

Forschungsbericht zum BMWi-Vorhaben

**Weiterentwicklung innovativer Technologien zur solaren  
Nahwärme und saisonalen Wärmespeicherung  
Akronym „WinterSun“**

**Version vom 29.03.2016**

Förderkennzeichen 0325998A

Laufzeit des Vorhabens: 01.01.2013 bis 30.09.2015

Dan Bauer  
Harald Drück  
Stephan Lang  
Roman Marx  
Thomas Plaz

durchgeführt vom  
Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS)  
Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)  
Universität Stuttgart

Pfaffenwaldring 6, 70550 Stuttgart  
Tel.: +49 (0)711 685 63536, Fax: +49 (0)711 685 63503  
Internet: [www.itw.uni-stuttgart.de](http://www.itw.uni-stuttgart.de), E-Mail: [tzs@itw.uni-stuttgart.de](mailto:tzs@itw.uni-stuttgart.de)

mit inhaltlichen Beiträgen von Fabian Ochs und Michele Janetti, Institut  
für Konstruktion und Materialwissenschaften, Universität Innsbruck



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Energie

*Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BWi) unter dem Förderkennzeichen 0325998A aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung und übernehmen die Verantwortung für den Inhalt dieses Berichtes.*



---

## Kurzfassung

In diesem Abschnitt sind die wesentlichen Arbeiten sowie die daraus resultierenden Ergebnisse für die im Folgenden aufgeführten Themenschwerpunkte des Vorhabens „WinterSun“ beschrieben

- Wissenschaftlich-technische Begleitung und Betriebsoptimierung der Pilotanlagen
- Begleitforschung zum innovativen Betrieb solarer Nahwärmeanlagen
  - Untersuchung zum Einsatz von Wärmepumpen in solaren Nahwärmeanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung
  - Untersuchung der effektiven Wärmeleitfähigkeit von Dämmstoffschüttungen
  - Identifizierung geeigneter modularer Wärmedämm-Verbundsysteme für erdvergrabene Wärmespeicher
  - Untersuchung von innovativen saisonalen Wärmespeichern mit einem Volumen von 50 bis 1.000 m<sup>3</sup>

### **Wissenschaftlich-technische Begleitung und Betriebsoptimierung der Pilotanlagen**

Die solare Nahwärmeversorgung in **Crailsheim** weist in ihrem aktuellen Ausbauzustand unter Berücksichtigung ihrer technischen Grenzen ein sehr gutes Betriebsverhalten auf. So konnte im Jahr 2014 97 % des Planungswertes der solaren Nutzwärmemenge erzielt werden. Dennoch konnte durch die wissenschaftlich-technische Begleitung Verbesserungspotential identifiziert werden: Die solare Nahwärmeversorgung wurde dimensioniert und geplant für den ersten Bauabschnitt des Netzes „Hirtenwiesen II“. Es sind jedoch bereits zahlreiche Gebäude des zweiten und dritten Bauabschnittes an das Nahwärmenetz angeschlossen, so dass der Wärmebedarf des Nahwärmenetzes den Planungswert bereits um bis zu 27 % überstiegen hat. In den kommenden Jahren ist mit einer weiteren Zunahme der Überschreitung auf bis zu 80 % zu rechnen. Der Erdsonden-Wärmespeicher wird derzeit geringer als ursprünglich geplant beladen. Gründe sind der hohe Wärmebedarf des Nahwärmenetzes und die damit verbundene hohe Direktnutzung an Solarwärme im Sommer, die mit 80 Erdwärmesonden geringere Sondenanzahl gegenüber den 120 ursprünglich geplanten und die materialbedingt von 80 °C auf 70 °C reduzierte maximale Beladetemperatur des Erdsonden-Wärmespeichers. Die aktuell installierte Wärmepumpe hat für die hohe Wärmelast des Nahwärmenetzes eine zu geringe Leistung und entlädt den Erdsonden-Wärmespeicher im Winter geringer als ursprünglich geplant. Das Potential der saisonalen Wärmespeicherung bleibt somit zum Teil ungenutzt.

In Anlagensimulationen wurde zunächst die Auswirkung einer Erhöhung des Wärmebedarfs von 4.708 MWh auf 5.999 MWh durch den weiteren zu erwartenden Gebäudezubau untersucht und bewertet. Auf Basis dieses erhöhten Wärmebedarfs wurden eine Verringerung der Netzurücklauftemperatur um 5 K sowie eine Anpassung der Entladeregulung des Erdsonden-Wärmespeichers simuliert und bezüglich der Auswirkungen bewertet. Die Erhöhung des Wärmebedarfs führt zu einer Reduktion des solaren Deckungsanteils von

---

40 % auf 35 %. Der dabei um 199 MWh auf 2.922 MWh gestiegene Kollektorsertrag wird überwiegend direkt verwendet und nicht saisonal gespeichert, was zu einer um 89 MWh auf 293 MWh verringerten Entladewärmemenge des Erdsonden-Wärmespeichers beiträgt. Durch die Anpassung der Entladereglung des Erdsonden-Wärmespeichers kann der solare Deckungsanteil um einen Prozentpunkt auf 36 % gesteigert werden. Die Entladewärmemenge des Erdsonden-Wärmespeichers kann dadurch um ca. 78 MWh erhöht werden, bei nahezu gleichbleibendem Kollektorsertrag. Durch eine Verringerung der Netzurücklauftemperatur um 5 K kann der solare Deckungsanteil um 2 Prozentpunkte auf 37 % gesteigert werden. Auch der Kollektorsertrag steigt dabei um 100 MWh. Die Entladewärmemenge des EWS sinkt um 26 MWh. Anhand der Simulationsergebnisse wird deutlich, dass die Anlage bereits ein sehr gutes Betriebsverhalten aufweist und nur wenig Potential vorhanden ist, den Anlagenbetrieb durch Regelungsanpassungen zu optimieren. Um den angestrebten solaren Deckungsanteil von über 50 % trotz des Zubaus von weiteren Gebäuden erreichen zu können, ist eine Erweiterung der Anlagen durch z. B. Vergrößerung der Gesamt-Kollektorfläche, Austausch von Kollektoren durch leistungsfähigere Kollektoren oder Zubau einer zweiten Wärmepumpe notwendig.

Die solare Nahwärmeversorgung mit Kies/Wasser-Wärmespeicher in **Eggenstein-Leopoldshafen** wurde auf einen solaren Deckungsanteil von ca. 35 % ausgelegt. Dieser wurde bis zum Projektende nicht erreicht, da bisher noch keine signifikante Entladung des Kies-Wasser-Wärmespeichers stattgefunden hat. Dies liegt darin begründet, dass sich der Kies-Wasser-Wärmespeicher durch eine unzureichende Beladung auf einem für eine direkte Entladung nicht nutzbaren Temperaturniveau während den Heizperioden befand. Eine Entladung über die Wärmepumpe war nicht möglich, da diese im Projektzeitraum nicht in Betrieb genommen werden konnte. Die hydraulischen Probleme beim Be- und Entladekreislauf des Kies-Wasser-Wärmespeichers wurden durch einen Umbau und den Einsatz selbstansaugender Pumpen direkt am Speicher behoben. Allerdings führte die lange Stillstandszeit der Kollektoren auf dem Schuldach, hervorgerufen durch die fehlende Möglichkeit zur Beladung des Kies-Wasser-Wärmespeichers, und eine ursprünglich unzureichende Installation zu Schäden am Kollektorfeld. Bis zum Projektende konnten 571 m<sup>2</sup> der 1000 m<sup>2</sup> großen Kollektorfläche wieder instandgesetzt und in Betrieb genommen werden. Sie erzielten mit einem Kollektornutzungsgrad von 37,4 % zwischen 01.05.2014 und 20.04.2015 den bislang höchsten Wert. Einen weiteren energetisch positiven Einfluss hatte die Senkung der Netztemperaturen. Dies erfolgte durch eine veränderte Regelstrategie wobei die Netzurücklauftemperatur im zeitlichen Mittel von 54,8 °C für den Zeitraum Anfang 2013 bis Mitte Mai 2014 auf 44,3 °C für den Zeitraum Mitte Mai 2014 bis Ende Mai 2015 abgesenkt werden konnte. Bei der Beladung des Kies-Wasser-Wärmespeichers stellte sich eine Fehlfunktion innerhalb des Speichers ein, die noch nicht endgültig bestimmt und gelöst werden konnte, da hierfür teilweise erhebliche bauliche Maßnahmen notwendig sind. Das Resultat der Fehlfunktion ist, dass nur der obere Teil des Speichers verwendet werden kann, der wie frühere Untersuchungen ergeben haben, von hohen Wärmeverlusten beeinträchtigt ist.

---

## **Begleitforschung zum innovativen Betrieb solarer Nahwärmeanlagen**

### ***Untersuchung zum Einsatz von Wärmepumpen in solaren Nahwärmeanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung***

Die Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmeanlagen kann eine effizienzsteigernde Maßnahme sein, da mit ihnen die solar gewonnene Wärme effektiver genutzt werden kann. Es wurde für fünf solare Nahwärmeanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung, die sich in Rostock, Neckarsulm, Crailsheim, Zabki in Polen und Bilbao in Spanien befinden, der Wärmepumpenbetrieb analysiert. Dabei wurde ersichtlich, dass die Wärmepumpen je nach Art der Integration sehr effizient betrieben werden können.

Im zweiten Teil der Untersuchung wurden unterschiedliche Anlagenkonfigurationen mit verschiedenen Arten von Wärmepumpen simuliert und auf ihre energetische Effizienz bewertet. Eine energetisch gute Lösung stellt dabei die Verwendung einer gasmotorisch angetriebenen Kompressionswärmepumpe dar. Sie ist gut geeignet, um relativ hohe Vorlauftemperaturen von über 75 °C für die Nahwärme bereitzustellen und benötigt hierbei relativ geringe Mengen an Primärenergie. Daher sind Gesamtanlagen mit der Integration von gasmotorisch angetriebenen Kompressionswärmepumpen effizient bezogen auf ihren Primärenergiebedarf, besonders wenn Biogas zum Antrieb verwendet wird. Zukünftig kann der Primärenergieverbrauch von elektrisch angetriebenen Kompressionswärmepumpen weiter sinken, wenn diese zu Zeiten hohen regenerativen Anteils im Strommix betrieben werden.

### ***Untersuchung der effektiven Wärmeleitfähigkeit von Dämmstoffschüttungen***

Der Einfluss von konvektivem Wärmetransport auf die effektive Wärmeleitfähigkeit von Schaumglasschotterschüttungen wurde in zwei unterschiedlichen Messapparaturen quantifiziert, welche speziell zu diesem Zweck auf- bzw. umgebaut wurden. Dabei wurden die Temperatur, die Temperaturdifferenz, der Luftdruck, die Feuchtigkeit, der Verdichtungsgrad, sowie die Wärmestromrichtung variiert. Es konnte gezeigt werden, dass durch eine verringerte Permeabilität der Schüttung und durch verringerten Luftdruck konvektiver Wärmetransport reduziert oder unterbunden werden kann. Mit Hilfe der Messergebnisse konnte die effektive Wärmeleitfähigkeit von Dämmstoffschüttungen zusätzlich mit numerischer Strömungssimulation untersucht werden.

### ***Identifizierung geeigneter modularer Wärmedämm-Verbundsysteme für erdvergrabene Wärmespeicher***

Mit dem Ziel der Kostenreduktion von Wärmedämmungen für erdvergrabene Wärmespeicher wurde in Vorversuchen zunächst eine technisch und wirtschaftlich optimale Kombination aus Dämmstoff und Dichtungsbahn zum Bau modularer Wärmedämm-Verbundsysteme identifiziert. Als am geeignetsten zeigte sich ein dauerhaft unter Unterdruck gehaltenes Wärmedämm-Verbundsystem aus einer PE-HTR-Folie und Blähglasgranulat. Im Vergleich zur Wärmedämmung des Kies-Wasser-Wärmespeichers in Eggenstein-Leopoldshafen, die

---

aus einer vergleichsweise teuren Aluminium-Verbundfolie, Blähglasgranulat bzw. Schaumglasschotter besteht, können so die jährlichen Kosten durch Wärmeverluste und Abschreibung der Investition um bis zu Faktor 1,8 gesenkt werden.

Auf Basis des als am erfolgversprechendsten identifizierten Materialverbunds wurde anschließend die Konzeptionierung und Vorentwicklung eines modularen Wärmedämm-Verbundsystems durchgeführt. Dieses wurde so konzeptioniert, dass es zur erdvergrabenen Installation geeignet ist und fertig hergestellt und geprüft zur Baustelle transportiert und eingebaut werden kann. Hierzu wurde im Labor ein 3 m<sup>2</sup> großer Prototyp eines Speicherwandaufbaus erstellt und hinsichtlich seiner thermischen und mechanischen Eigenschaften untersucht.

### ***Untersuchung von innovativen saisonalen Wärmespeichern mit einem Volumen von 50 bis 1.000 m<sup>3</sup>***

Zur Überführung der erprobten Technologien zur preiswerten saisonalen Wärmespeicherung vom Großmaßstab (> 1.000 m<sup>3</sup>) auf Speichergrößen für den Einsatz in Anlagen für mehrgeschossige Wohngebäude (Speichervolumen ca. 50 bis 1.000 m<sup>3</sup>) wurden im Rahmen einer theoretischen Machbarkeitsstudie Behälterwärmespeicher, Erdbeckenwärmespeicher und Erdsondenwärmespeicher als saisonale Wärmespeicher in unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen energetisch und wirtschaftlich untersucht. Energetisch schneiden demnach Anlagen mit Behälterwärmespeichern für die meisten Systemkonfigurationen am besten ab. Jedoch sind Anlagen mit Behälterwärmespeichern am teuersten. Wird ein Behälterwärmespeicher eingesetzt, so sind entsprechend zur Volumen- und damit Kostenreduktion höhere mittlere Speichertemperaturen vom Planer anzusetzen.

Grundsätzlich ist saisonale Wärmespeicherung auch mit diesen kleinen Wärmespeichern technisch möglich. Der hierzu notwendige Aufwand im Bereich der Wärmedämmung und durch den Einsatz von Wärmepumpen führt jedoch zu Wärmegestehungskosten von > 17 Cent/kWh bei Primärenergieeinsparungen gegenüber einer Gas-Brennwertanlage zwischen 42 % und 73 %.

---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b> .....	<b>III</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>VII</b>
<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>1 Wissenschaftlich-technische Begleitung und Betriebsoptimierung der Pilotanlage in Crailsheim</b> .....	<b>2</b>
<b>1.1 Anlagenbeschreibung</b> .....	<b>2</b>
<b>1.2 Betriebsergebnisse</b> .....	<b>3</b>
1.2.1 Wärmebilanz.....	3
1.2.2 Erdsonden-Wärmespeicher .....	9
1.2.3 Wärmepumpe .....	13
1.2.4 Kollektorfelder.....	15
1.2.5 Pufferspeicher.....	16
1.2.6 Nahwärmenetz.....	17
1.2.7 Fazit der Betriebsergebnisse .....	18
<b>1.3 Simulation des Anlagenbetriebs</b> .....	<b>19</b>
1.3.1 Erstellung und Validierung des Simulationsmodells .....	19
1.3.2 Simulationsergebnisse und Optimierungsmöglichkeiten.....	26
<b>1.4 Literaturverzeichnis zu Kapitel 1</b> .....	<b>33</b>
<b>2 Wissenschaftlich-technische Begleitung und Betriebsoptimierung der Pilotanlage in Eggenstein</b> .....	<b>35</b>
<b>2.1 Anlagenbeschreibung</b> .....	<b>35</b>
<b>2.2 Anlagenbetrieb und Optimierungsmaßnahmen</b> .....	<b>36</b>
<b>2.3 Wärmebilanz</b> .....	<b>41</b>
<b>2.4 Kollektorfelder</b> .....	<b>41</b>
<b>2.5 Kies-Wasser-Wärmespeicher</b> .....	<b>42</b>
<b>2.6 Wärmepumpe</b> .....	<b>50</b>
<b>2.7 Nahwärmenetz</b> .....	<b>50</b>
<b>2.8 Bewertung der Wasserqualität des Kies-Wasser-Wärmespeichers</b> .....	<b>51</b>
<b>2.9 Anhang zu Kapitel 2</b> .....	<b>54</b>
<b>Anhang A: Prüfbericht der Wasseranalyse des KWWS</b> .....	<b>54</b>
<b>2.10 Literaturverzeichnis zu Kapitel 2</b> .....	<b>57</b>

---

<b>3</b>	<b>Grundlegende Untersuchungen des Einsatzes von Wärmepumpen in solaren Nahwärmanlagen .....</b>	<b>58</b>
3.1	Untersuchung der Wärmepumpen basierend auf Messdaten .....	58
3.1.1	Fazit zum Wärmepumpenbetrieb.....	65
3.2	Untersuchung der Wärmepumpenintegration mit transienten Anlagensimulationen .....	67
3.2.1	Referenzanlage und Simulationsergebnisse.....	69
3.2.2	Sensitivitätsanalyse .....	71
3.2.3	Detaillierte Parametervariation verschiedener Einflussgrößen zur Bestimmung der energetischen Optima der Anlagenkonfiguration ....	74
3.2.4	Vergleich des neuen Anlagenkonzepts mit anderen Anlagenkonzepten .....	83
3.2.5	Bewertung der Konzeptvarianten und Ausblick .....	94
3.3	Literaturverzeichnis zu Kapitel 3: .....	97
<b>4</b>	<b>Untersuchung der effektiven Wärmeleitfähigkeit von Dämmstoffschüttungen.....</b>	<b>101</b>
4.1	Einleitung .....	101
4.2	Herstellung und Eigenschaften von Schaumglasschotter (SGS) .....	104
4.3	Grundlagen zum Wärmetransport in Schüttungen.....	105
4.3.1	Definition Schüttung.....	105
4.3.2	Definition charakteristischer Größen von Schüttungen .....	105
4.3.3	Dimensionslose Kennzahlen.....	111
4.3.4	Wärmetransport in Schüttungen von Schaumglasschotter .....	113
4.3.5	Empirisches Modell für die Berechnung der effektiven Wärmeleitfähigkeit von Schüttungen .....	124
4.4	Ergebnisse .....	125
4.4.1	Effektive Wärmeleitfähigkeit des Schaumglasschotter-Korns .....	125
4.4.2	Effektive Wärmeleitfähigkeit der Schüttung .....	126
4.5	Numerische Simulation.....	135
4.5.1	Modell für die CFD Simulation .....	135
4.6	Praktische Maßnahmen zur Verringerung der effektiven Wärmeleitfähigkeit der SGS-Schüttung .....	144
4.7	Versuchsstand zur Vermessung der effektiven Wärmeleitfähigkeit in SGS-Schüttungen.....	146
4.7.1	Ein-Plattenapparatur am ITW der Universität Stuttgart.....	147
4.7.2	Ein-Plattenapparatur am EEB der Universität Innsbruck .....	152
4.8	Literaturverzeichnis zu Kapitel 4.....	153



---

<b>5</b>	<b>Identifizierung geeigneter modularer Wärmedämm-Verbundsysteme für erdvergrabene Wärmespeicher .....</b>	<b>157</b>
<b>5.1</b>	<b>Einleitung .....</b>	<b>157</b>
<b>5.2</b>	<b>Grundlagen .....</b>	<b>158</b>
	5.2.1 Sättigungsdampfdruck.....	158
	5.2.2 Feuchte Luft.....	159
	5.2.3 Diffusion.....	160
	5.2.4 Vakuumtechnik .....	161
<b>5.3</b>	<b>Aufbau von Erdbecken-Wärmespeicher.....</b>	<b>163</b>
	5.3.1 Der Erdbecken-Wärmespeicher in Eggenstein-Leopoldshafen .....	164
<b>5.4</b>	<b>Ableitung weiterführender Entwicklungsschritte und Maßnahmen....</b>	<b>166</b>
<b>5.5</b>	<b>Kunststoffdichtungsbahnen.....</b>	<b>167</b>
	5.5.1 Marktrecherche Kunststoffdichtungsbahnen.....	168
<b>5.6</b>	<b>Wärmedämmstoffe .....</b>	<b>171</b>
	5.6.1 Marktrecherche Wärmedämmstoffe.....	172
<b>5.7</b>	<b>Experimentelle Untersuchung neuartiger Materialkombinationen aus Kunststoffdichtungsbahn und Wärmedämmmaterial für erdvergrabene Wärmedämm-Verbundsysteme.....</b>	<b>177</b>
	5.7.1 Verarbeitbarkeit der Kunststofffolien.....	179
	5.7.2 Herstellung eines vakuumdichten Behälters und Sicherstellung der Dichtigkeit .....	180
	5.7.3 Verhalten der verarbeiteten Kunststoffdichtungsbahnen bei Evakuierung sowie bei hohen und tiefen Temperaturen.....	181
	5.7.4 Bestimmung der Massenstromdichte von Wasserdampf durch die Kunststoffdichtungsbahn sowie Trockenhaltung der Dämmung durch regelmäßiges Evakuieren .....	182
	5.7.5 Durchführung und grafische Auswertung der Versuche .....	184
	5.7.6 Rechnerische Auswertung der Versuche.....	186
	5.7.7 Verarbeitbarkeit der Dämmstoffmaterialien.....	189
	5.7.8 Verhalten des Dämmmaterials im WDVS bei und nach der Evakuierung sowie im Wasserbad.....	190
<b>5.8</b>	<b>Kostenreduktion des Speicherhüllenaufbaus des KWWS.....</b>	<b>191</b>
	5.8.1 WDVS ohne Unterdruck.....	191
	5.8.2 WDVS mit technisch schwierig handhabbarem Vakuum hoher Güte .... .....	192
	5.8.3 WDVS mit leichtem Unterdruck .....	192
	5.8.4 WDVS mit technisch einfach handhabbarem Vakuum .....	192

5.8.5 Erläuterungen zur Kostenvergleichsrechnung .....	193
5.8.6 Ergebnisse der Kostenvergleichsrechnung.....	196
<b>5.9 Konzeptionierung, Realisierung und Prüfung des Prototypen in realer Größe.....</b>	<b>198</b>
5.9.1 Geometrieentwurf des Prototyps .....	199
5.9.2 Fertigung des Prototyps.....	201
5.9.3 Untersuchung der Praxistauglichkeit des Prototyps.....	202
5.9.4 Schlussfolgerungen und Optimierungsmaßnahmen .....	204
<b>5.10 Literaturverzeichnis zu Kapitel 5.....</b>	<b>205</b>

<b>6 Untersuchung von innovativen saisonalen Wärmespeichern mit einem Volumen von 50 bis 1.000 m<sup>3</sup>.</b>	<b>208</b>
.....	208
<b>6.1 Einleitung .....</b>	<b>208</b>
<b>6.2 Untersuchte Speichertechnologien zur saisonalen Speicherung von Solarwärme.....</b>	<b>209</b>
<b>6.3 Anlagenspezifische Kennwerte.....</b>	<b>209</b>
6.3.1 Wärmepumpe .....	209
6.3.2 Wärmespeicher.....	209
6.3.3 Gesamtanlage .....	210
<b>6.4 Systematik und Aufbau der Simulationsstudien .....</b>	<b>211</b>
<b>6.5 Allgemeingültige Randbedingungen .....</b>	<b>214</b>
6.5.1 Getroffene Annahmen .....	214
6.5.2 Verbraucher .....	214
6.5.3 Kollektoren.....	215
6.5.4 Wärmepumpen .....	215
6.5.5 Wärmespeicher.....	215
<b>6.6 Systembeschreibungen .....</b>	<b>217</b>
6.6.1 Niedertemperatursysteme mit zwei Wärmepumpen .....	217
6.6.2 Niedertemperatursysteme mit Heizstab.....	219
6.6.3 Hochtemperatursysteme.....	221
<b>6.7 Simulationsergebnisse .....</b>	<b>222</b>
6.7.1 Niedertemperatursysteme mit zwei Wärmepumpen .....	222
6.7.2 Niedertemperatursysteme mit Heizstab.....	224
6.7.3 Hochtemperatursysteme.....	225
<b>6.8 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung.....</b>	<b>227</b>
6.8.1 Bestimmung der Investitionskosten für die Behälterwärmespeicher.....	227
6.8.2 Bestimmung der Investitionskosten für die Erdbeckenwärmespeicher ..	229
.....	229

---

6.8.3 Bestimmung der Investitionskosten für die Erdsondenwärmespeicher..	230
6.8.4 Wärmegestehungskosten .....	231
<b>6.9 Fazit .....</b>	<b>233</b>
<b>6.10 Literaturverzeichnis zu Kapitel 6.....</b>	<b>234</b>
<b>7 Mitarbeit in der IEA-SHC Task 45 „Large Systems: Large Solar Heating/Cooling Systems, Seasonal Storage, Heat Pumps“ .....</b>	<b>236</b>
<b>8 Öffentlichkeitsarbeit und Technologietransfer .....</b>	<b>237</b>
<b>9 Nomenklatur .....</b>	<b>239</b>
9.1 Abkürzungen .....	239
9.2 Lateinische Formelzeichen.....	241
9.3 Griechische Formelzeichen.....	246

---

## Einleitung

In dem vorliegenden Bericht werden die wesentlichen Ergebnisse des Forschungsvorhabens „Weiterentwicklung innovativer Technologien zur solaren Nahwärme und saisonalen Wärmespeicherung“ (FKZ 0325998A) dargestellt. Die ursprüngliche Laufzeit des Forschungsprojektes von Januar 2013 bis Mai 2015, wurde zur Durchführung weiterer Dämmstoffuntersuchungen um die Monate Juni bis September 2015 kostenneutral verlängert. Während der Projektlaufzeit von Januar 2013 bis Mai 2015 wurden die Pilotanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung in Crailsheim und Eggenstein wissenschaftlich-technisch begleitet. Die dabei gewonnenen Erkenntnisse sind in die Verbesserung des Anlagenbetriebs eingeflossen und wurden u. a. auf Konferenzen der Öffentlichkeit zugänglich gemacht.

Begleitende wissenschaftliche Forschungsarbeiten wurden teilweise unter Verwendung von aufgezeichneten Messdaten der Pilotanlagen durchgeführt. So wurde der gekoppelte Wärme- und Feuchtetransport in der Speicherhülle erdvergrabener Langzeit-Wärmespeicher und der Einfluss des Einsatzes von Wärmepumpen in solaren Nahwärmanlagen untersucht.

Zudem wurde zur Überführung der erprobten Technologien zur preiswerten saisonalen Wärmespeicherung vom Großmaßstab ( $> 1.000 \text{ m}^3$ ) auf Speichergrößen für den Einsatz in Anlagen für mehrgeschossige Wohngebäude (Speichervolumen ca. 50 bis  $1.000 \text{ m}^3$ ) im Rahmen einer theoretischen Machbarkeitsstudie Behälterwärmespeicher, Erdbeckenwärmespeicher und Erdsondenwärmespeicher als saisonale Wärmespeicher in unterschiedlichen Anlagenkonfigurationen energetisch und wirtschaftlich untersucht.

## **1 Wissenschaftlich-technische Begleitung und Betriebsoptimierung der Pilotanlage in Crailsheim**

Ziel des Arbeitspakets 1 war die wissenschaftlich-technische Begleitung und Betriebsoptimierung der solaren Nahwärmearanlage in Crailsheim. Diese beinhalteten zusammenfassend folgende Schwerpunkte:

- Instandhaltung und Betrieb der Messtechnik und Messdatenerfassung
- Detaillierte Messdatenauswertung (wöchentliche Auswertung mehrerer 100 Messstellen), Kontrolle des Anlagenbetriebs
- Optimierung des Anlagenbetriebs auf Basis der Messdaten (regelmäßige Information an Betreiber, wenn Optimierungspotenzial identifiziert wurde oder ein fehlerhafter Betrieb festgestellt wird)
- Simulation des Anlagenbetriebs mit TRNSYS und Aufzeigen von Verbesserungspotenzial durch Optimierung der Regelung. Wenn möglich, wurden die aufgezeigten Verbesserungsmöglichkeiten mit dem Betreiber der Anlage umgesetzt.
- Detaillierte energetische Bilanzierung und Bewertung der Anlage und ihrer zentralen Komponenten wie Kollektorfelder, Wärmespeicher und Wärmepumpe

Die Aufgaben wurden planmäßig innerhalb des Projektzeitraums durchgeführt. Die Ergebnisse sind in den nachfolgenden Kapiteln enthalten.

### **1.1 Anlagenbeschreibung**

Im Wohngebiet „Hirtenwiesen II“ (HW II) in Crailsheim ist die deutschlandweit größte solare Nahwärmearanlage in Betrieb. In die Anlage sind Flachkollektoren mit einer Aperturfläche von insgesamt 7.410 m<sup>2</sup>, ein Erdsondenfeld als saisonaler Wärmespeicher mit einem erschlossenen Untergrundvolumen von ca. 39.000 m<sup>3</sup>, zwei Warmwasser-Pufferspeicher mit 100 m<sup>3</sup> und 480 m<sup>3</sup> Wasservolumen sowie eine Wärmepumpe mit einer elektrischen Leistung von 80 kW integriert. Die Zusatzheizung erfolgt durch Fernwärme, die von einem bestehenden Heizkraftwerk zur Verfügung gestellt wird. Es wurden Mitte 2015 ca. 300 Wohneinheiten sowie eine Schule und Sporthalle mit Raumwärme und Wärme für die Trinkwassererwärmung versorgt. Im Jahr 2014 ergab sich ein Wärmebedarf von insgesamt 4.822 MWh ergab. Es werden derzeit noch weitere Gebäude zugebaut und an die Anlage angeschlossen.

In Abbildung 1-1 ist ein vereinfachtes Anlagenschema der solaren Nahwärmanlage dargestellt. Der in Abbildung 1-1 oben dargestellte Anlagenteil, der die Heizzentrale 1 (auch „Solarzentrale“ genannt) beinhaltet, ist so ausgelegt, dass durch die Kollektoren auf den Gebäuden die Grundlast des Wärmebedarfs nicht überschritten wird. Der unten dargestellte Anlagenteil, der die Heizzentrale 2 (auch „Wallzentrale“ genannt), die Kollektoren auf den Lärmschutzwällen und den Erdsonden-Wärmespeicher (EWS) enthält, arbeitet überwiegend saisonal und wird auch „saisonaler Anlagenteil“ genannt. Eine detaillierte Beschreibung der Anlage ist in [1] und den darin genannten Quellen zu finden.

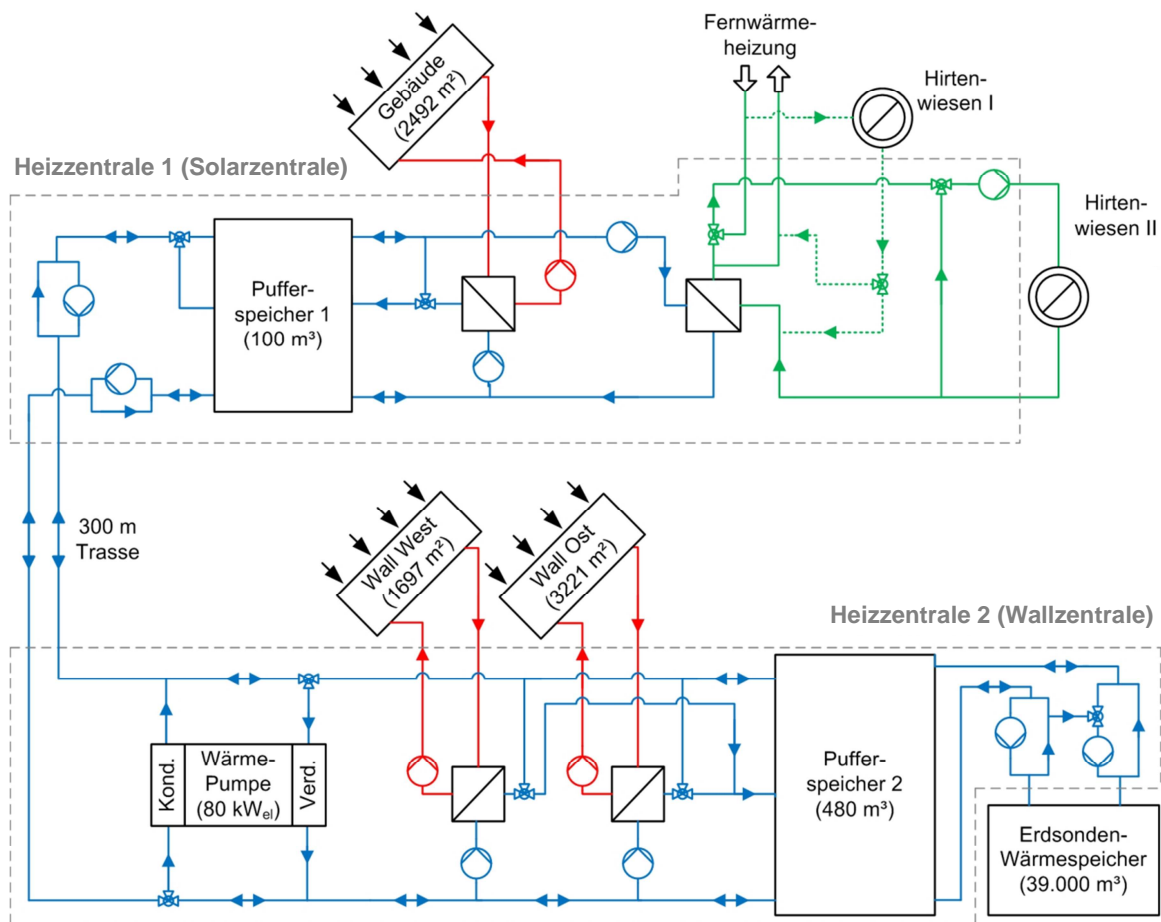


Abbildung 1-1: vereinfachtes Anlagenschema der solaren Nahwärmanlage in Crailsheim

## 1.2 Betriebsergebnisse

### 1.2.1 Wärmebilanz

In diesem Kapitel werden die jährlichen Kenndaten der solaren Nahwärmanlage beschrieben und mit den ursprünglichen Planungswerten verglichen. Eine detaillierte

Analyse des Betriebsverhaltens der einzelnen Anlagenkomponenten erfolgt in den nachfolgenden Kapiteln.

In Tabelle 1-1 sind die Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung in Crailsheim für die Jahre 2011 bis 2014 sowie die Planungswerte aufgeführt. Die wesentlichen baulichen Abweichungen der realisierten Anlage gegenüber der ursprünglichen Planung sind eine geringere Sondenanzahl des EWS (geplant: 120; realisiert: 80), ein kleinerer Pufferspeicher 2 (geplant: 600 m<sup>3</sup>; realisiert: 480 m<sup>3</sup>) und eine Wärmepumpe mit deutlich reduzierter Leistung im Vergleich zum Planungswert (geplant: 258 kW<sub>el</sub>; realisiert: 80 kW<sub>el</sub>). Die realisierte Kollektorfläche ist hingegen mit 7.410 m<sup>2</sup> etwas größer als mit 7.325 m<sup>2</sup> geplant. Die bestehende solare Nahwärmeversorgung wurde für den ersten Bauabschnitt des Netzes „Hirtenwiesen II“ (HW II) dimensioniert und geplant. Seit 2013 wurden jedoch bereits Gebäude des zweiten und dritten Bauabschnittes an das Nahwärmenetz angeschlossen. Außerdem wurden viele im Bau befindliche Gebäude mit Bauheizung betrieben, so dass der jährliche Wärmebedarf des Nahwärmenetzes den Planungswert bei Bilanzierung zu Ende des Kalenderjahres bereits um bis zu 27 % überstiegen hat. Eine weitere Ursache für den erhöhten Wärmebedarf sind die höheren Netztemperaturen im Vergleich zur Planung, die höhere Wärmeverluste des Netzes zur Folge haben. Die solare Nutzwärmemenge für das Nahwärmenetz HW II entwickelte sich hingegen in Richtung der Planungswerte. So konnte im Jahr 2014 97 % des Planungswertes erzielt werden.

In Abbildung 1-2 ist die Entwicklung des Wärmebedarfs sowie des solaren Deckungsanteils seit 2009 dargestellt. Die Kurven geben jeweils den Wert wieder, der aus den vorangegangenen 12 Monaten resultiert. Der Planungswert des Wärmebedarfs wurde bereits Ende 2010 nahezu erreicht. Der Ausbau der Solaranlage konnte nicht entsprechend schnell umgesetzt werden um den Zielwert des solaren Deckungsanteils von 50 % zu erreichen. Seit 2012 übersteigt der tatsächliche Wärmebedarf den Planungswert, aufgrund des Anschlusses von Gebäuden des zweiten und dritten Bauabschnitts und des Betriebes der Bauheizungen, deutlich. Hauptsächlich aus diesem Grund und zusätzlich aufgrund der oben genannten Abweichungen der realisierten Anlage gegenüber der Planung wird auch nach Fertigstellung der Anlage der Zielwert von 50 % solarem Deckungsanteil nicht erreicht.

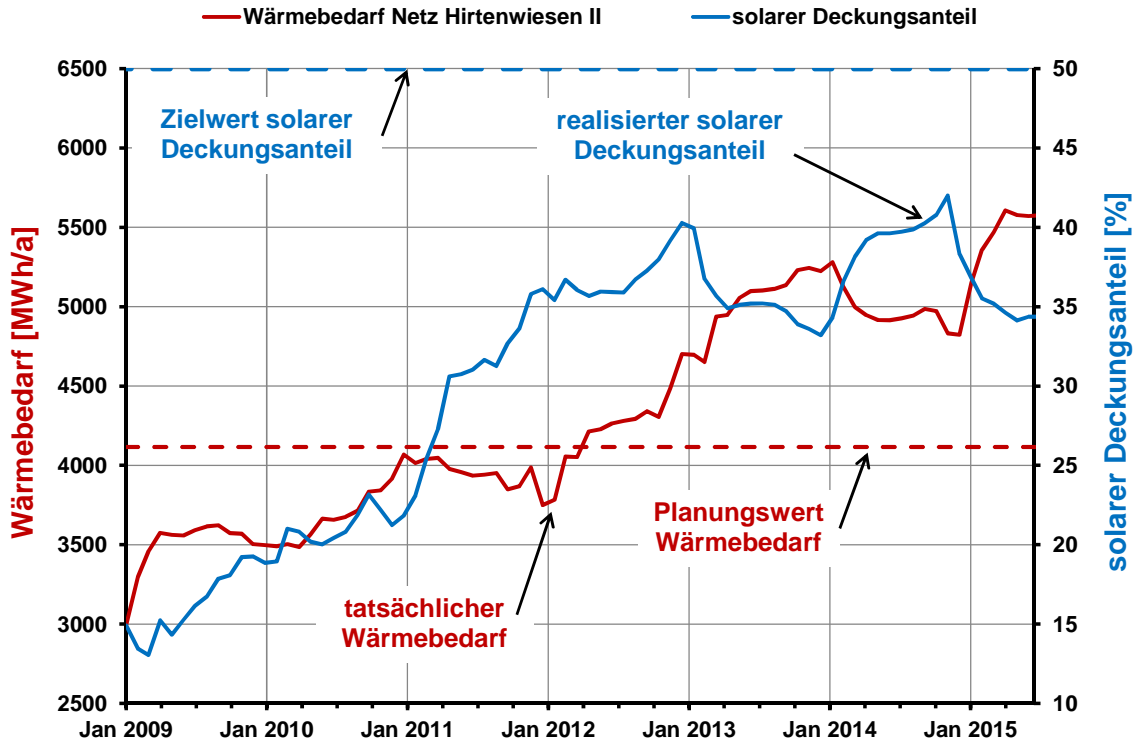


Abbildung 1-2: Entwicklung des Wärmebedarfs sowie des solaren Deckungsanteils des solaren Nahwärmenetzes HW II

Tabelle 1-1: Kenndaten der solaren Nahwärmeversorgung Crailsheim

		Planung	2011	2012	2013	2014
Kollektorfläche am Jahresende	m <sup>2</sup>	7.325	7.410	7.410*	7.410*	7.410*
Wärmelieferung der Kollektoren	MWh	2.575	2.337	2.740	2.319	2.631
Solare Nutzwärme	MWh	2.097	1.342	2.095	1.833	2.040
Solare Nutzwärme in HW I	MWh	0	0	254	78	15
Solare Nutzwärme in HW II	MWh	2.097	1.342	1.841	1.754	2.025
Gesamt-Wärmebedarf Netz HW II	MWh	4.116	3.750	4.700	5.223	4.822
Wärmelieferung durch Fernwärme	MWh	1.715	2.407	2.580	3.078	2.525
Beladewärmemenge EWS	MWh	1.135	781	707	659	747
Entladewärmemenge EWS	MWh	830	-	382	386	312
Wärmelieferung Kondensator WP**	MWh	1.459	-	1.129	1.415	1.157
Wärmeaufnahme Verdampfer WP	MWh	1.201	-	917	1.121	907
Stromverbrauch Wärmepumpe	MWh	304	-	212	294	251
<b>Solarer Deckungsanteil</b>	<b>%</b>	<b>51</b>	<b>35,8</b>	<b>39,2</b>	<b>33,6</b>	<b>42,0</b>

\*) davon seit Mitte Mai 2012 7.164 m<sup>2</sup> in Betrieb;

\*\*) WP: Wärmepumpe



Aufgrund des Projektzeitraums des vorangegangenen Projekts zur wissenschaftlich-technischen Begleitung der solaren Nahwärme in Crailsheim bis September 2012 [1] konnte die Auswertung der Daten für das Jahr 2012 damals nicht vollständig erfolgen. Daher werden die Messdaten des Jahres 2012 in diesem Forschungsbericht angegeben und analysiert.

