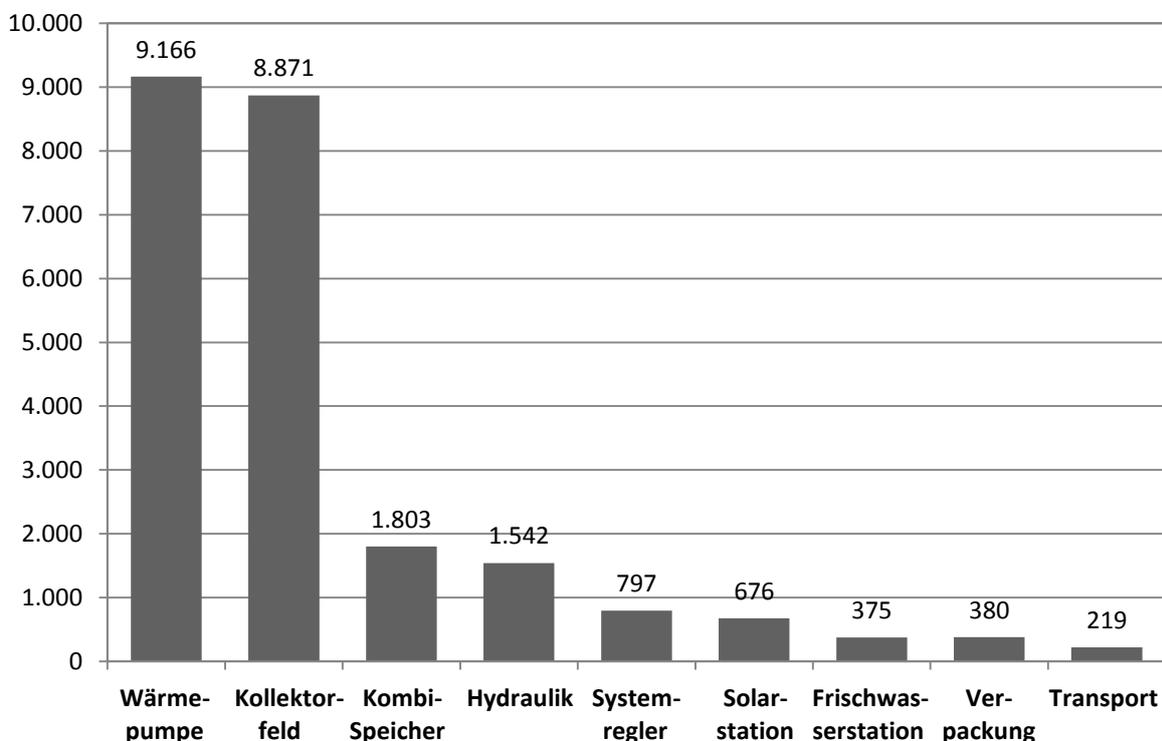


Abb. 9.3: Kumulierter Energieaufwand der Herstellung der Anlage Sonnenkraft

9.5.2 ReCiPe Midpoint

Auf der Midpoint Ebene gibt es 18 Wirkungskategorien. Darin werden den Emissionen, die während des Lebenszyklus eines Produktes entstehen, direkte Umwelteinwirkungen zugewiesen. So tragen beispielsweise Methan und Kohlenstoffdioxid über ihr jeweiliges Treibhauspotential (GWP) zum Klimawandel bei. Die Kategorien sind durch ihre charakteristischen Faktoren, die beispielsweise von Untersuchungen des IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) oder der WMO (World Meteorological Organization) stammen, mit einer hohen Sicherheit behaftet, jedoch schwierig zu interpretieren. Zudem gibt es keine Gewichtung der Kategorien, sodass ein Vergleich zwischen diesen kaum möglich ist. Die Wirkungskategorien der Midpoint Ebene, sowie deren charakteristische Faktoren, Einheiten und deren Bedeutung sind in Tab. 9.23 zusammengefasst.

Tab. 9.23: Wirkungskategorien auf der ReCiPe Midpoint Ebene (Goedkoop, 2008)

Kategorie	Charakteristischer Faktor	Einheit	Bedeutung Einheit
Feinstaubbildung	Feinstaubbildungspotential (PMFP)	kg PM _{10Eq}	Partikel mit aerodynamischem Durchmesser < 10 µm
Frischwasser-Ökotoxizität	Frischwasser-Ökotoxizitätspotential (FETP)	kg 1,4-DCB _{Eq}	Referenzsubstanz 1,4-Dichlorbenzol, dessen Toxizität gleich eins gesetzt wird
Humantoxizität	Humantoxizitätspotential (HTP)	kg 1,4-DCB _{Eq}	Referenzsubstanz 1,4-Dichlorbenzol, dessen Toxizität gleich eins gesetzt wird
Ionisierende Strahlung	Ionisierendes Strahlungspotential (IRP)	kg U ²³⁵ _{Eq}	Referenzsubstanz Uran-235, Zeithorizont 100.000 Jahre
Klimawandel	Treibhauspotential (GWP ₁₀₀)	kg CO _{2Eq}	Referenzsubstanz Kohlendioxid, dessen Treibhauspotential gleich eins gesetzt wird, Zeithorizont 100 Jahre
Landwirtschaftliche Landnutzung	Landwirtschaftliches Landnutzungspotential (ALOP)	m ² a	eingenommene landwirtschaftliche Fläche multipliziert mit Zeit der Inbesitznahme
Natürliche Landumwandlung	Natürliches Landumwandlungspotential (NLTP)	m ²	Umgewandelte Fläche
Ozonabbau	Ozonabbaupotential (ODP)	kg CFC-11 _{Eq}	Referenzsubstanz Trichlorfluormethan, dessen Ozonabbaupotential gleich eins gesetzt wird
Photochemische Oxidation	Photochemisches Oxidationspotential (POFP)	kg NMVOC	Emissionen flüchtiger organischer Verbindungen ohne Methan, führen z.B. zur Bildung von bodennahem Ozon
Seewasser-Ökotoxizität	Seewasser-Ökotoxizitätspotential (METP)	kg 1,4-DCB _{Eq}	Referenzsubstanz 1,4-Dichlorbenzol, dessen Toxizität gleich eins gesetzt wird

Kategorie	Charakteristischer Faktor	Einheit	Bedeutung Einheit
Terrestrische Versauerung	Terrestrisches Versauerungspotential (TAP)	kg SO _{2Eq}	Referenzsubstanz Schwefeldioxid, dessen terrestrisches Versauerungspotential gleich eins gesetzt wird
Terrestrische Ökotoxizität	Terrestrisches Ökotoxizitätspotential (TEPT)	kg 1,4-DCB _{Eq}	Referenzsubstanz 1,4-Dichlorbenzol, dessen Toxizität gleich eins gesetzt wird
Urbane Landnutzung	Urbanes Landnutzungspotential (ULOP)	m ² a	Eingenommene städtische Fläche multipliziert mit Zeit der Inbesitznahme
Verbrauch von Wasser	Verbrauchspotential von Wasser (WDP)	m ³	Gesamt verbrauchte Wassermenge
Verbrauch fossiler Rohstoffe	Verbrauchspotential von fossilen Rohstoffen (FDP)	kg oil _{Eq}	Referenzsubstanz Rohöl mit H _u =42 MJ/kg, Umrechnung anderer Energieträger entsprechend ihres Heizwertes
Verbrauch von Metallen	Verbrauchspotential von Metallen (MDP)	kg Fe _{Eq}	Referenzsubstanz Eisen
Überdüngung, Frischwasser	Frischwasser-Eutrophierungspotential (FEP)	kg P _{Eq}	Referenzsubstanz Phosphor, dessen Eutrophierungspotential gleich eins gesetzt wird
Überdüngung, Salzwasser	Marines Eutrophierungspotential (MEP)	kg N _{Eq}	Referenzsubstanz Stickstoff, dessen Eutrophierungspotential gleich eins gesetzt wird

Der Kumulierte Energieaufwand und der Verbrauch fossiler Rohstoffe hängen bedingt durch die weite Verbreitung fossiler Energieträger zur Energiebereitstellung eng zusammen. Bei dieser Energiebereitstellung tritt auch ein großer Teil der klimawirksamen Emissionen auf. In den Kategorien Kumulierter Energieaufwand, Treibhauspotential und Verbrauch fossiler Rohstoffe haben die Komponenten Dachpfannenabsorber und Erdwärmekörbe innerhalb der Anlage Noventec und die Komponenten Wärmepumpe und Kollektorfeld innerhalb der Anlage Sonnenkraft den weitaus größten Einfluss. Innerhalb der Komponente „Wärmepumpe“ sind das Gehäuse und der Scrollverdichter der Anlage Noventec und das Gehäuse, der Verdampfer und die Regelung innerhalb der Anlage Sonnenkraft besonders ausschlaggebend in den drei Kategorien.

Darüber hinaus hat beim Treibhauspotential der Kältemittelkreis der Wärmepumpen durch die Leckage von Kältemittel entscheidenden Einfluss. Bei der Humantoxizität sind vor allem kupferhaltige aber auch aluminiumhaltige Materialien ausschlaggebend. Dazu zählen die

Hydraulik, Kollektoren sowie die Verdichter der Wärmepumpen und der Verdampfer der Luft/Wasser-Wärmepumpe der Anlage Sonnenkraft.

Im Betrieb weisen kombinierte Solar-Wärmepumpen eine wesentlich größere Humantoxizität auf als die Referenzanlagen. Dies ist direkt auf den im Strommix enthaltenen Energieträger Braunkohle zurückzuführen, der ein enormes humantoxisches Potential bei der Verbrennung freisetzt.

Die Herstellung der Verpackung, eine häufig vernachlässigbare Größe, ist für 60 % der durch die Herstellung der Anlage eingenommenen landwirtschaftlichen Fläche verantwortlich.

9.5.3 ReCiPe Endpoint

Bei der ReCiPe Endpoint Analyse werden die 18 Midpoint Kategorien zu drei Endpoint Kategorien transformiert und zusammengefasst. Die drei Endpoint Kategorien und deren Einheiten sind in Tabelle 9.24 aufgeführt. Diese sind leichter verständlich und interpretierbar als Midpoint Kategorien, jedoch auch mit einer größeren Unsicherheit in ihren Aussagen behaftet.

Tab. 9.24: Wirkungskategorien auf der ReCiPe Endpoint Ebene (Goedkoop, 2013b)

Kategorie	Einheit	Bedeutung Einheit
Menschliche Gesundheit	DALY	Verlust an Lebensjahren und die durch Behinderung beeinträchtigten Lebensjahre (DALY: disability-adjusted life years)
Ressourcenverbrauch	\$	Barwert der Ressourcen-Förderung für die Gesellschaft
Ökosystemqualität	spezies. yr	Verlust von Spezies während eines bestimmten Zeitraumes

Mit Hilfe von Normalisierungs- und Gewichtungsfaktoren lassen sich die kategorie-spezifischen Einheiten in die Einheit *points* umrechnen und anschließend zusammenfassen. Dies ermöglicht einen Vergleich und eine Wertung zwischen den drei Kategorien.

Über alle drei Phasen des Lebenszyklus betrachtet, nimmt der Betrieb der Anlagen den größten Anteil in allen drei ReCiPe Endpoint Kategorien ein. Hauptverursacher dabei ist der Strombezug der kombinierten Solar- und Wärmepumpenanlagen über die Lebensdauer von 20 Jahren.

Die Normalisierung und Gewichtung der ReCiPe Endpoint Ergebnisse zu *points* führt zu keiner Veränderung der Bewertung hinsichtlich der einzelnen Lebenszyklusphasen untereinander. Nun ist es allerdings möglich die Ergebnisse der drei ReCiPe Endpoint Kategorien zu einem Gesamtergebnis, wie in Abb. 9.4 dargestellt, zusammenzufassen. Dadurch wird deutlich, welche der drei Wirkungskategorien den größten Einfluss auf die jeweiligen Phasen ausübt. So dominieren bei den Solar-Wärmepumpensystemen die Umweltwirkungen auf die menschliche Gesundheit, beim Referenzsystem hingegen hat der Ressourcenverbrauch den größten Anteil an den gesamten Umweltwirkungen.

Die Herstellung hat bei beiden untersuchten kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen etwa die gleiche ökologische Gesamtwirkung. Die Anlage Sonnenkraft weist hier leicht höhere Werte auf. Im Vergleich zu der Referenzanlage weisen die kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen in der Herstellungsphase eine 5 bis 7-fache ökologische Auswirkung auf.

Eine ähnliche Verteilung findet sich auch in der Entsorgungsphase. Die ökologischen Auswirkungen des Recyclings der Solarthermie-Wärmepumpenanlagen erreichen hier jedoch nur etwa die 3 bis 5-fachen Werte verglichen mit der Referenzanlage.

In der Betriebsphase besitzen die untersuchten kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen stets größere ökologische Gesamtauswirkungen als die entsprechenden Referenzsysteme. Bei der Anlage Noventec sind dies 131 %, bei der Anlage Sonnenkraft sogar 223 % der ökologischen Gesamtauswirkungen des Referenzsystems. Die Anlage Sonnenkraft hat im Betrieb etwa doppelt so hohe ökologische Gesamtwirkung wie die Anlage Noventec.

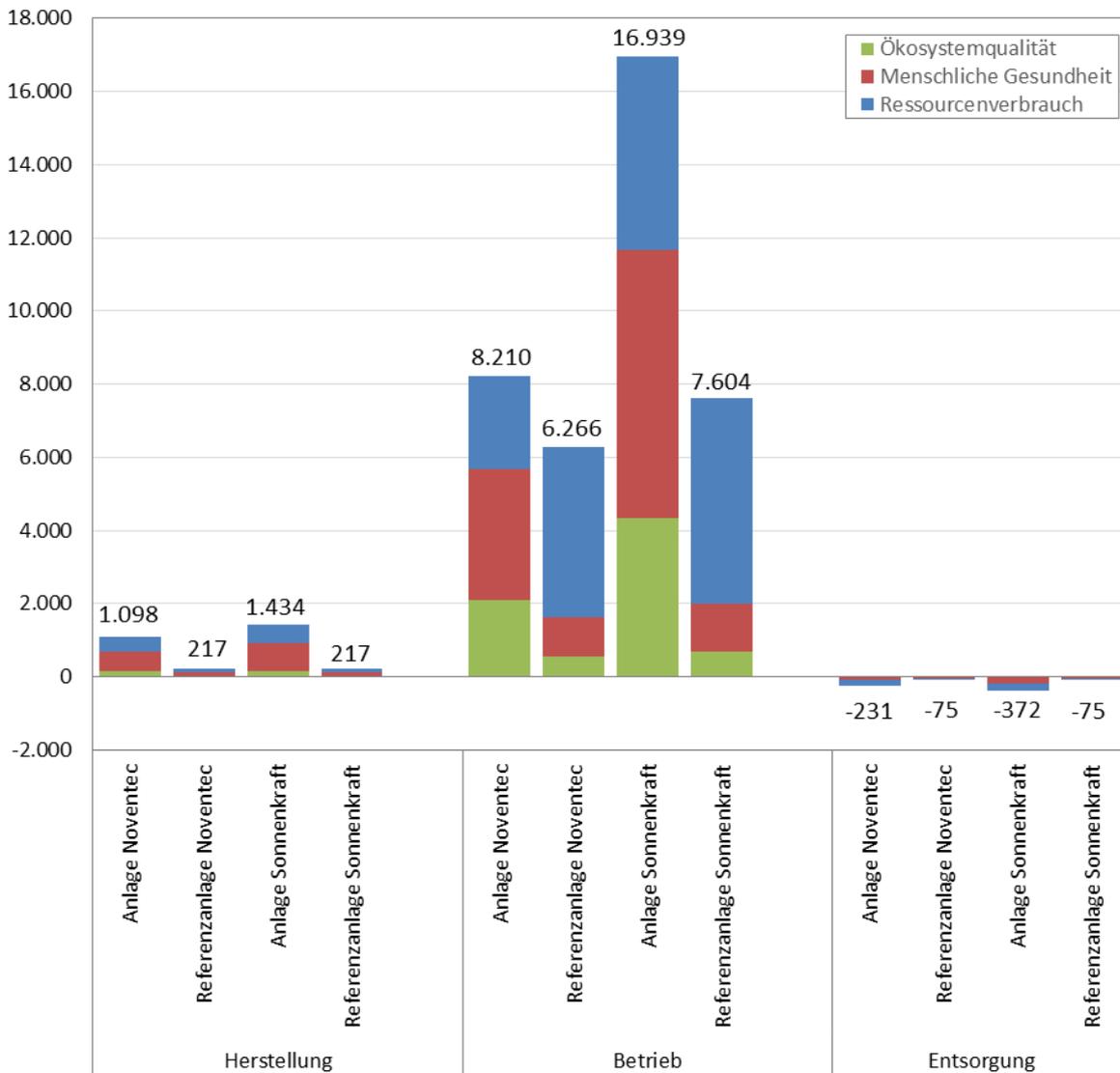


Abb. 9.4: Normalisierte und gewichtete Gesamtauswirkungen über den Lebenszyklus

Eine genauere Analyse wird möglich, wenn die ReCiPe Endpoint Ergebnisse bis auf die Midpoint Ebene zurückverfolgt werden und somit die Anteile der verschiedenen Midpoint Kategorien an der ökologischen Gesamtauswirkung ersichtlich werden. Eine solche Dar-

stellung der Anteile der ReCiPe Midpoint Kategorien am Gesamtergebnis der ReCiPe Endpoint Methode findet sich in Abb. 9.5.

Es wird deutlich, dass die ökologischen Auswirkungen der untersuchten kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen hauptsächlich auf die vier Midpoint Kategorien Treibhauspotential, Verbrauch fossiler Rohstoffe, Humantoxizität und Landwirtschaftliche Landnutzung zurückgeführt werden können. In geringerem Umfang spielen auch der Verbrauch von Metallen und die Feinstaubbildung eine Rolle. Bei den Referenzanlagen spielen Humantoxizität, Landwirtschaftliche Landnutzung und Verbrauch von Metallen eine geringere Rolle. Alle übrigen Midpoint Kategorien besitzen nur marginalen Einfluss auf die ökologischen Gesamtauswirkungen der untersuchten Anlagen.

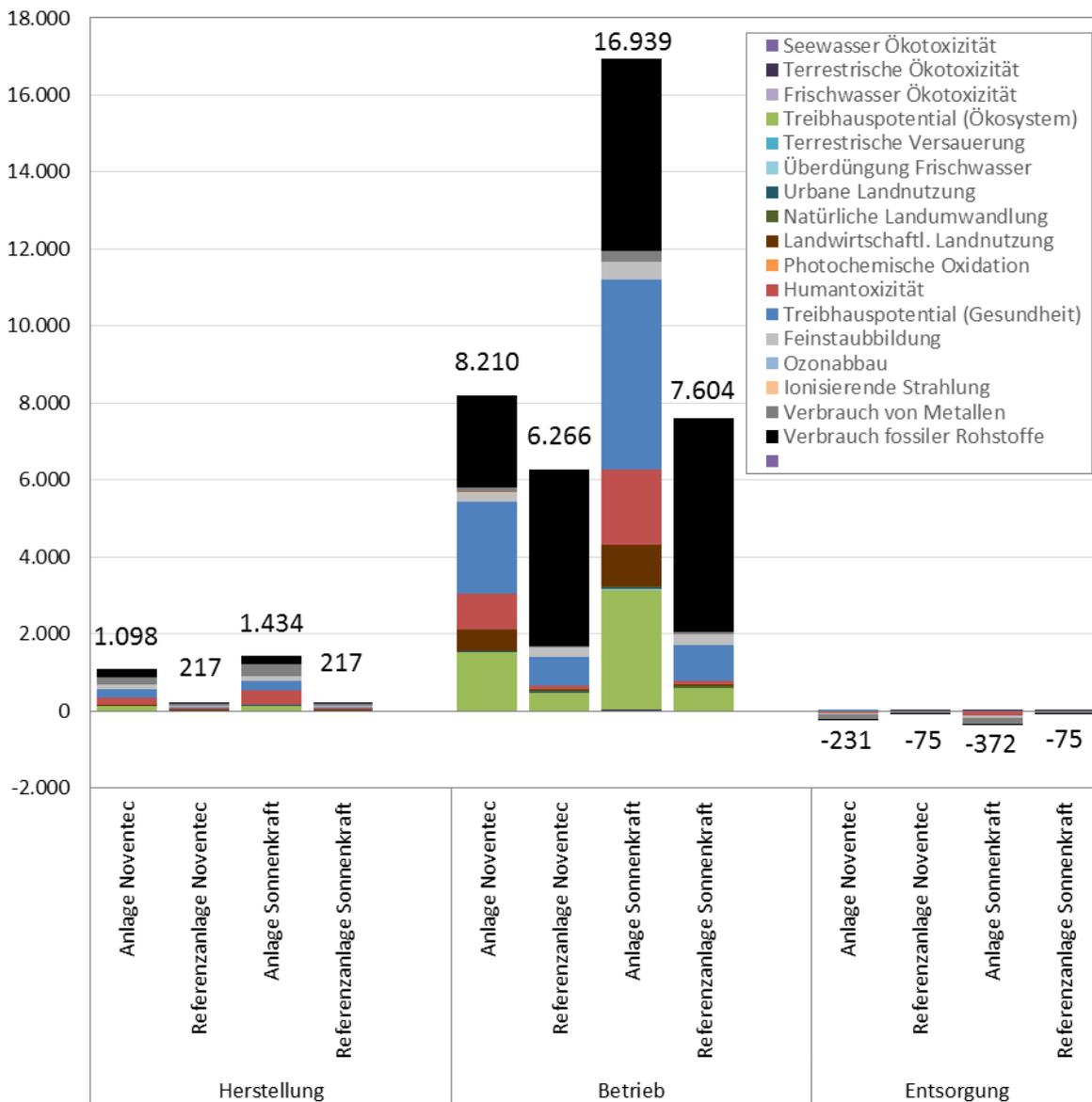


Abb. 9.5: Gesamte ökologische Auswirkungen der untersuchten Anlagen

9.6 Auswertung

Um verschiedene Systeme miteinander zu vergleichen, werden vom kumulierten Energieaufwand sowie den Midpoint- und Endpoint-Werten zusätzliche relative Beurteilungskriterien abgeleitet. Dabei handelt es sich um die Amortisationszeit, die Einsparungen während der Lebensdauer und den Erntefaktor.

Die hier vorgestellten Ökobilanzen werden für reale Solarthermie-Wärmepumpenanlagen und auf Basis von Betriebsdaten aus dem realen Betrieb erstellt. Dies bedeutet, dass die Anlagen unterschiedlichen Randbedingungen bezüglich Heizlastverlauf, Trinkwasserlastverlauf, solarer Einstrahlung und Quelltemperatur unterliegen. Bei einer direkten Gegenüberstellung der Anlagen ist dieser Umstand zu berücksichtigen.

9.6.1 Amortisationszeit

Streicher et al. /Str02/ haben für eine vergleichende Bewertung von solarthermischen Systemen die energetische Amortisationszeit eingeführt. Sie ist definiert als „die Zeit, welche die Anlage in Betrieb sein muss, um die Primärenergie einzusparen, die für Herstellung, Wartung und Betrieb aufgewendet wurde. Sie ergibt sich durch Ermittlung der eingesetzten Primärenergie, welche anschließend der Energie gegenübergestellt wird, die durch die Solaranlage eingespart wird“ /Str02/. Bei dieser Betrachtung wird von einer solarthermisch unterstützten Trinkwasser- oder Kombianlage ausgegangen. Diese vergleichende Methode wird analog auf eine Solarthermie-Wärmepumpenanlage angewandt. Dabei werden die Phasen Betrieb und Wartung zur Betriebsphase zusammengefasst. Darüber hinaus wird eine Entsorgungsphase berücksichtigt. Auf dieser Basis wird eine Amortisationszeit (AT) bezüglich des kumulierten Energieaufwands und des Treibhauspotenzials definiert. Die Amortisationszeit (AT) gibt die Zeit an, die eine Solarthermie-Wärmepumpenanlage (Index swp) in Betrieb sein muss, um den Primärenergieverbrauch oder die ökologische Auswirkung, die durch den zusätzlichen Aufwand der Herstellung und Entsorgung verursacht werden, im Vergleich zu einer konventionellen Heizungsanlage (Index conv) einzusparen. Im Folgenden wird die Berechnung der Amortisationszeit für den kumulierten Energieaufwand erläutert. Sie gilt analog auch für alle anderen verwendeten Bewertungsmethoden. Durch den Vergleich des gesamten kumulierten Energieaufwands der Solarthermie-Wärmepumpenanlage mit dem gesamten kumulierten Energieaufwand oder der gesamten ökologischen Auswirkung der konventionellen Heizungsanlage nach Gl. 9.4 kann die Amortisationszeit für den kumulierten Energieaufwand nach Gl. 9.5 berechnet werden.

$$CED_{swp}(t) = CED_{conv}(t) \quad (9.4)$$

$$AT_{CED} = \frac{(CED_{p,swp} + CED_{d,swp}) - (CED_{p,conv} + CED_{d,conv})}{CED_{o,conv} - CED_{o,swp}} \quad (9.5)$$

Wenn eine kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlage eine Lebensdauer besitzt, die größer ist als die Amortisationszeit AT, ist es energetisch bzw. ökologisch sinnvoll diese Anlage zu nutzen. Daher kann basierend auf diesem Beurteilungskriterium eine Aussage getroffen werden, ob die Verwendung einer kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlage der Verwendung einer herkömmlichen, durch fossile Energiequellen angetriebenen Heizungsanlage, die den gleichen Komfort bietet, unter energetischen oder ökologischen Aspekten vorzuziehen ist.

Gleichung 9.5 kann auch grafisch gelöst werden. Zur Veranschaulichung der Amortisationszeit ist in Abb. 9.6 der kumulierte Energieaufwand für die Anlage Noventec, sowie die Referenzanlage über der Nutzungsdauer für unterschiedliche Recyclingquoten

aufgetragen. Die Schnittpunkte der durchgezogenen Linie mit gestrichelten Linie gleicher Farbe ergeben auf der Ordinate die entsprechenden Amortisationszeiten.