Der zeitliche Mittelwert der Wärmelieferung der Kollektoren seit 2011 lag um nur 2,6 % unterhalb des Planungswertes. Der wesentliche Grund der Abweichung ist, dass seit 2012 aufgrund defekter Kollektoren mit 7.164 m<sup>2</sup> eine um 2,2 % geringere Kollektorfläche in Betrieb ist als geplant. Die Abweichung zu den Planungswerten ist demnach sehr gering. Gegenüber der Planung konnte der EWS in bisher allen Betriebsjahren mit einer deutlich geringeren Wärmemenge beladen werden. Die Gründe dafür waren die geringere Sondenanzahl als ursprünglich geplant und die gegenüber der Planung für eine erhöhte Langzeitbeständigkeit von 80 °C auf 70 °C reduzierte maximale Sondereintrittstemperatur, wodurch signifikant geringere Beladeleistungen erreicht wurden. Um dennoch Stagnation der Kollektoren zu vermeiden, mussten entgegen der Planung in den Jahren 2012 bis 2014 bis zu 254 MWh in das von einem Heizkraftwerk versorgte Fernwärmenetz „Hirtenwiesen I“ (HW I) eingespeist werden.

Abbildung 1-3 zeigt die monatliche Wärmebilanz des Jahres 2012. Vergleicht man die Globalstrahlung in Kollektorebene aus dem Jahr 2012 mit der aus dem Jahr 2013, dargestellt in der monatlichen Wärmebilanz des Jahres 2013 in Abbildung 1-4, wird deutlich, dass diese im Jahr 2013 insbesondere in den Monaten Februar bis Mai deutlich geringer war. Über das gesamte Jahr war die Einstrahlung 2013 mit 1.139 kWh/(m<sup>2</sup>·a) um ca. 15 % geringer als im Jahr 2012 (1.334 kWh/(m<sup>2</sup>·a)), was die mit 2.319 MWh um ca. 15 % geringere Wärmelieferung der Kollektoren begründet. Durch die mit 87 MWh um 167 MWh geringere Einspeisung ins Fernwärmenetz HW I konnten dennoch mit 1.754 MWh um lediglich 5 % weniger solare Wärme in das Netz HW II eingespeist werden als im Vorjahr, jedoch um ca. 16 % weniger als in der Planung vorgesehen.

Der Gesamtwärmebedarf stieg im Jahr 2013 mit 5.223 MWh um ca. 11 % gegenüber dem Vorjahr und lag damit um ca. 27 % über dem Planungswert. Der Durchschnitt der Umgebungstemperatur in der Haupt-Heizperiode (Januar bis März und Oktober bis Dezember) lag im Jahr 2013 ca. 0,4 K unterhalb der des Jahres 2012. Deutlich größere Auswirkungen aber werden dem Anschluss weiterer neugebauter Gebäude an das Nahwärmenetz zugeschrieben.

Durch die geringe solare Einstrahlung und den deutlich gestiegenen Gesamtwärmebedarf wurde im Jahr 2013 ein solarer Deckungsanteil von 33,6 % erreicht.

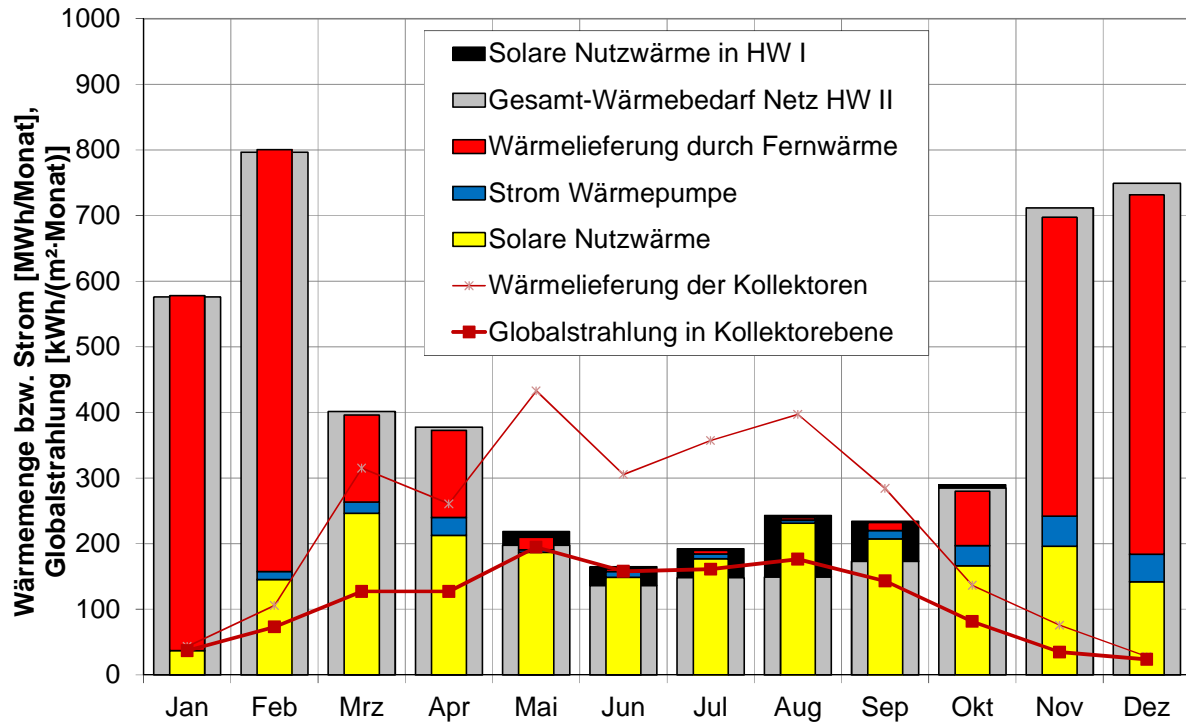


Abbildung 1-3: Wärmebilanz der solaren Nahwärmanlage Crailsheim für das Jahr 2012

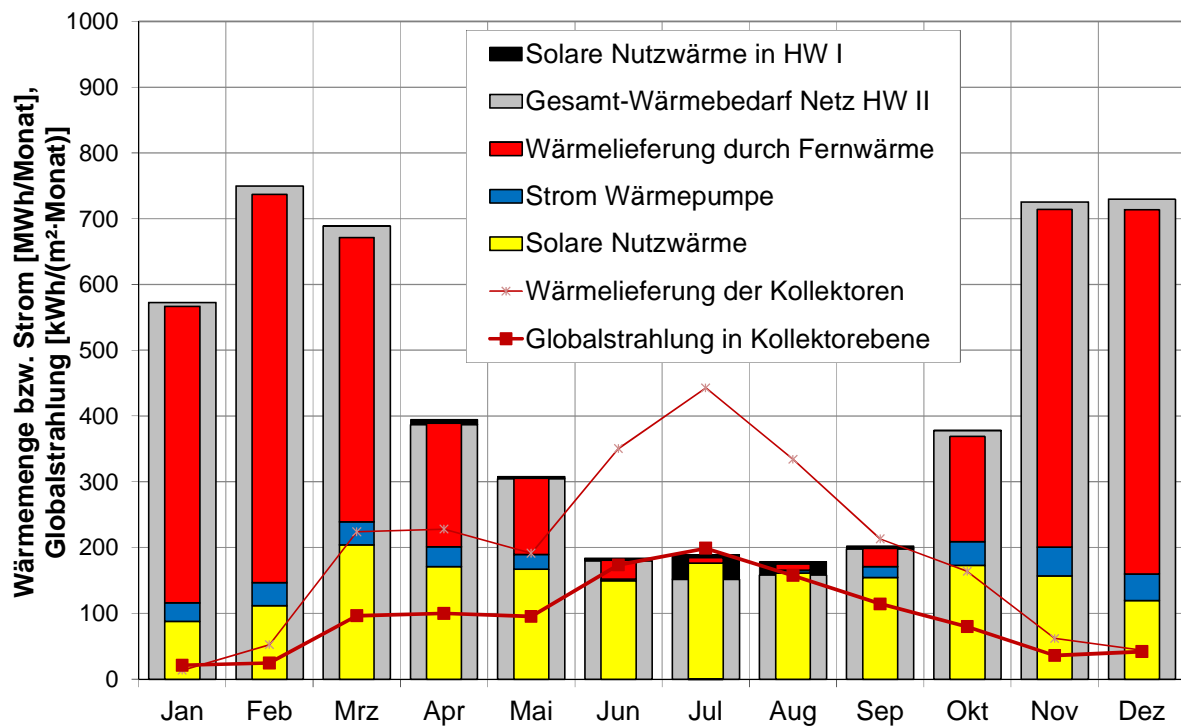


Abbildung 1-4: Wärmebilanz der solaren Nahwärmanlage Crailsheim für das Jahr 2013

In Abbildung 1-5 ist die Wärmebilanz des Jahres 2014 dargestellt. Im Jahr 2014 war die Wärmelieferung der Kollektoren mit 2.631 MWh um ca. 12 % höher als im Vorjahr. Hauptursache hierfür ist die solare Einstrahlung, die mit 1.293 kWh/(m<sup>2</sup>·a) um ebenfalls ca. 12 % höher lag als 2013. 2014 konnte mit 2.025 MWh solarer Nutzwärme für das Nahwärmenetz HW II der höchste Wert seit Inbetriebnahme der Anlage erreicht werden. Dieser lag damit lediglich ca. 3 % unterhalb des geplanten Wertes von 2.097 MWh. Dies konnte trotz der geringeren in Betrieb befindlichen Kollektorfläche von 7.164 m<sup>2</sup> erreicht werden. Allerdings war mit 4.822 MWh auch der Gesamtwärmebedarf um ca. 17 % höher als der Planungswert, damit aber um ca. 8 % geringer als im Vorjahr. Der geringe Wert im Vergleich zum Vorjahr – trotz weiteren Gebäudezubaues – ist mit dem milderen Klima des Jahres 2014 zu begründen. Lag die Gradtagzahl (GTZ<sub>15/20</sub>) im Jahr 2013 noch bei 3.814 K·d, so wurde im Jahr 2014 ein Wert von lediglich 3.135 K·d erreicht. Dadurch wurde im Jahr 2014 mit 42 % der höchste solare Deckungsanteil seit Inbetriebnahme der Anlage erreicht.

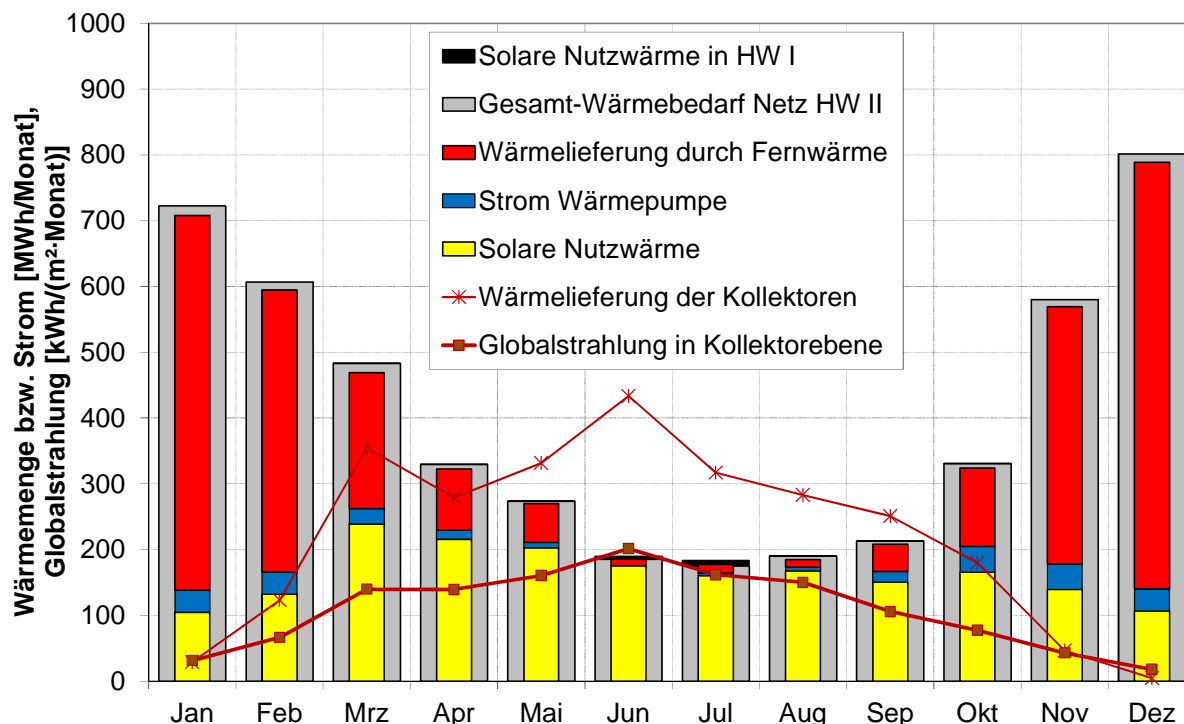


Abbildung 1-5: Wärmebilanz der solaren Nahwärmanlage Crailsheim für das Jahr 2014

Die Entladewärmemenge des EWS war im Jahr 2014 mit 312 MWh niedriger als in den Vorjahren (382 MWh und 386 MWh), da die Entladung Ende 2012 und Anfang 2013 noch von der Anfangsbeladung der vorherigen Jahre bis Herbst 2012, in denen keine nennenswerte Entladung stattfand, profitierte.

## 1.2.2 Erdsonden-Wärmespeicher

Die größte Abweichung der Wärmemengen gegenüber der Planung (siehe Tabelle 1-1) ist in der Be- und Entladewärmemenge des Erdsonden-Wärmespeichers (EWS) zu finden. Geplant waren eine jährliche Beladewärmemenge von 1.135 MWh und eine jährliche Entladewärmemenge von 830 MWh. Beide Werte wurden bisher in jedem Betriebsjahr deutlich unterschritten. Da der EWS Ende 2012 und Anfang 2013 zum ersten Mal entladen wurde kann erst ab frühestens Mitte 2013 von einem geregelten Betrieb ausgegangen werden. Da zuvor keine nennenswerte Entladung stattfand, wurde die Temperatur im EWS lediglich durch Wärmeverluste abgesenkt. Durch das daraus folgende vergleichsweise hohe Temperaturniveau im EWS wurde die Beladewärmemenge begrenzt. Für die im Vergleich zur Planung geringere Beladewärmemenge in den regulären Betriebsjahren 2013 und 2014 gibt es mehrere Gründe:

Ein Grund ist die geringere Beladeleistung im Vergleich zur Planung. Diese hat die Ursache zum einen darin, dass die ursprünglich mit 80 °C geplante maximale Beladetemperatur auf 70 °C reduziert wurde, um die Langzeitbeständigkeit der Kunststoff-Sondenrohre zu erhöhen. Zum anderen wurden statt 120 nur 80 Erdwärmesonden verbaut.

Ein weiterer Grund ist die Tatsache, dass in den jeweiligen Vorjahren nicht auf die geplanten niedrigen Temperaturen entladen werden konnte. Geplant war für Anfang April eine über das gesamte Speichervolumen gemittelte Temperatur von 22 °C [2]. Erreicht wurden 2013 bis 2015 jeweils zwischen 30 °C und 31 °C. Die höheren Temperaturen wirken sich durch geringere treibende Temperaturdifferenzen negativ auf die Beladeleistung und zudem negativ auf die nutzbare Wärmekapazität des EWS aus.

Aufgrund des gegenüber der Planung erhöhten Wärmebedarfs des Netzes HW II und der damit verbundenen verstärkten direkten Nutzung von Solarwärme während der Sommermonate stand zudem weniger Wärme als ursprünglich geplant zur Beladung des EWS zur Verfügung.

Für die geringere Entladewärmemenge sind ebenfalls mehrere Gründe aufzuführen: Die Entladewärmemenge ist zunächst durch die geringe Beladewärmemenge und das damit verbundene niedrigere Temperaturniveau des EWS begrenzt.

Dadurch, dass eine Wärmepumpe mit verringerter Leistung gegenüber der Planung verbaut wurde, welche den Pufferspeicher nicht auf die geplant niedrigen Temperaturen bringen kann, sinkt die treibende Temperaturdifferenz zwischen Wärmeträgerfluid in den Erdwärmesonden und dem umliegenden Untergrund und damit die Entladeleistung des EWS.

Die gemessene Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung des EWS (siehe [1]) ist mit stark schwankenden Werten zwischen 0,4 W/(m·K) und 2 W/(m·K) um Faktor 5 bis

25 höher als geplant. Dadurch wird mehr Wärme an die Umgebung abgegeben und steht somit nicht mehr zur Entladung zur Verfügung. Die Wärmeverluste sind mit ca. 1 K/Monat (gemessen in der Speichermitte in 30 m Tiefe in der Stillstandsphase zwischen 01.10.2010 und 01.04.2011) dennoch als gering einzuschätzen [1].

In Abbildung 1-6 ist der Temperaturverlauf in 30 m Tiefe des EWS seit Beginn des Betriebs zu sehen. Abbildung 1-7 zeigt, neben einigen charakteristischen Temperaturen des EWS, monatlich aufgelöst die Be- und Entladewärmemengen seit 2010. Abbildung 1-8 zeigt die Lage der Temperaturmesslanzen im und um den EWS. Bis Anfang 2012 wurde der EWS ausschließlich beladen. Ende 2012 startete der erste vollständige Entladezyklus. Bereits in den zwei darauf folgenden Jahren lässt die Temperaturentwicklung erkennen, dass ein eingeschwungener Zustand erreicht wurde. Aus den oben genannten Gründen konnten allerdings nicht die gewünschten Temperaturniveaus erreicht werden und damit konnte nicht die gewünschte Wärmekapazität des EWS genutzt werden. Der genannte eingeschwungene Zustand ist bis zu den ca. 20 m von der Speichermitte entfernten Temperaturmesslanzen M41 und M42 zu beobachten. Die 30 m entfernten Temperaturmesslanzen M51, M52 und Bohrpunkt C (letzterer in 80 m Tiefe) zeigen seit dem Beginn der Beladung einen Anstieg der Temperatur von ca. 12 °C auf ca. 18 °C beziehungsweise 19 °C. Die 100 m vom Speicherzentrum entfernte Grundwassermessstelle GWM1 bleibt vom Temperaturanstieg des EWS unbeeinflusst.

Ab 2013 ist eine Beladung des EWS auf das ursprünglich geplante, über das gesamte Volumen des EWS gemittelte, maximale Temperaturniveau von 53 °C aus den oben genannten Gründen nicht möglich. Ebenso konnte der EWS aus den oben genannten Gründen nicht auf das geplante, über das gesamte Volumen des EWS gemittelte, minimale Temperaturniveau von 22 °C entladen werden. Von Mitte 2012 bis Mitte 2015 lagen die gemittelten Maximaltemperaturen bei 47,9 °C, 40,8 °C und 41,3 °C und die Minimaltemperaturen bei 30 °C, 29,9 °C und 30 °C. Die durchschnittliche Temperaturdifferenz zwischen Maximal- und Minimaltemperatur lag real also bei 13,4 K und damit um 17,6 K unterhalb des geplanten Wertes. Das bedeutet, dass eine um Faktor 2,3 größere Temperaturdifferenz geplant war als erreicht werden konnte. Die durchschnittliche jährliche Entladewärmemenge zwischen 2012 und 2015 betrug 360 MWh. Bei Erreichen der ursprünglich geplanten Maximal- und Minimaltemperaturen, wäre demnach eine durchschnittliche Entladewärmemenge von ca.  $2,3 \cdot 360 \text{ MWh} = 828 \text{ MWh}$  möglich, was recht genau dem geplanten Wert von 830 MWh entspricht. Die Wärmekapazität des EWS ist demnach ausreichend und die Be- und Entladewärmemengen werden lediglich durch den von der Planung abweichenden Betrieb und die geringere Sondenanzahl begrenzt.

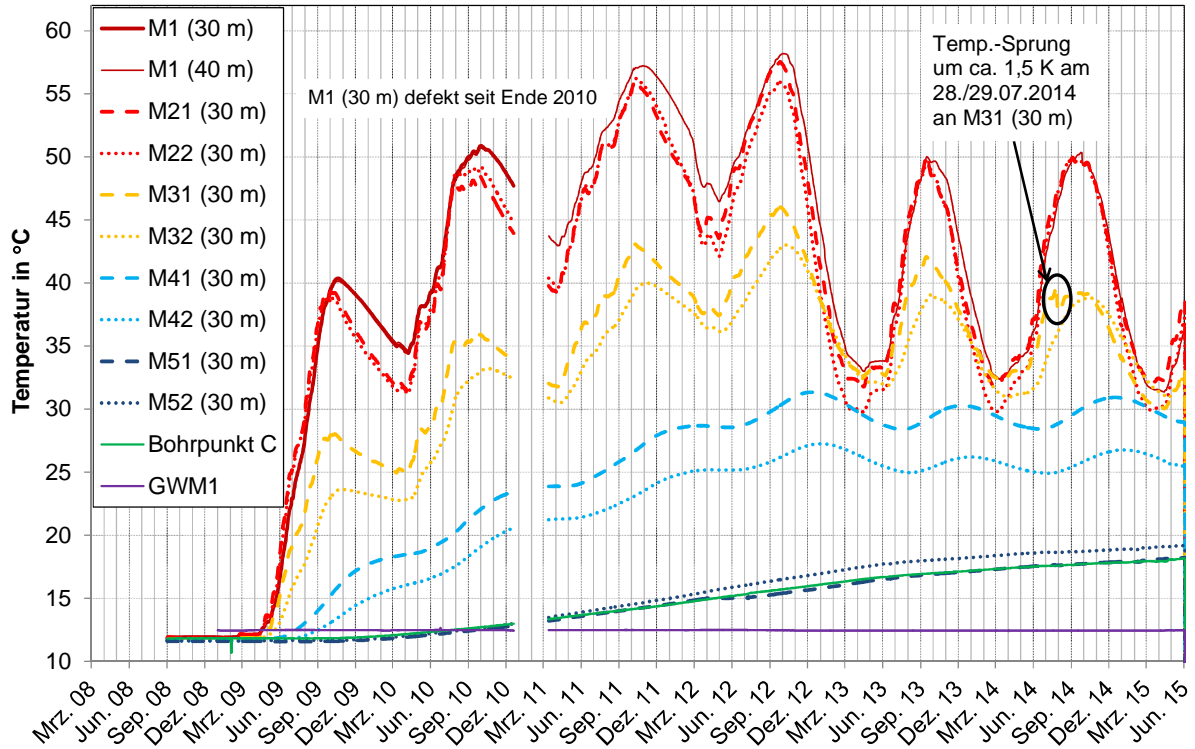


Abbildung 1-6: Temperaturen im und um den Erdsonden-Wärmespeicher seit Inbetriebnahme

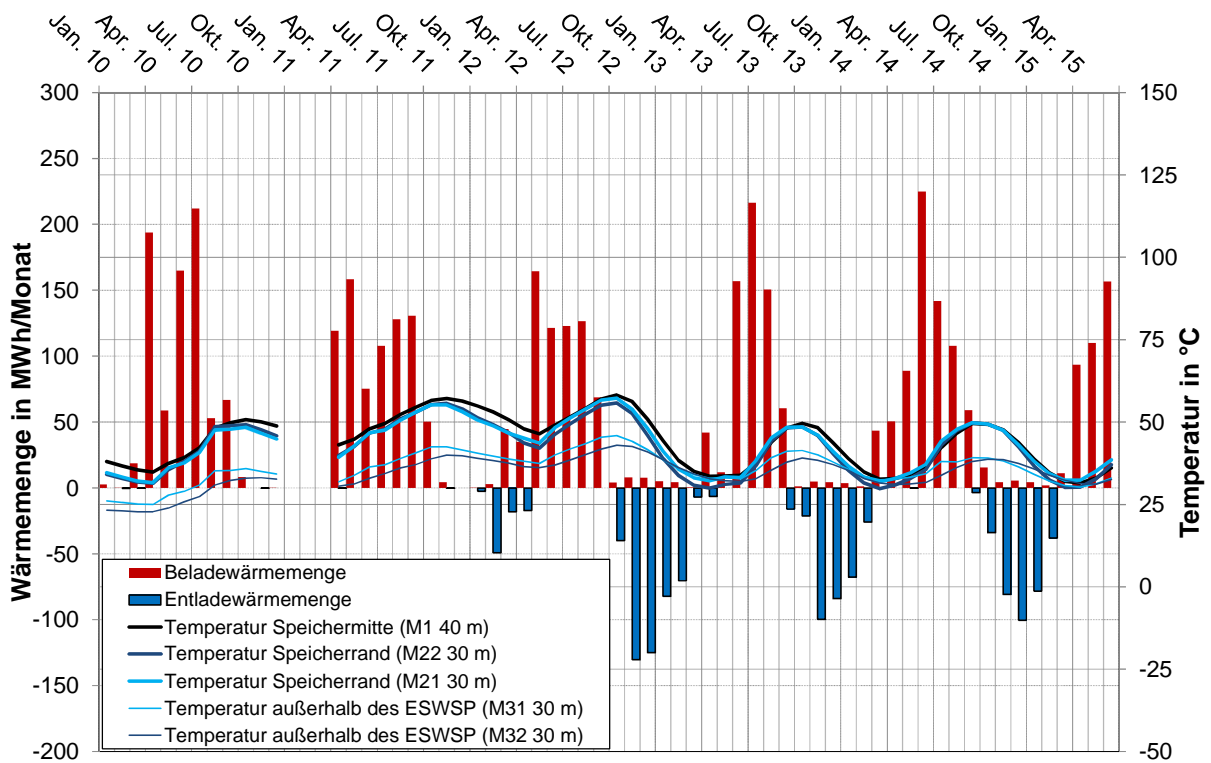
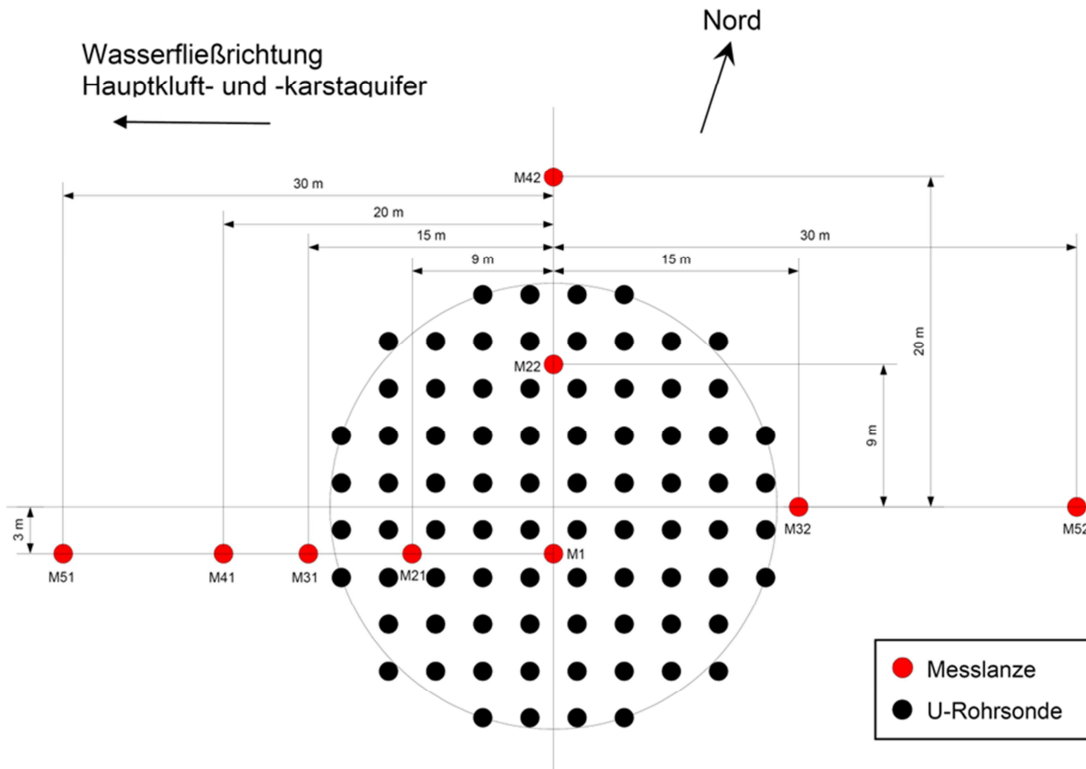


Abbildung 1-7: Monatliche Be- und Entladewärmemengen und Temperaturen im und um den Erdsonden-Wärmespeicher



**Abbildung 1-8: Lage der Temperaturmesslanzen im und um den EWS**

Eine Entladung des EWS fand in den Jahren 2013 bis 2015 bis in den Februar hinein statt. Wäre eine größere Entladeleistung des EWS möglich, könnte dieser bereits bis Dezember vollständig entladen sein, wodurch die Wärmeverluste deutlich verringert und damit der Speichernutzungsgrad erhöht werden könnten. Geplant war ein Speichernutzungsgrad von 73 %. Im Jahr 2014 wurde ein Speichernutzungsgrad von 41,8 % erreicht. Das Jahr 2014 ist das einzige Jahr während des Anlagenmonitorings im Projektzeitraum, das als vollständig im eingeschwungenen Zustand gewertet werden kann.

Der Temperatursensor in 30 m Tiefe der Messlanze M1 ist seit Ende 2010 defekt. Ab diesem Zeitpunkt wird in Abbildung 1-6 der Temperatursensor in 40 m Tiefe dargestellt. Bei der Messlanze M31 kam es zu mehreren Messfehlern oder Ausfällen der Temperatursensoren. Der Sensor in 40 m Tiefe ist seit Mitte 2012 ausgefallen. Der Sensor in 30 m Tiefe zeigt ab Ende Juli 2014 einen plötzlichen Temperatursprung um ca. -1,5 K und der Sensor in 20 m Tiefe zeigt ab Mitte November 2014 einen Temperatursprung um ca. -3 K. Beide Temperatursprünge können nur auf Sensordefekte zurückzuführen sein.

### 1.2.3 Wärmepumpe

Die Wärmepumpe erreichte im Jahr 2013 eine Jahresarbeitszahl von 4,8. Im Jahr 2014 lag diese bei 4,6. Die Wärmepumpe hat mit  $80 \text{ kW}_{\text{el}}$  eine gegenüber der Planung mit  $258 \text{ kW}_{\text{el}}$  geringere Nennleistung. Diese ist nicht in der Lage die Temperatur des Pufferspeichers 2 im unteren Bereich auf die geplanten  $10 \text{ °C}$  abzukühlen um den EWS effektiv entladen zu können. Neben der zu geringen Leistung ist dies auch darauf zurückzuführen, dass die minimale Verdampfeintrittstemperatur durch das verwendete Kältemittel auf  $15 \text{ °C}$  begrenzt ist. Durch den Eintrag von Wärme des EWS und der Kollektoren in den Pufferspeicher 2 konnte die Verdampfeintrittstemperatur während der Projektlaufzeit jedoch ohnehin nie Temperaturen unterhalb von  $20 \text{ °C}$  erreichen. Auch während der Sommermonate macht sich die reduzierte Leistung zum Teil negativ bemerkbar, da der Pufferspeicher 2 weder durch den EWS noch durch die Wärmepumpe jederzeit in den Nachtstunden ausreichend abgekühlt werden kann. Dies hat zur Folge, dass zur Stagnationsvermeidung Wärme in das Fernwärmenetz HW I abgeführt werden muss und teilweise auch nachts über die Kollektoren an die Umgebung rückgekühlt werden muss.

Zudem ist die Regelstrategie der Wärmepumpe nicht optimal umgesetzt. Im Winter kommt es zu Zeiten in denen die Kollektoren keine Wärme liefern zu folgendem Betriebsverhalten: Die Wärmepumpe liefert einen Volumenstrom von ca.  $10 \text{ m}^3/\text{h}$  mit Temperaturen zwischen  $65$  und  $75 \text{ °C}$  in den Pufferspeicher 1. Gleichzeitig wird dem Pufferspeicher 1 ein Volumenstrom von ca.  $30 \text{ m}^3/\text{h}$  entnommen, über welchen Wärme an das Nahwärmenetz geliefert wird, wobei nur bei Temperaturen um ca.  $50 \text{ °C}$  Wärme entnommen wird. Durch den dreifach höheren Volumenstrom im Vergleich zu dem der Wärmepumpe wird die von der Wärmepumpe gelieferte Temperatur im Pufferspeicher 1 deutlich heruntergemischt. Es wäre daher sinnvoll, die Kondensator-Vorlauftemperatur im Winter auf tiefere Temperaturen (ca.  $55 \text{ °C}$ ) zu regeln, um eine höhere Leistungszahl (COP) zu erhalten und damit Strom zu sparen. Allerdings lässt sich diese Kondensator-Vorlauftemperatur nach Auskunft des Wärmepumpenherstellers nur auf Temperaturen zwischen  $65 \text{ °C}$  und  $75 \text{ °C}$  einstellen. In Kapitel 3.1 wird dieses Betriebsverhalten anhand von Abbildung 3-7 näher erläutert.

Im Dezember 2013 wurde ein neues Expansionsventil mit größerem Nenndurchmesser installiert, um am Verdampfer einen größeren Volumenstrom des Kältemittels erreichen zu können. Damit wurde erhofft eine erhöhte thermische Leistung der Wärmepumpe zu erzielen. Diese wurde auf  $480 \text{ kW}_{\text{th}}$  ausgelegt, erreichte jedoch bisher nur Werte bis ca.  $400 \text{ kW}_{\text{th}}$ . Um eventuelle Änderungen im Betriebsverhalten zu erkennen, wurden der COP und die Kondensatorleistung für verschiedene Kondensatoraustrittstemperaturen über der Verdampfeintritts-

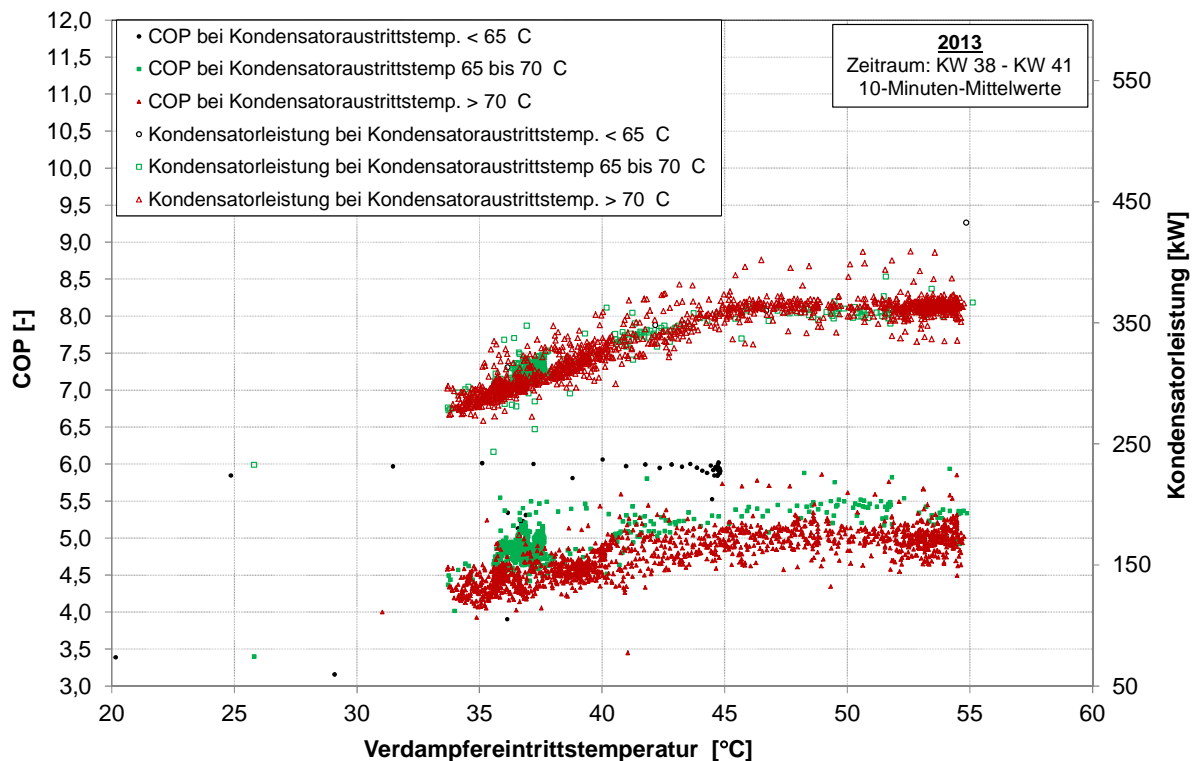


temperatur für einen Zeitraum vor und nach dem Umbau aufgetragen (siehe Abbildung 1-9 und Abbildung 1-10).

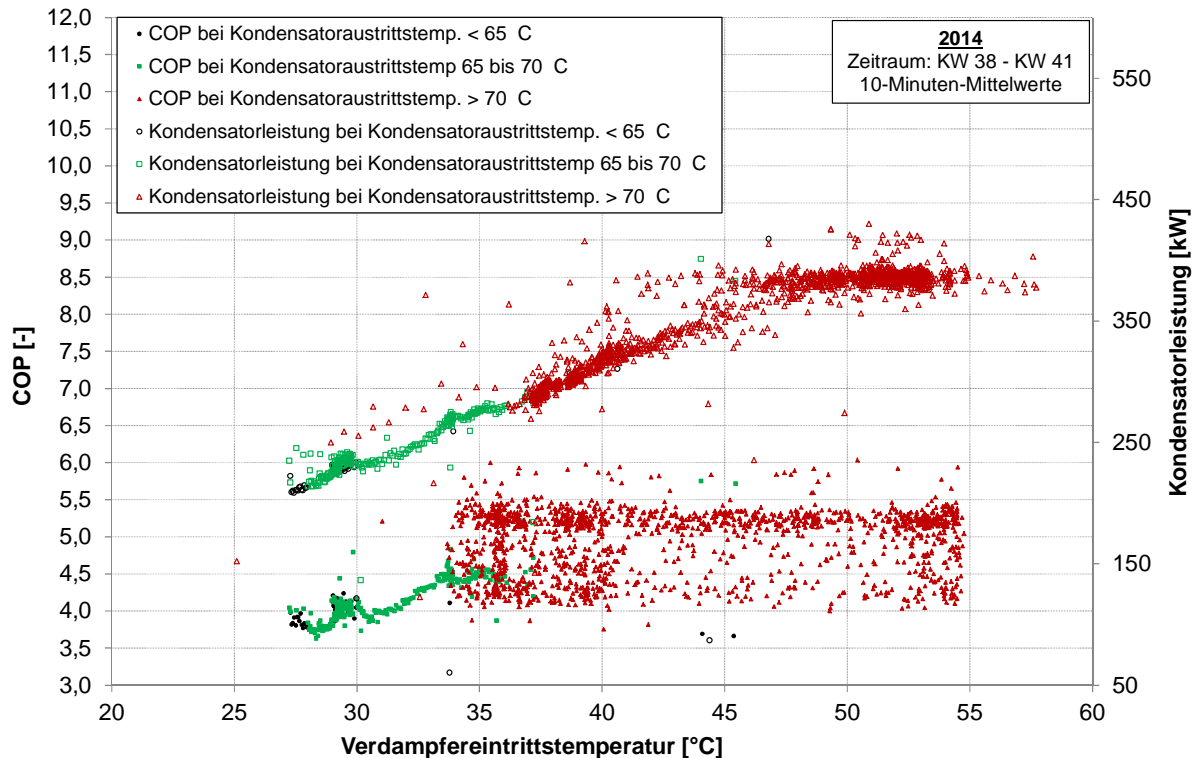
Aufgrund von unterschiedlichen Randbedingungen kam es im betrachteten Zeitraum 2014 zu Verdampfeintrittstemperaturen  $< 35\text{ °C}$ , die im gleichen Zeitraum 2013 kaum auftraten. Vergleichen lassen sich daher die Messpunkte ab ca.  $35\text{ °C}$  Verdampfeintrittstemperatur.