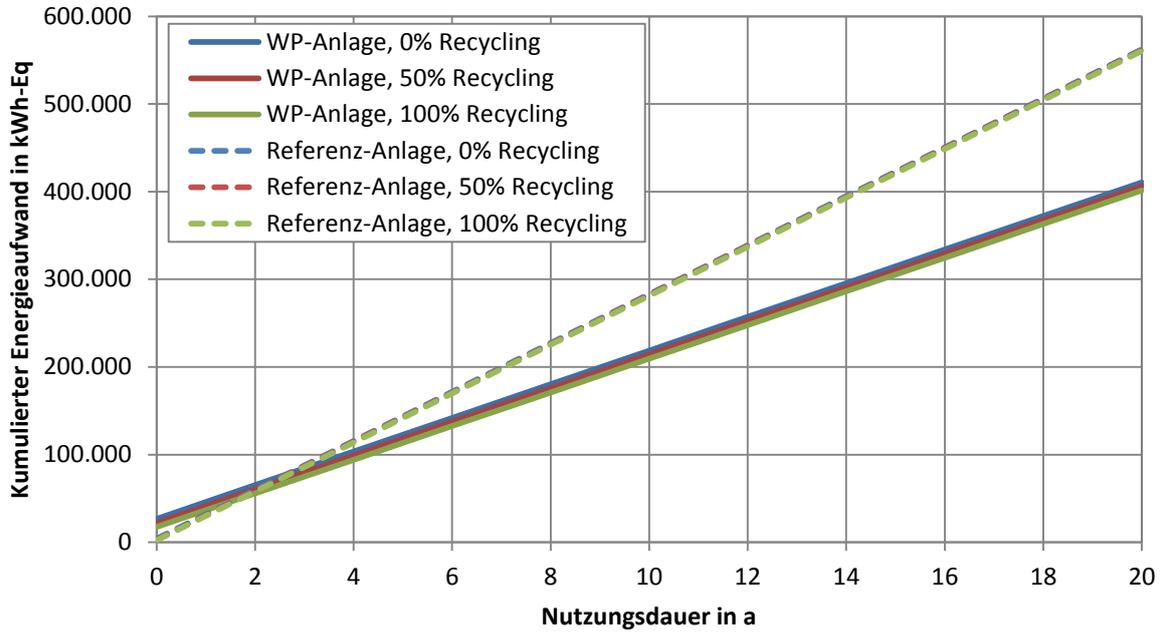


Abb. 9.6: Kumulierter Energieaufwand über der Nutzungsdauer für die Anlage Noventec und die Referenzanlage bei unterschiedlichen Recyclingquoten

In Abb. 9.7 ist der Bereich der Schnittpunkte genauer dargestellt. Die Amortisationszeit bei einer Recyclingquote von 50 % beträgt 2,18 Jahre. Sie kann durch Änderung der Recyclingquote um etwa 0,4 Jahre verlängert oder verkürzt werden.

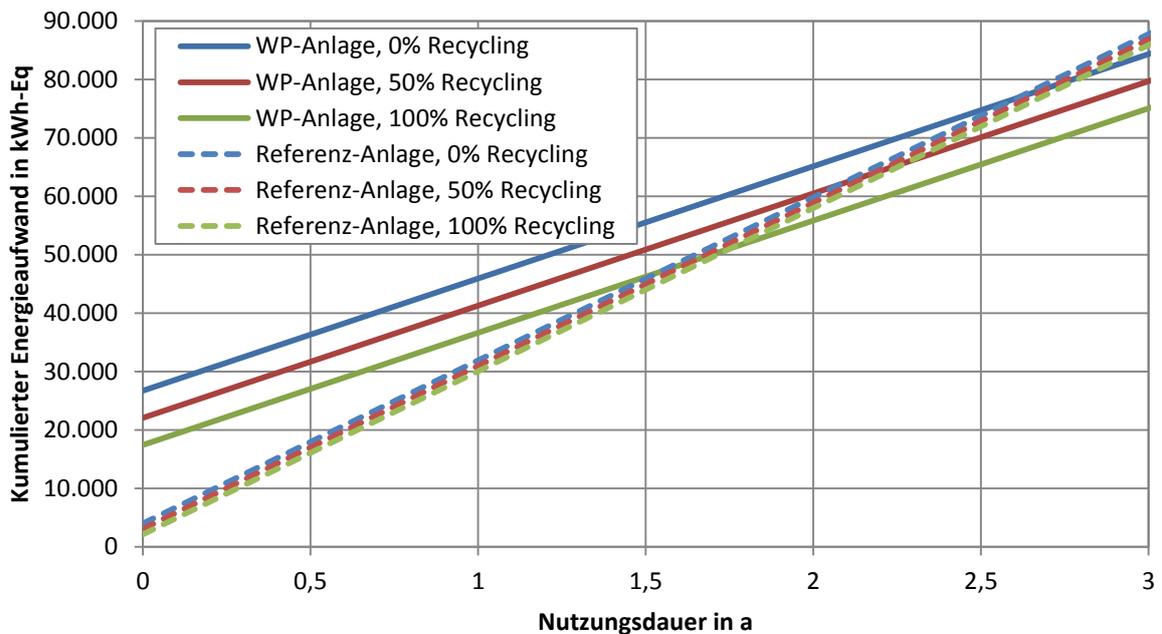


Abb. 9.7: Kumulierter Energieaufwand über der Nutzungsdauer für die Anlage Noventec und die Referenzanlage bei unterschiedlichen Recyclingquoten (Ausschnitt)

Die untersuchten kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen besitzen in allen angewandten Bewertungsmethoden einen größeren Anfangsaufwand im Vergleich zu der Referenzanlage. Eine Amortisation ist nur möglich, wenn der Betriebsaufwand der Solarthermie-Wärmepumpenanlage (repräsentiert durch die Steigung der Geraden) geringer ist als der Betriebsaufwand der Referenzanlage. Ist dies nicht der Fall, tritt keine Amortisation auf. Dies wird durch Abb. 9.8 veranschaulicht, in welcher der kumulierte Energieaufwand für die Anlage Sonnenkraft, sowie die Referenzanlage über der Nutzungsdauer für unterschiedliche Recyclingquoten aufgetragen ist.

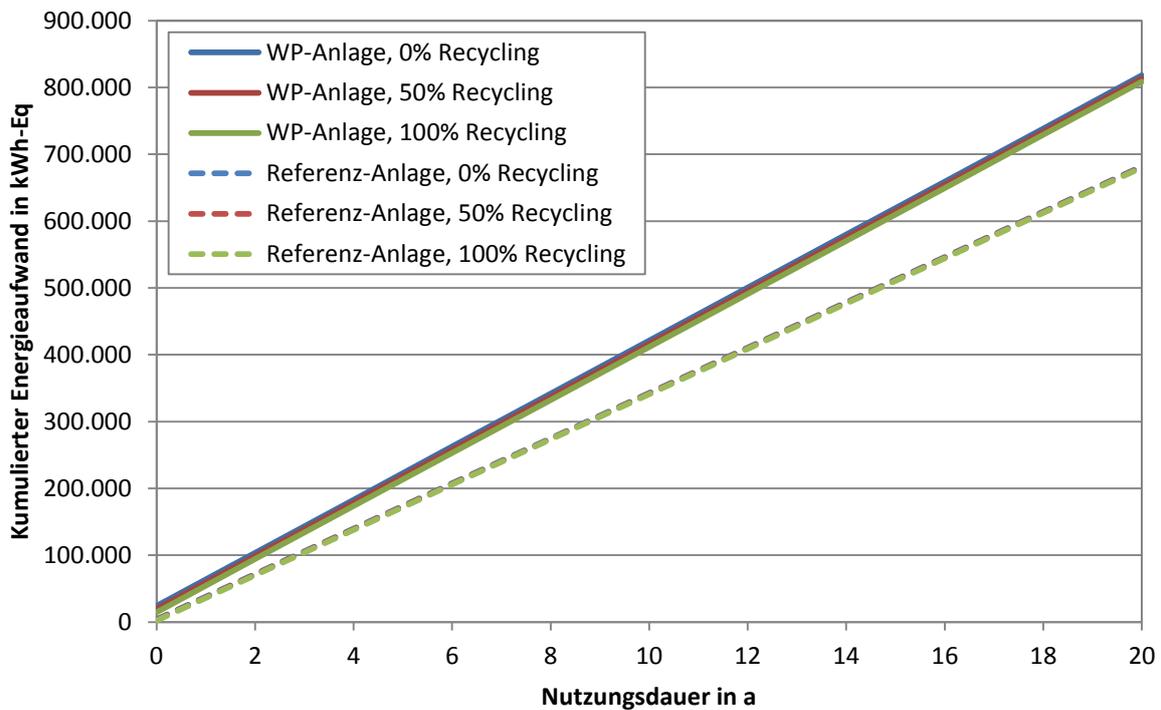


Abb. 9.8: Kumulierter Energieaufwand über der Nutzungsdauer für die Anlage Sonnenkraft und die Referenzanlage bei unterschiedlichen Recyclingquoten

9.6.2 Einsparungen während der Lebensdauer

Nach Überschreiten der Amortisationszeit spart die untersuchte kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlage effektiv Primärenergie bzw. ökologische Veränderungen ein. Doch die Amortisationszeit AT macht dabei keine Aussage über die Menge der eingesparten Energie und vermiedenen ökologischen Auswirkungen. Die absoluten Werte der eingesparten Primärenergie oder vermiedenen ökologischen Auswirkungen (Index sav) sind zeitabhängig und durch die Differenz zwischen dem kumulierten Energieaufwand bzw. der ökologischen Auswirkung der konventionellen Heizungsanlage und denen der kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlage bestimmt. Am Beispiel des kumulierten Energieaufwands ergeben sich Einsparungen während der gesamten Lebensdauer t_{life} nach folgender Gleichung:

$$CED_{sav}(t_{life}) = CED_{conv}(t_{life}) - CED_{swp}(t_{life}) \quad (9.6)$$

Die Anlage Noventec erzielt ca 155 MWh_{Eq} an Primärenergieeinsparungen gegenüber einer konventionellen Heizungsanlage während der Lebensdauer von 20 Jahren. Ökologisch betrachtet erzielt die Anlage nennenswerte Einsparungen nur beim Verbrauch fossiler Rohstoffe. In den ökologischen Wirkungskategorien Treibhauspotential, Humantoxizität und

Landwirtschaftliche Landnutzung sind erhebliche Mehraufwände zu verzeichnen, sodass die ReCiPe-Endpoint-Methode insgesamt eine negative ökologische Auswirkung der Anlage ergibt. In den Kategorien Ozonabbau und Natürliche Landumwandlung wird zwar eine Amortisation erzielt, jedoch haben diese Kategorien im Vergleich zu anderen nur einen sehr geringen Einfluss in der Gesamtbewertung, wie durch die betragsmäßig verschwindend kleinen Werte der Einsparung zu sehen ist.

Die Anlage Sonnenkraft erzielt keine Primärenergieeinsparungen gegenüber einer konventionellen Heizungsanlage während der Lebensdauer von 20 Jahren. Die Anlage verbraucht während ihrer Lebensdauer sogar ca. 130 MWh_{Eq} mehr. Ökologisch betrachtet erzielt die Anlage nennenswerte Einsparungen nur beim Verbrauch fossiler Rohstoffe. In den ökologischen Wirkungskategorien Treibhauspotential, Humantoxizität und Landwirtschaftliche Landnutzung sind erhebliche Mehraufwände zu verzeichnen, sodass die ReCiPe-Endpoint-Methode insgesamt eine negative ökologische Auswirkung der Anlage ergibt. In den Kategorien Ozonabbau und Natürliche Landumwandlung wird zwar eine Amortisation erzielt, jedoch haben diese Kategorien im Vergleich zu anderen nur einen sehr geringen Einfluss in der Gesamtbewertung, wie durch die betragsmäßig verschwindend kleinen Werte der Einsparung zu sehen ist.

9.6.3 Erntefaktor

Die Einsparungen während der Lebensdauer sind für einen Vergleich unterschiedlicher Solarthermie-Wärmepumpenanlagen ungeeignet, wenn diese Anlagen unterschiedlich groß sind, bzw. unterschiedliche Heizleistung oder Komfort bieten. Ein von der Anlagengröße unabhängiges Vergleichskriterium, das die Menge der eingesparten Energie und ökologischen Auswirkungen berücksichtigt, ist der sogenannte Erntefaktor (YR – Yield Ratio). Dieser Faktor setzt die Einsparungen beim Betrieb während der Lebensdauer t_{life} ins Verhältnis zum Mehraufwand, der sich durch Herstellung und Entsorgung ergibt. Der Erntefaktor ist dabei ein Indikator dafür, wie effektiv der Einsatz einer Anlage ist, um Primärenergie einzusparen oder ökologische Auswirkungen zu vermeiden. Er ist durch das Verhältnis der Lebensdauer (t_{life}) zur Amortisationszeit gegeben. Für den kumulierten Energieaufwand berechnet sich der Erntefaktor nach Gl. 9.7:

$$YR_{CED} = \frac{CED_{o,conv}(t_{life}) - CED_{o,swp}(t_{life})}{(CED_{p,swp}(t_{life}) + CED_{d,swp}(t_{life})) - (CED_{d,conv}(t_{life}) + CED_{d,comv}(t_{life}))} = \frac{t_{life}}{AT_{CED}} \quad (9.7)$$

Die Anlage Noventec erreicht einen sehr hohen Erntefaktor in der Kategorie Ozonabbau. Die Anlage vermeidet während der Lebensdauer zwischen 43- und 60-mal die Menge an ozonschädigender Wirkung, die durch ihre Herstellung und Entsorgung im Vergleich zu einer konventionellen Heizungsanlage hervorgebracht wurde. Bei der Natürlichen Landumwandlung liegt der Erntefaktor zwischen 17 und 22. Die Anlage spart darüber hinaus etwa 8- bis 12-mal so viel Primärenergie ein, wie für Herstellung und Entsorgung zusätzlich aufzubringen war. Damit in Zusammenhang findet sich ein Erntefaktor bezogen auf den Verbrauch fossiler Rohstoffe von 13 bis 19. In Kategorien, in denen keine Amortisation erzielt wird, kann auch kein Erntefaktor bestimmt werden. Ein positiver Erntefaktor kleiner als Eins, wie er bei der Terrestrischen Versauerung oder der Feinstaubbildung zu finden ist, impliziert eine Amortisationszeit, die größer ist als die Lebensdauer der Anlage. Die Anlage fährt in dieser Kategorie zwar eine Ernte ein, diese hat jedoch geringeren Wert als die „Aussaat“ und muss somit auch als nachteilig bewertet werden.

Die Anlage Sonnenkraft erreicht in der Kategorie Ozonabbau einen hohen Erntefaktor – etwa halb so groß wie der Erntefaktor der Anlage Noventec. Die Anlage vermeidet während der

Lebensdauer zwischen 19- und 24-mal die Menge an ozonschädigender Wirkung, die durch ihre Herstellung und Entsorgung im Vergleich zu einer konventionellen Heizungsanlage hervorgebracht wurde. Bei der Natürlichen Landumwandlung liegt der Erntefaktor zwischen 14 und 16. Im Gegensatz zur Anlage Noventec spart diese Anlage keine Primärenergie ein, wohl aber fossile Rohstoffe. Der Erntefaktor bezogen auf den Verbrauch fossiler Rohstoffe liegt hier im Bereich von 5 bis 8. In Kategorien, in denen keine Amortisation erzielt wird, kann auch kein Erntefaktor bestimmt werden.

9.6.4 Zusammenfassung der Auswertung

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass sich von beiden untersuchten kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen nur die Anlage Noventec primärenergetisch amortisiert, die Anlage Sonnenkraft jedoch nicht. Dies liegt an dem deutlich höheren Stromverbrauch der Anlage Sonnenkraft. Die Anlage Noventec erzielt die Amortisation bereits nach 1,76 – 2,61 Jahren, je nach Recyclingquote. Daraus ergibt sich ein Erntefaktor dieser Anlage von 8 – 11 bezogen auf den Primärenergieaufwand.

Einer ganzheitlichen ökologischen Bewertung hingegen halten beide Anlagen nicht Stand. Zwar sparen beide Anlagen während ihrer Lebensdauer fossile Rohstoffe ein, verhindern Natürliche Landumwandlung und den Ozonabbau. In den anderen Kategorien besitzen die untersuchten kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen jedoch größere negative ökologische Auswirkungen als die Referenzanlagen.

Die untersuchten Solar- und Wärmepumpenanlagen glänzen dabei vor allem in Kategorien, die einen geringen Einfluss auf die ReCiPe-Endpoint-Kategorien haben, sodass sie zwar in der Rubrik Ressourcenverbrauch als vorteilhaft, in den Rubriken Ökosystemqualität und Menschliche Gesundheit jedoch als nachteilig zu bewerten sind. Insgesamt wird anhand der ReCiPe-Methode eine nachteilige ökologische Auswirkung beider Anlagen festgestellt.

Eine Verbesserung von Solarthermie-Wärmepumpenanlagen im Hinblick auf die mit der ReCiPe-Methode ermittelten Ergebnisse kann zum einen durch Veränderungen in der Materialauswahl und den verwendeten Herstellungsprozessen erfolgen. Hierbei ist vor allem eine Reduktion der verwendeten Mengen an kupferhaltigen Materialien und Aluminium ökologisch von Vorteil. Elektronische Komponenten, klimawirksames Kältemittel und Kältemittelleckage sowie energieintensive Beschichtungsverfahren bieten weiteres Potential effektiv den Primärenergieverbrauch und die ökologischen Auswirkungen der Herstellung zu reduzieren.

Entsorgungsgerechte Konstruktion und eine entsprechende Materialauswahl stellt eine weitere Möglichkeit dar, den Primärenergieaufwand und die Ökobilanz positiv zu beeinflussen. Die in dieser Untersuchung berücksichtigten Möglichkeiten des Recyclings erlauben eine Verringerung negativer bzw. eine Steigerung positiver ökologischer Auswirkungen im Bereich von 7 – 17 % bezogen auf den gesamten Lebenszyklus. Beim Primärenergieaufwand ermöglicht die Ausschöpfung des Recyclinganteils Einsparungen von etwa 5 – 6 % bezogen auf den gesamten Lebenszyklus.

Der Einfluss dieser Maßnahmen in den Phasen Herstellung und Entsorgung ist allerdings relativ gering gegenüber der Phase Betrieb. Sowohl bei den untersuchten kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen als auch bei den betrachteten Referenzanlagen hat der in der Betriebsphase eingesetzte Energieträger (elektrischer Strom oder Erdgas) einen dominanten Einfluss auf das Ergebnis der ökologischen Bewertung. Der Verbrauch fossiler Rohstoffe – auch bei der Stromerzeugung – und die dabei entstehenden klimawirksamen und humantoxischen Emissionen bestimmen überwiegend die Ökobilanz. Anders als bei den erdgasbetriebenen Referenzanlagen ist die Auswirkung der Betriebsphase der Solarthermie-

Wärmepumpenanlage sehr stark abhängig von der Zusammensetzung des Strommixes der aufgenommenen elektrischen Energie. Dieser könnte vom Anlagenhersteller jedoch bisher nur in sehr beschränktem Umfang beeinflusst werden, beispielsweise durch einen vermehrten Betrieb der Wärmepumpe zu Zeiten eines hohen Anteils erneuerbarer Energien am Strommix und Stillstandszeiten während eines hohen Anteils fossiler oder nuklearer Energien am Strommix. Bezöge ein Anlagenbetreiber ausschließlich Strom aus erneuerbaren Energiequellen, hätte dies enorme Auswirkungen auf die Ökobilanz. Dieser Fall wurde hier jedoch nicht untersucht, da im Allgemeinen derzeit hiervon nicht ausgegangen werden kann. Der wichtigste Einflussfaktor, auf den der Anlagenhersteller und schließlich auch der Installateur Einfluss nehmen kann, ist die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe gefolgt von der Effizienz elektrischer Hilfssysteme wie Pumpen, Ventile und der Regelung sowie dem Einsatz geeigneter Wärmedämmungen, insbesondere bei Wärmespeichern.

Über diese Untersuchungen hinaus wurde im Arbeitspaket 6 auch der Einfluss der zeitlichen Auflösung des Strommixes auf die primärenergetische Bewertung untersucht. Der Einfluss der Verwendung eines Strommixes mit stündlicher Auflösung gegenüber einem über das Jahr konstanten Strommix stellte sich bei den untersuchten Anlagen als äußerst gering heraus, da die Regelung der Wärmepumpe zu einer Betriebsweise mit einer relativ homogenen Verteilung der Betriebsphasen über den Tag führen. Die Heizperiode weist keinen signifikant niedrigeren Anteil erneuerbarer Energieträger auf, da im Winter zwar weniger Strom aus Photovoltaik, dafür aber mehr Strom aus Windkraft im Strommix enthalten ist. Der aus der stündlichen Auflösung des Strommixes resultierende Primärenergiefaktor weicht über das Jahr gemittelt um weniger als 1 % vom Primärenergiefaktor einer Anlage mit über dem Jahr gleichbleibendem Strommix ab.

9.7 Zusammenfassung

Die Ökobilanzierung nach dem hier vorgestellten Verfahren ermöglicht eine energetische und ökologische Bewertung von kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen. Die energetische Amortisationszeit (EAZ) für solarthermische Trinkwasseranlagen und Kombianlagen die von Streicher et al. /Str02/ eingeführt wurde, wurde aufgegriffen und durch die ReCiPe-Methode zur ganzheitlichen ökologischen Bewertung erweitert. Als zusätzliche Beurteilungskriterien wurden der Erntefaktor (YR) und die Einsparungen während der Lebensdauer eingeführt. Anhand der Beurteilung von zwei kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen wurde die Anwendbarkeit dieser Methode für kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen aufgezeigt. Auf der Grundlage einer solchen Ökobilanz (LCA) können Möglichkeiten zur Verbesserung kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen identifiziert und ihre Auswirkungen beurteilt werden. Somit ermöglicht die beschriebene Methode eine umfassende primärenergetische und ökologische Bewertung und einen Vergleich von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen. Außerdem kann sie als Optimierungs-Werkzeug eingesetzt werden.

9.8 Ausblick

Bei der Betrachtung der errechneten Werte der Amortisationszeit, des Erntefaktors und der Einsparungen von Primärenergie und Treibhausgasemissionen während der Lebensdauer ist zu berücksichtigen, dass die verglichenen Systeme sich in sehr unterschiedlichen Entwicklungsstadien befinden. Auf der einen Seite steht ein noch junges Anlagenkonzept zur Kombination von Solarthermie und Wärmepumpe. Auf der anderen Seite steht die etablierte Technologie konventioneller mit fossilem Brennstoff befeuerter Heizungsanlagen, die bereits Jahrzehnte der Optimierung erfahren hat. Speziell für die Wärmepumpen und deren

Niedertemperatur-Energiequelle gibt es ein großes Potenzial zur Reduktion der Auswirkungen von Herstellung und Betrieb, z. B. durch eine gezielte Werkstoffauswahl, eine Verbesserung der Fertigungsverfahren, eine Verringerung des Systemgewichts sowie durch die Verringerung der elektrischen Leistungsaufnahme und einer intelligenten Regelung, die den Anteil erneuerbarer Energien im Strommix berücksichtigt. Die weitere Verbreitung dieser Anlagen wird zu einer laufenden Optimierung der Produktionsprozesse und einer Abnahme des Systemgewichts führen. Diese Entwicklungen haben einen direkten positiven Effekt auf den kumulierten Energieaufwand und die ökologischen Auswirkungen der Herstellung. Daher ist zu erwarten, dass der primärenergetische Vorteil, der sich aus der Nutzung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen ergibt, weiter wächst und auch ein ökologischer Vorteil gegenüber konventionellen Heizungsanlagen erzielt werden kann.

10 Mitarbeit in der IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 „Solar and heat pump systems“ (AP7)

10.1 Beschreibung und Struktur von Task 44 / Annex 38

Die IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 war in den Jahren 2010 bis 2013 eine interdisziplinäre Arbeitsgruppe der internationalen Energieagentur (IEA) unter Mitwirkung des Solar Heating and Cooling Programmes (SHC) und des Heat Pump Programmes (HPP).

Das Hauptziel von Task 44 / Annex 38 war die Optimierung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen, mit dem Fokus auf Einfamilien- und kleineren Mehrfamilienhäusern. Dies beinhaltete u.a. die Leistungsprüfung im Labor und in Feldtests, die Definition allgemein anerkannter Leistungskennzahlen für derartige kombinierte Anlagen und eine Übersicht über markterhältliche Systeme in Europa mit dem Ziel, einen Beitrag zu einer erfolgreichen weiteren Markteinführung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen beizutragen. Bedingt durch die Interessensgebiete der teilnehmenden Firmen und Forschungsinstitute wurde der Bereich der Anlagen eingegrenzt auf elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpen und als Anwendungen hauptsächlich Trinkwassererwärmung und Raumheizung untersucht, also keine Kühlung. Wesentliche Unterziele waren:

- die Definition von Leistungskennzahlen für kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen
- die Entwicklung von Prüfverfahren für solche Anlagen
- Feldtests und Monitoring von Anlagen unter realen Betriebsbedingungen
- Entwicklung von mathematischen Modellen für Anlagenkomponenten zur Simulation der Gesamtsysteme
- Simulation verschiedener Anlagen unter definierten Randbedingungen
- Bereitstellung eines Leitfadens zur „guten Praxis“ für den Markt und Stakeholder
- Bereitstellung von Informationen für Behörden und Ämter mit Interesse an derartigen Anlagen
- Bereitstellung unabhängiger Informationen für die Akteure am Markt in enger Kooperation mit der Industrie während der Laufzeit der Task

Task 44 / Annex 38 war entsprechend der Unterziele in die folgenden vier Subtasks unterteilt:

- 1) Subtask A: Solutions and generic systems
- 2) Subtask B: Performance assessment
- 3) Subtask C: Modelling and simulation
- 4) Subtask D: Dissemination and market support

Task 44 / Annex 38 wurde im Dezember 2013 beendet. Abschlussberichte und weitergehende Informationen sowie Publikationen sind auf der Homepage⁶ zu finden. Ein Handbuch mit den wichtigsten Ergebnissen erschien im Sommer 2015 im Wiley-Verlag /Had15/.