Während im Betrachtungszeitraum im Jahr 2013 vor dem Austausch des Expansionsventils auch bei Verdampfeintrittstemperaturen über  $35\text{ °C}$  Kondensatoraustrittstemperaturen  $< 70\text{ °C}$  zu erkennen sind, traten diese 2014 nach dem Austausch des Expansionsventils nur noch selten auf.

Im Betrachtungszeitraum 2014 sind die COP-Werte bei Verdampfeintrittstemperaturen  $> 35\text{ °C}$  trotz stärkerer Streuung nahezu unabhängig von der Verdampfeintrittstemperatur, während 2013 noch ein Anstieg des COP zu erkennen ist. Im Mittel werden in beiden Betrachtungszeiträumen jedoch in etwa die gleichen Arbeitszahlen erreicht.



**Abbildung 1-9: Wärmepumpenbetrieb von KW 38 - KW 41 2013 - vor dem Austausch des Expansionsventils**



**Abbildung 1-10: Wärmepumpenbetrieb von KW 38 - KW 41 2014 - nach dem Austausch des Expansionsventils**

Die mittlere Kondensatorleistung liegt im Betrachtungszeitraum 2014 bei Verdampfereintrittstemperaturen  $> 45\text{ °C}$  mit ca.  $380\text{ kWh}_{\text{th}}$  leicht über der im Jahr 2013 mit  $360\text{ kWh}_{\text{th}}$ , wohingegen die Kondensatorleistung 2014 mit geringeren Verdampfereintrittstemperaturen etwas stärker abnimmt als 2013.

Eine tieferegehende Bewertung und Analyse des Betriebsverhaltens der Wärmepumpe ist in Kapitel 3.1 beschrieben.

#### 1.2.4 Kollektorfelder

Ab Mitte Mai 2012 wurde das Kollektorfeld 4 von Wall Ost wegen Undichtigkeiten außer Betrieb genommen. Damit wurde die genutzte Kollektorfläche von  $7410\text{ m}^2$  auf  $7164\text{ m}^2$  reduziert, was dazu beitrug, dass die geplante solare Nutzwärme in den Jahren 2012 bis 2014 nicht ganz erreicht werden konnte. Die Wärmelieferung der Kollektoren war dennoch zum Teil besser als in den Simulationen vorausgesagt – trotz der höheren Kollektorrücklauftemperaturen, bedingt durch z. B. höhere Netzzücklauftemperaturen (siehe Kapitel 1.2.6) und eine geringere Beladeleistung des EWS als geplant, was zu höheren Temperaturen im unteren Bereich der Pufferspeicher führte.

In den Simulationsstudien zur Auslegung der Anlage wurde ein spezifischer Kollektorsertrag von 351,5 kWh/(m<sup>2</sup>·a) vorausgerechnet. Dieser lag im Jahr 2013 bei 323,7 kWh/(m<sup>2</sup>·a), was an der in diesem Jahr unterdurchschnittlichen solaren Einstrahlung lag, und bei 367,3 kWh/(m<sup>2</sup>·a) im Jahr 2014. 2012 wurde sogar ein Wert von 378,1 kWh/(m<sup>2</sup>·a) erreicht. Insgesamt kann der Kollektorbetrieb und der Solarertrag als zufriedenstellend bezeichnet werden. An der Regelung und dem Betrieb der Kollektorfelder selbst ist keine nennenswerte Optimierung nötig.

Um den angestrebten solaren Deckungsanteil von 51 % trotz des gesteigerten Wärmebedarfs durch Gebäudezubau zu erreichen, wäre jedoch ein deutlich höherer Kollektorsertrag erforderlich, der z. B. durch den Ausbau der Kollektorfläche oder den Austausch der bestehenden Kollektoren durch effizientere Kollektoren erreicht werden kann.

### 1.2.5 Pufferspeicher

Die Wärmeabfuhr in das Fernwärmenetz HW I und die teilweise notwendige nächtliche Abfuhr von Wärme aus den Pufferspeichern über die Kollektorfelder als Stagnationsschutz der Kollektoren, ist zu geringen Teilen auch auf die kleinere Ausführung des Pufferspeichers 2 zurückzuführen. Dieser befindet sich durch die kleinere Ausführung im Mittel auf einem höheren Temperaturniveau als geplant, was auch zu einer geringeren Entladeleistung des EWS führt (siehe Kapitel 1.2.2).

Um Wärme aus dem saisonalen Anlagenteil in das Nahwärmenetz zu bringen sind die entsprechenden Rohrleitungen vorhanden, um Wärme von Pufferspeicher 2 (PS2) in Pufferspeicher 1 (PS1) umzuschichten. Ebenso kann als Stagnationsschutz Wärme von PS1 in den PS2 transferiert werden. Allerdings war diese Möglichkeit gemäß der ursprünglichen Planung lediglich für Ausnahmen vorgesehen, da die Kollektoren des Anlagenteil 1 durch die Auslegung auf eine Maximalleistung unterhalb der Grundlast des Nahwärmenetzes nie in Stagnation gehen sollten. Stagnation tritt allerdings aufgrund der im Vergleich zu den Planungswerten gering dimensionierten Komponenten Wärmepumpe, EWS und PS2 dennoch auf. So kam es an einigen Tagen mit hoher solarer Einstrahlung zu häufigen Wärmetransfers von PS1 zu PS2. Wie bereits im Jahr 2012 beobachtet und in [1] beschrieben, wurde dabei an einigen Tagen wenige Stunden nach dem Transfer von PS2 zu PS1 rücktransferiert (PS1 zu PS2). Ein solches Verhalten kann exemplarisch für die Woche vom 9. Juli bis zum 16. Juli 2014 in Abbildung 1-11 beobachtet werden. Zu sehen sind darin die Temperaturen des PS1 in verschiedenen Höhen sowie die Volumenströme durch diesen Pufferspeicher („V\_...“; „V\_SWT sek“ ist der Volumenstrom zur Beladung des PS1 von den Solarkollektoren des Anlagenteil 1). Die wechselnden Transfers führen zu Wärmeverlusten über die ca. 300 m lange

Rohrleitung und zu einer unerwünschten Durchmischung der Pufferspeicher. Durch diese Durchmischung erhöht sich die Temperatur im unteren Teil der Pufferspeicher, was zu einer Verringerung der Effizienz des Kollektorbetriebs führt und die Problematik der Stagnation verstärken kann.

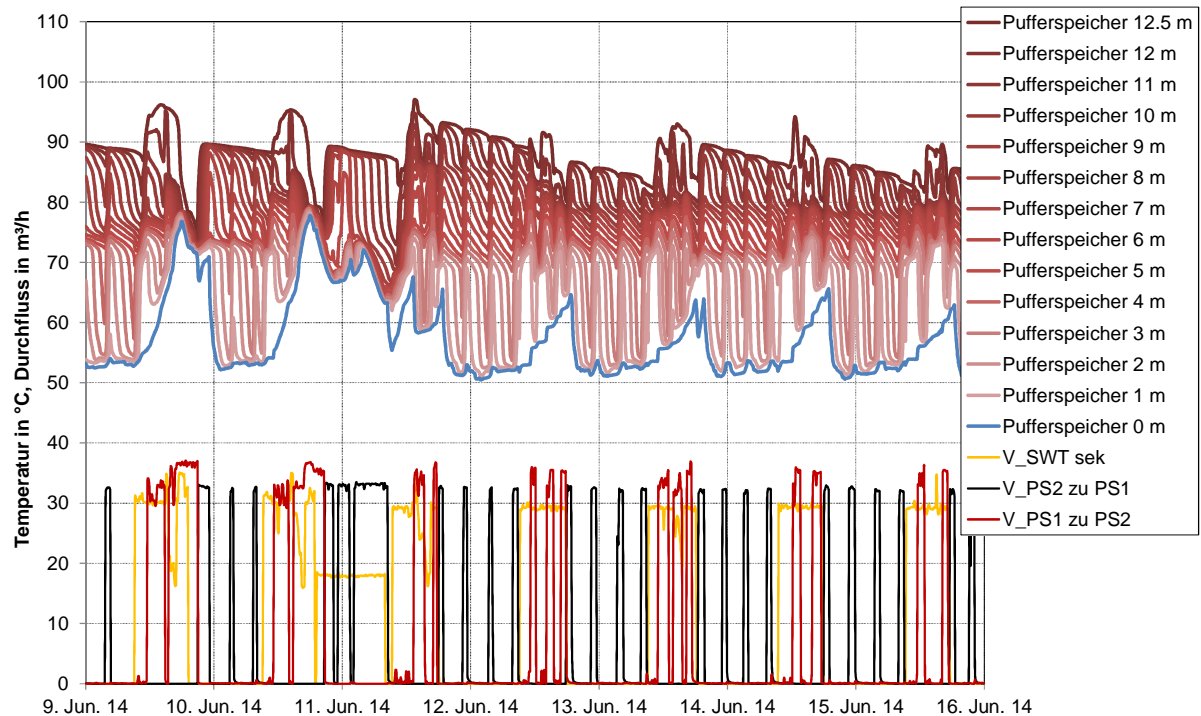
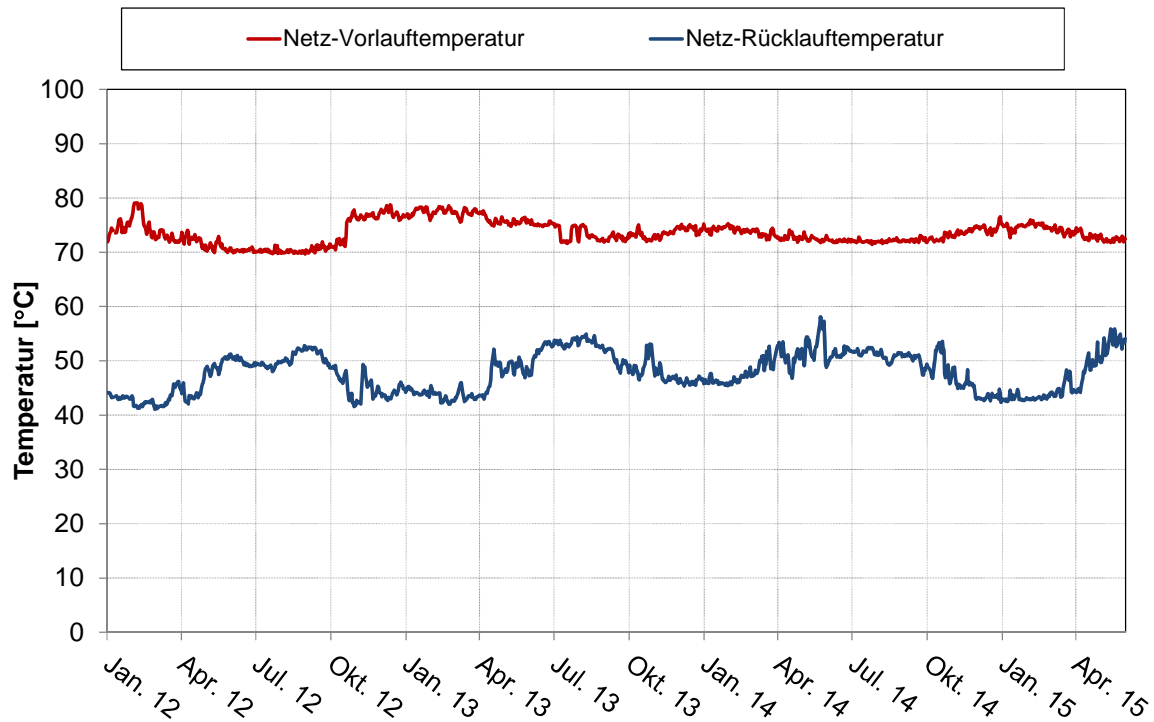


Abbildung 1-11: Temperaturen und Volumenströme im Pufferspeicher 1 in KW 24 im Jahr 2014

### 1.2.6 Nahwärmenetz

Wie in Abbildung 1-12 zu erkennen ist, konnten in den Jahren von 2012 bis Ende Mai 2015 die Netztemperaturen nicht auf die geplanten Werte von 65 °C Vorlauftemperatur und 35 °C Rücklauftemperatur abgesenkt werden. Um die Versorgung aller am Netz angeschlossenen Häuser und den Schutz vor Legionellen zu gewährleisten, musste die Vorlauftemperatur auf im zeitlichen Mittel des betrachteten Zeitraums 73,6 °C angehoben werden. Die hohen Rücklauftemperaturen von im zeitlichen Mittel des betrachteten Zeitraums 47,8 °C werden von den Stadtwerken mit dem Betrieb von Bauheizungen der zugebauten Häuser begründet.



**Abbildung 1-12: Netztemperaturen des Nahwärmenetzes Crailsheim 2012 - Mai 2015**

Die erhöhten Netztemperaturen haben höhere Wärmeverluste des Netzes zur Folge und damit einen höheren Wärmebedarf. Durch die hohen Netzurücklauftemperaturen ergeben sich insbesondere für die Kollektoren effizienz-mindernde Bedingungen, da diese bei geringeren Eintrittstemperaturen eine höhere Effizienz besitzen. Auch die Wärmepumpe könnte effizienter betrieben werden, wenn durch eine geringere Netzvorlauftemperatur eine geringere Kondensatoraustrittstemperatur ausreichend wäre. Da die Maximaltemperatur sämtlicher im System angeschlossener Wärmespeicher begrenzt ist, kann durch geringere Netztemperaturen vor allem die nutzbare Wärmekapazität der Wärmespeicher erhöht werden.

Sobald der Gebäudeausbau beendet ist und keine Bauheizungen mehr betrieben werden müssen, können von den Stadtwerken die Wärmeübergabestationen derart eingestellt werden, dass eine geringere Rücklauftemperatur möglich ist. Dadurch wird eine Steigerung der Effizienz erwartet (siehe Kapitel 1.3.2.2).

### 1.2.7 Fazit der Betriebsergebnisse

Die solare Nahwärmeversorgung in ihrem aktuellen Ausbauzustand weist unter Berücksichtigung ihrer technischen Grenzen ein sehr gutes Betriebsverhalten auf. So konnte im Jahr 2014 97 % der geplanten solaren Nutzwärmemenge erzielt werden. Dennoch konnte durch die wissenschaftlich-technische Begleitung

Verbesserungspotential identifiziert werden: Die solare Nahwärmeversorgung wurde dimensioniert und geplant für den ersten Bauabschnitt des Netzes „Hirtenwiesen II“. Es sind jedoch bereits zahlreiche Gebäude des zweiten und dritten Bauabschnittes an das Nahwärmenetz angeschlossen, so dass der Wärmebedarf des Nahwärmenetzes den Planungswert bereits um bis zu 27 % überstiegen hat. In den kommenden Jahren ist mit einer weiteren Zunahme der Überschreitung auf bis zu 80 % zu rechnen. Durch den hohen Wärmebedarf des Nahwärmenetzes und der damit verbundenen hohen Direktnutzung an Solarwärme im Sommer, durch die mit 80 Erdwärmesonden geringere Sondenanzahl gegenüber den 120 ursprünglich geplanten, sowie die auf 70 °C reduzierte maximale Beladetemperatur des EWS wird dieser gegenwärtig geringer als geplant beladen. Die aktuell installierte Wärmepumpe ist für die hohe Wärmelast des Nahwärmenetzes zu leistungsschwach und entlädt den EWS im Winter geringer als geplant. Das Potential der saisonalen Wärmespeicherung bleibt somit zu großen Teilen ungenutzt.

### **1.3 Simulation des Anlagenbetriebs**

Um Verbesserungspotentiale aufdecken und quantifizieren zu können, wurde mit Beitrag von [3] ein Simulationsmodell der realisierten solaren Nahwärmeanlage in Crailsheim mit dem Simulationsprogramm TRNSYS erstellt. Zunächst wurden die Parameter des Simulationsmodells an Messdaten des Jahres 2012 gefittet. Daraufhin wurden die Auswirkungen verschiedener Regelungsanpassungen anhand von Simulationen quantifiziert.

#### **1.3.1 Erstellung und Validierung des Simulationsmodells**

Das Simulationsmodell wurde in drei Schritten erstellt:

- 1) Parametrisierung, Fit und Validierung der Hauptkomponenten in einzelnen TRNSYS-Simulationen auf Basis von gemessenen Ein- und Austrittstemperaturen und Volumenströmen.
- 2) Verschaltung aller Komponenten zu einem Gesamtmodell der Anlage
- 3) Anpassung der realisierten Regelung

Als Eingangsdaten, zum Fit und zur Validierung wurden die Messdaten des Jahres 2012 verwendet.

### **1.3.1.1 Modellierung des Erdsonden-Wärmespeichers**

Zur Abbildung des Erdsonden-Wärmespeichers (EWS) wurde als Modell der „TRNSBM-Type“ („Superposition Borehole Model for TRNSYS“, TRNSYS-Type 346) verwendet. Dieses Modell ermöglicht es, die exakte Sondenanordnung und deren hydraulische Verschaltung im Modell zu implementieren. Darüber hinaus lassen sich dreidimensionale Temperaturprofile des Erdreichs speichern, die in nachfolgenden Simulationen wieder als Startprofil eingelesen werden können. Das Modell basiert auf dem „Superposition Borehole Model“ von Eskilson [4], das 1996 in einem TRNSYS-Type umgesetzt [5] und zuletzt 2014 überarbeitet wurde [6].

Der EWS wurde von 2009 bis 2011 über die Solarkollektoren beladen. Dieser Zeitraum wurde zunächst nachsimuliert, um ein Startprofil der Untergrundtemperaturen für das Validierungsjahr 2012 zu erzeugen. Anschließend wurde die endgültige Parametrisierung mit Hilfe der Messdaten von 2012 festgelegt. Zur Validierung der Parameter wurden zusätzlich zu den Be- und Entladewärmemengen auch die Untergrundtemperaturen im Speicher herangezogen, da diese zur späteren Regelung genutzt wurden.

### **1.3.1.2 Modellierung der Pufferspeicher**

Beide Pufferspeicher wurden mit dem „MULTIPOINT Store-Model“ (TRNSYS-Type 340) simuliert [7]. Dieses Modell bildet im Wesentlichen einen ideal schichtenden Pufferspeicher ab, der vertikal in eine endliche Anzahl gleich großer Volumenelemente, sogenannter Knoten, eingeteilt ist, die alle in sich gleichmäßig durchmischen sind. Für die hier vorgesehene Anwendung ist entscheidend, dass das Speichermodell die Implementierung von jeweils bis zu zehn direkten Ein- und Auslässen ermöglicht. Diese Ein- und Auslässe sind paarweise in sogenannten „double ports“ (dp) zusammengefasst, d. h. der Massenstrom am Auslass ist identisch mit dem am gekoppelten Einlass. Für jeden double port kann darüber hinaus separat festgelegt werden, ob der Eintrittsmassenstrom ideal eingeschichtet werden soll. Auf diese Weise können auch die passiven Schichtbeladesysteme der beiden Pufferspeicher modelliert werden.

### **1.3.1.3 Modellierung der Kollektorfelder**

Zur Modellierung der Kollektorfelder wurde der TRNSYS-Type 301 verwendet. Dieses „Matched Flow Collector Model“ [8] bildet auch transiente Wärmetransportvorgänge ab, da es die Wärmekapazität des Kollektors und des Wärmeträgermediums sowie die Verweildauer des Fluids im Kollektor berücksichtigt.

Die Kollektoren sind in drei Gruppen eingeteilt: die Gebäudekollektoren, die Kollektoren auf dem Wall West und die Kollektoren auf dem Wall Ost. Die Kollektorguppen umfassen teilweise verschiedene Kollektortypen und sind in sich jeweils in mehrere Felder aufgeteilt.

Für die Parametrisierung dieser Kollektor-Modelle wurde eine umfangreiche Parameterstudie zu den unterschiedlichen verbauten Kollektoren in Crailsheim erstellt. Die Vorabparametrisierung der Studie wurde auf Basis von Herstellerangaben und Kollektorprüfberichten des ITW vorgenommen. Anschließend wurden die Neigung, der Azimut, die effektive Wärmekapazität und die Leistungskennwerte für die drei Kollektorguppen variiert.

#### **1.3.1.4 Modellierung der Wärmepumpe**

Die Wärmepumpe wurde durch den TRNSYS-Type 850 nachgebildet. Dabei handelt es sich um einen vom ITW intern genutzten Type, der auf ein Modell von Hornberger aus dem Jahr 1994 zurückgeht [9] und in der nachfolgenden Zeit mehrfach modifiziert wurde. Ein wichtiges Merkmal dieses Modells ist, dass der Wärmepumpenprozess auf Basis des Kältemittelkreislaufs und der Eigenschaften des Kältemittels berechnet wird. Seit der letzten Modifikation des Modells [10] kann auch das in der Wärmepumpe von Crailsheim verwendete Kältemittel R227ea modelliert werden.

Um die Größe und das Betriebsverhalten der Wärmepumpe in Crailsheim auf das Modell zu übertragen, wurde der dafür vorgesehene Skalierungsfaktor und das Wärmeübertragungsvermögen von Verdampfer und Kondensator in einer Variantenstudie mit Messwerten abgeglichen.

#### **1.3.1.5 Validierung des Gesamt-Simulationsmodells**

Nachdem die Einzelkomponenten hydraulisch und regelungstechnisch verschaltet wurden, wurde das resultierende Gesamt-Simulationsmodell der solaren Nahwärmanlage an Messdaten des Jahres 2012 gefittet und validiert.

Dazu wurden zum einen die Energiebilanzabweichungen innerhalb der Simulation und zum anderen die Abweichungen zu den Messdaten beurteilt.

##### **1.3.1.5.1 Beschreibung und Bewertung der Energiebilanzabweichungen**

Zur Auswertung der Energiebilanzabweichungen wurde die Anlage in Teilsysteme untergliedert, siehe Abbildung 1-13. Die dargestellte Hydraulik ist vereinfacht und orientiert sich an der Implementierung in TRNSYS. Für jedes der fünf Teilsysteme und für die Gesamtanlage wurden eingetragene und ausgetragene Energiemengen



separat betrachtet. Tabelle 1-2 weist diese Energiemengen nach Komponenten unterteilt als Jahressummen aus und gibt die absoluten und relativen Abweichungen innerhalb der Bilanzsysteme an. Die Wärmespeicher befinden sich nicht in den Bilanzräumen. Für eine ausgeglichene Energiebilanz muss die Differenz zwischen Energieeintrag und Energieaustrag für jedes System Null ergeben.

Bei der Anlagensimulation treten in den Jahressummen nur sehr geringe Energiebilanzabweichungen von maximal 0,1 % auf. Die Untersuchung auf monatlicher Ebene ergab eine maximale Abweichung von 0,7 %. Die separate Betrachtung der Teilsysteme stellt gegenüber der alleinigen Betrachtung des Gesamtsystems sicher, dass sich mögliche Fehler nicht unbeachtet gegenseitig aufheben. Das erstellte Simulationsmodell weist somit eine gute Lösbarkeit und Rechengenauigkeit auf.

**Tabelle 1-2: Jährliche Energiebilanzabweichungen innerhalb des Simulationsmodells aufgeschlüsselt nach Teilsystemen**

Energiebilanzsysteme	Energieeintrag				Energieaustrag					$\Delta_{abs}$	$\Delta_{rel}$	
	MWh				MWh					MWh	%	
EWS PS2	EWS	PS2			EWS	PS2						
	382	698			698	383					-1	-0,1
PS2 Trans	PS2	Kol	SZWZ		PS2	WZSZ	Kol Pipe Loss					
	1424	1904	65		1776	1564	53				0	0,0
Trans PS1	WZSZ	PS1			SZWZ	Trans Pipe Loss	PS1					
	1751	98			65	170	1615				-1	0,0
PS1 VWÜ	PS1	Kol			PS1	Kol Pipe Loss	VWÜ					
	1891	895			416	23	2345				2	0,1
VWÜ NW	VWÜ	FW			HWII	HWI						
	2345	2621			4708	259					0	0,0
Gesamtanlage	EWS	Kol	WP	FW	EWS	WP	Pipe Loss	PS Loss	HWII + HWI			
	382	2799	949	2621	698	761	246	86	4966		-6	-0,1

**Trans:** Transfer; **Kol:** Kollektoren; **SZWZ:** Transfer von Solarzentrale zu Wallzentrale; **WZSZ:** Transfer von Wallzentrale zu Solarzentrale; **VWÜ:** Vorwärmeübertrager; **NW:** Nahwärme; **FW:** Fernwärme; **HWI:** Fernwärmenetz des Wohngebiets Hirtenwiesen I; **HWII:** Nahwärmenetz des Wohngebiets Hirtenwiesen II; **WP:** Wärmepumpe.

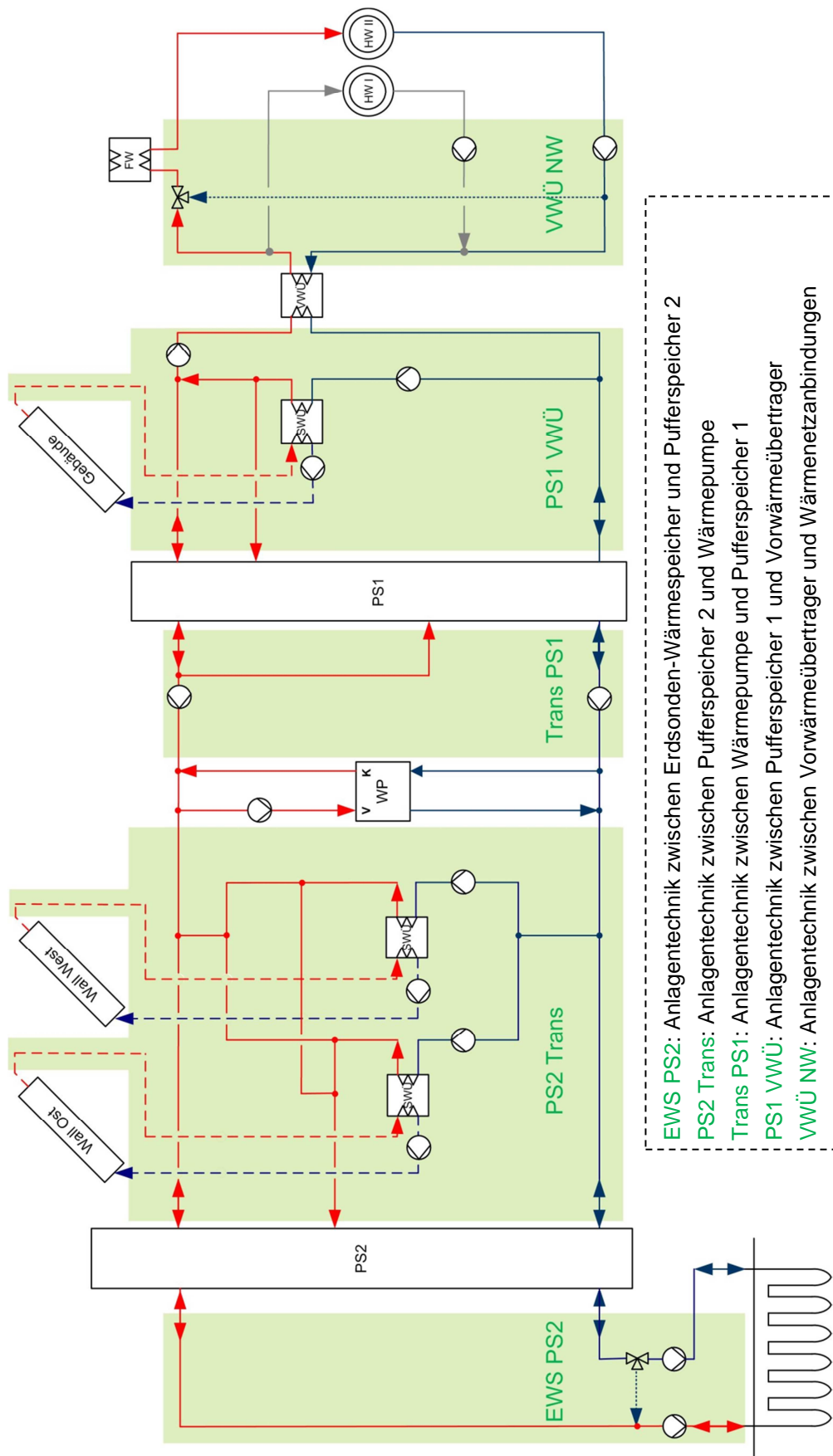


Abbildung 1-13: Teilsysteme (grün hinterlegt) zur Überprüfung der Energiebilanz innerhalb des Simulationsmodells

### 1.3.1.5.2 Beschreibung der Abweichungen zwischen Simulation und Messung

In Tabelle 1-3 sind die wichtigsten monatlichen Wärmemengen und Kenngrößen der Simulation und der Messung einander gegenübergestellt. Darüber hinaus sind der solare Deckungsanteil der Anlage ( $f_{sol}$ ), der Speichernutzungsgrad des EWS ( $\eta_{sto,EWS}$ ), die gesamte gelieferte solare Wärme ( $Q_{SWÜ,g,s}$ ), bei der die Wärmeverluste der Rohrleitungen zwischen den Kollektoren und den Heizzentralen bereits berücksichtigt sind, und die Wärmeverluste der Heizzentralen bis zum Vorwärmeübertrager (VWÜ; Wärmeübertrager zwischen Solaranlage und Nahwärmenetz) ( $Q_{Loss,Zentralen}$ ) aufgeführt. Letztere setzen sich aus den thermischen Verlusten der Pufferspeicher, der Transferleitungen und der Anlagentechnik in den Heizzentralen zusammen.

Der simulierte solare Deckungsanteil weist eine gute Übereinstimmung mit dem gemessenen auf, er ist um einen Prozentpunkt höher. Gleiches gilt für den Speichernutzungsgrad des EWS. Generell zeigen die simulierten Jahressummen der meisten Komponenten nur geringe Abweichungen gegenüber den gemessenen Werten. Eine Ausnahme bildet hier die Wärmepumpe. Die Abweichung der Jahressummen am Verdampfer und Kondensator sind hierbei auf die Unterschiede in den Sommermonaten zurückzuführen. In den Monaten Mai bis September ist die Wärmepumpe in der Simulation im Gegensatz zur Messung durchgehend außer Betrieb.

Tabelle 1-3: Vergleich der Ergebnisse aus der Anlagensimulation mit den Messdaten von 2012

	$f_{sol}$		$\eta_{sto,EWS}$		$Q_{SWÜ,s}$		$Q_{Loss,Zentralen}$	
	Mes	Sim	Mes	Sim	Mes	Sim	Mes	Sim
	%	%	%	%	MWh	MWh	MWh	MWh
Summe	39	40	54	55	2740	2723	320	250

	$Q_{EWS,Bel}$		$Q_{EWS,Ent}$		$Q_{SWÜW,s}$		$Q_{SWÜO,s}$		$Q_{WP,Verd}$		$Q_{WP,Kond}$		$\beta_{WP}$	
	Mes	Sim	Mes	Sim	Mes	Sim	Mes	Sim	Mes	Sim	Mes	Sim	Mes	Sim
	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	Mes	Sim
Januar	0	0	2	0	10	12	18	17	0	0	0	0	0,0	0,0
Februar	3	0	49	43	27	28	46	42	80	81	92	101	7,8	5,0
März	45	44	18	33	80	74	131	118	78	91	95	114	5,6	4,9
April	35	21	17	5	69	78	113	127	121	140	148	173	5,5	5,3
Mai	164	179	0	0	113	113	177	182	14	0	18	0	4,6	0,0
Juni	122	112	0	0	80	82	130	131	34	0	42	0	4,9	0,0
Juli	123	118	0	0	92	87	152	139	28	0	36	0	4,8	0,0
August	127	154	0	0	102	101	170	160	17	0	22	0	4,7	0,0
September	69	69	0	0	75	71	122	111	48	0	61	0	4,7	0,0
Oktober	4	1	40	55	38	41	63	63	135	124	166	151	5,3	5,5
November	8	0	130	131	21	17	36	26	199	178	244	220	5,3	5,2
Dezember	8	0	125	115	9	12	14	18	164	147	205	189	4,9	4,5
Summe	707	698	382	382	715	717	1171	1134	917	761	1129	949	5,3	5,0

	$Q_{Trans,WZSZ}$		$Q_{Trans,SZWZ}$		$Q_{SWÜG,s}$		$Q_{VWÜ,s}$		$Q_{HWII}$		$Q_{FW}$		$Q_{HWI}$	
	Mes	Sim	Mes	Sim	Mes	Sim	Mes	Sim	Mes	Sim	Mes	Sim	Mes	Sim
	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh	MWh
Januar	25	20	0	0	15	17	37	33	576	645	541	612	0	0
Februar	137	126	0	0	33	36	157	158	796	727	643	568	0	0
März	195	192	22	9	104	86	263	265	401	458	133	193	0	0
April	187	193	13	8	79	76	240	255	377	396	133	141	0	0
Mai	121	119	45	26	143	144	191	232	198	191	19	22	21	63
Juni	121	86	45	13	95	101	157	171	136	150	4	23	29	43
Juli	37	108	9	11	114	114	184	209	148	185	6	26	44	49
August	139	105	18	22	125	135	236	214	149	152	4	9	94	71
September	149	101	8	9	88	94	220	181	173	187	12	36	61	30
Oktober	169	178	0	0	35	43	197	218	285	359	83	144	5	3
November	232	210	1	0	19	16	242	224	712	548	455	324	0	0
Dezember	187	179	1	0	5	11	184	186	749	710	548	524	0	0
Summe	1697	1615	160	98	854	872	2307	2345	4701	4708	2580	2621	255	259

$f_{sol}$ : solarer Deckungsanteil;  $\eta_{sto,EWS}$ : Speichernutzungsgrad;  $Q_{SWÜ,g,s}$ : Gesamt gelieferte solare Wärme in HW II;  $Q_{Loss,Zentralen}$ : Wärmeverluste der Heizzentralen bis zum VWÜ; **Mes**: Messwerte; **Sim**: Simulationsergebnisse;  $Q_{EWS,Bel}$ : Beladewärmemenge des Erdsonden-Wärmespeichers;  $Q_{EWS,Ent}$ : Entladewärmemenge des Erdsonden-Wärmespeichers;  $Q_{SWÜW,s}$ : Wärmeertrag der Kollektorfelder auf Wall West;  $Q_{SWÜO,s}$ : Wärmeertrag der Kollektorfelder auf Wall Ost;  $Q_{WP,Verd}$ : Vom Verdampfer der Wärmepumpe aufgenommene Wärmemenge;  $Q_{WP,Kond}$ : Vom Kondensator der Wärmepumpe abgegebene Wärmemenge;  $\beta_{WP}$ : Arbeitszahl der Wärmepumpe;  $Q_{Trans,WZSZ}$ : Transfer-Wärmemenge von Wallzentrale zu Solarzentrale;  $Q_{Trans,SZWZ}$ : Transfer-Wärmemenge von Solarzentrale zu Wallzentrale;  $Q_{SWÜG,s}$ : Wärmeertrag der Kollektorfelder auf den Gebäuden;  $Q_{VWÜ,s}$ : Vom Vorwärmeübertrager transferierte Wärmemenge;  $Q_{HWII}$ : Wärmelieferung gesamt in das Nahwärmenetz Hirtenwiesen II;  $Q_{FW}$ : Zur Nachheizung verwendete Fernwärme aus dem Fernwärmenetz Hirtenwiesen I.  $Q_{HWI}$ : Wärmelieferung aus der solaren Nahwärmanlage an das Fernwärmenetz HWI.

Eine mögliche Ursache hierfür sind höhere simulierte Temperaturen im Pufferspeicher 2 während dieser Monate, welche aus der nächtlichen Wärmeabfuhr

über die Kollektoren resultieren. Diese Wärmeabfuhr konnte nicht in das Simulationsmodell implementiert werden, da diese im realen Betrieb manuell eingestellt wird. Darüber hinaus sind Abweichungen in der Regelung der Wärmepumpe möglich, da über das Jahr 2012 hinweg einzelne Parameter der Anlagenregelung variiert wurden. Neben den Wärmemengenabweichungen ist bei der Wärmepumpe auch ein Unterschied in der Arbeitszahl festzustellen. Insbesondere in den Wintermonaten ist die simulierte Arbeitszahl niedriger als die gemessene. Eine Verbesserung konnte auf Grund von Begrenzungen des Wärmepumpen-Modells nicht erzielt werden. Weitere signifikante Abweichungen zwischen Simulation und Messung sind beim Wärmetransfer zwischen den Heizzentralen zu beobachten. Der simulierte Wärmetransfer ist in beiden Richtungen insgesamt um 7,8 % niedriger. Wie schon bei den Abweichungen der Wärmepumpe ist hierfür die nicht modellierte Wärmeabfuhr über die Kollektoren der Grund. Ein weiterer nennenswerter Unterschied ist beim Vergleich der Wärmeverluste der Heizzentralen zu verzeichnen. Dieser entsteht zum einen dadurch, dass in der Simulation nur die thermischen Verluste der Pufferspeicher und der Transferleitungen und nicht die der Anlagentechnik in den Heizzentralen berücksichtigt werden können. Um dies zu kompensieren, wurden die Wärmeverlustraten der Pufferspeicher und die Wärmeverlustkoeffizienten der Transferleitungen im Vergleich zu den Werten der Einzelvalidierungen erhöht. Zum anderen beinhalten die aus den Messdaten berechneten Wärmeverluste auch sämtliche Messunsicherheiten.

Auf monatlicher Ebene treten zum Teil größere Unterschiede zwischen Simulation und Messung auf als in den Jahressummen. Dies ist vor allem darauf zurückzuführen, dass, abgesehen von einer Anpassung der Heizkurve im Oktober und der verspäteten Inbetriebnahme der Wärmepumpe im Februar, eine über das Jahr konstante Regelung in der Simulation hinterlegt wurde.

### **1.3.2 Simulationsergebnisse und Optimierungsmöglichkeiten**

#### **1.3.2.1 Anpassungen der Randbedingungen des Simulationsmodells**

Das validierte Simulationsmodell (Validierungsmodell) bildet das Jahr 2012 ab, was sich allerdings aus verschiedenen Gründen nicht eignet, um einen zukünftigen Anlagenbetrieb zu repräsentieren. Zum einen befindet sich die Anlage nicht in einem eingeschwungenen Zustand, da im betrachteten Zeitraum die Regelung ständig verändert, der EWS bis zum Jahresbeginn 2012 ausschließlich beladen und die Wärmepumpe erst Mitte Februar in Betrieb genommen wurde. Zum anderen lag der Wärmebedarf des Nahwärmenetzes noch deutlich unter dem zu erwartenden

Endverbrauch des fertiggestellten Neubaugebietes HW II. Nach einer Schätzung der Stadtwerke Crailsheim und des ITW wird dieser ca. 6.000 MWh betragen (Im Jahr 2012 ca. 4.700 MWh).

Zur Erstellung einer für den zukünftigen Anlagenbetrieb geeigneten Referenzvariante wird das validierte Simulationsmodell leicht modifiziert, wobei die Anlagentechnik identisch bleibt. Die Änderungen sind:

- 1) ein ganzjähriger Wärmepumpenbetrieb,
- 2) eine über das Jahr einheitliche Heizkurve,
- 3) die Verwendung des Endtemperaturprofils der Validierungsvariante (Ende 2012) als Starttemperaturprofil für den EWS,
- 4) die Erhöhung des Wärmebedarfs von HW II auf 5.999 MWh

Als Simulationsdauer wurden fünf Jahre gewählt. Die Heizkurve blieb unverändert gegenüber dem Validierungsmodell. Die Erhöhung des Wärmebedarfs von HW II wird durch eine prozentuale Erhöhung des Volumenstromes realisiert. Die vergleichende Auswertung aussagefähiger Betriebsgrößen der Referenzvariante und der Anlagenvarianten erfolgt stets im letzten der fünf Simulationsjahre. Auf diese Weise wird ein annähernd eingeschwungener Zustand der Anlage gewährleistet.