10.2 Teilnahme an Arbeitstreffen und Industrieworkshops

Das ITW/TZS beteiligte sich aktiv an allen Arbeitsgruppen: Subtask A (Feldtests und Zusammenstellung markterhältlicher Systeme), Subtask B (Laborprüfungen und Entwicklung von Prüfverfahren) sowie Subtask C (Simulationen und Weiterentwicklung mathematischer Modelle für Wärmepumpen) und D (Öffentlichkeitsarbeit, Handbuch). Beschreibungen zu den sechs WPSol Feldtestanlagen wurden u.a. in dem sogenannten „Online-Appendix“ des Handbuches zur IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 veröffentlicht.

An folgenden Terminen und Arbeitstreffen der IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 haben VertreterInnen des ITW/TZS während der Projektlaufzeit teilgenommen:

Tab. 10.1: Übersicht über die Teilnahme an Terminen und Arbeitstreffen der IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 durch VertreterInnen des ITW/TZS

Datum	Arbeitstreffen
28.-29.10.2010	2. Arbeitstreffen IEA Task 44 / HPP Annex 38, Wien, Österreich
05.04.2011	1 st Focused International TRNSYS User's Day, Barcelona, Spanien
06.04.2011	IEA SHC Tasks' Experts open Workshop, Barcelona, Spanien
07.-08.04.2011	3. Arbeitstreffen IEA Task 44 / HPP Annex 38, Barcelona, Spanien
18.-19.10.2011	4. Arbeitstreffen IEA Task 44 / HPP Annex 38, Marseille, Frankreich
02.05.2012	Industry Workshop, Póvoa de Varzim, Portugal
03.-04.05.2012	5. Arbeitstreffen IEA Task 44 / HPP Annex 38, Póvoa de Varzim, Portugal
09.-10.10.2012	6. Arbeitstreffen IEA Task 44 / HPP Annex 38, Kopenhagen, Dänemark
09.-10.04.2013	7. Arbeitstreffen IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Mechelen, Belgien
23.-25.10.2013	8. Arbeitstreffen bzw. Abschlusstreffen IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Chandolin, Schweiz

⁶ <http://task44.iea-shc.org/>

11 Öffentlichkeitsarbeit, Normungsarbeit und Dokumentation (AP8)

Folgende Beiträge wurden geleistet, um über das Thema kombinierter Solarthermie-Wärmepumpen-Anlagen sowie über die erzielten Projektergebnisse zu informieren. Hierbei handelt es sich um deutsche und internationale Vorträge, Poster und schriftliche Veröffentlichungen bzw. Konferenzbeiträge.

11.1 Vorträge

- 1) *Konzeption und Durchführung der Tagung „Solarthermie und Wärmepumpe – Heiztechnologie der Zukunft?“ am 11.02.2011 in Stuttgart auf der CEP Clean Energy & Passivehouse, Messe und Kongress.*
In diesem Zusammenhang wurden folgende Vorträge gehalten:
 - Dr.-Ing. Harald Drück : Eröffnung der Tagung und Einführung; „Motivation, Funktionsweise, Randbedingungen“
 - Dr. Anja Loose: „Kombination Solarthermie und Wärmepumpe – Klassifizierung und Vorstellung realisierter Anlagenkonzepte“
 - Dipl.-Ing. Barbara Mette: „Leistungsprüfung und Bewertung von solaren Wärmepumpenanlagen“

- 2) *ETH Energietage Hessen 2011, Fachtagung „Solarthermie und Wärmepumpe“, Wetzlar, 19.05.2011*
 - Dr. Anja Loose: „Leistungsprüfung und Bewertung von solaren Wärmepumpenanlagen“

- 3) *ISES Solar World Congress, Kassel, 01.09.2011*
 - Dr. Anja Loose: “Field Test and Performance Monitoring of Combined Solar Thermal and Heat Pump Systems”

- 4) *4. VDI-Fachtagung Solarthermie, Ludwigsburg, 27.09.2011*
 - Dr.-Ing. Harald Drück: „Solarthermie und Wärmepumpe – Heiztechnologie der Zukunft?“

- 5) *Vortrags-Präsentationen zum Zwischenstand des in-Situ Monitorings sowie der TRNSYS-Simulationen der Eisspeicheranlage durch Dr. Anja Loose bei der Viessmann Wärmepumpen GmbH (WP-Entwicklungsabteilung) in Allendorf (Eder) am 28.06.2011 und am 22.08.2011*

- 6) *Industrie-Workshop zu Task 44, Póvoa de Varzim, Portugal, 02.05.2012*
 - Dr. Anja Loose: „Research project WPSol and former Solar + HP related activities at the ITW“

- 7) *Graduiertenkolleg GREES, Effiziente Energienutzung, Universität Stuttgart, 06.06.2012*
- Dr. Anja Loose: „Kombination Solarthermie und Wärmepumpe – Hintergründe, Anlagenbeispiele, Leistungsprüfung in Labor und Praxis“
- 8) *Intersolar Europe München Messe und Workshop „Thermische Solaranlagen – Innovative Anwendungen“, 14.06.2012*
- Dr. Anja Loose: „Kombination Solarthermie und Wärmepumpe - Eine Heiztechnologie der Zukunft!“
- 9) *Eurosun Konferenz, Opatija/Rijeka, Kroatien, 19.09.2012*
- Dr. Anja Loose: „Investigation of Combined Solar Thermal and Heat Pump Systems - Field and Laboratory Tests“
- 10) *OTTI 12. Internationales Anwenderforum Oberflächennahe Geothermie, Neumarkt i. d. OPf., 19.03.2013*
- Dr. Anja Loose: „Feldtest von drei kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen mit geothermischen Wärmequellen“
- 11) *Vortrag auf dem 7. Task 44/Annex 38 Treffen in Mechelen, Belgien, 09.04.2013*
- Dr. Anja Loose: „Field test results of three combined solar thermal and brine/water heat pumps“
- 12) *Industrieworkshop Solarthermie und Wärmepumpenkombination – Heizsysteme der Zukunft?, Greiner Sun House, Sunmaster, Eberstalzell, Österreich, 17.04.2013*
- Dr. Anja Loose: „Erfahrungen aus Feldtests am Beispiel von drei kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen mit geothermischen Wärmequellen“
- 13) *VDI-Fachtagung: Erneuerbare Energien in der multivalenten Gebäudeenergieversorgung, Heidelberg 17.-18.09.2013*
- Dr.-Ing. Harald Drück: „Multivalente Energieversorgungssysteme für Ein- und Zweifamilienhäuser“
 - Dipl.-Ing. Dominik Bestenlehner: „Kombination Solarthermie und Wärmepumpe – Technologie und Betriebserfahrung“
- 14) *International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC), Freiburg, 23.09.2013*
- Dr. Anja Loose: „Field test of an advanced solar thermal and heat pump system with solar roof tile collectors and geothermal heat source“

15) *European Heat Pump Summit, Nürnberg, 16.10.2013*

- Dr. Anja Loose: “IEA SHC Task 44 and HPP Annex 38 - Solar and Heat Pump Systems - T44A38”

16) *EuroSun 2014 International Conference on Solar Energy and Buildings, Aix-Les-Bains, France, 16.-19.09.2014*

- Dr. Anja Loose: „Extended laboratory test method for combined solar thermal and heat pump systems“

11.2 Veröffentlichungen

- 1) H. Drück: „Solarthermie und Wärmepumpe“. CEP Clean Energy & Passivehouse, Messe Stuttgart, Tagungsband zum Kongress 2011
- 2) H. Drück, A. Loose: „Solarthermie und Wärmepumpe – Heiztechnologie der Zukunft?“. VDI Wissensforum, 4. VDI-Fachtagung Solarthermie 2011, Heizen und Kühlen mit der Sonne, VDI Berichte 2152, S. 159-173, 27. und 28. September 2011, Ludwigsburg, ISBN 978-3-18-092152-5
- 3) A. Loose, B. Mette, S. Bonk, H. Drück: “Development of performance test methods for combined solar thermal and heat pump systems”. Proceedings of 5th European Solar Thermal Energy Conference ESTEC 2011, S. 217-222, October 20th – 21st, 2011, Marseille, France
- 4) A. Loose, H. Drück, N. Hanke, F. Thole: “Field Test for Performance Monitoring of combined Solar Thermal and Heat Pump Systems”. Proceedings of ISES 2011 Solar World Congress, August 28th to September 2nd, 2011, Kassel, Germany, ISBN: 978-3-9814659-0-7
- 5) A. Loose, H. Drück: “Field test of a novel combined solar thermal and heat pump system with an ice store”, RHEVA European HVAC Journal, Vol. 49, Issue 5, October 2012, pp. 38-42
- 6) A. Loose, S. Bonk, H. Drück: “Investigation of combined solar thermal and heat pump systems - field and laboratory tests”. Proceedings of the EuroSun ISES Europe Solar Conference 2012, Rijeka and Opatija, Croatia, September 18th to 20th, 2012, ISBN 978-953-6886-19-7
- 7) A. Loose, H. Drück: „Feldtest von drei kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen mit geothermischen Wärmequellen“, 12. Internationales Anwenderforum Oberflächennahe Geothermie (OTTI), Neumarkt i. d. OPf., 19.-20.03.2013, ISBN 978-3-943891-12-6
- 8) A. Loose, H. Drück: “Field test of an advanced solar thermal and heat pump system with solar roof tile collectors and geothermal heat source”. Proceedings of the SHC 2013, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry, 23.-25.09.2013, Freiburg (auch in Energy Procedia 48 (2014) 904 – 913)
- 9) S. Stark, A. Loose, H. Drück, „Field test results from combined solar thermal and air-source heat pump systems with a special focus on defrosting”. Proceedings of the SHC 2013, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry, 23.-25.09.2013, Freiburg (auch in Energy Procedia 48 (2014) 654 – 663)

- 10) A. Loose, H. Drück: „Kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen im Feldtest“. bbr Sonderheft Geothermie 2014, wvgw Wirtschafts- und Verlagsgesellschaft Gas und Wasser mbH, Bonn, Dezember 2013, S. 56-61, ISSN 1611-1478
- 11) S. Stark, A. Loose, H. Drück, K. Spindler: „Ein Beitrag zur Modellierung der Reifbildung an kalten Oberflächen“. Kurzfassung zum Themenschwerpunkt Wärme- und Stofftransport (Phasenwechselprozesse, Mehrphasensysteme), Jahrestreffen der Fachgruppen Mehrphasenströmungen und Wärme- und Stoffübertragung, DECHEMA, 24. - 26. März 2014, Fulda
- 12) F. Ochs, G. Dermentzis, D. Siegele, W. Feist, A. Loose, H. Drück: „Thermodynamische Analyse von erdgekoppelten Wärmepumpen mit solarer Regeneration“. OTTI - 24. Symposium Thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 07.-09.05.2014, ISBN 978-943891-35-5
- 13) F. Ochs, G. Dermentzis, D. Siegele, W. Feist, A. Loose, H. Drück: „Thermodynamic analysis of ground coupled heat pumps with solar thermal regeneration - monitoring and simulation results“. Proceedings of the 11th International Energy Agency (IEA) Heat Pump Conference, Montréal, Canada, May 12th-16th, 2014
- 14) A. Loose, P. Frey, S. Bonk, H. Drück: “Extended laboratory test method for combined solar thermal and heat pump systems”. Proceedings of the EuroSun 2014 International Conference on Solar Energy and Buildings, Aix-Les-Bains, France, 16.-19.09.2014
- 15) A. Loose, P. Frey, H. Drück. „Entwicklung von modellbasierten künstlichen neuronalen Netzwerken für die Simulation von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen“. OTTI - 25. Symposium Thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 06.-08.05.2015, ISBN 978-3-943891-51-5
- 16) J.-C. Hadorn (Editor): „Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings“, Wilhelm Ernst & Sohn, Berlin, Germany 2015, Co-Autoren diverser Kapitel: Anja Loose, Harald Drück; Print ISBN: 978-433-03040-0; ePDF ISBN: 978-433-60484-7; ePub ISBN: 978-433-60484-4; Mobi ISBN: 978-433-60482-3; eBook ISBN: 978-433-60483-0

11.3 Projekttreffen

Die WPSol-Projekttreffen mit Industriepartnern wurden zweimal jährlich abgehalten. Es fanden folgende Treffen statt:

- Kick-Off Meeting am 22.11.2010 am ITW in Stuttgart
- Projekttreffen am 23.05.2011 in Frankfurt am Main
- Projekttreffen am 23.11.2011 in Stuttgart am ITW
- Projekttreffen am 23.05.2012 in Frankfurt am Main
- Projekttreffen am 06.12.2012 in Frankfurt am Main.
- Projekttreffen am 23.05.2013 in Frankfurt am Main
- Projekttreffen am 27.08.2013 in Stuttgart

Protokolle zu den Projekttreffen samt Vortragsfolien wurden direkt im Anschluss an die Treffen per E-Mail an alle beteiligten Personen und Projektpartner verschickt.