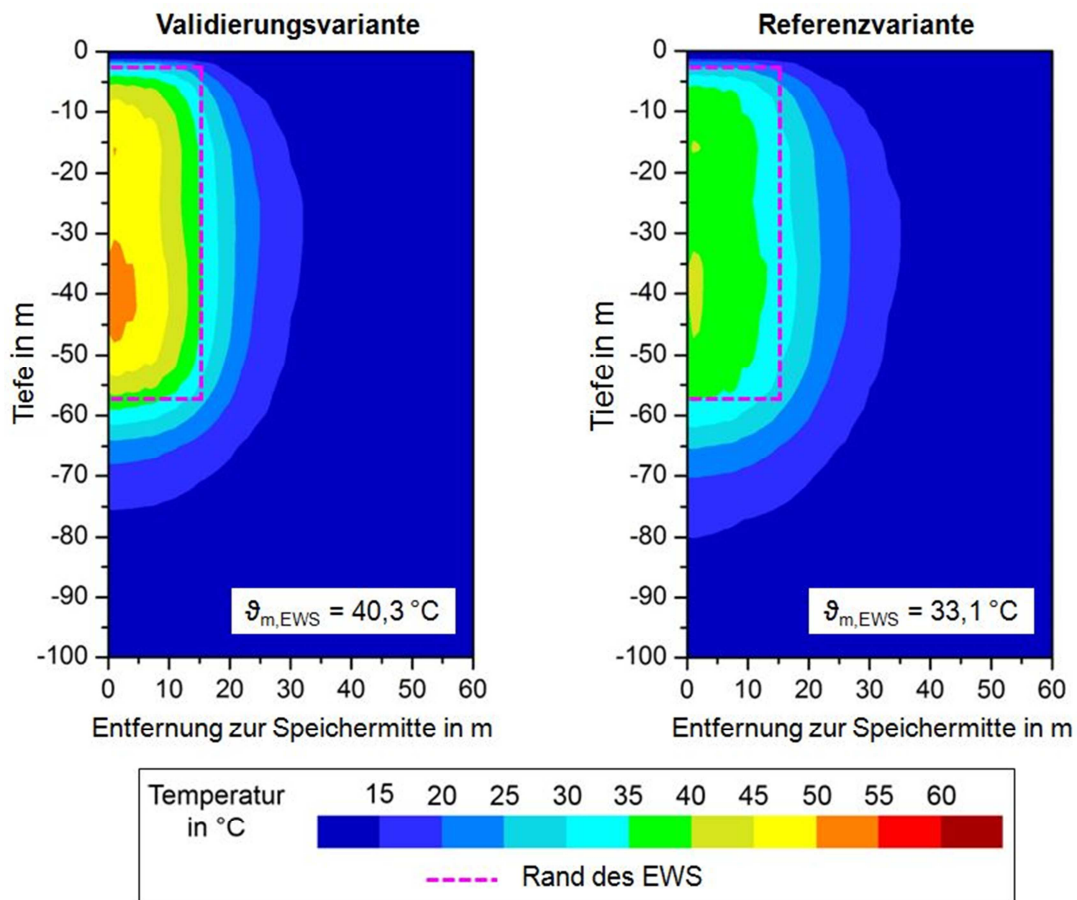
Die Auswirkungen der oben genannten Anpassungen sind in Tabelle 1-4 in Form von wichtigen Kennwerten dem Validierungsmodell gegenübergestellt.

**Tabelle 1-4: Vergleich ausgewählter Kennwerte zwischen dem Validierungsmodell (Val) und dem Referenzmodell (Ref)**

		<b>Val</b>	<b>Ref</b>
$f_{sol}$	%	40	35
$Q_{SWÜ,g,s}$	MWh	2723	2922
$\eta_{sto,EWS}$	%	55	47
$Q_{EWS,Bel}$	MWh	698	627
$Q_{EWS,Ent}$	MWh	382	293
$Q_{WP,Verd}$	MWh	761	857
$\beta_{WP}$	-	5,0	4,6
$Q_{HWII}$	MWh	4708	5999
$Q_{FW}$	MWh	2621	3646

Durch den von 4.708 auf 5.999 MWh erhöhten Wärmebedarf des Wohngebiets HW II sinkt der solare Deckungsanteil von 40 % auf 35 %. Entsprechend muss in größerem Umfang durch Fernwärme nachgeheizt werden. Der Anstieg des Kollektorertrags liegt hauptsächlich in einer höheren Wärmeabnahme im Sommer begründet, wodurch vermehrt Solarenergie direkt, ohne saisonale Wärmespeicherung, und

damit weniger verlustbehaftet genutzt werden kann. Die gestiegene Wärmeaufnahme der Wärmepumpe ist auf den zusätzlichen Betrieb in den Monaten Januar und Februar zurückzuführen. Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe ist hingegen niedriger als bei der Validierungsvariante, da der Pufferspeicher 2 am Anfang des Jahres das niedrigste Temperaturniveau aufweist und der gestiegene Wärmebedarf zu insgesamt geringeren Temperaturen im Pufferspeicher führt. Trotz dieser Effekte ist auch ein Rückgang der Entladewärmemenge des EWS zu beobachten. Dieser resultiert vor allem aus dem deutlich niedrigeren Temperaturniveau im EWS (vgl. Abbildung 1-14) und der geringeren Beladung auf Grund einer vermehrten direkten Nutzung des solaren Wärmeangebots. Hauptursache für das gesunkene Temperaturniveau im EWS ist neben dem zusätzlichen Wärmepumpenbetrieb der eingeschwungene Betriebszustand des EWS in der Referenzvariante. Während bei der Validierungsvariante zum Anfang des Jahres erstmals mit der Entladung begonnen wurde, fanden bei der Referenzvariante schon vier vollständige Be- und Entladezyklen statt.



**Abbildung 1-14: Vergleich der Erdreichtemperaturen des EWS zwischen Validierungs- und Referenzvariante: Vertikaler Schnitt von Anfang April**

Zur Betrachtung von Temperaturprofilen im EWS-Modell reicht generell ein beliebiger Schnitt von der Speichermitte bis zum Speicherrand, wie in Abbildung 1-14 aus, da der EWS in Crailsheim rotationssymmetrisch ist und das Modell einen in horizontaler Richtung homogenen Untergrund abbildet. Bei der Mitteltemperatur des EWS ( $\vartheta_{m,EWS}$ ) ist zu beachten, dass sich diese nur auf das durch die Sonden erschlossene Volumen bezieht (siehe violett markierter Bereich).

Als regelungstechnisch umsetzbare und vielversprechende Verbesserungen des Betriebs der bestehenden Anlage wurden die Absenkung der Netzurücklauftemperatur und eine verbesserte Regelung der Entladung des EWS identifiziert. Die Auswirkungen dieser Anpassungen werden in den kommenden Unterkapiteln gezeigt und diskutiert.

### 1.3.2.2 Auswirkungen der Absenkung der Netzurücklauftemperatur

Wie in 1.2.6 beschrieben, liegt die Rücklauftemperatur von HW II mit ca. 48 °C deutlich über der ursprünglich geplanten Netzurücklauftemperatur von 35 °C, was im Wesentlichen auf den Betrieb von Bauheizungen zurückzuführen ist. Da zukünftig der Betrieb von Bauheizungen nicht mehr notwendig sein wird, ist eine Absenkung der Rücklauftemperatur zu erwarten. Jedoch wird laut den Stadtwerken Crailsheim voraussichtlich der Planungswert von 35 °C auf Grund der ebenfalls höheren Netzurücklauftemperatur nicht erreicht werden.

Es wurde in der folgenden Untersuchung von einer Reduktion der Netzurücklauftemperatur des Jahres 2012 um 5 K ausgegangen. Dabei wurde der Wärmebedarf beibehalten und der Volumenstrom entsprechend verringert. Auf diese Weise ergeben sich ein volumenstromgewichteter Mittelwert der Netzurücklauftemperatur von 40,3 °C und ein zeitlicher Mittelwert von 41,5 °C.

Die Veränderungen, die sich auf Grund der verringerten Netzurücklauftemperatur ergeben, werden in Bezug zur Referenzvariante analysiert (siehe Tabelle 1-5).

**Tabelle 1-5: Vergleich ausgewählter jährlicher Kenngrößen zwischen der Referenzvariante (Ref) und der Variante mit abgesenkter Netzurücklauftemperatur (HWIIRL)**

		<b>Ref</b>	<b>HWIIRL</b>
$f_{sol}$	%	35	37
$Q_{SW\ddot{u},g,s}$	MWh	2922	3022
$\eta_{sto,EWS}$	%	47	45
$Q_{EWS,Bel}$	MWh	627	588
$Q_{EWS,Ent}$	MWh	293	267
$\beta_{WP}$	-	4,6	4,7
$Q_{WP,Verd}$	MWh	857	877



Die Reduzierung der volumenstromgemittelten Netzurücklauftemperatur um 5 K (Variante „HWIIRL“), führt zu einer Steigerung des solaren Deckungsanteils  $f_{sol}$  um zwei Prozentpunkte. Wie zu erwarten, steigt der Kollektorertrag  $Q_{SW\ddot{u},g,s}$  durch die geringere Netzurücklauftemperatur, da die Kollektoren durch die resultierenden geringeren Kollektorrücklauftemperaturen effizienter betrieben werden können.

Der EWS profitiert in dieser Konstellation allerdings nicht von der Absenkung der Netzurücklauftemperatur. Die Beladewärmemenge  $Q_{EWS,Bel}$  ist geringer, da durch die geringere Netztemperatur die Temperatur in den Pufferspeichern (insbesondere PS2) oft geringer ist, wodurch das Kriterium zur Beladung des EWS seltener erreicht wird. Das bedeutet wiederum, dass die nutzbare Wärmekapazität der Pufferspeicher zunimmt und Solarenergie vermehrt direkt genutzt werden kann. Die Entladewärmemenge des EWS  $Q_{EWS,Ent}$  ist geringer, da in den Herbstmonaten mehr Solarenergie direkt genutzt werden kann, wodurch weniger Wärme aus dem EWS benötigt wird. Dieser ist dadurch längeren Stillstandszeiten ausgesetzt, wodurch der Anteil der Wärmeverluste steigt. Letzteres macht sich an dem geringeren Speichernutzungsgrad  $\eta_{sto,EWS}$  bemerkbar. In den Sommermonaten steht in der Variante „HWIIRL“ im Vergleich zur Referenzvariante zwar ein größerer Kollektorertrag zur Verfügung, der nicht direkt genutzt werden kann, dieser kann jedoch nicht in vollem Umfang im EWS gespeichert werden, da dessen Beladeleistung dafür nicht ausreicht (siehe Kapitel 1.2.2). Zum Stagnationsschutz der Kollektoren muss in den Sommermonaten deshalb vermehrt Wärme in das Fernwärmenetz Hirtenwiesen I (HW I) eingespeist werden.

Durch das geringere Temperaturniveau der Pufferspeicher kommt die Wärmepumpe häufiger zum Einsatz, was sich an der höheren am Verdampfer übertragenen Wärmemenge  $Q_{WP,Verd}$  zeigt. Auch die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe kann von 4,6 auf 4,7 leicht erhöht werden.

### 1.3.2.3 Anpassung der Regelung zur Entladung des Erdsonden-Wärmespeichers

In der Planung wurde von einer Entladung des EWS auf eine minimale mittlere Speichertemperatur von 22 °C ausgegangen [2]. Da diese sowohl in der Validierungs- und Referenzvariante als auch in der Realität nicht erreicht werden konnte, wurde eine Änderung der Regelungsparameter zur Entladung des EWS untersucht (Variante „EWSEnt“).

Bei der Entladung des EWS ist die Abstimmung zwischen der Regelung der Wärmepumpe und des EWS entscheidend. In Tabelle 1-6 sind die entsprechenden Regelungsbedingungen der Referenzvariante denen der Variante „EWSEnt“ gegenübergestellt. Aus der kombinierten Betrachtung des Einschaltkriteriums der

EWS-Entladung und des Ausschaltkriteriums der Wärmepumpe geht hervor, dass bei der Referenzvariante in der Speichermitte des EWS ( $\vartheta_{M1,40}$  [°C]) eine Temperatur von über 40 °C herrschen muss, damit nach Abschaltung der Wärmepumpe eine Entladung des EWS erfolgt. In der Variante „EWSEnt“ wird hierfür in der Speichermitte des EWS nur noch eine Temperatur von über 32 °C benötigt.

**Tabelle 1-6: Änderungen der Entlade-Regelung des EWS gegenüber der Referenzvariante**

	<i>Ref</i>	<i>EWSEnt</i>
Einschaltkriterium EWS Entladung	$\vartheta_{M1,40} > (\vartheta_{PS2,13} + 20,0 \text{ K})$	$\vartheta_{M1,40} > (\vartheta_{PS2,13} + 12,0 \text{ K})$
Ausschaltkriterium EWS Entladung	$\vartheta_{M1,40} < (\vartheta_{PS2,11} + 17,0 \text{ K})$	$\vartheta_{M1,40} < (\vartheta_{PS2,11} + 9,0 \text{ K})$
Einschaltkriterium WP	$\vartheta_{PS2,13} > 23 \text{ °C}$	
Ausschaltkriterium WP	$\vartheta_{PS2,13} < 20 \text{ °C}$	

$\vartheta_{PS2,11}$  [°C]: Temperatur im Pufferspeicher 2 (PS2) in einer Höhe von 10,25 m

$\vartheta_{PS2,13}$  [°C]: Temperatur im (PS2) in einer Höhe von 12,25 m

Tabelle 1-7 zeigt die Simulationsergebnisse der Variante „EWSEnt“ anhand eines Vergleiches der wichtigsten Kenngrößen mit der Referenzvariante.

**Tabelle 1-7: Vergleich ausgewählter jährlicher Kenngrößen zwischen der Referenzvariante (Ref) und der Variante mit optimierter Entladeregung des EWS (EWSEnt)**

		<i>Ref</i>	<i>EWSEnt</i>
$f_{sol}$	%	35	36
$Q_{SWÜ,s}$	MWh	2922	2930
$\eta_{sto,EWS}$	%	47	57
$Q_{EWS,Bel}$	MWh	627	656
$Q_{EWS,Ent}$	MWh	293	371
$\vartheta_{m,EWS,April}$	°C	33,1	28,9
$Q_{WP,Verd}$	MWh	857	953

Die Herabsetzung des Einschaltkriteriums zur Entladung des EWS („EWSEnt“) ermöglicht eine Erhöhung des solaren Deckungsanteils um einen Prozentpunkt und eine deutliche Verbesserung des Speichernutzungsgrads von 47 % auf 57 %. Die zusätzliche Entladewärmemenge und die niedrigere mittlere EWS-Temperatur im April  $\vartheta_{m,EWS,April}$  [°C] resultieren hierbei aus einem erhöhten Wärmepumpenbetrieb. Eine Auswertung der Ein- und Austrittstemperaturen am EWS ergibt, dass sich die durchschnittliche Temperaturdifferenz beim Entladen im Vergleich zur Referenzvariante von 7,7 auf 4,9 K verringert. Die minimal auftretende Temperaturdifferenz beträgt dabei sogar nur 1,2 K (Referenzvariante: 3,4 K). Diese kleinen Temperaturdifferenzen führen zu kleinen Entladeleistungen und hohen Umwälzpumpen-Laufzeiten.

### 1.3.2.4 Zusammenfassung der Simulationsergebnisse

In Abbildung 1-15 sind die Simulationsergebnisse anhand einiger der wichtigsten Kenngrößen dargestellt. Die Erhöhung des Wärmebedarfs von 4.708 MWh auf 5.999 MWh („Referenzvariante“) führt zu einer Reduktion des solaren Deckungsanteils von 40 auf 35 %. Der dabei gestiegene Kollektorsertrag wird zu größeren Anteilen direkt verwendet und nicht saisonal gespeichert, was zu der verringerten Entladewärmemenge des EWS beiträgt.

Durch die Anpassung der Entladeregung des EWS kann der solare Deckungsanteil um einen Prozentpunkt gegenüber der Referenzvariante auf 36 % gesteigert werden. Die Entladewärmemenge des EWS kann im Vergleich zur Referenzvariante um ca. 78 MWh erhöht werden, bei nahezu gleichbleibendem Kollektorsertrag.

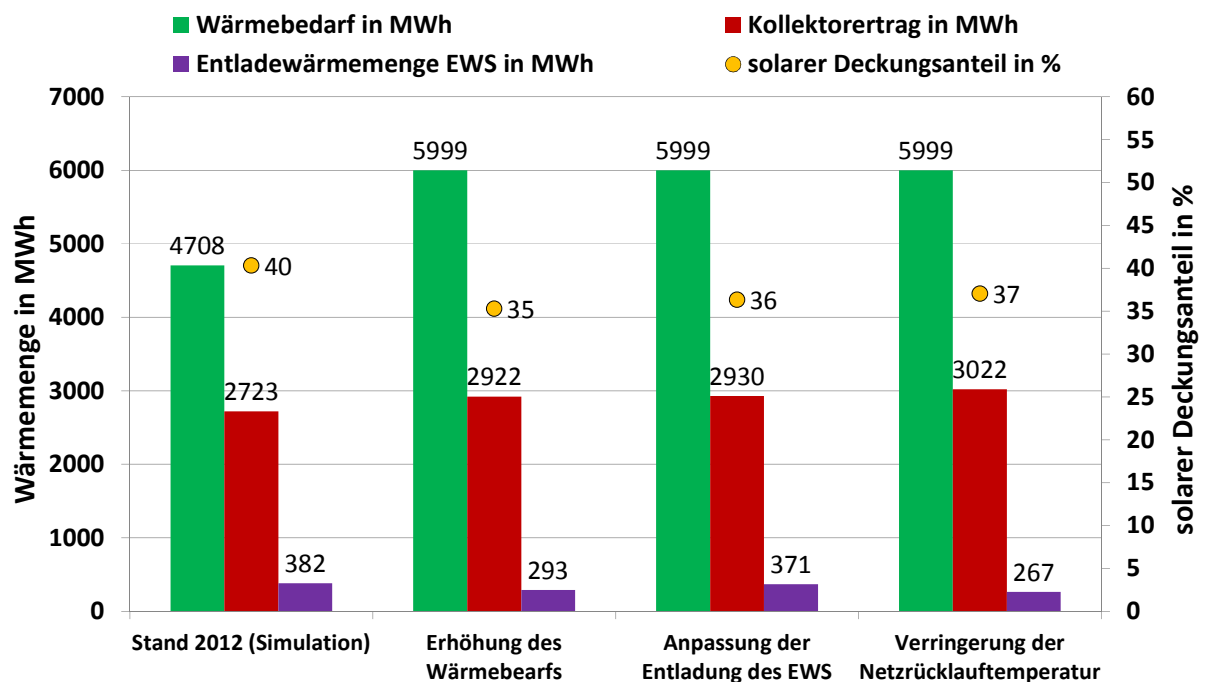


Abbildung 1-15: Simulationsergebnisse Crailsheim

Durch die Verringerung der Netzurücklauftemperatur um 5 K kann der solare Deckungsanteil im Vergleich zur Referenzvariante um 2 Prozentpunkte auf 37 % gesteigert werden. Auch der Kollektorsertrag steigt dabei um 100 MWh. Die Entladewärmemenge des EWS sinkt um 26 MWh.

Es wird deutlich, dass Potential vorhanden ist, den Anlagenbetrieb durch Betriebs- und Regelungsanpassungen zu optimieren. Um aber den angestrebten solaren Deckungsanteil von 50 % trotz des Zubaus von weiteren Gebäuden erreichen zu können, ist eine Erweiterung der Anlagen durch z. B. Vergrößerung der Gesamt-Kollektorfläche, Austausch von Kollektoren durch leistungsfähigere Kollektoren oder

Zubau einer zweiten Wärmepumpe notwendig. Um die Auswirkungen solcher Anlagenerweiterungen zu untersuchen kann das erstellte Simulationsmodell im Rahmen weiterführender Untersuchungen zukünftig verwendet werden.

## 1.4 Literaturverzeichnis zu Kapitel 1

- [1] BAUER, D.; DRÜCK, H.; HEIDEMANN, W.; MARX, R.; NUSSBICKER<sup>2</sup>-LUX, J.; OCHS, F.: *Solarthermie2000plus: Wissenschaftlich technische Begleitung des Förderprogramms Solarthermie2000plus zu solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicherung*, Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607P (August 2008 bis September 2012), Stuttgart, 2013.
- [2] BAUER, D.; HEIDEMANN, W.; MARX, R.; NUSSBICKER<sup>2</sup>-LUX, J.; OCHS, F.; PANTHALOOKARAN, V.; RAAB, S.: *Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher*, Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607J (Juni 2005 bis Juli 2008), Stuttgart, 2008.
- [3] EGGEMANN, J.: *Modellierung und Simulation der solar unterstützten Nahwärmeanlage in Crailsheim*, nicht veröffentlichte Masterarbeit, Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), 2014
- [4] [ESKILSON, P.: *Superposition Borehole Model: Manual for Computer Code*. University of Lund (Schweden), 1986
- [5] [PAHUD, D.; FROMENTIN, A.; HADORN, J.: *The Superposition Borehole Model for TRNSYS (TRNSBM): User manual for the November of 1996 version*. Internal Report, Lausanne, 1996
- [6] HELBIG, S.: *Erstellung und Validierung eines Simulationsmodells für Spiralsonden*, nicht veröffentlichte Masterarbeit, Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), 2014
- [7] DRÜCK, H.: *MULTIPOINT Store-Model for TRNSYS: Type 340*, Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Stuttgart, 2006
- [8] ISAKSON, P.; ERIKSSON, L.: *MFC 1.0β Matched Flow Collector Model for simulation and testing: User's manual*, Stockholm, 1994
- [9] HORNBERGER, M.: *Solar unterstützte Heizung und Kühlung von Gebäuden*, Dissertation, Universität Stuttgart, 1994
- [10] MARX, R.: *Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmeanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung*. Dissertation, Institut für Thermodynamik und

Wärmetechnik, Universität Stuttgart, Shaker-Verlag, ISBN: 978-3-8440-3476-9, 2015.

## 2 Wissenschaftlich-technische Begleitung und Betriebsoptimierung der Pilotanlage in Eggenstein

In Eggenstein-Leopoldshafen wurde im Rahmen der energetischen Sanierung eines Schul- und Sportzentrums eine solare Nahwärmanlage mit saisonalem Kies-Wasser-Wärmespeicher (KWWS) installiert. Seit der Inbetriebnahme der Anlage führt das ITW der Universität Stuttgart im Rahmen der wissenschaftlich-technischen Begleitung ein Anlagenmonitoring durch um das energetische Verhalten der Gesamtanlage und insbesondere des KWWS zu untersuchen. Im Folgenden werden die Ergebnisse der wissenschaftlich-technischen Begleitung der Jahre 2013 bis 2015 vorgestellt.

### 2.1 Anlagenbeschreibung

Auf dem Schulgebäude und der Sporthalle sind insgesamt 1.600 m<sup>2</sup> Flachkollektoren installiert (siehe Abbildung 2-1).

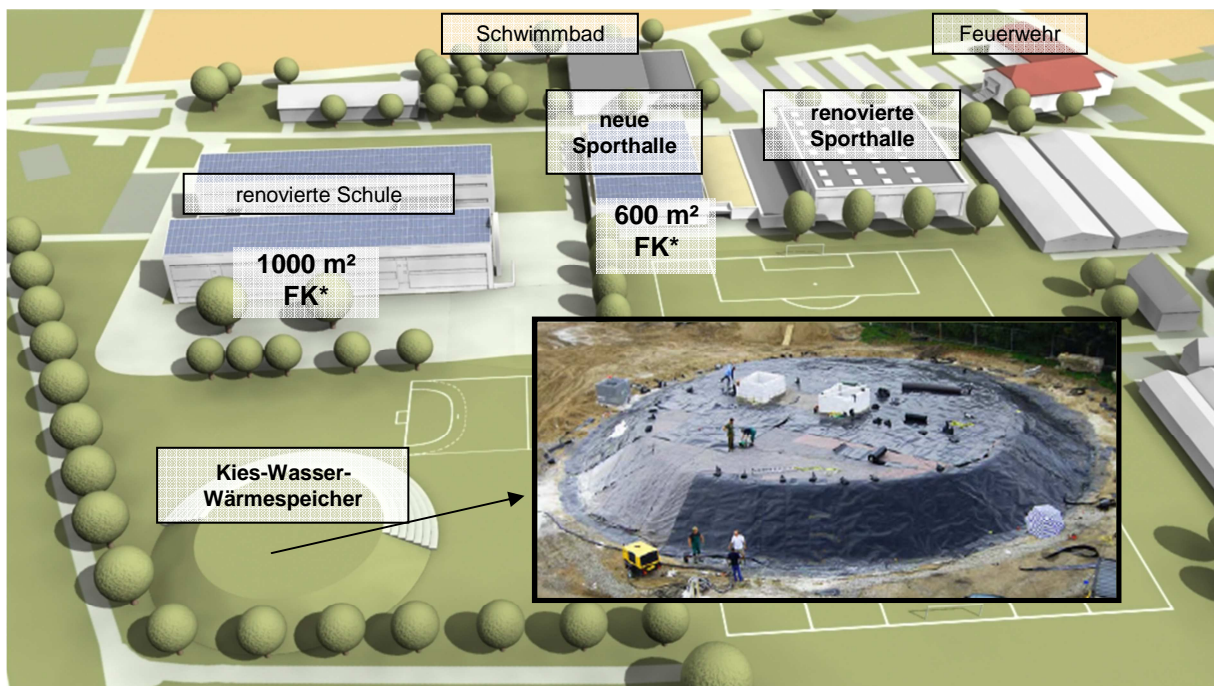
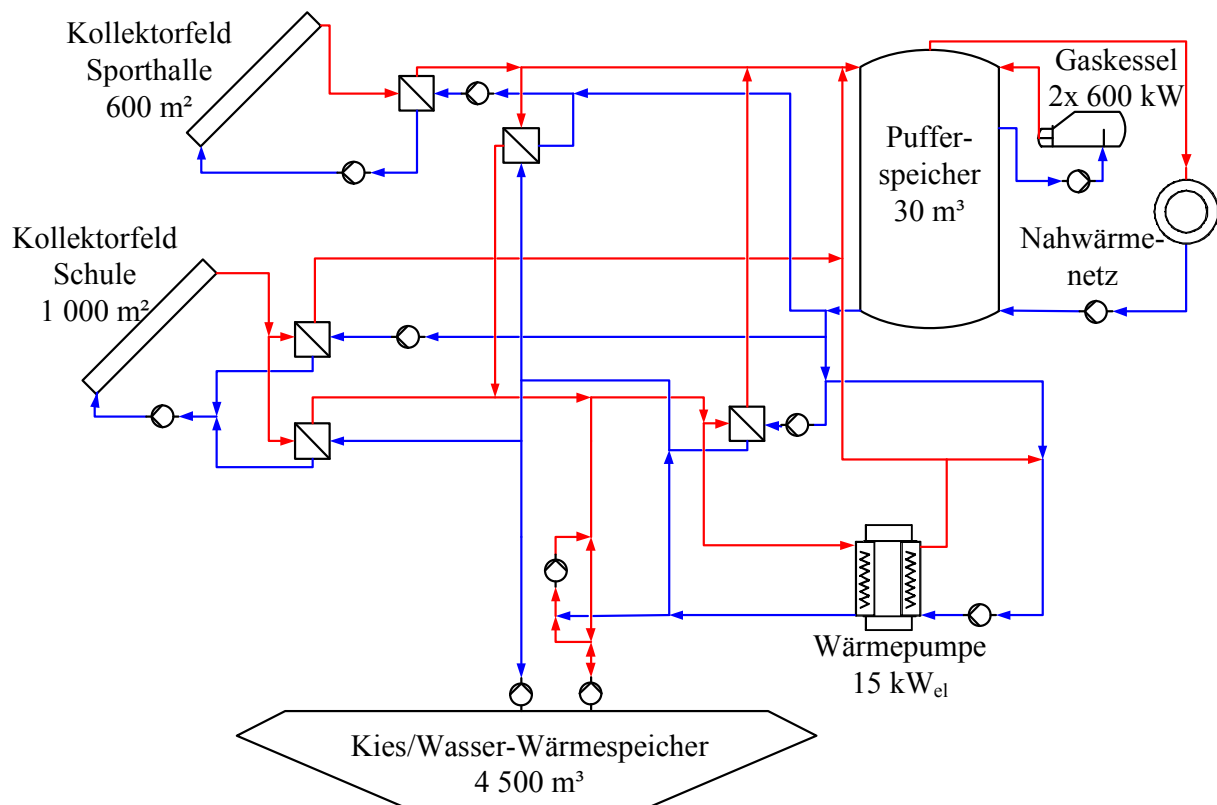


Abbildung 2-1: Schematische Darstellung der im solar unterstützten Nahwärmenetz eingebundenen Gebäude zuzüglich des KWWS (Quelle: PKi; \* FK = Flachkollektoren)

Ein 4.500 m<sup>3</sup> großer KWWS dient als saisonaler Wärmespeicher und ein 30 m<sup>3</sup> großer Warmwasserspeicher ist in der Heizzentrale im Schulgebäude als Pufferspeicher installiert. Um den KWWS auf Temperaturen bis minimal 10 °C entladen zu können, wurde eine elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpe

installiert. Diese hat eine maximale Leistungsaufnahme von  $15 \text{ kW}_{\text{el}}$ , was im für die Auslegung zu Grunde gelegten Betriebsbereich einer thermischen Leistung von ca.  $60 \text{ kW}_{\text{th}}$  entspricht. Bei einem jährlichen Wärmebedarf von  $1.150 \text{ MWh}$  wurde die Anlage auf einen solaren Deckungsanteil von 35 bis 40 % ausgelegt. Zwei Gaskessel mit einer thermischen Leistung von jeweils  $600 \text{ kW}$  dienen als Zusatzheizung.

In Abbildung 2-2 ist ein vereinfachtes Anlagenschema der solaren Nahwärmanlage dargestellt.



**Abbildung 2-2: Vereinfachtes Anlagenschema der solaren Nahwärmanlage in Eggenstein-Leopoldshafen**

Detaillierte Informationen, insbesondere zu den einzelnen Komponenten der Anlage, können [1] entnommen werden.

## 2.2 Anlagenbetrieb und Optimierungsmaßnahmen

In diesem Kapitel sollen die Entwicklung und die Besonderheiten des Anlagenbetriebs sowie die geplanten und erfolgten Optimierungsmaßnahmen zusammenfassend dargestellt werden. Außerdem werden weitere

Optimierungsmöglichkeiten aufgezeigt. Detailliertere Beschreibungen zum Anlagenbetrieb sind in den nachfolgenden Kapiteln zu den einzelnen Anlagenkomponenten dargestellt.

Im Jahr 2002 wurde mit der energetischen Sanierung des Schul- und Sportzentrums und dem Bau der solaren Nahwärmanlage begonnen. Die Anlage wurde seitdem schrittweise in Betrieb genommen. Vor der Inbetriebnahme des KWWS konnte mit den Kollektoren auf der Sporthalle zusammen mit dem 30 m<sup>3</sup> Pufferspeicher bereits ein geregelter Teil-Anlagenbetrieb und ein solarer Deckungsanteil von 15 % erreicht werden. Im Jahr 2008 wurde der innovative KWWS fertiggestellt und 2009 erstmals beladen. Eine reguläre Entladung konnte bis zu Beginn des Projektzeitraums 2013 noch nicht erfolgen, da mit dem installierten Speicherentladesystem aufgrund hydraulischer Probleme (siehe [1]) nicht der geplante Volumenstrom gefördert werden konnte. Da keine reguläre Entladung stattfinden konnte, wurde die 2010 installierte Wärmepumpe vor Beginn des Projektzeitraums noch nicht in einen geregelten Betrieb genommen. Dennoch konnten die Kollektoren der Sporthalle über den Pufferspeicher in das Nahwärmenetz einspeisen.

Vor Beginn des Projektes wurde folgendes Optimierungspotential der Anlage identifiziert:

- Umbau der Speicherbe- und Entladehydraulik auf selbstansaugende Pumpen
- Erhöhung und Belüftung der Speicherbe- und Entladeschächte
- Austausch der bestehenden Netzpumpen gegen kleinere Pumpen zur Absenkung der Netzurücklauftemperatur
- Nachbesserungen an den Kollektorfeldern auf der Sporthalle (gegebenenfalls Nachrüstung einer automatischen Entlüftung/Entgasung und eines separaten Temperatursensors)
- Diverse Erweiterungen und Verbesserungen an der MSR/GLT-Technik (z. B. Aufschaltung des Gaszählers und einiger Wärmemengenzähler auf die GLT)
- Anbringung von Wärmedämmung in den Schächten des KWWS

Diese Optimierungsmaßnahmen wurden wie folgt umgesetzt:

Um die in [1] dargelegten hydraulischen Probleme zu lösen, wurden von der Firma Schmidt & Seitz im Frühjahr 2012 die erste – und nach einer hydraulisch erfolgreichen Prüfung dieser - im Herbst 2012 die zweite selbstansaugende Pumpe in den Brunnenschächten des KWWS installiert, s. Abbildung 2-3. Die Motoren der Pumpen sitzen auf den Brunnendeckeln oberhalb des Wasserspiegels und der Antrieb erfolgt über eine Welle innerhalb des Speichers. Während des Probetriebs im Jahr 2012 wurde allerdings festgestellt, dass es durch den Betrieb der neuen Pumpen zu starken Vibrationen kommt, die über die Rohrleitungen bis in die Heizzentrale weitergegeben werden. Durch die Vibrationen der Entladepumpe, kam es im Juni 2012 zu einem Rohrbruch im Entladeschacht.





**Abbildung 2-3: Selbstansaugende Entladepumpe des KWWS auf Brunnendeckel installiert**

Die Anbringung von versteifenden Verstrebungen auf den Brunnendeckeln Anfang des Jahres 2013 konnte die Vibrationen nicht ausreichend reduzieren. In Folge wurden die Pumpen nur auf maximal 50 % ihres maximalen Volumenstroms betrieben. Dadurch konnten weitere Beschädigungen bisher vermieden werden. Jedoch kann durch den verminderten Volumenstrom die Temperatur des Kollektorrücklaufs nur eingeschränkt abgesenkt werden, was Stagnationszustände begünstigt. Da während des Projektzeitraums jedoch nur 57 % der Kollektoren auf dem Schuldach betrieben wurden, kam es durch den verminderten Volumenstrom der Beladepumpe zu keinen Einschränkungen im Anlagenbetrieb. Um die übrigen Kollektoren stagnationssicher in Betrieb nehmen zu können, muss aber ein unverminderter Volumenstrom der Be- und Entladepumpe gewährleistet sein. Von Ende April bis Anfang November 2014 wurde die Beladepumpe des KWWS nur im Handbetrieb geregelt, da die für die Implementierung der Regelung beauftragte Firma Kieback & Peter GmbH diese bis dahin nicht umsetzte. Das hatte zur Folge, dass das Wasser im KWWS häufig auch zu Zeiten umgewälzt wurde, in denen die Kollektoren keine Wärme lieferten. Erst Anfang November 2014 wurde die Regelung

der Entladepumpe korrekt umgesetzt, so dass ab diesem Zeitpunkt ein geregelter Betrieb möglich war.

Die Speicherbe- und Entladeschächte des KWWS wurden zwischen Februar und August 2014 erhöht um nach dem Einbau der Be- und Entladepumpen mehr Platz in den Schächten zu schaffen, der für etwaige Arbeiten notwendig ist. Zudem können in den vergrößerten Räumen effizientere Dämmkonzepte umgesetzt werden. Um Feuchtigkeit aus den Speicherschächten abzuführen, wurde im Rahmen der Erhöhung der Schächte eine passive Belüftung installiert.

Der Austausch der Netzpumpen mit dem Ziel der Absenkung der Netzurücklauftemperatur ist nicht erfolgt. Es gelang aber über eine Absenkung der Netzvorlauftemperatur durch eine Regelungsänderung die Netzurücklauftemperatur von im zeitlichen Mittel  $54,8\text{ °C}$  für den Zeitraum Anfang 2013 bis Mitte Mai 2014 auf  $44,3\text{ °C}$  für den Zeitraum Mitte Mai 2014 bis Ende Mai 2015 abzusenken. Somit wird ein Austausch der Netzpumpen als nicht mehr notwendig erachtet.

An den Kollektoren auf der Sporthalle wurden nicht wie vorgeschlagen eine automatische Entlüftung/Entgasung und kein separater Temperatursensor installiert. Dies wird zukünftig auch nicht mehr erforderlich sein, da die Kollektoren auch ohne diese Maßnahmen während der gesamten Projektlaufzeit ohne Störungen betrieben werden konnten.

Um eine verbesserte Kontrolle des Anlagenbetriebs seitens der Gemeinde Eggenstein-Leopoldshafen zu erreichen, werden seit Mitte des Jahres 2015 sämtliche Messstellen der Gemeinde Eggenstein automatisiert aufgenommen.

Ursprünglich war geplant, die Be- und Entladeschächte des KWWS im Projektzeitraum wärmezudämmen, um die dort auftretenden erhöhten Wärmeverluste des KWWS zu reduzieren. Diese Wärmedämmung konnte jedoch entgegen der ursprünglichen Planung noch nicht angebracht werden, da aufgrund der durch den Einbau der selbstansaugenden Pumpen verursachten Vibrationen noch die Zugänglichkeit der Be- und Entladeschächte für Nachbesserungsarbeiten an der Befestigung dieser Pumpen zur Verringerung der Vibrationen sichergestellt sein muss. Der KWWS weist somit weiterhin hohe Wärmeverluste im Bereich der Be- und Entladeschächte auf.

Im Laufe des Projektzeitraums konnten einige weitere Umbaumaßnahmen getätigt und technische Probleme identifiziert werden, die im Folgenden erläutert werden. Daraus resultieren zum Teil weitere als notwendig erachtete Optimierungsmaßnahmen, die am Ende des Kapitels aufgelistet werden.

Während die Kollektorfelder auf der Sporthalle während der gesamten Projektlaufzeit in geregelterm Betrieb waren und den Pufferspeicher speisten, konnten die auf dem Schuldach installierten Kollektorfelder 2013 aufgrund des Umbaus der Be- und Entladepumpen des KWWS nicht betrieben werden. Bei der Wiederbefüllung mit

Solarflüssigkeit und der versuchten Inbetriebnahme der Kollektorfelder durch die Firma bo:ing Solar & Heizungsbau und die Firma Wagner Solar zeigte sich, dass bei der Montage einige Ventile und Entlüfter, die für einen sicheren Betrieb der Kollektorfelder notwendig wären, fehlten und dass z. T. bei der Erstinstallation falsches Dichtmaterial verbaut wurde, das den Beanspruchungen nicht gerecht werden konnte, so dass es zu einigen Undichtigkeiten an den Verbindungsstellen der Verrohrungen kam. Auch wurde ein undichtetes Wellrohr identifiziert. Ende April 2014 konnten die Kollektorfelder auf dem Schuldach Nord (500 m<sup>2</sup>) und ein Teilfeld der Kollektoren von Dach Süd (ca. 71 m<sup>2</sup>), nach erfolgten Reparaturmaßnahmen durch die Firma bo:ing Solar & Heizungsbau und die Firma Wagner Solar in Betrieb genommen werden. Die weiteren Kollektorfelder auf Dach Süd wurden bis zum Ende der Projektlaufzeit noch nicht repariert und in Betrieb genommen. Die Kollektorfelder auf dem Schuldach speisten zunächst nur den KWWS und konnten nach einer Überarbeitung der Regelung ab Ende Juli 2014 auch den Pufferspeicher beladen. Mitte April 2015 wurde eine neue Solepumpe zur Förderung des Wärmeträgerfluids durch die Kollektoren mit größerem Nennvolumenstrom in Betrieb genommen um Stagnation der Kollektoren auch nach Inbetriebnahme der weiteren Kollektorfelder des Schuldaches vermeiden zu können.