11.4 Normungs- und Gremienarbeit

Mitarbeiter des ITW haben während der Projektlaufzeit an folgenden Normungstreffen teilgenommen:

- Sitzung DIN Spiegelausschuss "Solaranlagen" am 25.01.11 in Köln
- BSW/BDH Arbeitskreis „Normung“ am 12.04.11 in Frankfurt
- Treffen IEA Task 43 (Solar Rating and Certification) am 17.-18.05.11 in Raleigh, USA
- Treffen CEN TC 312 WG2&3 am 01.09.11 in Kassel
- Treffen ISO TC 180 SC 4 und CEN TC 312 am 02.09.11 in Kassel
- Treffen ISO TC 180 und CEN TC 312 am 03.09.11 in Kassel
- Treffen IEA Task 43 (Solar Rating and Certification) am 03.09.11 in Kassel
- Sitzung DIN Spiegelausschuss "Solaranlagen" am 25.01.12 in Köln
- BSW/BDH Arbeitskreis „Normung“ am 24.04.12 in Frankfurt
- ESTIF Arbeitskreis „Standardisation and Certification“ am 15.05.12 in Brüssel
- Treffen ISO TC 180 am 06.07.12 in San Francisco, USA
- Treffen IEA Task 43 (Solar Rating and Certification) am 10.07.12 in San Francisco, USA
- Workshop “Solarthermie und Wärmepumpe” in Bezug auf das MAP am 24.07.12 in Stuttgart
- Sitzung DIN Normausschuss "Solaranlagen" am 21.01.2013 in Köln
- Treffen zur strategischen Weiterentwicklung des MAP, u.a. auch bzgl. dem Thema Solarthermie + Wärmepumpe am 19.02.2013 in Berlin
- Treffen CEN/TC 312 am 22.02.2013 in Brüssel
- Treffen ISO TC 180 und CEN TC 312 im Zeitraum vom 25.-27.09.2013 in Freiburg
- Treffen IEA Task 43 (Solar Rating and Certification) am 30.09.2013 in Berlin
- Teilnahme ESTESC (European Solar Thermal Energy Standardisation and Certification) Workshop am 28.11.2013 in Berlin
- Sitzung DIN Normausschuss "Solaranlagen" am 21.01.2014 in Köln
- Teilnahme Projektabschluss-Workshop GeoSolarWP am 05.02.14 beim ISFH in Emmerthal
- Treffen CEN TC 312 am 02.10.2014 in Brüssel
- Treffen IEA Task 43 (Solar Rating and Certification) am 09.10.2014 in Peking
- Treffen ISO TC 180 am 09. und 10.10.2014 in Peking

- Sitzung DIN Normausschuss "Solaranlagen" am 20.01.2015 in Köln
- Treffen European Solar Thermal Energy Standardisation & Certification Working Group am 11.02.2015 in Brüssel
- Treffen Solarthermieberechnungsverfahren für DIN 18599 am 24.02.15 in Wiesbaden
- Treffen IEA Task 43 (Solar Rating and Certification) am 12.03.2015 in Rom
- Treffen Solarthermieberechnungsverfahren für DIN 18599 am 22.07.15 in Wiesbaden

12 Zusammenfassung und Ausblick

In dem vorliegenden Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben „WPSol“ (Leistungsprüfung und ökologische Bewertung von kombinierten Solar-Wärmepumpenanlagen und der Aufstockung zur Entwicklung von „modellbasierten künstlichen neuronalen Netzwerken“ für die Simulation von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen) sind die wesentlichen innerhalb des Vorhabens durchgeführten Arbeitsinhalte sowie die daraus resultierenden Ergebnisse zusammengefasst.

In dem Vorhaben wurde u.a. ein Verfahren zur Bewertung der thermischen Leistungsfähigkeit und Umweltverträglichkeit von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen entwickelt sowie ein mehrjähriger Feldtest von sechs Anlagen unter realen Betriebsbedingungen durchgeführt.

Für die Prüfung der thermischen Leistungsfähigkeit von Wärmepumpen im Labor wurde am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart ein Prüfstand für elektrisch betriebene Kompressionswärmepumpen weiter ausgebaut. Der Prüfstand wurde so konzeptioniert, dass das stationäre und dynamische Betriebsverhalten von Sole/Wasser- und Wasser/Wasser-Wärmepumpen unter reproduzierbaren und realitätsnahen Bedingungen messtechnisch untersucht werden kann. Es besteht zudem grundsätzlich die Möglichkeit, auch Luft/Wasser-Wärmepumpen zu untersuchen, insofern eine Klimakammer mit definierbar regelbarer Luftfeuchte und Temperatur zur Verfügung steht.

Im Rahmen des Projektes wurde das komponentenorientierte CTSS-Prüfverfahren (CTSS: Component Testing - System Simulation), welches bereits für Anlagen zur solaren Trinkwassererwärmung und für solare Kombianlagen zur Verfügung steht und in der europäischen Normenreihe EN 12977 festgeschrieben ist, auf die komponentenorientierte Prüfung von Kompressionswärmepumpen erweitert. Durch diese Erweiterung kann das CTSS-Prüfverfahren nun auch zur Prüfung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen verwendet werden. Da es sich bei diesem Verfahren um ein modellgestütztes Prüfverfahren handelt ist es erforderlich, das thermische Verhalten der Wärmepumpen unter dynamischen Betriebsbedingungen mathematisch beschreiben zu können. Obwohl bereits einige wenige dynamische Rechenmodelle für Wärmepumpen existieren, sind diese auf Grund der speziellen Anforderungen nicht bzw. nur bedingt für das CTSS-Prüfverfahren geeignet. Im Hinblick auf diese Ausgangssituation wurde im Rahmen des Vorhabens ein universelles Rechenmodell für elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpen auf Basis einer experimentellen Systemidentifikation in Verbindung mit Künstlichen Neuronalen Netzen entwickelt, welches unter anderem für die Anwendung innerhalb des erweiterten CTSS-Prüfverfahrens geeignet ist. In diesem Zusammenhang wird im vorliegenden Abschlussbericht auch eine allgemeine Vorgehensweise bei der Erstellung des Modells aus Messdaten inklusive der Bewertung der Modellgüte aufgezeigt. Abschließend wurde das in diesem Vorhaben entwickelte Verfahren zur Prüfung von Kompressionswärmepumpen exemplarisch auf je eine Sole/Wasser- und eine Luft/Wasser-Wärmepumpe angewandt.

Im Rahmen einer Projektaufstockung wurden die auf Künstlichen Neuronalen Netzen basierenden Modelle weiter entwickelt, indem die ursprünglich als „Black“-Box fungierenden Künstlichen Neuronalen Netzwerke mit physikalischen Parametern zu sogenannten *modellbasierten* Künstlichen Neuronalen Netzen verknüpft werden („Grey-Box-Modellierung“), welche u. a. auch Einblicke in das physikalische Verhalten bzw. die inneren Vorgänge und Parameter der Wärmepumpen erlauben.

Zusätzlich zur Entwicklung des Laborprüfverfahrens wurden insgesamt sechs in verschiedenen Regionen Deutschlands befindliche Feldtestanlagen messtechnisch untersucht und deren Betrieb wissenschaftlich begleitet. Die Anlagen sind in diesem Bericht beschrieben und die wesentlichen, aus der messtechnischen Begleitung resultierenden Ergebnisse dargestellt.

Mit Hilfe der innerhalb des Projektes neuentwickelten Künstlichen Neuronalen Netze zur mathematischen Modellbildung des thermischen Verhaltens der Wärmepumpen wurden anschließend einige dieser Feldtestanlagen als Gesamtsysteme mit der Software TRNSYS simuliert.

Über die thermische Leistungsbewertung hinaus wurde im Rahmen des Projekts auch ein Verfahren für eine ganzheitliche ökologische Bewertung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen entwickelt. Die Ökobilanzierung nach dem hier entwickelten Verfahren ermöglicht eine energetische und ökologische Bewertung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen. Die energetische Amortisationszeit (EAZ) für solarthermische Trinkwasseranlagen und Kombianlagen, die von Streicher et al. /Str02/ als ökologisches Bewertungskriterium eingeführt wurde, wurde aufgegriffen und durch eine Methode zur Bewertung anhand des Treibhauspotenzials (GWP) von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen erweitert. Als zusätzliche Beurteilungskriterien wurden u. a. der Erntefaktor (YR) und die absolute Primärenergieeinsparung und Reduktion der Treibhausgasemissionen eingeführt. Anhand einer beispielhaften Beurteilung einer typischen kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlage wird im vorliegenden Abschlussbericht die Anwendbarkeit dieses Verfahrens für derartige Systeme aufgezeigt. Auf der Grundlage einer solchen Ökobilanz bzw. eines Life Cycle Assessments (LCA) können Möglichkeiten zur ökologischen Verbesserung der kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen identifiziert und ihre Auswirkungen auf die Umwelt beurteilt werden. Somit ermöglicht das neu entwickelte und in diesem Bericht beschriebene Verfahren eine umfassende ökologische Bewertung dieser Systeme.

In einem weiteren Arbeitspaket wurde das Vereisungs- bzw. Abtauverhalten der Verdampfer von Luft/Wasser-Wärmepumpen sowie die Kondensation von Luftfeuchtigkeit in solarthermischen Flachkollektoren zum Teil auf der Basis von eigenen Messdaten aus den Feldtestanlagen analysiert und modelliert.

Die Ergebnisse des Projekts WPSol wurden teilweise in die IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 „Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings“ eingebracht und in einem aus dieser Kooperation entstandenen Handbuch veröffentlicht /Had15/.

12.1 Diskussion der Ergebnisse

Das wichtigste Ergebnis dieses Forschungsprojekts ist das entwickelte dynamische Leistungsprüfverfahren für elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpen bzw. kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen. Bei diesem Prüfverfahren handelt es sich um eine Erweiterung des komponentenorientierten CTSS-Prüfverfahrens. Wichtige Bestandteile des CTSS-Prüfverfahrens sind sowohl numerische Rechenmodelle zur Beschreibung des thermischen Verhaltens der einzelnen zentralen Komponenten wie z. B. des Sonnenkollektors und des Warmwasserspeichers als auch ein Algorithmus zur Parameteridentifikation für die Ermittlung der komponentenspezifischen Parameter aus den bei der Prüfung der jeweiligen Komponenten aufgezeichneten Messdaten.

Im Rahmen des Forschungsprojekts wurde für Kompressionswärmepumpen ein Rechenmodell auf Basis einer experimentellen Systemidentifikation in Verbindung mit Künstlichen Neuronalen Netzen entwickelt und zusätzlich eine allgemeine Vorgehensweise inklusive der Festlegung von Gütekriterien sowie der Durchführung einer Verifizierung und Validierung hierzu erarbeitet. Dieser Ansatz stellt ein Novum innerhalb des CTSS-Prüfverfahrens dar. Hauptgründe für die Wahl dieses Ansatzes waren zum einen die Tatsache, dass es sich bei Wärmepumpen um äußerst komplexe Systeme handelt, deren thermisches Verhalten unter dynamischen Betriebsbedingungen - wie sie bei der Kombination mit solarthermischen Anlagen meist auftreten - mit physikalischen Rechenmodellen nicht oder nur mit erheblichem mathematischen Aufwand beschrieben werden kann und zum anderen, dass die experimentelle Systemidentifikation auf Grundlage von Künstlichen Neuronalen Netzen eine vielversprechende Alternative zur Entwicklung von mathematischen Rechenmodellen darstellt, welche auf physikalischen Gleichungen basieren.

Die hier beschriebene exemplarische Anwendung des Prüfverfahrens inklusive der Verifizierung und Validierung auf je eine Sole/Wasser- und eine Luft/Wasser-Wärmepumpe hat gezeigt, dass sich mit dem erarbeiteten Ansatz Rechenmodelle aus Messdaten erstellen lassen, mit denen die Austrittstemperaturen und somit das thermische Verhalten von Wärmepumpen sehr gut abgebildet werden können. Auch durch eine zusätzlich durchgeführte erweiterte Validierung sowie durch einen Vergleich mit den in-Situ Messdaten der Feldtestanlagen konnten die sehr guten Ergebnisse bestätigt werden.

Die wesentlichen Vorteile des Prüfverfahrens, welche sich auch mit den Erkenntnissen von Drück et al. /Drü06/ und Fischer et al. /Fis11/ decken, sind:

- Es ist eine detaillierte Charakterisierung des thermischen Verhaltens von elektrisch angetriebenen Kompressionswärmepumpen möglich.
- Bei den zu verwendenden Prüfsequenzen können deutlich geringere Anforderungen an die Konstanz der Eintrittsgrößen sowie an die Messgenauigkeit gestellt werden, als dies bei Verfahren der Fall ist, die zwingend stationäre Zustände erfordern.
- Der erarbeitete Ansatz kann auch für die Erstellung von Rechenmodellen aus Messdaten von installierten Anlagen verwendet werden (in-Situ Verfahren).
- Ein Rechenmodell für elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpen ist integraler Bestandteil des Prüfverfahrens. Das als Ergebnis der Prüfung erstellte Rechenmodell kann direkt für Systemsimulationen verwendet werden.

Als ein Nachteil des Verfahrens kann die Tatsache angesehen werden, dass, anders als bei der Verwendung von parametrischen bzw. physikalischen Rechenmodellen, das Ergebnis der Prüfung keine Parameter liefert, welche physikalisch interpretiert werden können. Um diesem Nachteil entgegen zu wirken, wurde im Rahmen einer Aufstockungsphase die Implementierung von modellbasierten Künstlichen Neuronalen Netzen erarbeitet.