Seit Beginn der Beladung des KWWS 2014 wurde festgestellt, dass aus dem tiefen Brunnen Wasser mit einer höheren Temperatur gefördert wurde als an der Öffnung des Ansaugstutzens im unteren Bereich des Speichers tatsächlich vorherrschen. Anfang August 2014 herrschte im KWWS eine Temperaturschichtung mit ca. 16 °C am Speicherboden und ca. 52 °C an der Speicherdecke. In der Höhe des Ansaugstutzens des tiefen Brunnens herrschte eine Temperatur zwischen 18 und 20 °C. Dennoch wurde aus dem tiefen Brunnen Wasser mit einer Temperatur von ca. 47 °C gefördert. Diese Problematik wird in Kapitel 2.5 detaillierter erläutert und diskutiert.

Die Wärmepumpe wurde bis zum Ende des Berichtszeitraumes nicht in Betrieb genommen. Grund dafür war, dass bei der geplanten Inbetriebnahme durch die Firma Combitherm festgestellt wurde, dass die Beimischung zur Regelung der Verdampfeintrittstemperatur nicht funktionsfähig ist. Diese wurde bis zum Ende des Berichtszeitraums nicht repariert.

Der Fortschritt der für einen planmäßigen Betrieb notwendigen Nachbesserungsmaßnahmen an der Anlage verlief bis Ende des Jahres 2013 nicht wie gewünscht, was, laut Aussagen der Gemeinde Eggenstein, auf ein mangelndes Engagement der mit der Bauleitung beauftragten Firma Schmidt und Seitz & Co. GmbH zurückzuführen war. Daher wurden deren Aufgaben seit Anfang 2014 an die Firma Weiland-Regeltechnik übertragen. Seitdem wird den anstehenden Aufgaben mit größerem Engagement nachgegangen.

Trotz diverser Bemühungen, konnte auch bis zum Ende des Projektzeitraums kein vollständig geregelter und optimaler Betrieb der solaren Nahwärmanlage erfolgen. Für einen planmäßigen Anlagenbetrieb sind folgende Maßnahmen auszuführen:

- Reparatur von Rohrleitungen, Austausch von Dichtungen, Einbau von Entlüftern und Ventilen an einem Kollektorfeld auf dem Schuldach mit 429 m<sup>2</sup> Kollektorfläche
- Verringerung der durch die Be- und Entladepumpen des KWWS ausgelösten Vibrationen, um den Volumenstrom der Be- und Entladepumpen erhöhen zu können, ohne dass Beschädigungen an den Rohrleitungen zu erwarten sind.
- Wärmedämmung der Be- und Entladeschächte des KWWS.
- Identifizieren und Lösen des Problems der hohen Entnahmetemperaturen aus dem tiefen Brunnen des KWWS (siehe 2.5); hierzu wird eine Kamerabefahrung des tiefen Brunnens empfohlen.
- Inbetriebnahme der Wärmepumpe zur Entladung des KWWS

## 2.3 Wärmebilanz

Für die Jahre 2013 und 2014 konnten keine Gesamt-Wärmebilanzen erstellt werden, da die Wärmemengenzähler nicht wie vereinbart von der Gemeinde regelmäßig abgelesen wurden. Da sich die Anlage in dieser Zeit nicht im vorgesehenen geregelten Betrieb befand, wären daraus allerdings ohnehin keine aussagekräftigen Ergebnisse abzuleiten gewesen. Auf Basis der vom ITW verbauten und instand gehaltenen Messtechnik konnte jedoch das Betriebsverhalten der einzelnen Komponenten wie geplant gemessen und bewertet werden. Diese Ergebnisse werden im Folgenden dargestellt.

## 2.4 Kollektorfelder

Die Kollektoren auf der neuen Sporthalle waren über die gesamte Projektlaufzeit in geregelterm Betrieb. Von den Kollektoren des Schuldaches waren seit Ende April 2014 ca. 571 m<sup>2</sup> in Betrieb. In Abbildung 2-4 ist der Kollektorertrag der Kollektorfelder des Schuldaches in Abhängigkeit der Globalstrahlung (sogenanntes Input-Output-Diagramm) für die Jahre 2010, 2011 und für den Zeitraum vom 01.05.2014 bis zum 30.04.2015 dargestellt.

Es kann eine deutliche Erhöhung der Kollektornutzungsgrade im Vergleich zu den Vorjahren festgestellt werden. Lag der Kollektornutzungsgrad im Jahr 2010 noch bei 17,1 % und im Jahr 2011 noch bei 9,7 %, so konnte er für den Zeitraum vom 01.05.2014 bis zum 30.04.2015 auf 37,4 % gesteigert werden. Das liegt vor allem an den deutlich niedrigeren Kollektor-Rücklauftemperaturen im Betrachtungszeitraum

2014 und 2015. Diese konnten dadurch erreicht werden, dass die Kollektoren in diesem Zeitraum ausschließlich den KWWS beluden, der im zeitlichen Mittel geringere Rücklauftemperaturen zur Verfügung stellen kann als der Pufferspeicher.

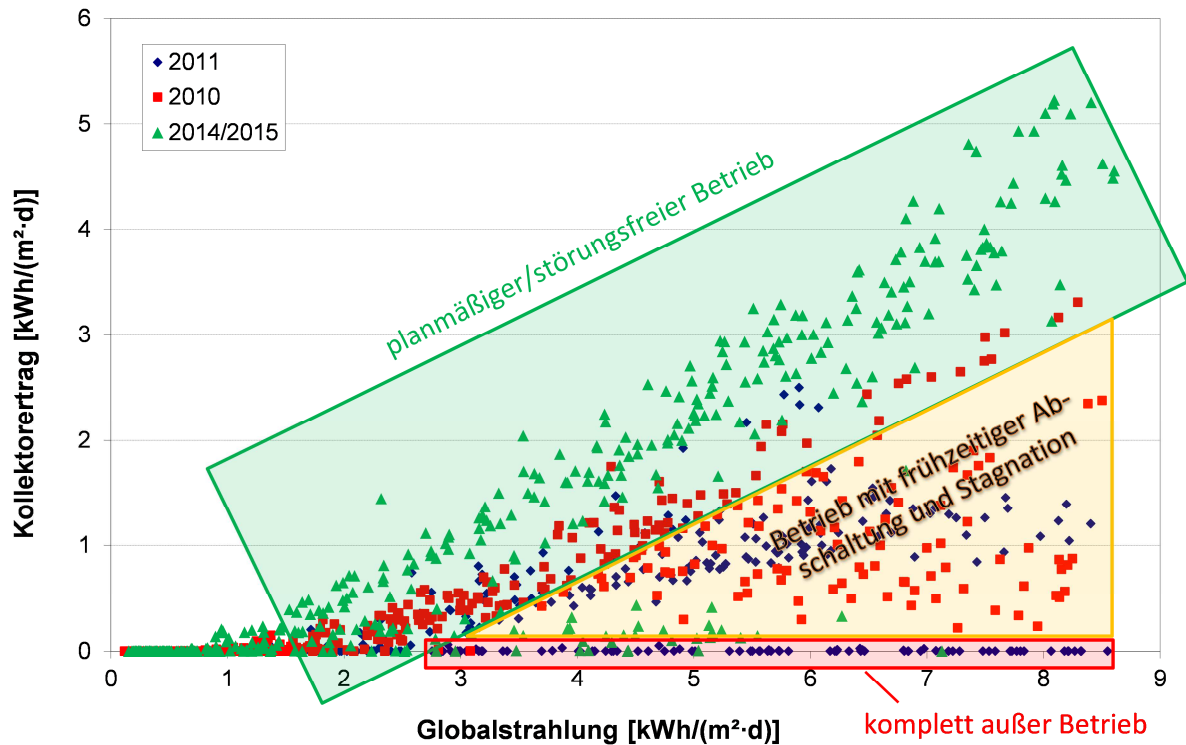


Abbildung 2-4. Input-Output-Diagramm der Sonnenkollektoren auf dem Schuldach

## 2.5 Kies-Wasser-Wärmespeicher

In und um den KWWS wurden zahlreiche Temperatursensoren und Wärmestrommessplatten (WSMP) eingebaut. Die Lage der Sensoren ist in Abbildung 2-5 dargestellt. Tiefergehende Details zum KWWS und der verbauten Messtechnik sind in [1] und [2] zu finden.

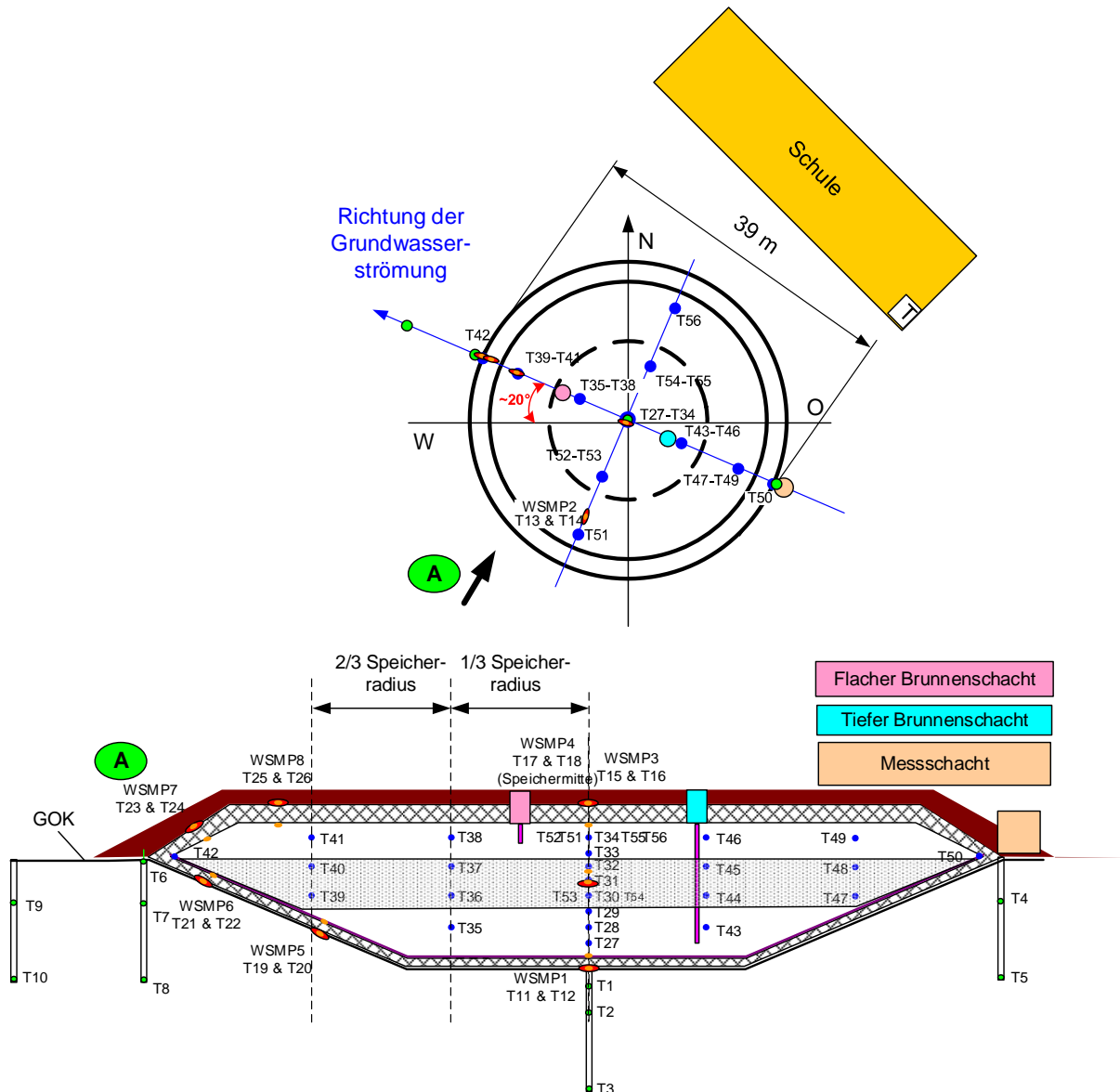


Abbildung 2-5. Lage der am KWWS verbauten Temperatursensoren (T1 ... T56) und Wärmestrommessplatten (WSMP1 ... WSMP8) [2]

In Abbildung 2-6 sind die Temperaturen im KWWS während des Anlagenmonitorings innerhalb der Projektlaufzeit dargestellt. Die Temperaturabnahme von Anfang 2013 bis Mai 2014 sowie in den Wintermonaten 2014/2015 ist ausschließlich auf Wärmeverluste des Speichers zurückzuführen. Die leichte Temperaturzunahme von April bis September 2013 ist auf den Probetrieb der Be- und Entladepumpen zurückzuführen. Von Mai bis September 2014 und ab April 2015 wurde der KWWS durch die Kollektoren auf dem Schuldach beladen. Die Temperaturen im oberen Bereich des KWWS sinken während der Stillstandsphasen stärker ab als die Temperaturen im unteren Bereich. Dies ist auf die geringe Dämmwirkung des

Schaumglasschotters auf der Oberseite des Speichers sowie die Wärmeverluste durch die ungedämmten Brunnenschächte zurückzuführen. In einem Warmwasserspeicher würde sich das wärmere Wasser des unteren Speicherbereichs durch Konvektion in den oberen Bereich bewegen. Durch die geringere hydraulische Durchlässigkeit der Sandschicht zwischen oberem und unterem Kies-Wasser-Bereich wird diese Konvektionsbewegung jedoch unterbunden. Somit bleibt diese inverse Temperaturschichtung bestehen. Im Zeitraum des Beladepumpenbetriebs 2014 sind die Temperaturmessungen durch eine ungenügende Abschirmung zwischen dem Frequenzwandler der Beladepumpe und den Sensorkabeln gestört. In Abbildung 2-7 sind die Bereiche der gestörten Temperaturmessungen markiert.

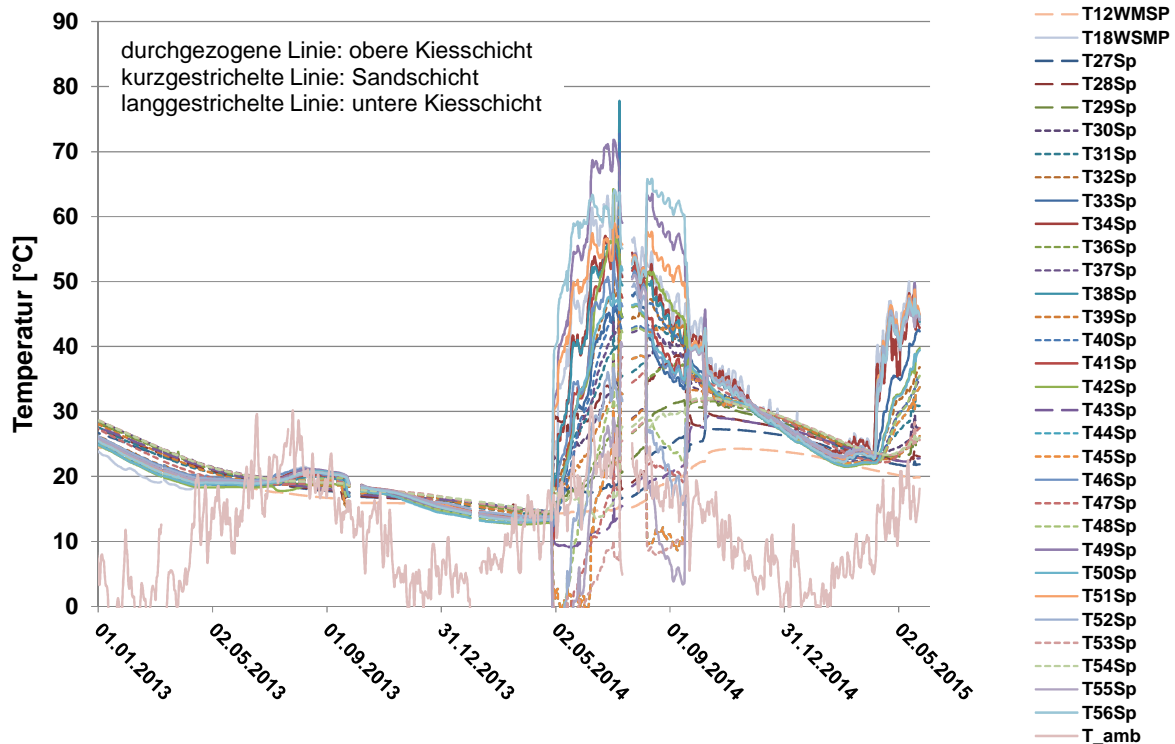


Abbildung 2-6: Temperaturen im KWWS von Anfang 2013 bis Ende Mai 2015

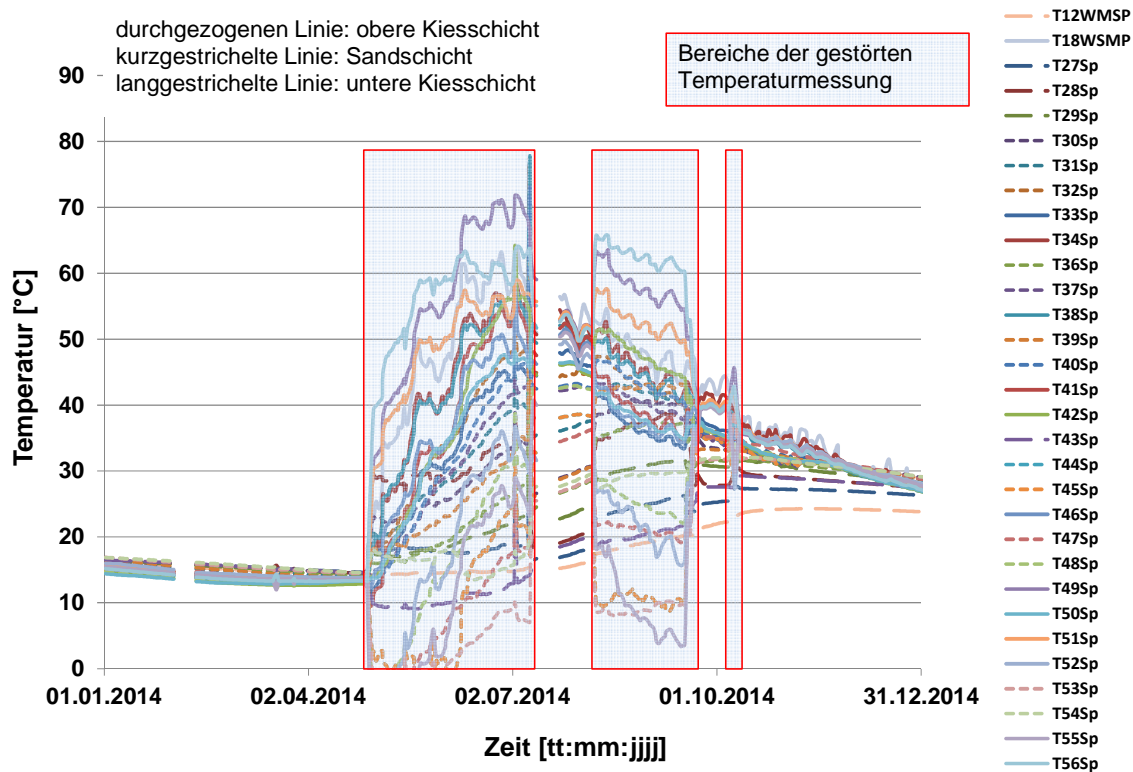
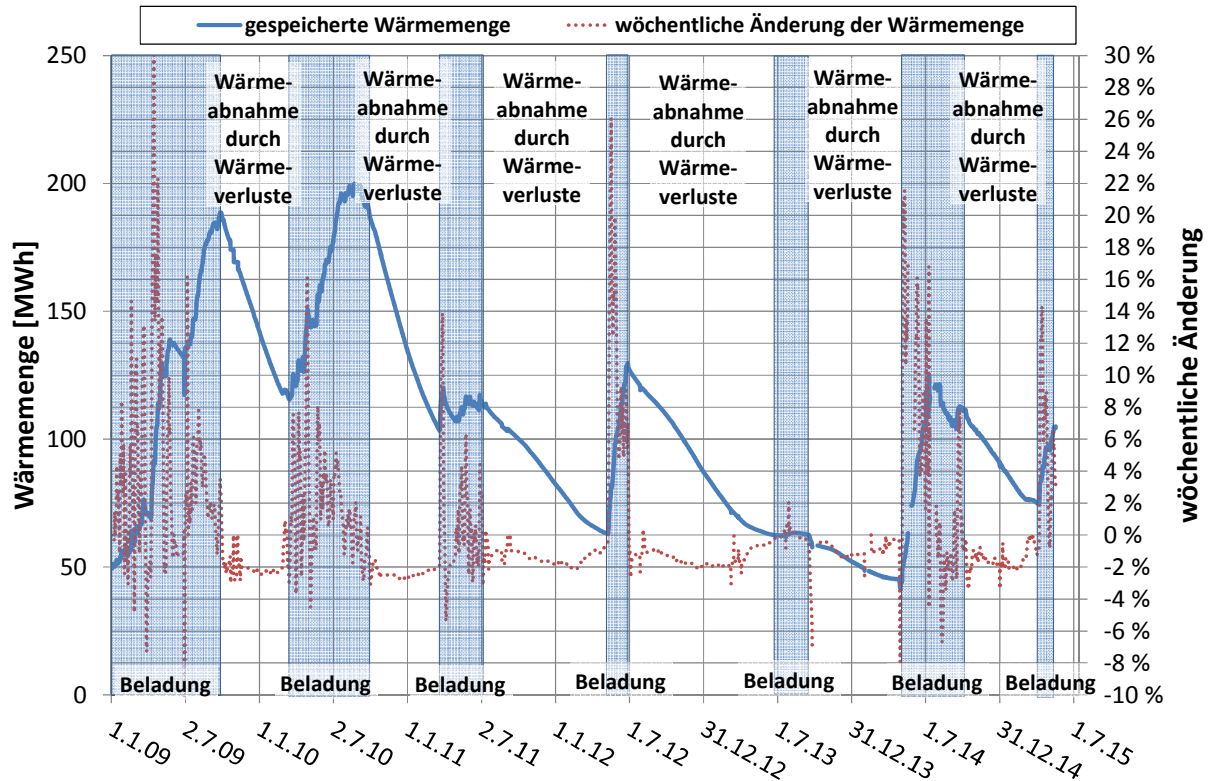


Abbildung 2-7. Temperaturen im KWWS für das Jahr 2014

In Abbildung 2-8 sind die gespeicherte Wärmemenge und die wöchentliche Änderung der Wärmemenge des KWWS von Anfang 2009 bis Mitte 2015 dargestellt. Als Bezugspunkt für die Wärmemenge gilt 0 °C. Wie bereits zuvor konnte der KWWS auch im Projektzeitraum nur geringfügig entladen werden, da die Wärmepumpe noch nicht in Betrieb genommen werden konnte. Die Entladungen, die sich während des Projektzeitraums auf insgesamt 1.923 kWh summierten, fanden an mehreren Tagen für wenige Stunden ausschließlich während des Beladezeitraums statt. Die Abnahme der gespeicherten Wärmemenge in den weiß unterlegten Bereichen kann also ausschließlich auf Wärmeverluste zurückgeführt werden. Die wöchentliche Abnahme der Wärmemenge ab dem Jahr 2013 unterscheidet sich in der Größenordnung nicht von den Werten bis Mitte 2012, die bereits in [1] veröffentlicht wurden und liegt bei ca. 2 %. Das ist zu erwarten, da keine Änderungen an der Dämmung des Speichers und der Schächte vorgenommen wurden.



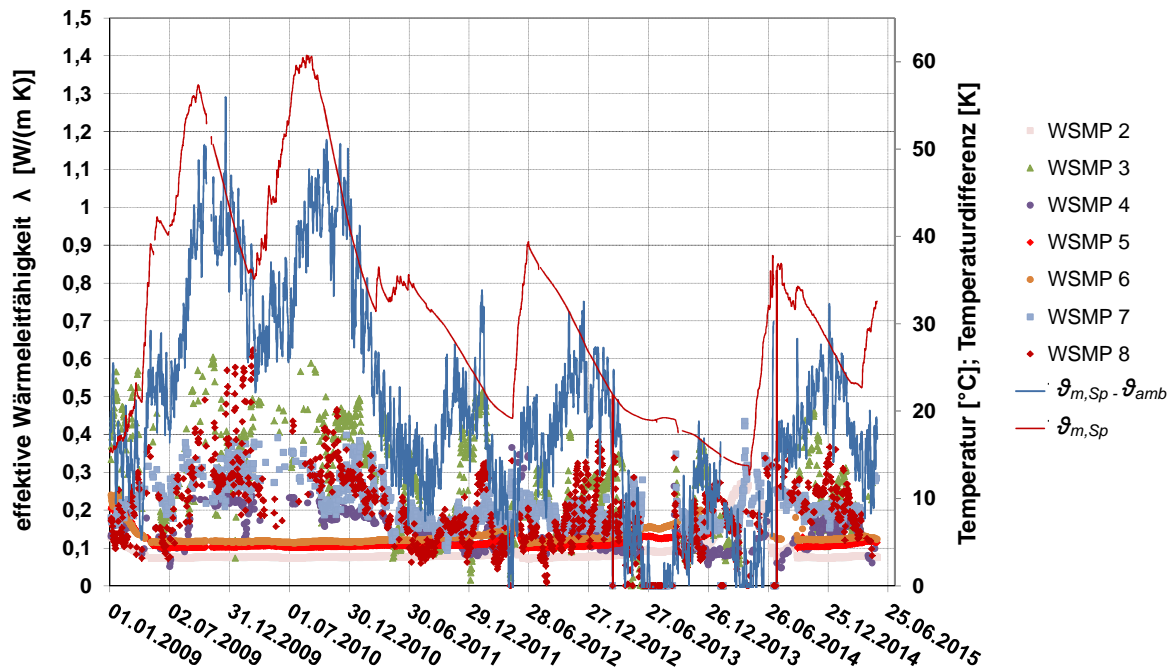


**Abbildung 2-8. Gespeicherte Wärmemenge im KWWS und wöchentliche Änderung (0 °C entspricht 0 MWh)**

In Abbildung 2-9 ist die effektive Wärmeleitfähigkeit der Speicherdämmung an den Stellen der installierten Wärmestrommessplatten WSMP 2 bis 8 seit Anfang 2009 dargestellt. Zudem sind die mittlere Speichertemperatur ( $\vartheta_{m,Sp}$ ) und die Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Speichertemperatur und Umgebungstemperatur ( $\vartheta_{m,Sp} - \vartheta_{amb}$ ) über der Zeit aufgetragen. Wie in Abbildung 2-5 zu erkennen ist, sind die WSMP 2, 5 und 6 an der unteren Speicherdämmung und die WSMP 3, 4, 7 und 8 an der oberen Speicherdämmung installiert. Die effektive Wärmeleitfähigkeit der unteren Speicherdämmung liegt weitgehend konstant bei ca. 0,1 W/(m·K), was dem zu erwartenden Wert des dort installierten Blähglasgranulats entspricht. Die effektive Wärmeleitfähigkeit der oberen Speicherdämmung liegt weitgehend oberhalb dieses Wertes und unterliegt starken Schwankungen. Wie in [1] ausführlich erläutert, sind die im Vergleich zur unteren Dämmung erhöhten effektiven Wärmeleitfähigkeiten u. a. auf den Einfluss der Konvektion innerhalb der Schaumglasschotterschüttung zurückzuführen. Die effektive Wärmeleitfähigkeit der Speicherdämmung liegt während des Projektzeitraums im gleichen Bereich wie in den Vorjahren.

Bei sehr geringen Temperaturdifferenzen an den WSMP kommt es zu hohen Messungenauigkeiten und infolge dessen zu nicht auswertbaren Messergebnissen.

Daher sind die Ergebnisse der WSMP in den Sommermonaten 2013 und die der WSMP 5 und 6 von Anfang bis Mitte 2014 in Abbildung 2-9 nicht dargestellt.



**Abbildung 2-9. Effektive Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung des KWWS, mittlere Speichertemperatur ( $\vartheta_{m,Sp}$ ) und Temperaturdifferenz zwischen mittlerer Speichertemperatur und Umgebungstemperatur ( $\vartheta_{m,Sp} - \vartheta_{amb}$ )**

Bei der Beladung des KWWS im Mai 2014 wurde festgestellt, dass aus dem tiefen Brunnen Wasser mit deutlich höheren Temperaturen entnommen wurde, als die gemessene Temperatur im Speicher auf Höhe des Einlasses des tiefen Brunnens beträgt. Exemplarisch sind in Abbildung 2-10 die Temperaturen in der Mittelachse und im Radius der Be- und Entladeschächte des KWWS, sowie die Entnahmetemperatur  $T_{tB}$  aus dem tiefen Brunnen für die Woche von 28.07.2014 bis 04.08.2014 dargestellt.  $T_{43Sp}$  ist die Temperatur, die der Entnahmestelle des tiefen Brunnens am nächsten liegt, s. Abbildung 2-5. Da die Entnahmetemperatur des Tiefen Brunnens  $T_{tB}$  um 26 bis 29 K über der Temperatur des unteren Speicherbereichs liegt und in etwa den Temperaturen des oberen Speicherbereichs entspricht, liegt eine Fehlfunktion vor. Diese kann zwei unterschiedliche Ursachen haben, welche in Abbildung 2-11 veranschaulicht sind:

- Ein Leck im oberen Bereich des tiefen Brunnens, durch welches das wärmere, obere Speicherwasser in den Brunnen strömt,
- ein hydraulischer Kurzschluss zwischen flachem und tiefem Brunnen.

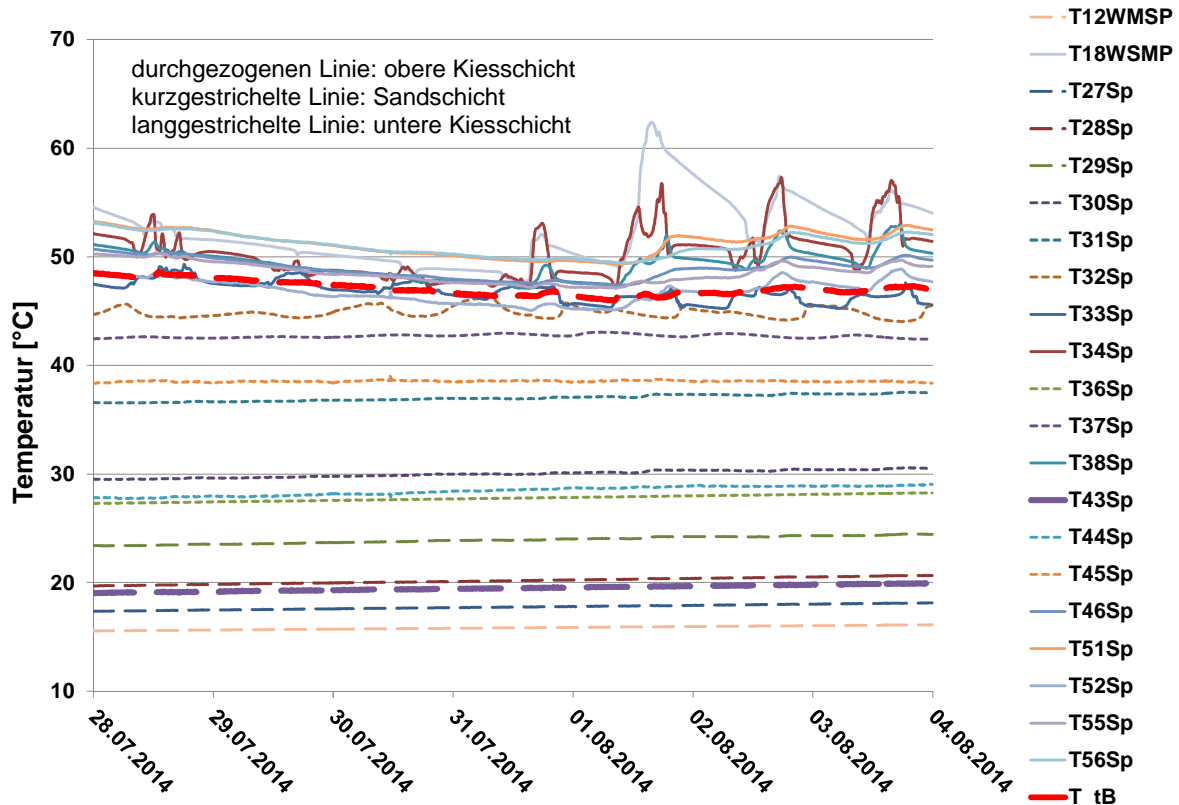


Abbildung 2-10. Temperaturen des KWWS und Entnahmetemperatur des tiefen Brunnens (T<sub>tB</sub>)

Um diese beiden möglichen Ursachen zu überprüfen, wurde seitens des ITW vorgeschlagen den tiefen Brunnen mit einer Tauchkamera auf Beschädigungen zu untersuchen.

Die Brunnen sind aus Betonring-Elementen zusammengesetzt. Das Leck im oberen Bereich des Brunnens könnte z. B. durch ein Absinken des unteren Teils der Betonringe entstanden sein. Die Untersuchung mittels Tauchkamera konnte von der Gemeinde Eggenstein noch nicht durchgeführt werden, da zuvor die Öffnung zu den Be- und Entladeschächten vergrößert werden muss, um die Kamera hindurchzuführen. Ende März 2015 wurden Verunreinigungen in den Wärmeübertragern für den KWWS festgestellt. Dies kann einen Hinweis auf das Vorliegen eines Lecks darstellen, da der tiefe Brunnen am unteren Ende einen Filter besitzt, der durch ein Leck im oberen Bereich des Brunnens umgangen worden sein könnte. Ein durch den Pumpeneinbau verursachtes Leck im tiefen Brunnen wird als Ursache hingegen für unwahrscheinlich erachtet, da die Brunnenwände sehr massiv und schwer zu beschädigen sind und zudem das Leck sehr groß sein müsste, um den beschriebenen Einfluss auf die Entnahmetemperatur zu haben.

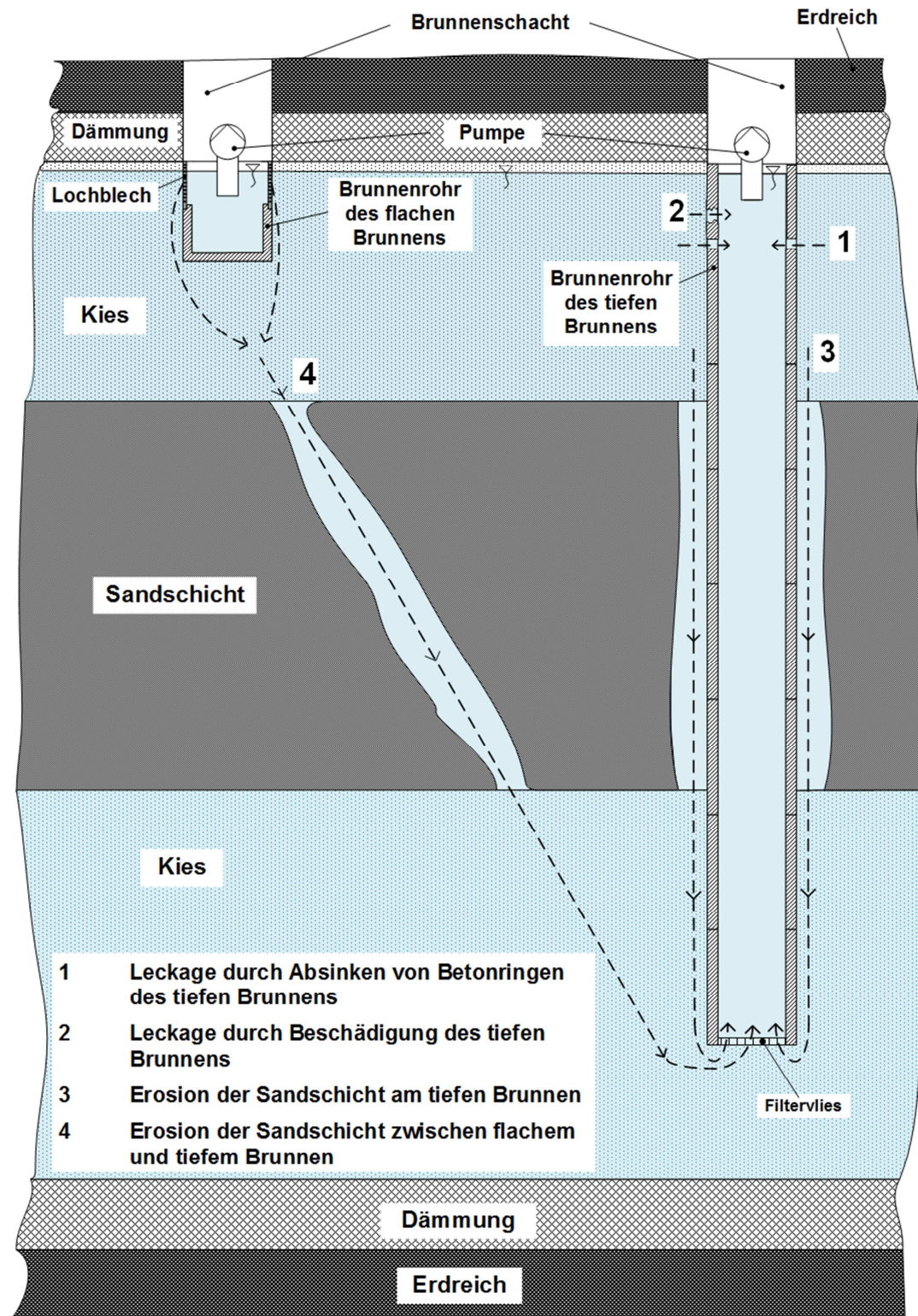


Abbildung 2-11. Mögliche Ursachen des Fehlbetriebs des KWWS

Als Ursache wird außerdem ein hydraulischer Kurzschluss zwischen flachem und tiefem Brunnen für möglich gehalten. Um einen solchen Kurzschluss zu verhindern, wurde beim Bau des Speichers eine Sandschicht mit geringerer hydraulischer Durchlässigkeit, bestehend aus dem sandigen Aushub der Grube für den KWWS,

eingebaut. Unmittelbar am Rand des tiefen Brunnens entlang könnte sich durch Erosion der Sandschicht ein Bereich mit geringem Strömungswiderstand, eine Art Kanal, freigespült haben, durch welchen das warme Wasser vom oberen Teil des Speichers direkt in den tiefen Brunnen eingesaugt würde. Im Rahmen des Projekts konnte keine Lösung erarbeitet werden, diese Vermutung ohne einen teilweisen Rückbau des KWWS zu bestätigen.

Im derzeitigen Zustand kann nur ein Teil des KWWS-Volumens im oberen Bereich genutzt werden. Zunächst sollte also durch die Kamerabefahrung abgeklärt werden, ob ein Leck im tiefen Brunnen gesichtet werden kann. Ist dies nicht der Fall, kann das Problem voraussichtlich nur durch eine aufwändige Sanierung gelöst werden.

## 2.6 Wärmepumpe

Zur Entladung des KWWS auf bis zu ca. 10 °C ist eine elektrisch angetriebene Kompressions-Wärmepumpe installiert, die bisher allerdings noch nicht im regulären Betrieb war. Die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe beträgt 15 kW. Das entspricht im Bereich der Auslegung einer thermischen Leistung von ca. 60 kW. Die Wärmepumpe wird mit dem Kältemittel R134a betrieben. Durch dieses Kältemittel ist der Temperaturbereich festgelegt, in dem die Wärmepumpe betrieben werden kann. Es war geplant, mit der Wärmepumpe den KWWS auf Temperaturen unterhalb der Temperatur des Netzurücklaufs zu entladen. Die Netzurücklauftemperatur war mit ca. 40 °C geplant. Dies entspricht der oberen Grenztemperatur bei der die Wärmepumpe auf der Wärmequellenseite betrieben werden kann.

Die Wärmepumpe wurde während des Projektzeitraums nicht in Betrieb genommen, da die Beimischung zur Regelung der Verdampfer Eintrittstemperatur nicht funktionsfähig war. Diese wurde bis zum Ende des Projektzeitraums nicht repariert.

## 2.7 Nahwärmenetz

Bisher wurde das Nahwärmenetz erst dann vom Pufferspeicher mit Wärme versorgt, wenn dieser eine Temperatur von mindesten 62 °C bereitstellen konnte. Daraus resultieren höhere Netzvorlauftemperaturen und Netzurücklauftemperaturen, als tatsächlich notwendig. Die Firma Weiland, die mit der Anlagenoptimierung betraut wurde, setzte diesen Schwellenwert ab Mitte Mai 2014 auf 48 °C herab. Die Heizkurve des Nahwärmenetzes wurde angepasst, so dass die Zieltemperatur für den Vorlauf des Nahwärmenetzes nun zwischen 48 °C und 50 °C beträgt, mit dem Ziel die Netzurücklauftemperatur zu verringern. Zum Schutz vor Legionellen wird das Netz einmal wöchentlich auf mindestens 70 °C aufgeheizt.

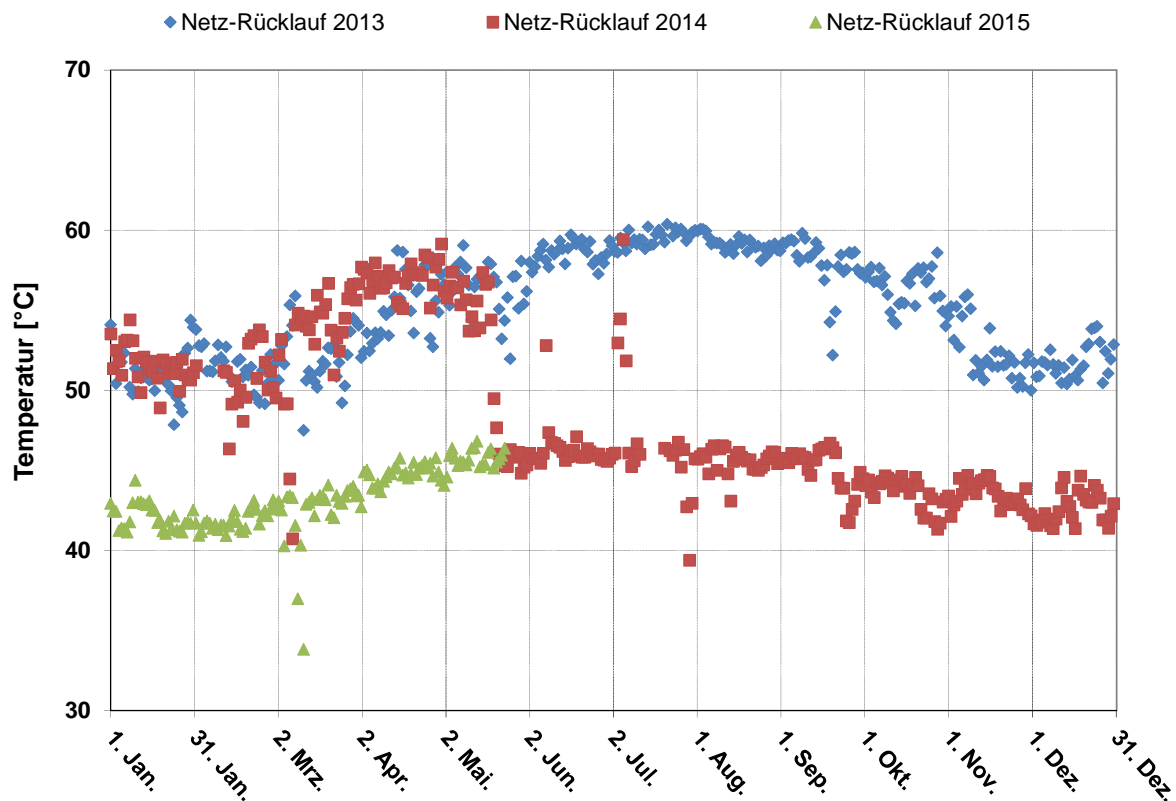


Abbildung 2-12. Rücklauftemperatur des Nahwärmenetzes in Eggenstein 2013 - Mai 2015

In Abbildung 2-12 ist die Rücklauftemperatur des Nahwärmenetzes in Eggenstein für die Jahre 2013, 2014 und 2015 bis Ende des Anlagenmonitorings dargestellt. Ab Mitte Mai 2014 konnte die Netzzücklauftemperatur durch die Absenkung der Netzvorlauftemperatur von im zeitlichen Mittel  $54,8\text{ °C}$  für den Zeitraum Anfang 2013 bis Mitte Mai 2014 auf  $44,3\text{ °C}$  für den Zeitraum Mitte Mai 2014 bis Ende Mai 2015 abgesenkt werden.

## 2.8 Bewertung der Wasserqualität des Kies-Wasser-Wärmespeichers

Aufgrund der Konstruktion des KWWS als offenes System befindet sich das Speicherwasser im geringen stofflichen Austausch mit der Umgebungsluft. Zudem befindet sich in der mittleren Schicht des Speichers der sandige Aushub der Grube für den KWWS, welcher auch organisches Material enthält. Durch diese Einflüsse sowie die gegenüber dem ungestörten Erdreich erhöhte Temperatur im KWWS kann mikrobiologisches Wachstum gefördert werden, was zu Biofouling oder Korrosion an Rohrleitungen, Pumpen und den Wärmeübertragern führen kann. Ablagerungen

durch Fouling erhöhen den Strömungswiderstand in den Leitungen, verringern die Wärmeübertragungsleistung von Wärmeübertragern und können die Pumpen beschädigen. Davon könnten sämtliche Rohrleitungen und Apparate betroffen sein, die das Wasser des KWWS führen.

Zur Bewertung der Wasserqualität des KWWS wurden am 04.08.2015 Proben entnommen und durch das Ingenieurbüro Fader Umweltanalytik analysiert. In Tabelle 2-1 sind die Analyseergebnisse sowie die Ergebnisse vorangegangener Messungen dargestellt. Der gesamte Prüfbericht befindet sich in Anhang A in Kapitel 2.9.

**Tabelle 2-1. Messwerte der Wasseranalyse der KWWS**

		Befüllung '08	13.10.2010	17.05.2011	30.05.2012	04.08.2015
<b>Total Organic Carbon (TOC)</b>	mg/l	-	16,4	15,1	13,9	5,9
<b>Kalzium (Ca)</b>	mg/l	82,6	162	217	177	154
<b>Eisen (Fe)</b>	mg/l	< 0,03	1,91	3,33	< 0,045	0,05
<b>Kalium (K)</b>	mg/l	2,1	17	18,5	7,53	8,7
<b>Magnesium (Mg)</b>	mg/l	16,1	12	17,2	14,3	9,2
<b>Mangan (Mn)</b>	mg/l	-	0,557	1,21	0,766	0,112
<b>Natrium (Na)</b>	mg/l	18,4	51,3	76,8	51,3	32,1
<b>Nitrat</b>	mg/l	-	< 0,2	< 0,5	< 0,2	< 0,2
<b>Chlorid</b>	mg/l	24,5	22,8	22	24,7	22,8
<b>Sulfat</b>	mg/l	43,1	84,2	64,4	77,6	191
<b>pH</b>	-	7,41	7,5	7,3	7,53	7,2 <sup>*)</sup>
<b>Elektrische Leitfähigkeit</b>	µS/cm	584	1046	1120	1110	888 <sup>**)</sup>

\*) bei 49,3 °C; \*\*) bei 25 °C

Der TOC-Gehalt ist mit 5,9 mg/l im Vergleich zu gewöhnlichem Trinkwasser erhöht, was zu einer erhöhten Wahrscheinlichkeit für Biofouling führt, liegt aber deutlich unterhalb der Werte, die zuvor im Wasser des KWWS gemessen wurden. Der gegenüber den Vorjahren deutlich erhöhte Sulfatwert von 191 mg/l ist unbedenklich für den Anwendungsfall, da dadurch keine Ablagerungen an den Leitungen, Pumpen und Wärmeübertragern zu erwarten sind. Das Sulfat ist auf Gips zurückzuführen, der sich aus dem Kiesbett gelöst hat. Das Ingenieurbüro Fader kommt aber zu dem Schluss, dass eine hohe Wahrscheinlichkeit für Kalkablagerungen an den Leitungen, Pumpen und Wärmeübertragern besteht. Als Indiz dafür wird eine hohe Calcit-Abscheidekapazität des Speicherwassers von 61,1 mg/l bei einer Temperatur von 49,3 °C angeführt, die im Anhang A, Kapitel 2.9 aufgeführt ist. Das Trinkwasser in Eggenstein weist demgegenüber eine erheblich geringere Calcit-Abscheidekapazität

von 5,7 mg/l bei einer Temperatur von 12,8 °C auf. Der Trinkwasser-Wert stammt aus einer Wasseranalyse in Eggenstein des Ingenieurbüros Fader vom 3.11.2015 und wurde nach telefonischer Anfrage mitgeteilt.



## 2.9 Anhang zu Kapitel 2

### Anhang A: Prüfbericht der Wasseranalyse des KWWS

Dr.-Ing. Hansjörg Fader  
Ingenieurbüro und Umweltlabor

Von der Industrie- und Handelskammer Karlsruhe öffentlich bestellter  
und vereidigter Sachverständiger für Trink-, Grund- und Brauchwasser

Universität Stuttgart, ITW – Prüfbericht Nr. 29215




07.09.2015

#### PRÜFBERICHT NR. 29215

<b>Betrifft:</b>	Kies-Wasser-Langzeit-Wärmespeicher, Schul- und Sportzentrum, Buchenheimer Weg 6, 76344 Eggenstein-Leopoldshafen, Chemisch-physikalische Wasseruntersuchung
<b>Auftraggeber:</b>	Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Pfaffenwaldring 70550 Stuttgart
<b>Probenehmer:</b>	Klaus Herter, FADER Umweltanalytik
<b>Probenahmedatum / Pro- beneingang:</b>	04.08.2015 / 04.08.2015 14:00 Uhr
<b>Probenahmeverfahren:</b>	DIN ISO 5667-5 A14
<b>Prüfzeitraum:</b>	04.08.2015 bis 19.08.2015
<b>Befunddatum:</b>	07.09.2015

Probenbezeichnung	Analysennummer	Parameterumfang
Warmwasser aus Kies-Wasser-Wärmespeicher	292/15	Hauptkationen und -anionen, Eisen, Mangan und TOC

Dieser Prüfbericht umfasst:	3 Seite(n) Prüfbericht - Seite(n) Beurteilung	
Das Prüfergebnis bezieht sich ausschließlich auf die untersuchten Proben. Eine auszugsweise Veröffentlichung bzw. Vervielfältigung des Prüfberichtes bedarf der schriftlichen Genehmigung. <sup>*)</sup> nicht akkreditiertes Verfahren <sup>*)</sup> Analyse durch akkreditiertes Partnerlabor		

n:\projekte\uni-stuttgart\29215.doc

1/3



Universität Stuttgart, ITW – Prüfbericht Nr. 29215

07.09.2015

<b>CHEMISCH-PHYSIKALISCHE WASSERUNTERSUCHUNG</b>
--

Parameterumfang: Gemäß vorgegebener Liste

Bezeichnung der Probe	<b>Warmwasser aus Kies-Wasser- Wärmespeicher</b>
Analysennummer	<b>292/15</b>
Entnahmedatum/-uhrzeit	04.08.2015 / 10:20 Uhr
Entnahmestellen-Nr.	-
Mst.-Nr. LUBW	-

Parameter	Verfahren	
Färbung (qualitativ) *)	-	<b>farblos</b>
Trübung (qualitativ) *)	-	<b>klar</b>
Bodensatz (qualitativ) *)	-	<b>nicht vorhanden</b>
Geruch (qualitativ) *)	-	<b>ohne Besonderheit</b>
Temperatur (T <sub>w</sub> ) °C *)	DIN 38404-C4-2	<b>49.3</b>
pH-Wert bei T <sub>w</sub> - *)	DIN EN ISO 10523-C5	<b>7.20</b>
pH-Wert der Calcitsättigung bei T <sub>w</sub> -	DIN 38404-C10	<b>6.78</b>
ΔpH (Calcit) pH-pH <sub>sat</sub> -	DIN 38404-C10	<b>+ 0.42</b>
El. Leitfähigkeit bei 20°C mS/m *)	DIN EN ISO 27888-C8	<b>79.6</b>
El. Leitfähigkeit bei 25°C mS/m *)	DIN EN ISO 27888-C8	<b>88.8</b>
Säurekapazität bis pH 4.3 bei 20°C mmol/l	DIN 38409-H7-1-2	<b>5.35</b>
Basekapazität bis pH 8.2 bei T <sub>w</sub> mmol/l	DIN 38404-C10	<b>0.81</b>
Härte als Calciumcarbonat mmol/l	DIN 38406-E3	<b>4.22</b>
Härtebereich gemäß §9 WRMG -	-	<b>„hart“</b>
Gesamthärte °dGH	DIN 38406-E3	<b>23.6</b>
Carbonathärte °dKH	berechnet	<b>15.0</b>
Nichtcarbonathärte °dNKH	berechnet	<b>8.6</b>
Hydrogencarbonat HCO <sub>3</sub> mg/l	berechnet	<b>323</b>
Freie Kohlensäure CO <sub>2, frei</sub> mg/l	DIN 38404-C10	<b>23.9</b>
Zugehörige Kohlensäure CO <sub>2, zug</sub> mg/l	DIN 38404-C10	<b>49.8</b>
Überschüss. Kohlensäure CO <sub>2, ob</sub> mg/l	DIN 38404-C10	<b>0</b>
Pufferungsintensität mmol/l	DIN 38404-C10	<b>1.23</b>
Calcit-Lösekapazität bei T <sub>w</sub> mg/l	DIN 38404-C10	<b>-</b>
Calcit-Abscheidekapazität bei T <sub>w</sub> mg/l	DIN 38404-C10	<b>61.6</b>
Calcitsättigungsindex bei T <sub>w</sub> -	DIN 38404-C10	<b>+ 0.598</b>

Die mit \*) bezeichneten Parameter wurden vor Ort ermittelt; WRMG = Wasch- und Reinigungsmittelgesetz



Universität Stuttgart, ITW – Prüfbericht Nr. 29215

07.09.2015

Bezeichnung der Probe	Warmwasser aus Kies-Wasser-Wärmespeicher
Analysennummer	292/15

Parameter			Verfahren	
Sauerstoff	O <sub>2</sub>	mg/l *)	DIN EN 25814-G22	3.7
Calcium	Ca	mg/l	DIN EN ISO 14911-E34	154
Chlorid	Cl	mg/l	EN 10304-1-D20	22.8
Eisen ges.	Fe	mg/l	DIN 38406-E1-1	0.05
Kalium	K	mg/l	DIN EN ISO 14911-E34	8.7
Magnesium	Mg	mg/l	DIN EN ISO 14911-E34	9.2
Mangan	Mn	mg/l	DIN 38406-E33-2	0.112
Natrium	Na	mg/l	DIN EN ISO 14911-E34	32.1
Sulfat	SO <sub>4</sub>	mg/l	EN 10304-1-D20	191
Nitrat	NO <sub>3</sub>	mg/l	EN 10304-1-D20	<0.2
Organisch gebundener Kohlenstoff	TOC	mg/l C	DIN EN 1484-H3	5.9

Die mit \*) bezeichneten Parameter wurden vor Ort ermittelt

Korrosionschemische Parameter nach DIN EN 12502				
Parameter	Verfahren	Richtwert DIN EN 12502		
$S_1 = \frac{c(Cl) + c(NO_3) + 2 c(SO_4)}{c(HCO_3)}$	-	DIN EN 12502-3	<0.5 <sup>1)</sup>	0.87
$S_2 = \frac{c(Cl) + 2 c(SO_4)}{c(NO_3)}$	-	DIN EN 12502-3	<1 oder >3 <sup>2)</sup>	1432
$S = \frac{c(HCO_3)}{c(SO_4)}$	-	DIN EN 12502-2	≥1.5 <sup>3)</sup>	2.66

1) S<sub>1</sub> = Bewertungsparameter für Lochkorrosion an feuerverzinkten Eisenwerkstoffen: Wahrscheinlichkeit sehr gering, wenn S<sub>1</sub><0.5, sehr wahrscheinlich, wenn S<sub>1</sub>>3; 2) S<sub>2</sub> = Bewertungsparameter für selektive Korrosion an feuerverzinkten Eisenwerkstoffen: Wahrscheinlichkeit gering, wenn S<sub>2</sub><1 oder S<sub>2</sub>>3 oder wenn c(NO<sub>3</sub>)<18.6 mg/l; 3) S = Bewertungsparameter für Lochkorrosion in Warmwasser bei Kupfer und Kupferlegierungen: Wahrscheinlichkeit erhöht, wenn S<1.5 in sauren Wässern (pH<7.0) bei gleichzeitig geringen Hydrogencarbonatgehalten (<1.5 mmol/l) und hohen Sulfatkonzentrationen

Dr. J. Horst, Chem.-Ing.  
(Projektleitung Wasser)

## 2.10 Literaturverzeichnis zu Kapitel 2

- [1] BAUER, D.; DRÜCK, H.; HEIDEMANN, W.; MARX, R.; NUSSBICKER<sup>1</sup>-LUX, J.; OCHS, F.: *Solarthermie2000plus: Wissenschaftlich technische Begleitung des Förderprogramms Solarthermie2000plus zu solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicherung*, Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607P (August 2008 bis September 2012), Stuttgart, 2013.
- [2] MARX, R.; BAUER, D.; DRÜCK, H.: *Schüttfähige Dämmstoffe für Langzeitwärmespeicher – Erfahrungen und Planungsempfehlungen*. 22. Symposium Thermische Solarenergie, 9.-11. Mai 2012, Kloster Banz, Bad Staffelstein

### **3 Grundlegende Untersuchungen des Einsatzes von Wärmepumpen in solaren Nahwärmanlagen**

Die grundlegenden Untersuchungen des Einsatzes von Wärmepumpen in solaren Nahwärmanlagen untergliedern sich in zwei Abschnitte. Im ersten Teil werden Messergebnisse von Wärmepumpen in fünf solaren Nahwärmanlagen in Europa analysiert und diskutiert. Im zweiten Teil werden Anlagenkonzepte mit hydraulisch und regelungstechnisch unterschiedlich integrierter Wärmepumpe mit Simulationen abgebildet und bewertet. Dabei wird auf den Vorarbeiten aus dem vorangegangenen Forschungsprojekt zur wissenschaftlich-technischen Begleitung des Förderprogramms Solarthermie2000plus zu solar unterstützter Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicherung [1] inhaltlich aufgebaut.

In [1] wurde festgestellt, dass die Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmanlagen eine effizienzsteigernde Maßnahme sein kann. Bei den realisierten Anlagen, insbesondere bei der Anlage in Neckarsulm, wurde untersucht, in welchem Umfang die energetische Effizienz durch die Integration gesteigert werden kann. Die entsprechenden Kenngrößen, wie z. B. der solare Deckungsanteil oder der Speichernutzungsgrad des Langzeit-Wärmespeichers, konnten im Vergleich zur Anlage ohne Wärmepumpe deutlich erhöht werden. Um das Potential der Integration von Wärmepumpen besser bewerten zu können, wurde ein Rechenmodell weiterentwickelt, um große Wärmepumpen mit thermischen Leistungen von mehreren hundert Kilowatt ausreichend detailliert abbilden zu können. Dabei wurde nicht nur der Schwerpunkt auf die stationäre Betriebsweise gelegt, sondern auch auf die Modellierung der Wärmeverluste durch Takten der Wärmepumpen. Dieses Rechenmodell wurde in das Programm TRNSYS implementiert und mit Messdaten der Wärmepumpe in Neckarsulm validiert. Mit Simulationsrechnungen, die mit diesem Modell durchgeführt wurden, konnte gezeigt werden, dass bei großen Wärmepumpen die Wärmeverluste durch Takten durch eine entsprechende Regelstrategie der Wärmepumpe vermieden werden können. Basierend auf den Erkenntnissen aus dem Betrieb realisierter Anlagen in Verbindung mit dem neu entwickelten Wärmepumpenmodell wurde ein Konzept für eine innovative Gesamtanlage entwickelt und simuliert. Durch eine energetische Optimierung dieser Anlage konnte ein Anlagenkonzept entwickelt werden, welches eine hohe primärenergetische Effizienz aufweist.

#### **3.1 Untersuchung der Wärmepumpen basierend auf Messdaten**

Das wesentliche Ergebnis aus [1] ist, dass die solare Wärme durch die Verwendung der Wärmepumpe besser genutzt wird und somit der solare Deckungsanteil im

Vergleich zu Anlagen ohne Wärmepumpe gesteigert werden kann. Jedoch muss die Wärmepumpe durch die Aufwendung von Energie angetrieben werden. Es hat sich gezeigt, dass je nach Dimensionierung, Regelung und hydraulischer Verschaltung der Wärmepumpe der primärenergetische Nutzen sowohl positiv als auch negativ ausfallen kann.

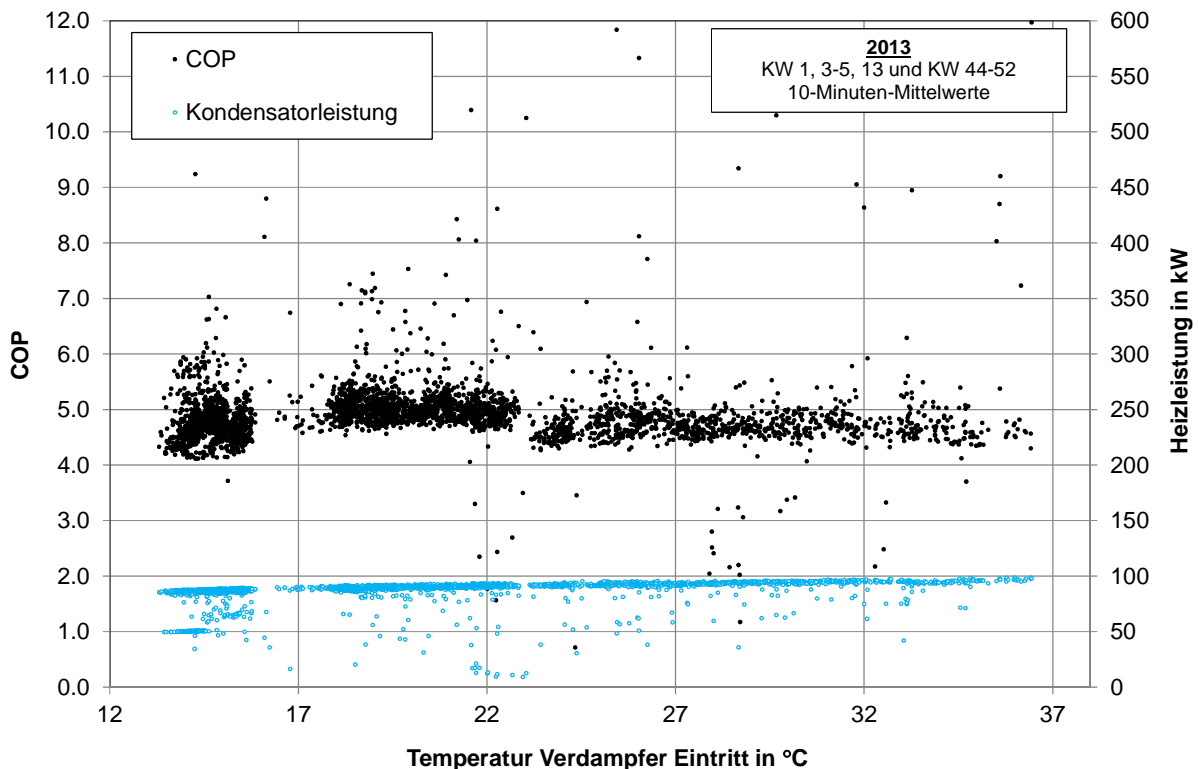
Ein Maß für die Effizienz der Wärmepumpe ist die Leistungszahl auch COP für „Coefficient of Performance“ genannt. Sie stellt das Verhältnis von Nutzwärmestrom zu Leistungsaufnahme dar. Je höher der COP desto besser ist die Ausnutzung der zugeführten Antriebsenergie.

Nachfolgend werden für die Wärmepumpen der Anlagen aus Rostock, Neckarsulm und Crailsheim die Heizleistung und der COP im gängigen Betriebsbereich der Wärmepumpe dargestellt und diskutiert. Die Diskussion der Messergebnisse der Anlagen in Eggenstein-Leopoldshafen entfällt, da sie bis zum Abschluss der Projektlaufzeit nicht in Betrieb war. Jedoch konnten stattdessen Messdaten zweier Anlagen aus dem EU-Projekt EINSTEIN (Effective INtegration of Seasonal Thermal Energy storage systems IN existing buildings) [28], bei denen eine besonders effiziente Integration der Wärmepumpen im Fokus stand, für zusätzliche Analysen herangezogen werden. Diese beiden solaren Nahwärmanlagen mit saisonalen Wärmespeichern befinden sich in Zabki in Polen und in Bilbao in Spanien. Die Anlagenbeschreibung inklusive der Hydraulik schemata sind für die deutschen Anlagen in [1] und für die Anlagen des EINSTEIN-Projekts in [28] beinhaltet.

Generell sind die elektrisch angetriebenen Kompressionswärmepumpen hydraulisch so in das System eingebunden, dass sie als Wärmequelle solarthermische und zum Teil geothermische Energie auf niedrigem Temperaturniveau nutzen und dieses auf ein nutzbares Temperaturniveau für die Wärmebereitstellung anheben. Meistens wird dabei der saisonale Wärmespeicher als Wärmequelle und ein Pufferspeicher als Wärmesenke verwendet. In Crailsheim und bei entsprechender Regelung auch in Neckarsulm kann auch ein zwischen der Wärmepumpe und dem saisonalen Wärmespeicher befindlicher zweiter Pufferspeicher als Wärmequelle dienen.

In Abbildung 3-1 sind die Messergebnisse des Wärmepumpenbetriebs in Rostock dargestellt. Vereinzelt, stark abweichende Werte im Diagramm resultieren aus Zeitintervallen, bei denen die Wärmepumpe am Ein- oder Ausschalten war. Dies gilt auch für die Diagramme der weiteren Anlagen. Diese Einzelwerte repräsentieren nicht den stationären Betriebsfall. In Rostock wird eine Wärmepumpe mit zwei Verdichtern und einer Heißgasauskopplung eingesetzt. Die Heißgasauskopplung

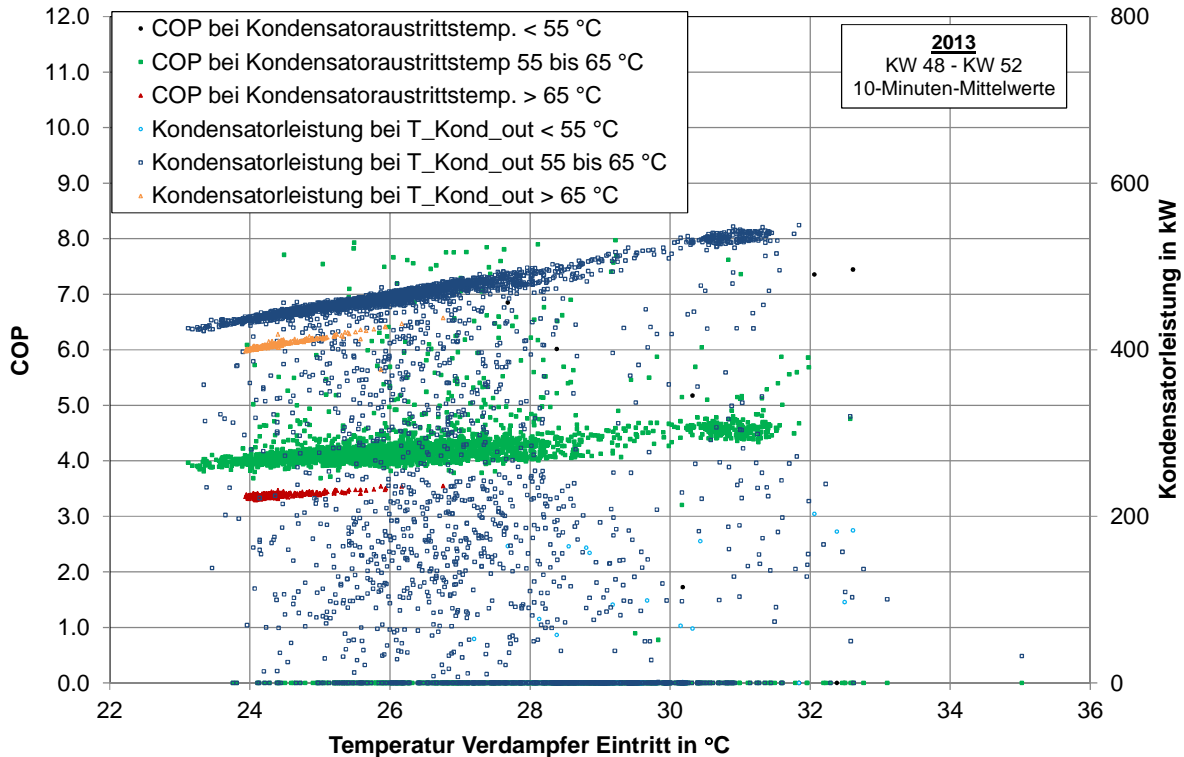
nutzt das höhere Temperaturniveau des Kältemittels unmittelbar nach dem Verdichter, um Wärme für die Brauchwassererwärmung bereitzustellen. Diese erfolgt getrennt von der Wärmebereitstellung für die Raumheizung. Die Wärmepumpe in Rostock wird mit dem Kältemittel R407C betrieben. Als Wärmequelle dient der Aquifer-Wärmespeicher. Über den betrachteten Temperaturbereich am Verdampfer Eintritt von 13 °C bis 36 °C bleibt der COP nahezu konstant. Die Heizwärme, die sich aus Wärme des Kondensators und der Heißgasauskopplung zusammensetzt, steigt hingegen geringfügig von ca. 85 kW auf 100 kW an. Eine Ursache hierfür ist das sich das Verhältnis zwischen Heißgasauskopplung und Kondensatorleistung jahreszeitlich verändert. Im Herbst bei hohen Quellentemperaturen kann mehr Wärme durch die Heißgasauskopplung abgegeben werden als spät im Winter bei niedrigen Quellentemperaturen. Das Verhältnis Heißgasauskopplung zu Kondensatorleistung sinkt von 1:4 im Herbst auf 1:13 im späten Winter bei ausgekühltem Aquifer-Wärmespeicher. Die Heißgasauskopplung wird im Wesentlichen durch eine erhöhte Verdichtung realisiert, die einen erhöhten Arbeitsaufwand benötigt. Somit reduziert sich die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe im späten Winter und der COP der Wärmepumpe bleibt trotz niedrigerer Quellentemperaturen konstant bei Werten zwischen 4 und 5,5.



**Abbildung 3-1: COP und Heizleistung der Wärmepumpe in Rostock für ausgewählte Messdaten des Jahres 2013**

In Abbildung 3-2 sind die Messergebnisse des Wärmepumpenbetriebs in Neckarsulm dargestellt. Die Wärmepumpe in Neckarsulm wird mit vier Verdichtern, die einzeln zu

und abgeschaltet werden können und dem Kältemittel R134a angetrieben. Als Wärmequelle dient zu den meisten Zeitpunkten der saisonale Erdsondenwärmespeicher, jedoch können alternativ sowohl einer der beiden 100 m<sup>3</sup> großen Pufferspeicher als auch der Rücklauf des Nahwärmenetzes als Wärmequelle genutzt werden.



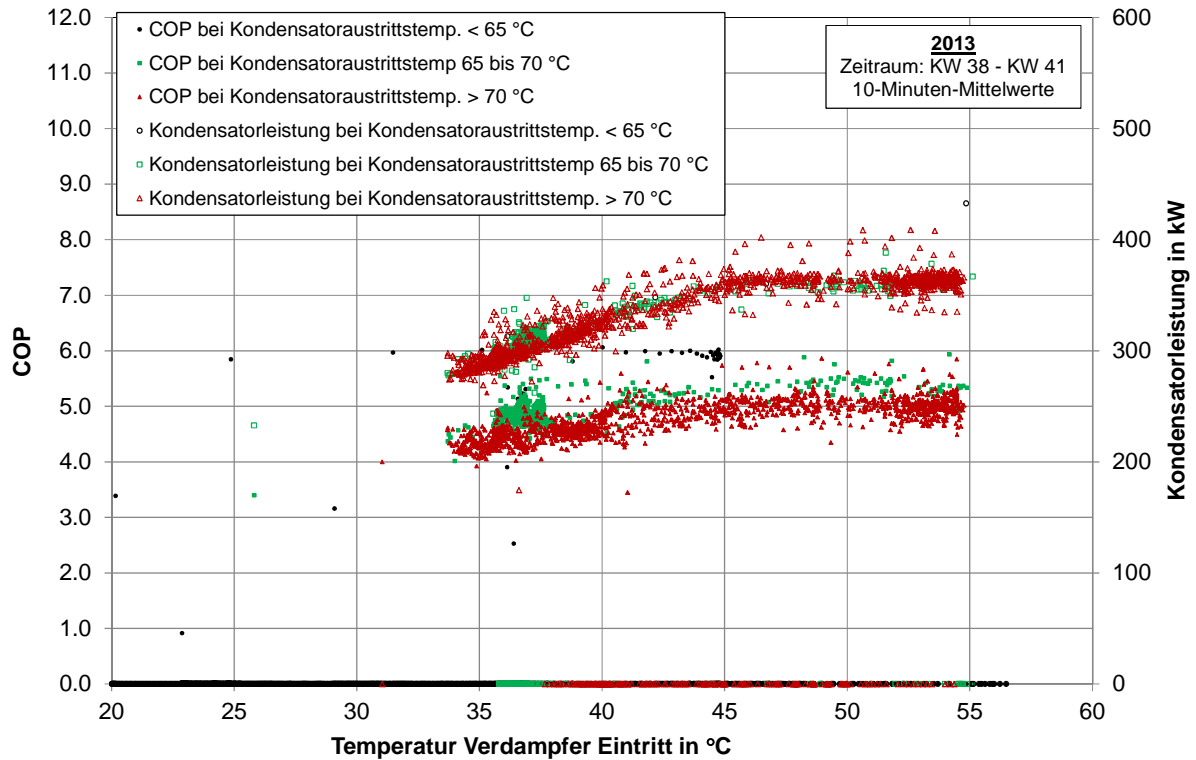
**Abbildung 3-2: COP und Kondensatorleistung der Wärmepumpe in Neckarsulm für ausgewählte Messdaten des Jahres 2013**

Die Wärmepumpe wird so geregelt, dass sie entweder ein für den Vorlauf des Nahwärmenetzes direkt nutzbares Temperaturniveau über 65 °C erzeugt oder ein geringeres Temperaturniveau zur Vorwärmung des Netzurücklaufs für den Gaskessel. Im betrachteten Zeitraum wurde die Wärmepumpe überwiegend bei einer Kondensatoraustrittstemperatur zwischen 55 °C und 65 °C zur Vorwärmung eingesetzt. Dabei wurde sie von allen vier Verdichtern angetrieben. Die Quellentemperaturen betragen in diesem Zeitraum zwischen 23 und 33 °C. Bei der Wärmepumpe in Neckarsulm ist ein linearer Zusammenhang zwischen Quellentemperatur und Kondensatorleistung sowie COP zu erkennen. Bei steigenden Quellentemperaturen steigen auch Kondensatorleistung und COP. Dabei wurden am Kondensator Wärmeströme von bis zu 550 kW übertragen. Ebenso ist der Zusammenhang zwischen dem Temperaturhub zwischen Verdampfer- und Kondensatortemperatur auf der einen Seite und Kondensatorleistung und COP auf der anderen Seite erkennbar. Je höher der Temperaturhub desto niedriger die



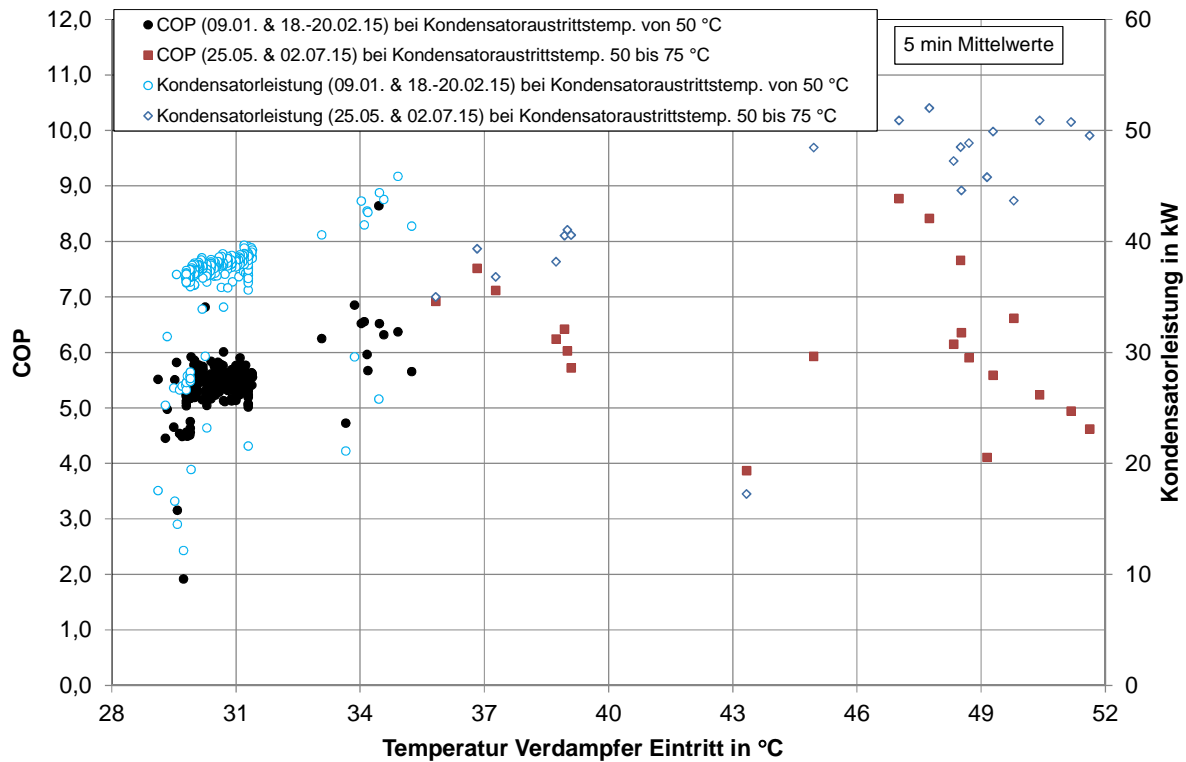
Kondensatorleistung und der COP. Im betrachteten Zeitraum betragen die Werte des COP zwischen 3,3 und 4,8.

Der Betrieb und die Modifikation der Wärmepumpe der Anlage in Crailsheim wurden in Kapitel 1 beschrieben. Verbesserungspotential, was die regelungstechnische Einbindung der Wärmepumpe betrifft, wurde ebenfalls identifiziert. In Abbildung 3-3 sind Messergebnisse des Wärmepumpenbetriebs vor der Modifikation des Expansionsventils dargestellt. Die Wärmepumpe wird im Gegensatz zu den Wärmepumpen in Rostock und Neckarsulm mit einem stufenlos regelbaren Verdichter und dem Hochtemperatur-Kältemittel R227ea betrieben. Die Verdampfeintrittstemperaturen betragen für den untersuchten Zeitraum zwischen 33 und 55 °C. Diese hohen Temperaturen resultieren daraus, dass die Wärmepumpe nicht direkt auf den Erdsondenwärmespeicher betrieben wird, sondern als Wärmequelle den davor geschalteten 480 m<sup>3</sup> großen Pufferspeicher nutzt. Dieser Pufferspeicher dient zur Zwischenspeicherung der Solarwärme des ca. 5000 m<sup>2</sup> großen Kollektorfelds des Lärmschutzwalls. Somit ist der Pufferspeicher meist wärmer als der Erdsondenwärmespeicher. Der Zusammenhang zwischen steigender Verdampfeintrittstemperatur und steigender Kondensatorleistung und COP ist auch hier ersichtlich. Im Bereich von 45 °C knickt allerdings der Kurvenverlauf ab und bleibt nahezu konstant. Dies ist durch die interne Rücklaufbeimischung am Verdampfer in der Wärmepumpe begründet, die von der Wärmepumpenregelung vorgenommen wird. Durch die Rücklaufbeimischung, die für einen störungsfreien Betrieb notwendig ist, wird die tatsächliche Eintrittstemperatur am Verdampfer auf 45 °C begrenzt. Die Wärmepumpe erreicht im betrachteten Zeitraum COPs im Bereich von 4 bis 5,6.