Ein weiteres wichtiges Ergebnis ist die Durchführung eines Feldtests mit der in-Situ Vermessung von sechs kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen mit sehr unterschiedlichen Systemkonfigurationen an verschiedenen Standorten in Deutschland. Eingeflossen sind diese Ergebnisse in einen im Rahmen der IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 durchgeführten internationalen Feldtest mit insgesamt 45 Anlagen. Die Ergebnisse zeigen u.a., dass die kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen in realen Gebäuden in vielen Fällen ein deutliches Optimierungspotential aufweisen und in ihrer thermischen Leistung hinter den aus Simulationsrechnungen resultierenden Ergebnissen zurückbleiben. Dies ist insbesondere der Fall, je komplexer die kombinierten Anlagen gestaltet sind und je mehr

Einzelkomponenten sie beinhalten. Auch die Regelstrategie ist ein nicht zu vernachlässigender Aspekt, der die Systemarbeitszahl deutlich beeinflussen kann, insbesondere wenn sehr viele potentielle Betriebszustände möglich sind. Insgesamt sollte eine direkte Nutzung der solaren Strahlungsenergie prioritär erfolgen, d.h. eine sogenannte solare Vorrangschaltung implementiert sein, was jedoch bei vielen Anlagen nicht der Fall ist.

12.2 Schlussfolgerung und Ausblick

Mit der in diesem Vorhaben erfolgten Erweiterung des CTSS-Prüfverfahrens wurde erfolgreich ein Leistungsprüfverfahren zur Prüfung von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen entwickelt. Der Schwerpunkt der Arbeit lag dabei bei der Entwicklung geeigneter numerischer Rechenmodelle für elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpen und der Erarbeitung einer allgemeinen Vorgehensweise bei der Erstellung solcher Rechenmodelle auf Basis einer experimentellen Systemidentifikation mit modellbasierten Künstlichen Neuronalen Netzen, inklusive der Festlegung von Gütekriterien sowie der Durchführung einer Verifizierung und Validierung.

Ein weiterer wesentlicher Bestandteil des CTSS-Prüfverfahrens und somit auch des erweiterten CTSS-Prüfverfahrens ist die Durchführung von sogenannten „Jahresimulationen“, d. h. die dynamische Systemsimulation über die Dauer eines kompletten Jahres für das Gesamtsystem. Das Ziel hierbei ist es im Allgemeinen, eine Aussage über die thermische Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems treffen zu können, wobei die thermische Leistungsfähigkeit z. B. mittels der anteiligen Energieeinsparung f_{sav} definiert werden kann. Die anteilige Energieeinsparung gibt an, wie viel Energie durch die thermische Solaranlage im Vergleich zu einer konventionellen, nicht solaren Anlage jährlich prozentual eingespart werden kann. Je nach Anwendung können aber auch komponentenorientierte Werte wie der Kollektorjahresertrag, die Wärmeverluste des Speichers, die Arbeitszahl der Wärmepumpe, Pumpenlaufzeiten und vieles mehr im Vordergrund der Untersuchungen stehen. Für die Simulationen des Gesamtsystems im Rahmen des erweiterten CTSS-Prüfverfahrens wurden innerhalb der IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 folgende Punkte und Randbedingungen festgelegt:

- meteorologische Referenzbedingungen
- Lastprofile für Trinkwassererwärmung
- Lastprofile für Raumheizung
- Definition der konventionellen Referenzanlage

Um eine möglichst breite Akzeptanz des hier entwickelten Prüfverfahrens bei Industrie und Prüfinstituten zu erreichen, sollte in Zukunft der Industrie und weiteren Prüfinstituten die Möglichkeit gegeben werden, selbst positive Erfahrungen mit dem Prüfverfahren zu sammeln. Hierzu müssen von diesen entsprechende Prüfungen beauftragt und/oder durchgeführt werden. Um diese zu forcieren wären z.B. entsprechende Förderprogramme bzw. die Förderung nach der Durchführung von dynamischen Prüfungen für Kompressionswärmepumpen und Solarthermie-Wärmepumpenanlagen im Zusammenhang mit einer Förderung der Nutzung von erneuerbaren Energien im Wärmemarkt durch das Maktanreizprogramm (MAP) hilfreich.

Abschließend kann festgestellt werden, dass es mit dem im Rahmen des Forschungsvorhabens entwickelten Prüfverfahren möglich ist, das dynamische thermische Verhalten von Wärmepumpen sehr gut abzubilden. Das Prüfverfahren bildet die Voraussetzung für die Ermittlung

der thermischen Leistungsfähigkeit von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen auf der Basis des komponentenorientierten Prüfverfahrens. Durch die Ermöglichung einer Quantifizierung der Leistungsfähigkeit solcher Systeme kann maßgeblich zur Weiterentwicklung und Etablierung der Solartechnik und insbesondere von kombinierten Solarthermie-Wärmepumpenanlagen beigetragen werden.

Zusätzlich zu dem neu entwickelten Laborprüfverfahren geben die Messdaten der Feldtestanlagen deutliche Hinweise für Hersteller, Betreiber und Heizungsinstallateure, wie derartige kombinierte Systeme in ihrer thermischen Leistung weiter optimiert werden können und welche Fehlerquellen vermieden werden können.

Darüber hinaus kann festgestellt werden, dass im Rahmen des Forschungsprojekts WPSol erstmals eine experimentelle Systemidentifikation mit modellbasierten Künstlichen Neuronalen Netzen als Bestandteil eines Prüfverfahrens untersucht und erfolgreich angewendet wurde. Der erarbeitete Ansatz bzw. die vorgestellte Vorgehensweise kann prinzipiell auch für andere Anwendungen wie z.B. die Leistungsprüfung und/oder Erstellung von Rechenmodellen für z. B. Blockheizkraftwerke, ORC-Anlagen, usw. adaptiert werden.

Die durch die internationale Zusammenarbeit innerhalb der IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 gewonnenen und in einem entsprechenden Handbuch zusammengefassten Erkenntnisse sind ein wertvoller Beitrag für alle Akteure am Markt für kombinierte Solarthermie-Wärmepumpenanlagen. Mit dem Projekt WPSol wurde hierzu ein großer Beitrag geleistet. Es obliegt nun den Herstellern, entsprechende Verbesserungen ihrer Produkte vorzunehmen und Heizungsinstallateure entsprechend zu schulen. Zusätzlich können auch Energieberater und -agenturen von den gesammelten Erkenntnissen profitieren.

13 Danksagung

Dieses Vorhaben wurde teilweise mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) unter dem Förderkennzeichen 0325967A gefördert und vom Projektträger Jülich (PTJ) betreut. Die Autorinnen und Autoren danken für die gewährte Unterstützung und übernehmen die Verantwortung für den Inhalt dieses Berichts.

Unser weiterer Dank für die Beteiligung an diesem Vorhaben gilt den Firmen Schüco International KG, Viessman Wärmepumpen GmbH, General Solar Systems und Novotec GmbH (vormals Prosolar GmbH).

14 Literaturverzeichnis

- /AlE12/ AlEssa, A. H. M.; Al-Zgoul, B.: Building up of frost depending upon conditions of air cooler operation. International Journal of Mechanics and Applications 2 (2012), 1-4
- /Alf13/ Alfa Laval: Environmental Product Declaration – Brazed plate heat exchanger.
http://www.alfalaval.com/solution-finder/products/cb/Documents/Environmentaldeclaration_brazed.pdf
Zuletzt aufgerufen am: 30.07.2013
- /Aur74/ Auracher, H.: VDI-Forschungsheft. Band 566: Wasserdampfdiffusion und Reifbildung in porösen Stoffen. VDI-Verlag, 1974. ISBN 3–18–85 0566–1
- /Aur87/ Auracher, H.: Effective thermal conductivity of frost. In: Bougard, J. (Hrsg.) ; Afgan, N. (Hrsg.): Heat and Mass Transfer in Refrigeration and Cryogenics Band 24. Washington: Hemisphere Pub. Corp., 1987. ISBN 3–540–17957–7, 285–302
- /BAF15/ Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA): „Innovationsförderung, Wärmepumpen mit verbesserter Systemeffizienz; Förderfähige Anlagenkonzepte“, Stand 19.05.2015, <http://www.bafa.de/bafa/de/>
- /Ber13/ Bertram, E; Pärish, P; Tepe, R.: „Solare Wärmepumpensysteme mit Erdwärmesonden – Konzeptvergleiche“, 12. Internationales Anwenderforum oberflächennahe Geothermie (OTTI), 19.-20.03.2013, Neumarkt i.d.OPf., ISBN 978-3-943891-12-6
- /Bet13/ BetaTherm Erdwärmekörbe-Handbuch,
http://betatherm.de/produkte/erdwaermekorb/?jumpurl=uploads%2Fmedia%2FHBEWK_DE.pdf&juSecure=1&mimeType=application%2Fpdf&locationData=79%3Att_content%3A268&juHash=fc4943ea76e59a2b2a790cc0e574263d402189e4
Zuletzt aufgerufen am: 30.07.2013
- /Bis95/ Bishop, C. M.: Neural networks for pattern recognition. Oxford University Press, 1995, ISBN 0-19-853864-2
- /BWP16/ Pressemitteilung des Bundesverbandes Wärmepumpe e.V. vom 25.01.2016: Trotz Ölpreisverfall: Wärmepumpenabsatz 2015 stabil,
<https://www.waermepumpe.de/presse/zahlen-daten/absatzzahlen/>
- /Che01/ Cheng, C. H.; Cheng, Y. C.: Predictions of frost growth on a cold plate in atmospheric air. International Communications in Heat and Mass Transfer 28 (2001), Nr. 7, 953-962
- /Che02/ Cheng, C.-H.; Shiu, C.-C.: Frost formation and frost crystal growth on a cold plate in atmospheric air flow. International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002), 4289-4303
- /CLJ11/ Cui, J.; Li, W. Z.; Liu, Y.; Jiang, Z. Y.: A new time- and space-dependent model for predicting frost formation. Applied Thermal Engineering 31 (2011), 447-457

- /CLZ11/ Cui, J.; Li, W. Z.; Liu, Y.; Zhao, Y. S.: A new model for predicting performance of fin-and-tube heat exchanger under frost condition. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 32 (2011), 249-260
- /DaS11/ Da Silva, D. L.; Hermes, C. J. L.; Melo, C.: First-principles modeling of frost accumulation on fan-supplied fin-tube evaporators. *Applied Thermal Engineering* 31 (2011), 2616-2621
- /Dre05/ Dreyfus, G.: *Neural networks – Methodology and Applications*. Springer-Verlag Berlin, 2005, ISBN 13 978-3-540-22980-3
- /Drü03/ Drück, H.; Müller-Steinhagen, H.: Standards for thermal solar systems and components as a basis for the development of a solar thermal market, *Proceedings of Conferencia Internacional de Energía Renovable CIER*, 28.-31. Oktober, 2003, Havana, Kuba
- /Drü06/ Drück, H.: *Mathematische Modellierung und experimentelle Prüfung von Warmwasserspeichern*. Dissertation Universität Stuttgart 2006. ISBN 978-3-8322-6215-0
- /ECO/ Ecoinvent-Datenbank Version v3.0 database with Life Cycle Inventory (LCI) data, <http://www.ecoinvent.org/database/>
- /Ehr11/ Ehrismann, B.; Frey, P.; Drück, H., 2011. *Ecological Assessment of Solar Thermal Cooling Systems*, *Proceedings of ISES Solar World Congress 2011*, Kassel, Germany
- /Enn16/ Datenblatt ennovatis Smartbox, http://demoportal.ennovatis.de/hagenow/downloads/ennovatis_Smartbox.pdf
Zuletzt aufgerufen am: 23.03.2016
- /Fis11/ Fischer, S.: *Dynamische Prüfung von Sonnenkollektoren unter besonderer Berücksichtigung der Einfallskorrektur und der Reduzierung der Prüfdauer*. Dissertation Universität Stuttgart 2011. ISBN 978-3-8440-0610-0
- /Fri99/ Frischknecht, R.: *Umweltrelevanz natürlicher Kältemittel; Ökobilanzen von Wärmepumpen und Kälteanlagen*, Bundesamt für Energie, Bern, 1999
- /Gas96/ Gasse, A.: *Beiträge zur Berechnung solarthermischer und exergieeffizienter Energiesysteme*, Dissertation, Technische Universität Dresden, 1996
- /GnP06/ Gnielinski, V.: *Wärmeübergang bei der Strömung längs einer ebenen Wand*. VDI-Wärmeatlas, Kapitel Gd, 10. Auflage, Springer-Verlag Berlin, 2006; ISBN 978-3-540-255048
- /Goe13/ Goedkoop, M.; Heijungs, R.; Huijbregts, M.; De Schryver, A.; Struijs, J.; Van Zelm, R.: *ReCiPe – Methodology*, <http://www.lcia-recipe.net/>
Zuletzt aufgerufen am: 30.07.2013

- /Guo08/ Guo, X.-M.; Chen, Y.-G.; Wang, W.-H.; Chen, C.-Z.: Experimental study on frost growth and dynamic performance of air source heat pump system. Applied Thermal Engineering 28 (2008), 2267-2278
- /HAA77/ Hayashi, Y.; Aoki, A.; Adachi, S.; Hori, K.: Study of frost properties correlating with frost formation types. Journal of Heat Transfer 99 (1977), 239–245
- /Had15/ Hadorn, J.-C. (Editor): Solar and heat pump systems for residential buildings. Handbuch von IEA SHC Task44 / HPP Annex38 "Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings", WILEY-Verlag 2015, ISBN: 978-3-433-03040-0
- /Hal92/ Haley, P. J.; Solowas, D.: Extrapolation limitations of multilayer feedforward neural networks. International Joint Conference on Neural Networks, 1992, Vol. 4, 25-30
- /HAY77/ Hayashi, Y.; Aoki, K.; Yuhara, H.: Study of frost formation based on a theoretical model of the frost layer. Heat Transfer Japanese Research 6 (1977), 79–94
- /Hay99/ Haykin, S.: Neural Networks – A Comprehensive Foundation. 1999, ISBN 13 978-0131471399
- /Hen08/ Henning, H.-M.; Miara, M.: Systems using solar thermal energy in combination with heatpumps, 1st concept paper for the 64th ExCo Meeting, 19.-21. November 2008, Winterthur, Schweiz
- /Her09/ Hermes, C. J. L.; Piucco, R. O.; Barbosa, J. R.; Melo, C.: A study of frost growth and densification on flat surfaces. Experimental Thermal and Fluid Science 33 (2009), Nr. 2, 371-379
- /Hol03/ Holck, O.; Svendsen, S.; Brunold, S.; Frei, U.; Köhl, M.; Heck, M.; Oversloot, H.: Solar collector design with respect to moisture problems. Solar Energy 75 (2003), 269-276
- /Huc13/ Huch Heizungspufferspeicher – SPSX/SPSX-F., <http://www.huch.com/img/produkte/pdf/SPSX.pdf>
Zuletzt aufgerufen am: 30.07.2013
- /Huy02/ Hu, Y. H.; Hwang, J.-N.: Handbook of Neural Network Signal Processing. CRC Press LLC, 2002, ISBN 0-8493-2359-2
- /Ise11/ Isermann, R.; Münchhof, M.: Identification of Dynamic Systems – An Introduction with Applications. Springer-Verlag Berlin, 2011, ISBN 978-3-540-78878-2
- /Itt12/ Itten, R., Frischknecht, R., Stücki, M.: Life Cycle Inventories of Electricity Mixes and Grid. ESU-service (PSI), July 2012
- /Jon75/ Jones, B. W.; Parker, J. D.: Frost formation with varying environmental parameters. Journal of Heat Transfer 97 (1975), 255-259

- /Kan11/ Kandula, M.: Frost growth and densification in laminar flow over flat surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54 (2011), Nr. 15, 3719-3731
- /Kim02/ Kim, Y.; Jang, Y.; Kim, Y.; Kim, H. Y.: Heat and mass transfer coefficients under frost conditions in a finned-tube evaporator. *Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference 2002*, paper 549
- /Kim08/ Kim, J.-S.; Yang, D.-K. ; Lee, K.-S.: Dimensionless correlations of frost properties on a cold cylinder surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008), 3946-3952
- /Köh07/ Köhl, M.; Kübler, V.; Heck, M.: Optimisation of the micro-climate in solar collectors. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 91 (2007), 721-726
- /Kos96/ Kosanovich, K.; Gurumoorthy, A.; Sinzinger, E.; Piovoso, M.: Improving the extrapolation capability of neural networks. *Proceedings of the 1996 IEEE International Symposium on Intelligent Control*. Dearborn, MI, 15.-18.09.1996
- /Lab16/ National Instrument - Systemdesignsoftware LabVIEW, <http://www.ni.com/labview/d/>, Stand 01.02.2016
- /Lee97/ Lee, K. S.; Kim, W. S.; Lee, T. H.: A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 40 (1997), Nr. 18, 4359–4365
- /Lee01/ Lee, Y. B.; Ro, S. T.: An experimental study of frost formation on a horizontal cylinder under cross flow. *International Journal of Refrigeration* 24 (2001), 468-474
- /Lee03/ Lee, K.-S.; Jhee, S.; Yang, D.-K.: Prediction of the frost formation on a cold flat surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003), 3789-3796
- /Lee13/ Lee, S. H.; Lee, M.; Yoon, W. J.; Kim, Y.: Frost growth characteristics of spirally-coiled circular fin-tube heat exchangers under frosting conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 64 (2013), 1-9
- /Len09/ Lenic, K.; Trp, A.; Frankovic, B.: Transient two-dimensional model of frost formation on a fin-and-tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009), 22-33
- /Loo09/ Loose, A.: Betrachtungen zur Systemkopplung Solarthermie und Geothermie, Masterstudiengang SENCE, Masterarbeit 10/2009, Hochschule Rottenburg am Neckar
- /Lüe98/ Lüer, A.: Reifbildung an parallelen, gekühlten Platten eines mit feuchter Luft laminar durchströmten Kanals. *Dissertation TU Darmstadt*, 1998
- /Lüe00/ Lüer, A.; Beer, H.: Frost deposition in a parallel plate channel under laminar flow conditions. *International Journal of Thermal Sciences* 39 (2000), 85-95

- /Mal13/ Malenkoviç, I.: "Definition of Main System Boundaries and Performance Figures for Reporting on SHP Systems". A technical report of Subtask B/Task44, January 2013
- /Mar15/ Marx, R.: Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmeanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung. Dissertation, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, 2015, Shaker-Verlag, ISBN 978-3-8440-3476-9
- /MAT/ MATLAB (Matrix Laboratory) Software, <https://de.mathworks.com/>
- /McC43/ McCulloch, W.; Pitts, W.: A logical calculus of ideas imminent in nervous activity. Bulletin of Mathematical Biophysics 5 (1943), 115–133
- /McL94/ McLean, D.; Bandar, Z.; O'Shea, J.: Improved interpolation and extrapolation from continuous training examples using a new neuronal model with an adaptive steepness. Proceedings of the 1994 Second Australian and New Zealand Conference on Intelligent Information Systems. Brisbane, Qld., 29.11-02.12.1994
- /Met09/ Mette, B; Drück, H.; Bachmann, S.; Müller-Steinhagen, H.: Performance Testing of solar thermal systems combined with heatpumps, Tagungsband ISES Solar World Congress, 11.-14. Oktober 2009, Johannesburg, Südafrika
- /Mia11/ Miara M, Günther D, Kramer K, Oltersdorf T, Wapler J.: Wärmepumpeneffizienz – Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb – Kurzfassung des Abschlussberichtes. Fraunhofer ISE, Freiburg, http://wp-effizienz.ise.fraunhofer.de/download/wp_effizienz_endbericht_kurzfassung.pdf
- /Moa12/ Moallem, E.; Cremaschi, L.; Fisher, D. E.; Padhmanabhan, S.: Experimental measurements of the surface coating and water retention effects on frosting performance of microchannel heat exchangers for heat pump systems. Experimental Thermal and Fluid Science 39 (2012), 176-188
- /Mül08/ Müller, H.; Trinkl, C.; Zörner, W.: Niederst- und Niedertemperaturkollektoren. Kurzstudie für die Deutsche Solarthermie-Technologieplattform, Kompetenzzentrum Solartechnik, Fachhochschule Ingolstadt, 2008, <http://task44.iea-shc.org/data/sites/1/publications/2008.003.pdf>
- /Nau96/ Nauck, D.; Klawonn, F.; Kruse, R.: Neuronale Netze und Fuzzy-Systeme. Vieweg-Verlag, 1996, ISBN 13 978-3528152659
- /Nor99/ Nørgaard, M.; Ravn, O.; Poulsen, N. K.; Hansen, L. K.: Neural networks for modelling and control of dynamic systems. Springer-Verlag Berlin, 1999, ISBN 1-85 233-227-1
- /Pla88/ Plank, R.: Handbuch der Kältetechnik, Band 6 Teil B Wärmeaustauscher. Springer-Verlag Berlin, 1988

- /Ref13/ Reflex Winkemann GmbH: 'reflex' Membran-Druckausdehnungsgefäße für Heizungs-, Solar- und Kühlwassersysteme
http://www.reflex.de/fileadmin/user_upload/documents/PI0106de_9571015_reflex_MAG.pdf
- Zuletzt aufgerufen 03.12.2013
- /Roj96/ Rojas, R.: Theorie der neuronalen Netze – eine systematische Einführung. Springer-Verlag Berlin, 1996; ISBN 3-540-56353-9
- /Rus13/ Ruschenburg, J.; Herkel, S.: A review of market-available solar thermal heat pump systems – a technical report of Subtask A“, IEA SHC Task44/ HPP Annex38, 18.03.2013, <http://task44.iea-shc.org/data/sites/1/publications/T44A38-SubA-Report1-1305031.pdf>
- /Sah94/ Sahin, A. Z.: An experimental study on the initiation and growth of frost formation on a horizontal plate. Experimental Heat Transfer 7 (1994), 101-119
- /Sah04/ Sahinagic, R.; Imholz, M.; Berlinger, L.; Huber, H.; Hilfiker, K.: LOREF: Luftkühleroptimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung. Untersuchung der Frostbildung für Lamellenluftkühler von Wärmepumpen. Schlussbericht, Hochschule für Technik und Architektur Luzern, 2004
- /Say04/ Sayyar-Rodsari, B.; Hartman, E.; Plumer, E.; Liano, K.; Schweiger, C.: Extrapolating gain-constrained neural networks - Effective modeling for nonlinear control. Proceedings of CDC 2004, 4964–4971, 2004.
- /Sch10/ Schydlo, A.: Reifbildung und -wachstum auf gekühlten Rohroberflächen. Dissertation TU Darmstadt, 2010
- /Sen98/ Sengupta, S.; Sherif, S. A.; Wong, K. V.: Empirical heat transfer and frost thickness correlations during frost deposition on a cylinder in cross-flow in the transient regime. International Journal of Energy Research 22 (1998), 615-624
- /SON/ Sonnenkraft Deutschland GmbH, <http://www.sonnenkraft.de/>
- /Str02/ Streicher, E.; Heidemann, W.; Müller-Steinhagen, H.: Methodik zur Ermittlung der energetischen Amortisationszeit von thermischen Solaranlagen. Tagungsband zum 12. Symposium Thermische Solarenergie, Seiten 123-128, Otti Energie-Kolleg, 2002, ISBN 3-934681-20-4
- /Tao93/ Tao, Y.-X.; Besant, R. W.; Rezkallah, K. S.: A mathematical model for predicting the densification and growth of frost on a flat plate. International Journal of Heat and Mass Transfer 36 (1993), 353-363
- /TRN/ TRNSYS (Transient System Simulation) Software, <http://www.trnsys.com/>, <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/>
- /UMB/ Software Umberto NXT LCA, <http://www.umberto.de/de/>

- /Vie08/ Viessmann Werke GmbH & Co. KG: Planungshandbuch Solarthermie, 2008, <http://www.viessmann.de/de/informationen-fuer/planer.html>
- /Vor13/ Vortex Hocheffizienzbrauchwasserpumpen BlueOne, http://www.deutsche-vortex.de/uploads/media/01de0050_BWO-155_01.pdf.
Zuletzt aufgerufen am: 30.07.2013
- /Wan12/ Wang, W.; Guo, Q. C.; Lu, W. P.; Feng, Y. C.; Na, W.: A generalized simple model for predicting frost growth on a cold flat plate. International Journal of Refrigeration 35 (2012), 475-486
- /Wan13/ Wang, W.; Xiao, J.; Feng, Y.; Guo, Q.; Wang, L.: Characteristics of an air source heat pump with novel photoelectric sensors during periodic frost-defrost cycles. Applied Thermal Engineering 50 (2013), 177-186
- /Wei13/ Weidema, B. P.; Bauer, C.; Hischer, R.; Mutel, C.; Nemecek, T.; Reinhard, J.; Vadenbo, C. O.; Wernet, G.: Overview and methodology. Data quality guideline for the ecoinvent database version 3. Ecoinvent Report 1(v3). St. Gallen: The ecoinvent Centre
- /Wil81/ Willmott, C. J.: On the validation of models. Physical Geography 2 (1981), 184-194
- /WPP/ Wikipedia: Prozedurale Programmierung, http://de.wikipedia.org/wiki/Prozedurale_Programmierung
- /Yam72/ Yamakawa, N.; Takahashi, N.; Ohtani, S.: Forced convection heat and mass transfer under frost conditions. Heat Transfer Japanese Research 1 (1972), Nr. 2, 1–10
- /Yan04/ Yang, D.-K.; Lee, K.-S.: Dimensionless correlations of frost properties on a cold plate. International Journal of Refrigeration 27 (2004), 89-96
- /Yon67/ Yonko, J. D. ; Sepsy, C. F.: An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate. ASHRAE Trans. 73 (1967), ISSN 0001-2505
- /Zha12/ Zhang, L.; Fujinawa, T.; Saikawa, M.: A new method for preventing air-source heat pump water heaters from frosting. International Journal of Refrigeration 35 (2012), 1327-1334
- /Zeh70/ Zehner, P.; Schlünder, E. U.: Wärmeleitfähigkeit von Schüttungen bei mäßigen Temperaturen. Chemie Ingenieur Technik 42 (1970), Nr. 14, 933–941
- /Zel94/ Zell, A.: Simulation Neuronaler Netze. Addison-Wesley, 1994, ISBN 3-89319-554-8