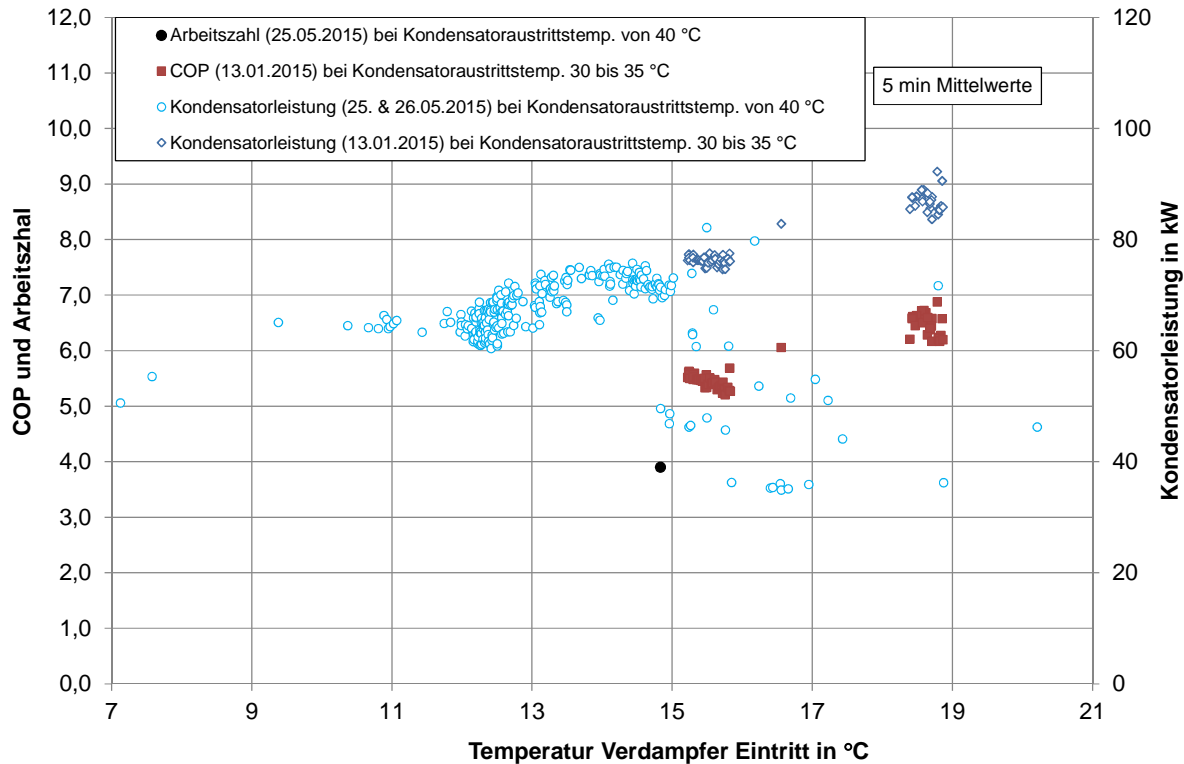
**Abbildung 3-3: COP und Kondensatorleistung der Wärmepumpe in Crailsheim für ausgewählte Messdaten des Jahres 2013**

Nachfolgend werden die Betriebsergebnisse zweier Wärmepumpen des EU-Projektes EINSTEIN [28] präsentiert und diskutiert. Das Projekt dauerte von Januar 2012 bis Dezember 2015. Bei beiden Anlagen wurde besonderen Wert darauf gelegt, die Wärmepumpen besonders effizient in das System zu integrieren. Die Anlagen stellen ausschließlich Wärme zur Gebäudeheizung bereit. In Abbildung 3-4 sind ausgewählte Messergebnisse der Wärmepumpe in Zabki in Polen dargestellt. Die Wärmepumpe wird mit einem stufenlos regelbaren Verdichter und dem innovativen Hochtemperatur-Kältemittel R245fa betrieben, das für diese Anwendung zum ersten Mal eingesetzt wird. Es handelt sich dabei um einen Prototypen, der von der Universität Ulster aus Nordirland entwickelt wurde. Ähnlich wie die Wärmepumpe in Crailsheim wird die Wärmepumpe in Zabki auf einem hohen Temperaturniveau betrieben, um Wärme bei bis zu 75 °C bereit zu stellen. Sie nutzt als Wärmequelle einen 800 m<sup>3</sup> großen saisonalen Warmwasserspeicher. Die Messergebnisse zeigen, dass der COP Werte von ca. 4,5 bis über 8 erreicht.



**Abbildung 3-4: COP und Kondensatorleistung der Wärmepumpe in Zabki, Polen für ausgewählte Messdaten des Jahres 2015**

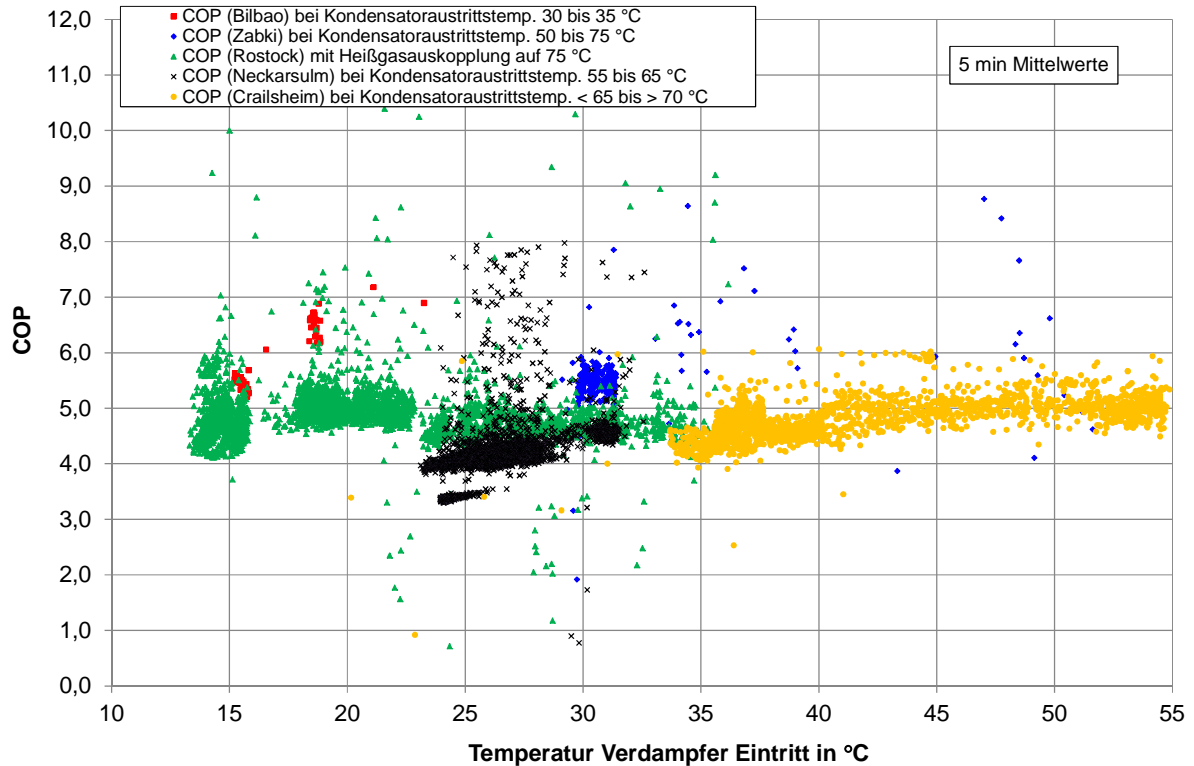
In Abbildung 3-5 sind Messergebnisse der Wärmepumpe der Anlage in Bilbao dargestellt. In Bilbao erfolgt die Beheizung des Gebäudes durch eine Fußbodenheizung. Aufgrund des niedrigen Temperaturniveaus wird dort eine standardmäßig erhältliche Wärmepumpe des Herstellers Airlan eingesetzt. Sie besitzt zwei Verdichter und wird mit dem Kältemittel R407A betrieben. Genau wie bei der Anlage in Zabki nutzt die Wärmepumpe einen saisonalen Warmwasserspeicher als Wärmequelle und liefert ein nutzbares Temperaturniveau zur Gebäudeheizung. Für die Messdaten am 25.05.2015 konnten keine Wert für den COP berechnet werden, da die Wärmepumpe stark taktete und die elektrische Leistungsmessung nicht zufriedenstellende Messergebnisse lieferte. Daher ist stattdessen die aus der Energiebilanz berechnete Arbeitszahl von knapp 4 im Diagramm abgebildet. Die Werte für den COP betragen zwischen 5,1 und 6,9 für die ausgewerteten Messergebnisse. Das Temperaturniveau am Verdampfereintritt von 10 °C bis 20 °C liegt für eine standardmäßige, mit R407A betriebene Wärmepumpe im oberen Grenzbereich, wodurch sie einen relativ geringen Temperaturhub vollziehen muss und folglich effizient betrieben werden kann.



**Abbildung 3-5: COP, Arbeitszahl und Kondensatorleistung der Wärmepumpe in Bilbao, Spanien für ausgewählte Messdaten des Jahres 2015**

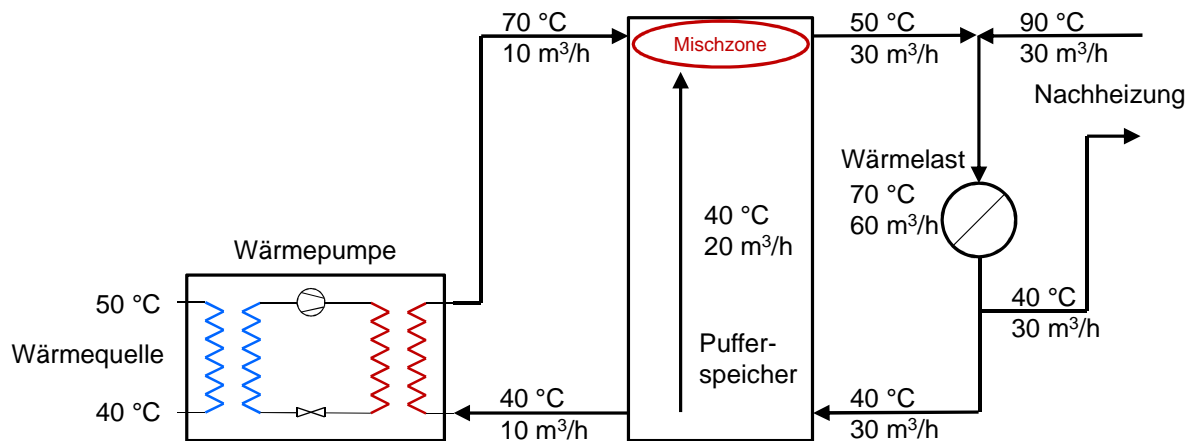
### 3.1.1 Fazit zum Wärmepumpenbetrieb

Bewertet am COP der Wärmepumpen, der aus den Messdaten ermittelt wurde, kann die Systemeinbindung der Wärmepumpe und deren Betrieb als energetisch Effizient beurteilt werden. In Abbildung 3-6 sind alle COP der beschriebenen Anlagen in einem Diagramm zusammengefasst. Es gibt zwischen den unterschiedlichen Wärmepumpengrößen und -typen sowie deren hydraulischer und regelungstechnischer Integration große Unterschiede. Werden die Wärmepumpen in Neckarsulm und Rostock verglichen, kann festgestellt werden, dass deren COP-Werte ähnlich sind. Wird die Gesamtanlage wie in [1] untersucht, kann allerdings festgestellt werden, dass primärenergetisch die Integration der Wärmepumpe der Anlage in Rostock deutlich besser abschneidet als in Neckarsulm. Die Wärmepumpe in Crailsheim hingegen schneidet bezüglich der COP-Werte und der Jahresarbeitszahl besser ab, als die Wärmepumpen in Neckarsulm und Rostock. Allerdings ist sie quellenseitig hydraulisch anders in die Anlage integriert und wie in Abschnitt 1.2.3 beschrieben ist ihr Betrieb aus energetischer Sicht nicht immer sinnvoll, was im Nachfolgenden näher erläutert wird.



**Abbildung 3-6: COPs aller fünf Anlagen im oben ausgewählten Zeitraum**

In Abbildung 3-7 ist der Betriebszustand dargestellt, der sich im Winter bei hohem Wärmebedarf des Nahwärmenetzes einstellen kann und aus energetischer Sicht nicht sinnvoll ist. Die Wärmepumpe entnimmt Wärme auf einem Temperaturniveau von 50 °C. Dieses wird auf 70 °C am Kondensator angehoben und mit einem Volumenstrom von 10 m<sup>3</sup>/h in den 100 m<sup>3</sup> großen Pufferspeicher geliefert. Allerdings liegt an dem Pufferspeicher netzseitig ein Volumenstrom von 30 m<sup>3</sup>/h mit einer Rücklauftemperatur von 40 °C an. Im oberen Bereich des Speichers mischen sich die Volumenströme des Netzes und der Wärmepumpe zu einer Mischtemperatur von 50 °C. Diese Temperatur ist nicht hoch genug, um als Vorlauf für das Nahwärmenetz zu dienen und muss durch die Nachheizung erwärmt werden. Zudem entspricht sie der Wärmequellentemperatur vor der Nutzung der Wärmepumpe. Das bedeutet, dass die Wärmepumpe unnötig betrieben wurde und lediglich als elektrische Heizungsanlage diente, um Wärme aus der Wärmequelle einzusparen. Jedoch wäre auf der Wärmequellenseite Solarwärme verfügbar, die bevorzugt zu nutzen wäre. Somit sollte die Wärmepumpe für diesen Betriebszustand ausgeschaltet bleiben und direkt die Wärmequelle genutzt werden. Eine andere Möglichkeit besteht darin, die thermische Leistung der Wärmepumpe zu erhöhen, sprich eine oder mehrere Wärmepumpen nachzurüsten, um genügend Wärme auf einem nutzbaren Temperaturniveau zur Verfügung zu stellen, ohne dass dieses im Pufferspeicher herunter gemischt wird.



**Abbildung 3-7: Zeitweiser energetisch nicht sinnvoller Betrieb der zu leistungsschwachen Wärmepumpe in Crailsheim**

Bei den Anlagen im Projekt EINSTEIN, in die auch Erfahrungen aus den deutschen Pilotanlagen eingeflossen sind, ist eine energetisch sehr effiziente Integration der gut auf das System abgestimmten Wärmepumpen gelungen. Dies kann an den hohen COPs und Leistungszahlen der entsprechenden Wärmepumpen bewertet werden. Allerdings fehlen noch Langzeiterfahrungen und Messergebnisse, die diese ersten Ergebnisse bestätigen. Aus den betrachteten fünf Anlagen lässt sich ein weiteres Fazit zusammenfassen: Die Anlagen in Rostock, Zabki und Bilbao wurden von Anfang an mit Wärmepumpen geplant und ausgelegt. Dies gilt zwar auch für die Anlage in Crailsheim, allerdings wurde hier eine viel leistungsschwächere Wärmepumpe installiert als ursprünglich geplant. In Neckarsulm wurde die Wärmepumpe nachgerüstet. Für die betrachteten Anlagen ist zu erkennen, dass diejenigen, bei denen die Wärmepumpe von Beginn an mitberücksichtigt wurde und auch der Planung entsprechend installiert wurden, energetisch effizienter betrieben werden als diejenigen Anlagen die entweder eine andere oder gar keine Wärmepumpe in der Planung beinhaltet hatten. Dieser Umstand zeigt auf, wie komplex solche solaren Nahwärmanlagen sind und wie wichtig es ist, eine ganzheitliche Planung vorzunehmen.

### 3.2 Untersuchung der Wärmepumpenintegration mit transienten Anlagensimulationen

Im vorangegangenen Forschungsprojekt zur Wissenschaftlich-technische Begleitung des Förderprogramms Solarthermie2000plus zu solar unterstützter Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicherung [1] wurde ein spezielles Rechenmodell für große

Wärmepumpen mit thermischen Leistungen von mehreren hundert Kilowatt entwickelt und damit bereits erste simulationsgestützte Untersuchungen zum Taktverhalten bei der Wärmepumpenintegration durchgeführt. Diese Untersuchungen und Modelle dienen als Basis für nachfolgende Untersuchungen und Diskussion.

Bei der Messdatenanalyse im Zeitraum des oben genannt Forschungsprojekts hat sich herausgestellt, dass nicht jede Wärmepumpen so in das System integriert wurde, dass sie den Primärenergiebedarf der Anlage senkte.

Diese Erkenntnis bildete die Grundlage dafür, die Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmanlagen systematisch zu untersuchen. Hierfür wurden Simulationen unterschiedlicher Anlagenkonfigurationen durchgeführt. Für die Abbildung und Simulation solcher Nahwärmanlagen sind hinreichend genaue Modelle unverzichtbar. Da kein Wärmepumpenmodell identifiziert werden konnte, das den gestellten Anforderungen an die Simulation von solaren Nahwärmanlagen gerecht wurde, erfolgte eine Modellweiterentwicklung des komponentenbasierten Modells nach Hornberger [2]. Im Fokus dieser Entwicklung standen transiente Effekte. Dadurch sollen auch mögliche Wärmeverluste durch Takten der Wärmepumpe berücksichtigt werden. Das Modell wurde mit Messdaten der Wärmepumpe in Neckarsulm validiert. Im Vergleich zum ursprünglichen Modell konnte eine deutliche Verbesserung der Genauigkeit erzielt werden. Besonders im Bereich des Anfahrverhaltens der Wärmepumpe kann das neue Modell die Realität besser wiedergeben.

Basierend auf diesem Modell wurde eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, um abschätzen zu können, unter welchen Randbedingungen Wärmeverluste durch Takten bei Wärmepumpen auftreten können, wie sie in solaren Nahwärmanlagen eingesetzt werden. Die Sensitivitätsanalyse zeigt, dass z. B. bei kurzen Laufzeiten der Wärmepumpe von wenigen Sekunden deutliche thermische Leistungseinbußen auftreten können. Dieses Verhalten wird jedoch bei den Wärmepumpen in realisierten Anlagen durch entsprechende Regelstrategien ausgeschlossen. Des Weiteren konnte aufgezeigt werden, dass beim regulären Anlagenbetrieb die Wärmeverluste durch Takten so gering sind, dass sie vernachlässigt werden können.

Zur Entwicklung eines innovativen und energetisch optimierten Anlagenkonzeptes wurden Voruntersuchungen durchgeführt. Die Anlage wurde in Komponenten bzw. Module, wie z. B. Pufferspeicher, Wärmepumpe oder Nahwärmenetz, untergliedert. Für jede Komponente wurde ein Lastenheft entwickelt, in dem aufgelistet wurde,

welche Betriebsweisen auf diese Komponente einen energetisch positiven oder negativen Einfluss haben. Alle Lastenhefte wurden miteinander kombiniert, so dass die gegenseitige energetische Beeinflussung der Komponenten ersichtlich wurde. Basierend auf diesem Beeinflussungsschema konnte ein innovatives Anlagenkonzept zusammengestellt werden, das möglichst viele positive Eigenschaften der Komponenten zulässt und negative weitgehend ausschließt.

Basierend auf diesem Anlagenkonzept wurde eine Referenzanlage definiert und in dem Simulationsprogramm TRNSYS abgebildet und simuliert. Die Ergebnisse der Simulation weisen ein Potenzial zur Steigerung der energetischen Effizienz im Vergleich zu bisherigen Anlagen nach. Allerdings konnte mit der Referenzanlage keine zufriedenstellende Versorgungssicherheit des Nahwärmenetzes erzielt werden.

An diesen Punkt knüpfen die neuen Untersuchungen im Rahmen dieses Forschungsprojektes an. Einen Großteil dieser Untersuchungen und Ergebnisse wurden in der Dissertation von Marx im Jahr 2015 [3] veröffentlicht.

### 3.2.1 Referenzanlage und Simulationsergebnisse

Im vorangegangenen Forschungsprojekt [1] wurde das Referenzsystem definiert und beschrieben. Das vereinfachte Anlagenschema ist in Abbildung 3-8 dargestellt. Die Kenngrößen sind in der Tabelle 3-1 aufgelistet.

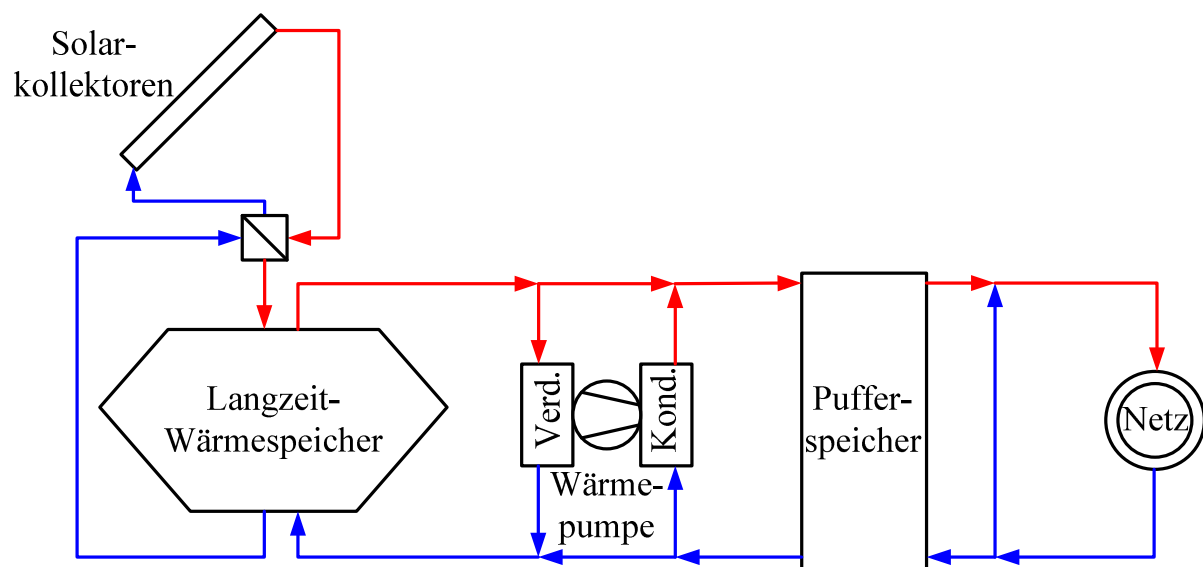


Abbildung 3-8: Vereinfachtes Anlagenschema der solaren Nahwärme mit Wärmepumpe [3]



**Tabelle 3-1: Kenngrößen der Referenzanlage [3]**

Bezeichnung	Wert und Einheit
Wetterdatensatz Würzburg (TRY) [4]	
Warmwasserspeicher (LZWSP)	
Volumen:	18 000 m <sup>3</sup>
Höhe:	15 m
Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung:	0,14 W/(m·K)
Dämmstärke des Deckels:	1 m
Dämmstärke der Mantelfläche:	0,7 m
Dämmstärke des Bodens:	0,5 m
Pufferspeicher mit Schichtbeladeeinheiten für Beladung und Netzzrücklauf	
Volumen:	150 m <sup>3</sup>
Höhe:	12 m
Kollektoren (Flachkollektoren)	
Fläche:	8 000 m <sup>2</sup>
Azimut:	0° (direkt nach Süden)
Anstellwinkel:	45°
Kollektorparameter (Typ: Solar Roof von Wagner & Co. GmbH + Solvis Energiesysteme) [5]:	$\eta_0 = 0,81$ ; $a_1 = 4,138 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ; $a_2 = 0,008 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^2)$
Wärmepumpe	
Kältemittel:	R227ea
maximale elektrische Leistungsaufnahme:	275 kW
Nahwärmenetz	
Jahreswärmelieferung:	3 100 MWh

Die Kennzahlen der Referenzanlage für das zweite Simulationsjahr sind in Tabelle 3-2 zusammengefasst. Die Berechnungsgrundlagen werden in [1] und [3] detailliert beschrieben. Im Verlaufe der Projektdauer veränderten sich die Berechnungsgrundlagen unter anderem durch die Novellierung der Energieeinsparverordnung (EnEV2014). Um eine Vergleichbarkeit der hier präsentierten Ergebnisse zu der vorangegangenen Arbeit zu gewährleisten, wird zunächst auf Basis der bestehenden, anfänglich gültigen Berechnungsgrundlage mit Primärenergiefaktor aus der EnEV2009 diskutiert. Am Ende wird ein Ausblick gegeben, der aktuelle und zukünftige Veränderungen berücksichtigt und diskutiert.

**Tabelle 3-2: Kennzahlen der Referenzanlage [3]**

Kennzahl	Einheit	Wert
Speichernutzungsgrad $\eta_{SP}$	%	92,0
solarer Ertrag	kWh/(m <sup>2</sup> a)	369

solare Nutzwärme <sup>1</sup>	kWh/(m <sup>2</sup> a)	340
Kollektornutzungsgrad $\eta_{Koll}$	%	29,5
solarer Deckungsanteil $f_{sol}$	%	85,5
Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe $JAZ$	-	4,58
Primärenergieeinsparung	%	65,7
CO <sub>2</sub> -Einsparung	%	63,8
Systemarbeitszahl $SAZ$	-	6,88
primärenergetische Systemarbeitszahl $PSAZ$	-	2,65

### 3.2.2 Sensitivitätsanalyse

Um Verbesserungspotentiale der Referenzanlage zu quantifizieren, wurde eine Parameterstudie durchgeführt, die eine Sensitivitätsanalyse möglich macht. Basierend auf den Ergebnissen der Parameterstudie lässt sich für die unterschiedlichen Kennzahlen wie z. B. solarer Deckungsanteil oder Systemarbeitszahl die Sensitivität eines Parameters wie z. B. Kollektorfläche untersuchen. Folgende Kennzahlen und Parameter werden analysiert:

- |   |   |            |
|---|---|------------|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>- solarer Deckungsanteil <math>f_{sol}</math></li> <li>- Systemarbeitszahl <math>SAZ</math></li> <li>- Primärenergieeinsparung</li> <li>- Einsparung an CO<sub>2</sub>-Emissionen</li> </ul>                     | } | Kennzahlen |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>- Kollektorfläche</li> <li>- Kollektoranstellwinkel</li> <li>- Volumen des Langzeit-Wärmespeichers</li> <li>- Schichtdicke der Dämmung des Langzeit-Wärmespeichers</li> <li>- Leistung der Wärmepumpe</li> </ul> | } | Parameter  |

Als Vergleich dienen die in Tabelle 3-2 aufgeführten Ergebnisse der Referenzanlage. In den folgenden drei Abbildungen sind jeweils die relative Änderung der Kennzahl zur relativen Änderung des Parameters dargestellt. Der qualitative Verlauf der Ergebnisse ist in allen drei Diagrammen ähnlich. Es gibt jedoch große quantitative Unterschiede. Für den untersuchten Bereich gilt, dass die Größe der Kollektorfläche und die Schichtdicke der Wärmedämmung des Langzeit-Wärmespeichers einen großen Einfluss auf die Kennzahlen haben. Einen kleineren Einfluss haben die Leistung der Wärmepumpe und der Anstellwinkel der Kollektoren. Den niedrigsten Einfluss weist das Volumen des Langzeit-Wärmespeichers auf. Durch die Vergrößerung der Kollektorfläche können die Ergebnisse am stärksten beeinflusst werden. Aus technischer Sicht liegt hier das Optimum bei einer Vergrößerung der

<sup>1</sup> Die solare Nutzwärme bezeichnet die an das Nahwärmenetz gelieferte solare Wärme

Kollektorfläche um mindestens 75 % auf eine Fläche von 14 000 m<sup>2</sup>. Die Auslegung der Referenzanlage befindet sich hinsichtlich des Kollektoranstellwinkels und des Speichervolumens des Langzeit-Wärmespeichers in der Nähe ihres Optimums. Ebenfalls deutet die Schichtdicke der Wärmedämmung darauf hin, dass eine weitere Vergrößerung keine signifikante Verbesserung mehr bewirkt.

In Abbildung 3-9 sind die Ergebnisse für den solaren Deckungsanteil dargestellt. Die Referenzanlage erzielt einen solaren Deckungsanteil von 85,5 %. Durch den relativ hohen Wert sind die resultierenden relativen Änderungen dazu nicht hoch. Der solare Deckungsanteil kann im untersuchten Bereich um maximal 5 % seines Referenzniveaus verändert werden.

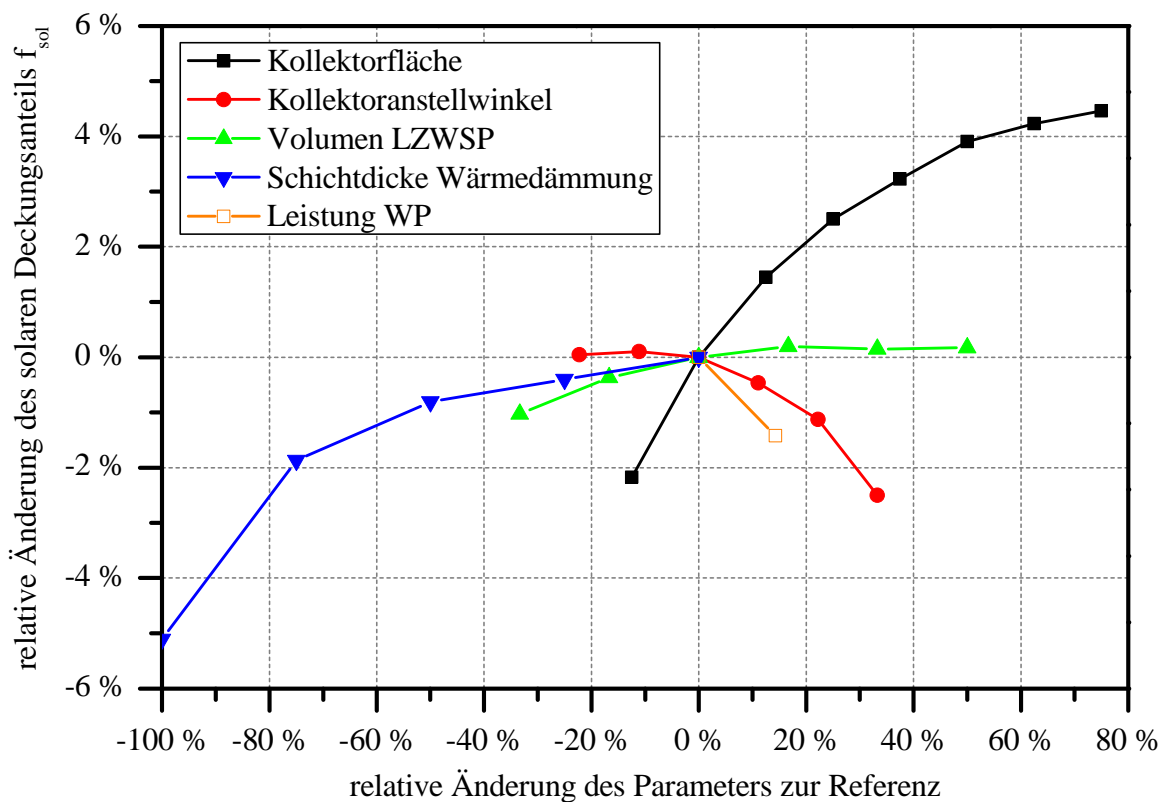
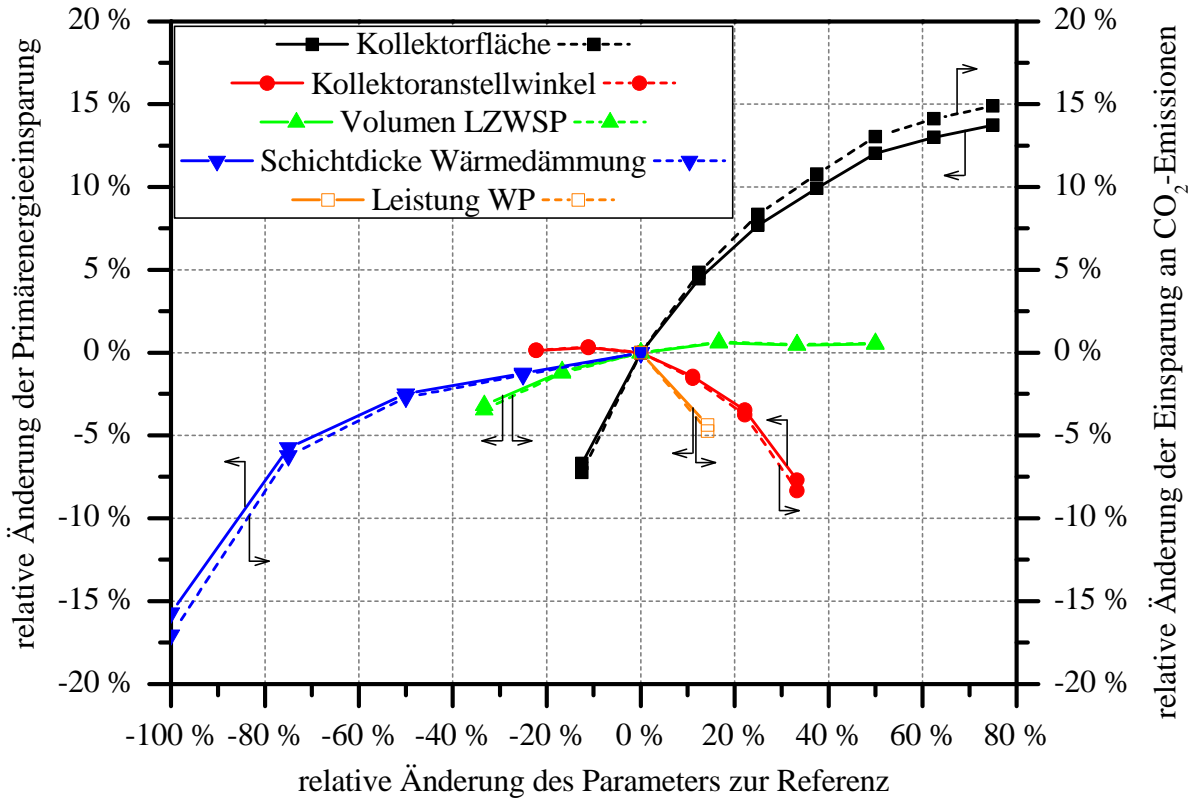


Abbildung 3-9: Sensitivität des solaren Deckungsanteils [3]

In Abbildung 3-10 sind die Ergebnisse der Sensitivität der Primärenergieeinsparung und die Einsparung an CO<sub>2</sub>-Emissionen dargestellt. Die Primärenergieeinsparung bei der Referenzanlage beträgt 65,7 %. Die Primärenergieeinsparung kann durch die Veränderung der Parameter um bis zu ca. ± 15 % beeinflusst werden. Im nahezu gleichen Bereich bewegt sich die Sensitivität der Einsparung an CO<sub>2</sub>-Emissionen, die für die Referenzanlage 63,8 % beträgt.



**Abbildung 3-10: Sensitivität der Primärenergieeinsparung (durchgezogene Linien) und der Einsparung an CO<sub>2</sub>-Emissionen (gestrichelte Linien) [3]**

Die Sensitivität der Systemarbeitszahl ist in Abbildung 3-11 dargestellt. Die Systemarbeitszahl ist die sensibelste Größe der untersuchten Kennzahlen und beträgt für die Referenzanlage 6,88. Für den untersuchten Bereich kann die Systemarbeitszahl für eine Vergrößerung der Kollektorflächen um bis zu 36 % gesteigert werden. Durch das Weglassen der Wärmedämmung hingegen, sinkt die Systemarbeitszahl um fast 23 %. Dies entspricht Absolutwerten von 9,34 bzw. 5,29.

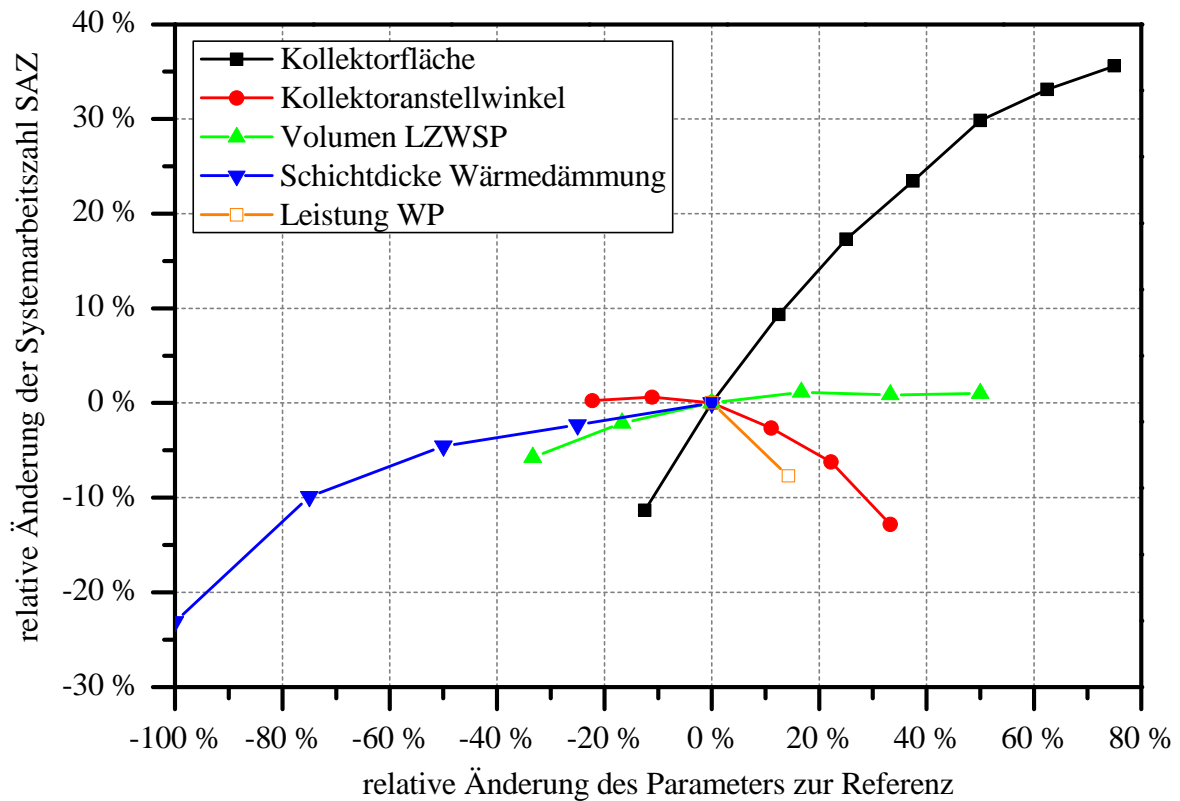


Abbildung 3-11: Sensitivität der Systemarbeitszahl SAZ [3]

Die Ergebnisse veranschaulichen, dass die Kenngrößen unterschiedlich sensibel auf eine Veränderung der Parameter reagieren. Beim Vergleich des solaren Deckungsanteils mit der Systemarbeitszahl, wird folgendes deutlich: Anlagen werden energetisch deutlich effizienter, wenn der sich bereits auf einem hohen Niveau befindliche solare Deckungsanteil weiter gesteigert werden kann. Dies kann durch die prägnante Steigerung der Systemarbeitszahl veranschaulicht werden. Für die Bewertung der Anlagen hat sich die Systemarbeitszahl als sehr aussagekräftig erwiesen, da sie ausdrückt, wie hoch der Nutzen der bereitgestellten Wärme im Vergleich zur dafür aufgewendeten Energie ist.

### 3.2.3 Detaillierte Parametervariation verschiedener Einflussgrößen zur Bestimmung der energetischen Optima der Anlagenkonfiguration

Die auf Basis der Referenzanlage durchgeführte Analyse der Betriebsergebnisse und die Sensitivitätsanalyse weisen weiteres Verbesserungspotenzial für diese Anlagenkonfiguration auf. Um dieses Verbesserungspotenzial zu bestimmen, wurde eine Parametervariation durchgeführt, bei der zusätzlich zur Referenzanlage größer dimensionierte Anlagen evaluiert wurden. Die größeren Dimensionen beziehen sich überwiegend auf das Volumen des Langzeit-Wärmespeichers bis 27.000 m<sup>3</sup> und die

Kollektorfläche bis 14 000 m<sup>2</sup>. Im Fokus der Variation stehen der Langzeit-Wärmespeicher (Volumen und Wärmedämmung), die Fläche der Kollektoren und die Leistung der Wärmepumpe.

Bei der nachfolgenden Parameterstudie werden folgende Parametereinstellungen gewählt, falls diese nicht explizit anders definiert und variiert werden. Die Kollektoren sind mit einem Anstellwinkel von 45° und einem Azimut von 0° (Süden) ausgerichtet. Der Verlauf ihrer Wirkungsgradkennlinie ergibt sich aus den in Tabelle 3-1 definierten Werten. Das Volumen des Pufferspeichers beträgt 150 m<sup>3</sup> und die maximale elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe beträgt 275 kW. Die Schichtdicke der Wärmedämmung des Langzeit-Wärmespeichers ist so dimensioniert, wie in Tabelle 3-1 definiert.

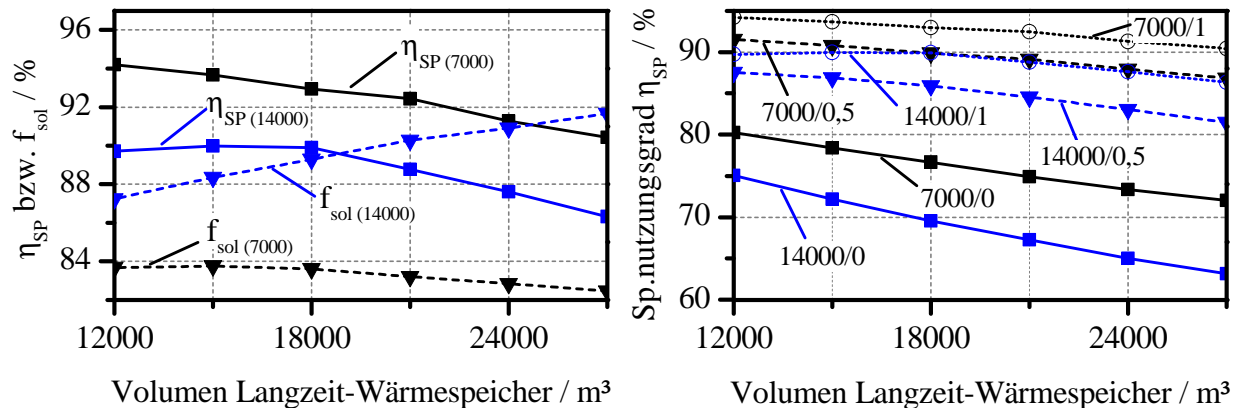
### **3.2.3.1 Parametervariation des Volumens des Langzeit-Wärmespeichers und der Schichtdicke der Wärmedämmung**

Das Volumen des Langzeit-Wärmespeichers wurde bei einer konstanten Höhe von 15 m variiert. Diese Höhe wurde festgelegt, weil in der Praxis aus technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten nicht beliebig tief in den Untergrund gebaut wird. Großvolumige WWS werden deshalb oft als Erdbecken-Wärmespeicher ausgeführt, wie es in Dänemark häufig der Fall ist [6-10].

Die Wärmedämmung ist nicht nur ein entscheidender Parameter für die thermische Effizienz des Langzeit-Wärmespeichers [11], sondern auch bei der Betrachtung der Investitionskosten von Bedeutung. Die Wärmedämmung, die für Langzeit-Wärmespeicher geeignet ist (z. B. Blähglasgranulat), kostet zwischen 60-200 €/m<sup>3</sup> [66]. Bei der Referenzanlage beträgt die Oberfläche des Langzeit-Wärmespeichers 4.240 m<sup>2</sup>. Mit den entsprechenden Dämmstärken (vgl. Tabelle 3-1) ergibt sich ein Volumen für die Wärmedämmung von 3.090 m<sup>3</sup>. Somit ergeben sich auf das Speichervolumen bezogene spezifische Kosten von 10-34 €/m<sup>3</sup><sub>Sp.vol.</sub>. Im Vergleich zu kleineren Langzeit-Wärmespeichern [12] sind die spezifischen Kosten deutlich geringer. Beim KWWS in Eggenstein wurden mit 85-90 €/m<sup>3</sup><sub>Sp.vol.</sub> (inkl. Einbaukosten) bislang die günstigsten spezifischen Kosten für eine vergleichbare Wärmedämmung bei deutschen Langzeit-Wärmespeichern erreicht.

In Abbildung 3-12 sind der Speichernutzungsgrad  $\eta_{SP}$  und der solare Deckungsanteil  $f_{sol}$  der Anlage in Abhängigkeit vom Volumen des Langzeit-Wärmespeichers und von der Kollektorfläche dargestellt (links). Zusätzlich wurde die Dämmstärke variiert (rechts). Der Faktor der Dämmstärke für die Wärmedämmung wurde zwischen 0, ½ und 1 variiert. Mit dem Faktor 1 ist die Dämmstärke wie bei der Referenzanlage (vgl.

Tabelle 3-1) bezeichnet, der Faktor 0 bezeichnet einen ungedämmten Wärmespeicher.



**Abbildung 3-12: Links: Speichernutzungsgrad und solarer Deckungsanteil in Abhängigkeit vom Volumen des Langzeit-Wärmespeichers und der Kollektorfläche (in Klammern), rechts: Speichernutzungsgrad in Abhängigkeit vom Volumen des Langzeit-Wärmespeichers, der Kollektorfläche und der Dämmstärke (Kollektorfläche/Dämmstärke) [3]**

Der Speichernutzungsgrad ist bei gleichem Speichervolumen für kleinere Kollektorflächen größer als bei großen Kollektorflächen. Dies liegt daran, dass bei größeren Kollektorflächen der solare Ertrag höher ist, weshalb der Langzeit-Wärmespeicher mit mehr Wärme beladen wird. Dadurch resultieren höhere mittlere Temperaturen im Langzeit-Wärmespeicher, was zu höheren Wärmeverlusten führt.

Bei gleichbleibender Kollektorfläche nimmt der Speichernutzungsgrad mit zunehmendem Speichervolumen ab. Durch das Vergrößern des Speichervolumens vergrößert sich auch die Speicheroberfläche und somit die wärmeübertragende Fläche. Dadurch geht bei quasi gleichbleibender Wärme bei der Beladung mehr Wärme durch Wärmeverluste verloren als bei kleineren Wärmespeichern. Somit sinken die Speichernutzungsgrade. Eine Ausnahme stellen die Ergebnisse der Parameterstudie mit einer Kollektorfläche von 14 000  $m^2$  dar. Hier stellt sich bei einem Speichervolumen von 15.000  $m^3$  ein Maximum ein. Die Abnahme des Speichernutzungsgrads hinsichtlich höherer Speichervolumina liegt, wie bei den kleineren Kollektorflächen, in den höheren Wärmeverlusten durch die steigende wärmeübertragende Fläche begründet. Im Bereich der Speichervolumina kleiner als 15 000  $m^3$  sind die 14 000  $m^2$  Kollektorfläche überdimensioniert. Das hat zur Folge, dass der Langzeit-Wärmespeicher ganzjährig auf hohem Temperaturniveau betrieben wird, was höhere Wärmeverluste verursacht.

Die solaren Deckungsanteile sind bei größeren Kollektorflächen höher als bei kleineren Kollektorflächen. Größere Kollektorflächen und die daraus resultierenden höheren solaren Erträge führen zu höheren mittleren Temperaturen im Langzeit-

Wärmespeicher. Dadurch kann dieser mit einer größeren Menge an Wärme direkt entladen werden. Folglich muss weniger Wärme über die Wärmepumpe bereitgestellt werden. Somit steigen die solaren Deckungsanteile.

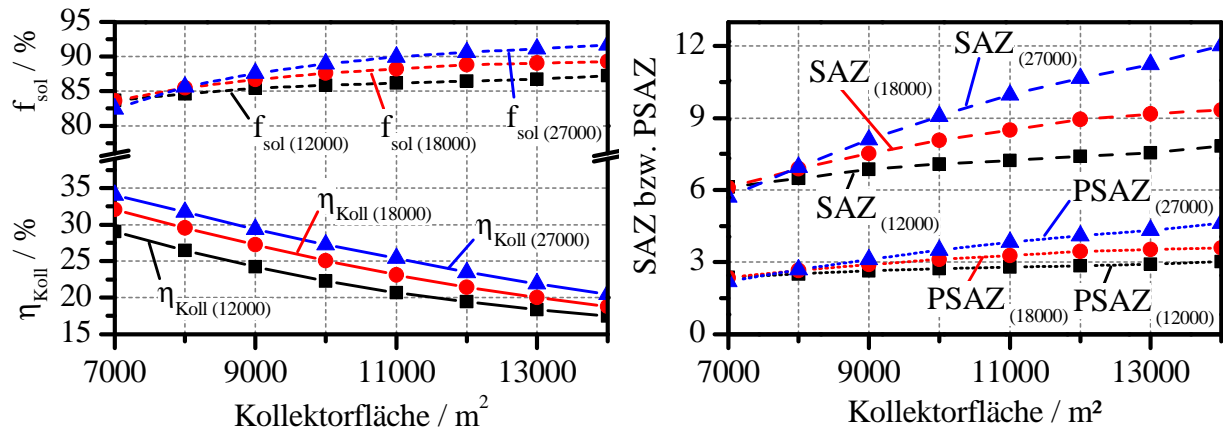
Ebenfalls nehmen die solaren Deckungsanteile bei steigenden Speichervolumina zu. In größeren Wärmespeichern kann mehr solar gewonnene Wärme gespeichert werden, die zur Deckung des Wärmebedarfs verwendet wird. Eine Ausnahme stellen die Ergebnisse der Parameterstudie mit einer Kollektorfläche von 7.000 m<sup>2</sup> dar. Ab einem Speichervolumen von 15.000 m<sup>3</sup> sinkt der solare Deckungsanteil geringfügig. Dieser Verlauf kann durch die Überlagerung zweier Faktoren begründet werden. Zum einen verschlechtert sich durch erhöhte Wärmeverluste der Speichernutzungsgrad bei steigendem Speichervolumen. Zum anderen wird der Wärmespeicher bei größerem Speichervolumen und verhältnismäßig geringer Kollektorfläche weniger warm. Somit ist nur wenig Wärme direkt nutzbar und die Entladung wird hauptsächlich über die Wärmepumpe durchgeführt. Durch den zusätzlichen Einsatz elektrischer Energie für den Antrieb der Wärmepumpe verringert sich der solare Deckungsanteil.

Bei der Konfiguration ohne Wärmedämmung betragen die Speichernutzungsgrade zwischen 63 und 80 %, bei halber Dämmstärke zwischen 82 und 92 % und bei voller Dämmstärke zwischen 87 und 94 %. Somit wird deutlich, dass ein wärmegeprägter Wärmespeicher selbst bei großen Speichervolumina deutlich höhere Speichernutzungsgrade erzielen kann als ein ungedämmter Wärmespeicher. Allerdings reicht die halbe Dämmstärke im Vergleich zur Referenzanlage schon aus, um Speichernutzungsgrade von 90 % zu erzielen. Eine Verdoppelung der Dämmstärke auf das Niveau der Referenzanlage steigert den Speichernutzungsgrad nur um 2–5 %.

### **3.2.3.2 Parametervariation der Kollektorfläche und des Kollektortyps**

Wie in der Sensitivitätsanalyse gezeigt, besitzt die Kollektorfläche einen großen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit der Anlage. Abbildung 3-13 zeigt den Einfluss der Kollektorfläche auf die charakteristischen Kenngrößen der Anlage.





**Abbildung 3-13: Links: Kollektornutzungsgrad und solarer Deckungsanteil, rechts: Systemarbeitszahl SAZ und primärenergetische Jahresarbeitszahl PSAZ in Abhängigkeit von der Kollektorfläche und vom Volumen des Langzeit-Wärmespeichers (m<sup>3</sup> in Klammern) [3]**

Der Kollektornutzungsgrad nimmt mit zunehmender Kollektorfläche ab. Dies ist auf die Zunahme der solaren Erträge und die damit verbundenen höheren Systemtemperaturen zurückzuführen. Das hat höhere Rücklauftemperaturen für die Kollektoren zur Folge, weshalb ihre Effizienz sinkt. Steigende Volumina des Langzeit-Wärmespeichers bewirken hingegen niedriger Rücklauftemperaturen. Die Kollektornutzungsgrade liegen für den untersuchten Bereich zwischen 17 und 34 %. Der solare Deckungsanteil steigt mit zunehmender Kollektorfläche und zunehmendem Speichervolumen. Dies resultiert aus höheren solaren Erträgen und aus geringeren Wärmeverlusten des Langzeit-Wärmespeichers. Die solaren Deckungsanteile betragen zwischen 82 und 92 %. Hohe solare Deckungsanteile haben hohe Systemarbeitszahlen zur Folge. Diese nehmen mit steigender Kollektorfläche und größerem Speichervolumen zu. Die Systemarbeitszahlen betragen zwischen 5,7 und 12,0 und die primärenergetische Systemarbeitszahlen zwischen 2,2 und 4,6.

Für die Simulation unter Referenzbedingungen wurden die Kennwerte des Flachkollektors „Solar Roof“ von der Fa. Wagner & Co. verwendet (siehe Referenzkollektor Tabelle 3-3). Dieser Kollektor zeichnet sich durch hohe Leistungskennwerte aus. Es wurde außerdem untersucht, um wie viel die Leistungsfähigkeit der Anlage durch den Einsatz noch leistungsfähigerer Flachkollektoren gesteigert werden kann. Dazu wurde ein Flachkollektor-Prototyp verwendet, der am Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen (TZS) des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart geprüft wurde (siehe Tabelle 3-3). Die schweizerische Firma TVP Solar SA entwickelt einen Vakuumflachkollektor [13], der eine Leistungsfähigkeit aufweist, die annähernd allen anderen Kollektortypen weit überlegen ist. Die Wirkungsgradkennlinie dieses Vakuumflachkollektors wurde ebenfalls für die Simulation verwendet. Dabei wurde in

der Simulation für diesen Kollektor die Primärkreislaufregelung angepasst. Anstatt die strahlungs- und außentemperaturgeführte Kennlinie zu verwenden, wie sie bei der Regelung der einfachen Flachkollektoren üblich ist, wird der Primärkreislauf bei Strahlungswerten größer Null gestartet. Dadurch können schon geringe Strahlungsanteile im Vakuumflachkollektor genutzt werden. Die Simulationsergebnisse unter Verwendung der drei Kollektoren sind in der Abbildung 3-14 und Abbildung 3-15 dargestellt.

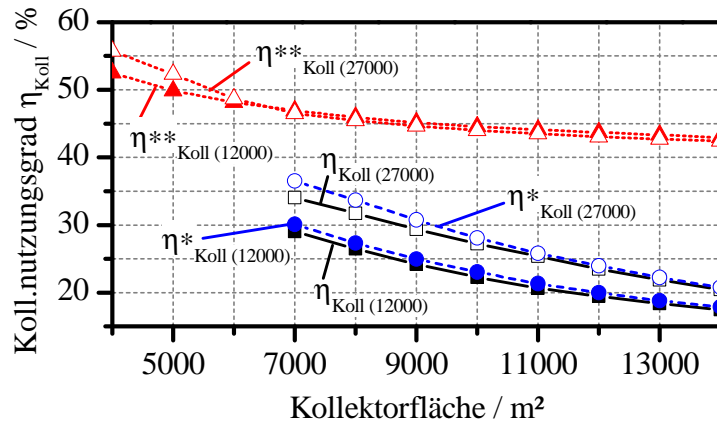
**Tabelle 3-3: Parameter der Wirkungsgradkennlinien der gewählten Flachkollektoren**

	$\eta_0$	$a_1$	$a_2$
Referenzkollektor [14]:	0,81	4,138	0,008
Sehr leistungsfähiger (guter) Kollektor (gekennzeichnet mit *):	0,83	3,336	0,010
Vakuumflachkollektor (gekennzeichnet mit **) [13]:	0,765	0,508	0,007

Die Wirkungsgradkennlinie von Flachkollektoren ist nach DIN EN 12975-2 definiert [15]:

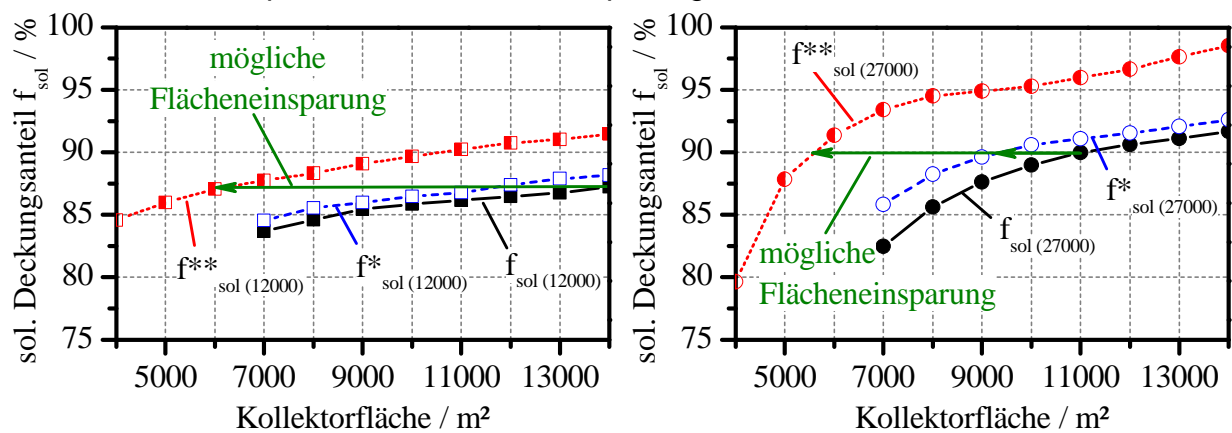
$$\eta_{\text{Koll}} = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{\vartheta_{\text{mittel,Fluid}} - \vartheta_{\text{amb}}}{E_{\text{glob}}} - a_2 \cdot \frac{(\vartheta_{\text{mittel,Fluid}} - \vartheta_{\text{amb}})^2}{E_{\text{glob}}} \quad (3-1)$$

Da der Vakuumflachkollektor einen deutlich höheren Kollektorertrag liefert (vgl. Abbildung 3-14) als der Referenzkollektor, wurden zusätzlich Anlagenkonfigurationen mit kleineren Kollektorflächen zwischen 4 000 m<sup>2</sup> und 6 000 m<sup>2</sup> untersucht. Aufgrund der Leistungscharakteristik des Vakuumflachkollektors erzielt er auch bei hohen Temperaturdifferenzen zwischen Kollektor und Umgebung hohe Kollektorerträge. Dies ist insbesondere von Vorteil, wenn die Kollektoren in den Sommermonaten aufgrund des hohen Temperaturniveaus des Langzeit-Wärmespeichers mit hohen Rücklauftemperaturen betrieben werden. Auch im Winter bei niedrigen Umgebungs- und Speichertemperaturen bietet der Vakuumflachkollektor Vorteil gegenüber dem Referenzkollektor bzw. sehr guten Flachkollektor-Prototyp und erzielt dann ebenfalls höhere Kollektorerträge. Somit werden über das gesamte Jahr höhere solare Kollektorerträge erzielt, was bei gleicher Kollektorfläche zu einer signifikanten Steigerung der solaren Deckungsanteile führt, siehe Abbildung 3-15. Dabei sind die Verbesserungen bei der Konfiguration mit dem 27.000 m<sup>3</sup> großen Langzeit-Wärmespeicher stärker als bei der Konfiguration mit dem 12.000 m<sup>3</sup> großen Langzeit-Wärmespeicher. Die Steigerung des solaren Deckungsanteils beträgt bis zu 11 % und erreicht Absolutwerte von bis zu 98,5 %.



**Abbildung 3-14: Kollektornutzungsgrad in Abhängigkeit von der Kollektorfläche, vom Volumen des Langzeit-Wärmespeichers (in Klammern) und von der Wirkungsgradkennlinie der Kollektoren: ohne Kennzeichnung – Solar Roof Flachkollektor (Referenzkollektor); \* - sehr guter Flachkollektor; \*\* - TVP Solar Vakuumflachkollektor [3]**

In Abbildung 3-15 ist erkennbar, dass durch den Einsatz leistungsfähiger Kollektoren die Kollektorfläche reduziert werden kann. So reduziert sich z. B. die Kollektorfläche mit dem sehr guten Flachkollektor-Prototyp und dem 27.000 m<sup>3</sup> großen Langzeit-Wärmespeicher von 11.000 m<sup>2</sup> auf 9.200 m<sup>2</sup>, um einen gleichbleibenden solaren Deckungsanteil von 90 % zu erzielen. Dies entspricht einer Einsparung von ca. 17 % an Kollektorfläche. Für dasselbe Beispiel und die Verwendung des Vakuumflachkollektors kann die Kollektorfläche von 11.000 m<sup>2</sup> auf ca. 5.500 m<sup>2</sup> halbiert werden. Bei der Konfiguration mit dem kleineren Langzeit-Wärmespeicher ist die Flächeneinsparung noch größer. Für den erzielten Höchstwert von 87 % für den solaren Deckungsanteil, kann die Fläche von 14.000 m<sup>2</sup> auf 6.000 m<sup>2</sup> reduziert werden. Dies entspricht einer Flächeneinsparung von 57 %.



**Abbildung 3-15: Solarer Deckungsanteil in Abhängigkeit von der Kollektorfläche, vom Volumen des Langzeit-Wärmespeichers (in Klammern) und von der Wirkungsgradkennlinie der Flachkollektoren; ohne Kennzeichnung Referenzkollektor; \* - sehr guter Flachkollektor; \*\* - TVP Solar Vakuumflachkollektor [3]**

Für solare Nahwärmanlagen ist der Einsatz der Vakuumflachkollektoren in vieler Hinsicht vorteilhaft. Die Einsparung an Kollektorfläche ist bei entsprechend günstigem Preis der Vakuumflachkollektoren ein wesentlicher wirtschaftlicher Beitrag. Ein häufiges Problem ist, dass nicht genug Fläche für die Installation der Kollektoren zur Verfügung steht. Dieses Problem kann durch die Vakuumflachkollektoren verringert bzw. gelöst werden. Somit erschließen sich neue Einsatzgebiete für solare Nahwärmanlagen, z. B. in dicht bebauten Siedlungsgebieten, in denen bislang keine solaren Nahwärmanlagen installiert werden konnten. Geringere Kollektorflächen verkleinern zudem die Solarnetze und somit deren Wärmeverluste. Dies steigert die thermische Anlageneffizienz.

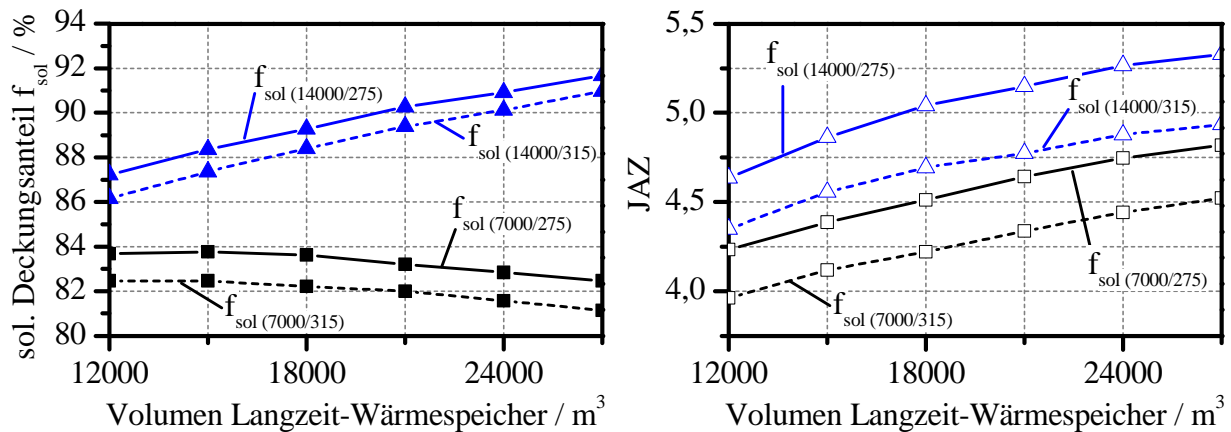
### **3.2.3.3 Parametervariation der Wärmepumpenleistung**

Die Wahl des richtigen Leistungsvermögens der Wärmepumpe ist aus mehreren Gründen bedeutsam. Eine zu leistungsschwache Wärmepumpe kann bei hohem Wärmebedarf zur Unterversorgung des Nahwärmenetzes führen. Eine zu groß dimensionierte Wärmepumpe wird hingegen häufig im Teillastbetrieb oder taktend und somit nicht immer effizient betrieben. Ist die Regelung der Wärmepumpe nicht sorgfältig umgesetzt, kann ihre Laufzeit zu lang sein. Dies verursacht einen gesteigerten elektrischen Energieverbrauch. Zudem wird der Langzeit-Wärmespeicher unnötig auf ein tieferes Temperaturniveau entladen, was im Betrieb der Wärmepumpe zu niedrigeren COP führt und im Verhältnis zur bereitgestellten Wärme zusätzlich erhöhte elektrische Energieverbräuche zur Folge hat.

In Abbildung 3-16 sind der solare Deckungsanteil und die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe in Abhängigkeit vom Volumen des Langzeit-Wärmespeichers, von der Kollektorfläche und von der elektrischen Leistung der Wärmepumpe dargestellt. Im Vergleich zu der Referenzanlage mit einer elektrischen Leistungsaufnahme von  $275 \text{ kW}_{\text{el}}$  wurde eine weitere Konfiguration mit  $315 \text{ kW}_{\text{el}}$  simuliert. Bei sonst gleicher Anlagenkonfiguration hat die höhere Leistungsaufnahme einen höheren elektrischen Verbrauch zur Folge. Somit sinkt der solare Deckungsanteil um 1,0 bis 1,5 %. Die leistungsfähigere Wärmepumpe entlädt den Langzeit-Wärmespeicher auf ein niedrigeres Temperaturniveau. Dadurch verschlechtert sich auch die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe geringfügig. Sie sinkt im Vergleich zur schwächeren Wärmepumpe um 0,25 bis 0,4.

Durch die niedrigeren Jahresarbeitszahlen bei der Wärmepumpe mit  $315 \text{ kW}_{\text{el}}$  wird eine um 0,4 bis 1,0 niedrigere Systemarbeitszahl erreicht. Basierend auf diesen

Erkenntnissen kann eine Leistungssteigerung der Wärmepumpe aus energetischer Sicht nicht empfohlen werden.



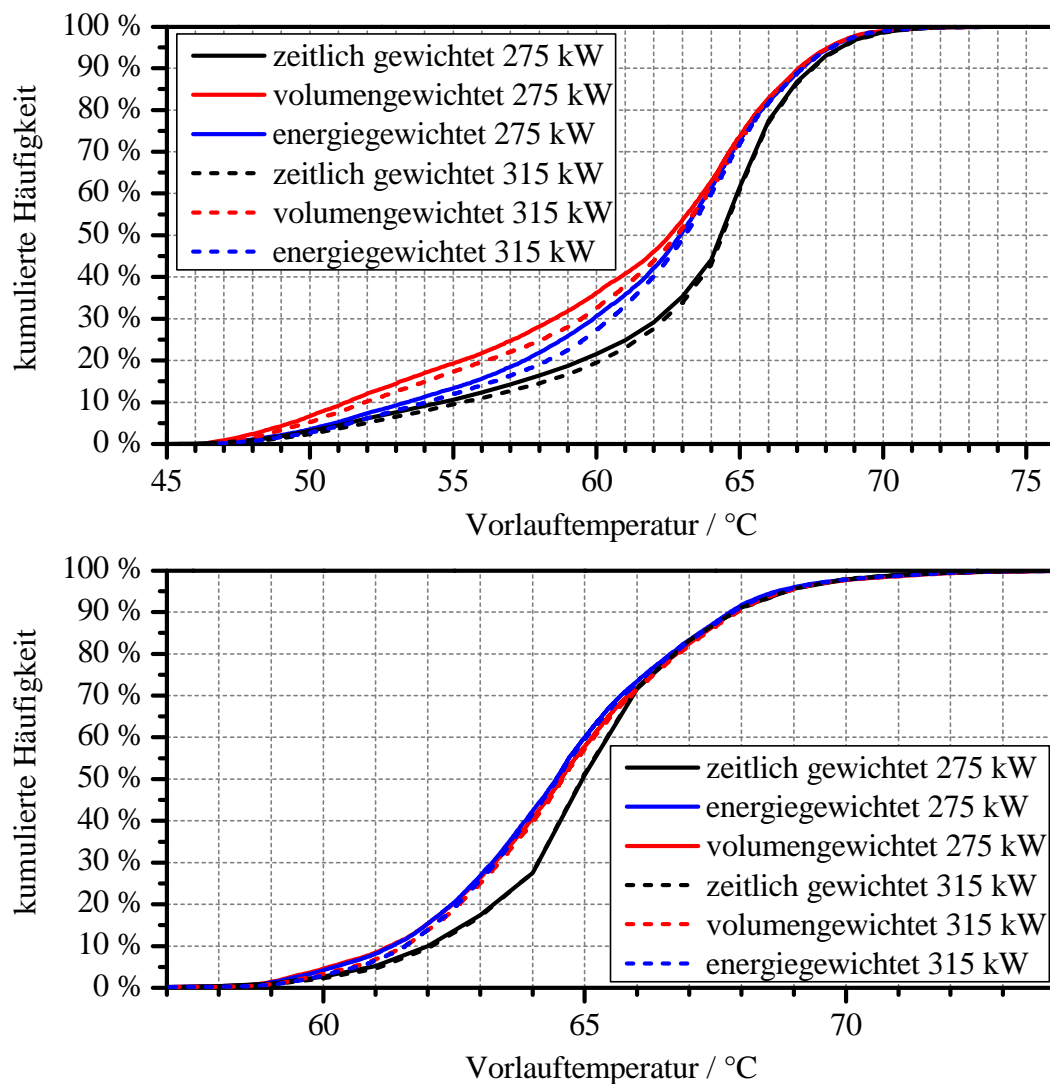
**Abbildung 3-16: Solarer Deckungsanteil und Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe in Abhängigkeit vom Volumen des Langzeit-Wärmespeichers, von der Kollektorfläche und von der elektrischen Leistung der Wärmepumpe (Kollektorfläche/ $P_{el}$ ) [3]**

Jedoch sind nicht nur die leistungscharakteristischen Kenngrößen für die Bewertung der solaren Nahwärmanlagen bedeutsam, sondern auch die Versorgungssicherheit des Nahwärmenetzes. Hierfür können leistungsfähigere Wärmepumpen hilfreich sein, um die Versorgungssicherheit bei hohem Wärmebedarf sicherzustellen. In Abbildung 3-17 sind zwei Extremfälle dargestellt. Im oberen Diagramm sind die Vorlauftemperaturen des Nahwärmenetzes für die Konfiguration mit einem 12.000  $m^3$  großen Langzeit-Wärmespeicher und 7.000  $m^2$  Kollektorfläche und im unteren Diagramm die Konfiguration mit einem 27.000  $m^3$  großen Langzeit-Wärmespeicher und 14.000  $m^2$  Kollektorfläche dargestellt. Die Vorlauftemperaturen sind in kumulierter Häufigkeit mit einer zeitlich, volumen- und energiegewichteten Darstellung abgebildet. Verglichen werden zusätzlich die beiden Wärmepumpen mit 275 und 315  $kW_{el}$ .

Bei der Konfiguration mit kleinem Langzeit-Wärmespeicher und kleiner Kollektorfläche kann keine zufriedenstellende Versorgungssicherheit gewährleistet werden. Zeitlich betrachtet wird zu ca. 20 % die Vorlauftemperatur von 60  $^{\circ}C$  unterschritten, der volumengewichtete Wert beträgt sogar ca. 35 %. Der energiegewichtete Wert befindet sich dazwischen. Die niedrigen Vorlauftemperaturen werden dadurch verursacht, dass der Langzeit-Wärmespeicher aufgrund seiner verhältnismäßig geringen Größe nur eine eingeschränkt nutzbare Wärmekapazität besitzt. Im Winter wird der Langzeit-Wärmespeicher durch die Wärmepumpe auf sehr niedrige Temperaturen entladen, wodurch deren thermische Leistung absinkt. Die relativ kleine Kollektorfläche liefert in diesem Zeitraum nur geringe solare Erträge, sodass der Langzeit-Wärmespeicher solarthermisch nicht regeneriert wird.

Die leistungsfähigere Wärmepumpe kann die Vorlauftemperatur etwas anheben, was aber nicht zu einer ausreichenden Versorgungssicherheit führt.

Bei der großen Anlagenkonfiguration, beträgt der zeitliche, der volumen- und der energiegewichtete Anteil, bei dem die Vorlauftemperatur 60 °C unterschreitet, nur 5 % und weniger. Die Leistungssteigerung der Wärmepumpe hat nur einen sehr geringen Einfluss und ist zu vernachlässigen. Bei dieser Konfiguration ist die Versorgungssicherheit gegeben.



**Abbildung 3-17: Kumulierte Häufigkeit der Vorlauftemperatur des Nahwärmenetzes mit zeitlicher, volumen- und energiegewichteter Darstellung für beide Wärmepumpengrößen – oben: Konfiguration 7.000 m<sup>2</sup> Kollektorfläche und 12.000 m<sup>3</sup> großer Langzeit-Wärmespeicher – unten: 14.000 m<sup>2</sup> und 27.000 m<sup>3</sup> [3]**

### 3.2.4 Vergleich des neuen Anlagenkonzepts mit anderen Anlagenkonzepten

Um das neue Anlagenkonzept besser bewerten zu können, wird es mit unterschiedlichen Varianten verglichen. Dabei wurden teilweise auch

Konzeptvarianten ausgewählt, die den Konzepten bereits umgesetzter Anlagen ähneln. Somit wird eine Vergleichbarkeit mit bestehenden Anlagen möglich. Es wurden folgende Varianten untersucht:

- zusätzliche Gaskesselunterstützung (Gaskessel und Wärmepumpe) mit WWS und KWWS
- Substitution der Wärmepumpe durch einen Gaskessel
- Substitution der elektromotorisch angetriebenen durch eine gasmotorisch angetriebene Wärmepumpe
- Potentialstudie zur Kombination eines BHKW mit einer thermisch angetriebenen Wärmepumpe

#### **3.2.4.1 Beschreibung der Konzeptvarianten**

Das Anlagenkonzept aus Kapitel 4.1.1 ist ohne Gaskessel ausgeführt. Die Gründe hierfür sind unter anderem, dass Investitionskosten eingespart werden können, die Anlagenregelung einfacher ist und vor allem Primärenergie eingespart wird, wenn die Wärmepumpe in einem effizienten Bereich betrieben wird.

Bei der Auswertung der Simulationsergebnisse hat sich herausgestellt, dass im Winter, wenn der Langzeit-Wärmespeicher bereits deutlich entladen wurde, die Wärmepumpe bedingt durch ihre Leistungscharakteristik keine zufriedenstellende Wärmeversorgung des Netzes gewährleisten kann. In diesen Zeiträumen arbeitet die Wärmepumpe ineffizient (niedriger COP wegen des hohen erforderlichen Temperaturhubs), weshalb auch aus primärenergetischer Sicht die Verwendung eines Gaskessels sinnvoll sein kann, um die Wärmepumpe bei der Wärmebereitstellung zu unterstützen bzw. zu ersetzen.

Die Einbindung der Gaskessel in die Anlagen erfolgte nach den in [3] festgelegten Kriterien des Beeinflussungsschemas. In Abbildung 11 sind im Vergleich zum ursprünglichen Anlagenkonzept, das nur mit Wärmepumpe ausgeführt ist (oben links), zwei Anlagenkonzepte mit Gaskessel schematisch dargestellt. Es wird ein Konzept mit Gaskesselunterstützung (oben rechts) und ein Konzept mit Substitution der Wärmepumpe durch einen Gaskessel (unten links) unterschieden.

Die Gaskesselunterstützung bedeutet, dass die Wärmepumpe bei der Wärmebereitstellung zusätzlich durch einen Gaskessel unterstützt wird. Die thermische Leistung des Gaskessels beträgt 250 kW<sub>th</sub>. Diese Leistung entspricht etwa der fehlenden thermischen Leistung der Wärmepumpe, wenn sie auf zu niedrige Wärmequellentemperaturen von 10-15 °C betrieben wird.

Die Gaskesselunterstützung erfordert eine angepasste Regelstrategie. Ziel ist es nach wie vor, den Langzeit-Wärmespeicher mit der Wärmepumpe unter die Netzurücklaufemperatur zu entladen. Somit kann die gespeicherte solare Wärme weiterhin nutzbar gemacht werden. Unterschreitet allerdings die Temperatur oben im Langzeit-Wärmespeicher die Temperatur von 25 °C, wird bei Wärmebedarf im Pufferspeicher die Antriebsleistung der Wärmepumpe auf 50 % reduziert und der seriell zum Kondensator der Wärmepumpe integrierte Gaskessel zugeschaltet. Diese Bedingung gilt, bis die Temperatur oben im Langzeit-Wärmespeicher 30 °C überschreitet. Diese Regelstrategie gewährleistet eine höhere Wärmeleistung der zusammengefassten konventionellen Wärmeerzeuger bei geringem Temperaturniveau im Langzeit-Wärmespeicher. Dies sichert die Wärmeversorgung. Zudem wird weniger elektrische Energie zum Antrieb der Wärmepumpe aufgewendet, wenn die Wärmepumpe in einem ineffizienten Leistungsbereich betrieben wird. Dies ist aus primärenergetischer Sicht vorteilhaft. Die gedrosselte Wärmeleistung der Wärmepumpe wird durch den Gaskessel ersetzt. Da der Gaskessel auf ein relativ großes hydraulisches Volumen im Pufferspeicher betrieben wird, können relativ lange Laufzeiten des Gaskessels gewährleistet werden. Ein häufiges Takten wird somit vermieden. Das Takten kann die thermische Effizienz des Gaskessels mindern.

Beim dritten Anlagenkonzept (unten links in Abbildung 11) wird die Wärmepumpe komplett durch einen Gaskessel ersetzt. Hierbei handelt es sich, bezogen auf die Anlagenkomponenten, um eine Anlage wie sie z. B. in Friedrichshafen [16-19] realisiert wurde. Bedingt durch die größere Kollektorfläche und den größeren Langzeit-Wärmespeicher der simulierten Anlage zielt dieses Konzept jedoch auf eine überwiegend solare Wärmeversorgung ab (Friedrichshafen: 5.600 m<sup>2</sup> Kollektorfläche (geplant); 12.000 m<sup>3</sup> WWS; geplanter solarer Deckungsanteil für ersten und zweiten Bauabschnitt 47 % [20]).

Der Vorteil dieses Anlagenkonzeptes ist es, dass der Gaskessel im Vergleich zu einer Wärmepumpe unabhängig vom Temperaturniveau im Langzeit-Wärmespeicher quasi immer dieselbe thermische Leistung bereitstellt. Der entscheidende Nachteil ist jedoch, dass der Kessel den Langzeit-Wärmespeicher nicht unter die niedrigste Temperatur im System, d. h. die Netzurücklaufemperatur, entladen kann. Dies hat eine deutlich niedrigere nutzbare Wärmekapazität des Langzeit-Wärmespeichers zur Folge.

Die thermische Leistung des Gaskessels für dieses Anlagenkonzept beträgt 1 000 kW. Um den Temperaturbereich unterhalb der Grenztemperatur für die direkte



Entladung des Langzeit-Wärmespeichers und bis zur Netzurücklauftemperatur nutzbar zu machen, wird der Rücklauf des Gaskessels aus dem Langzeit-Wärmespeicher bereitgestellt. Dies entspricht einer Vorwärmung des Kesselrücklaufs. Die restliche Anlagenkonfiguration und Regelstrategie bleibt unverändert, um eine Vergleichbarkeit mit den anderen Anlagenkonzepten sicher zu stellen.

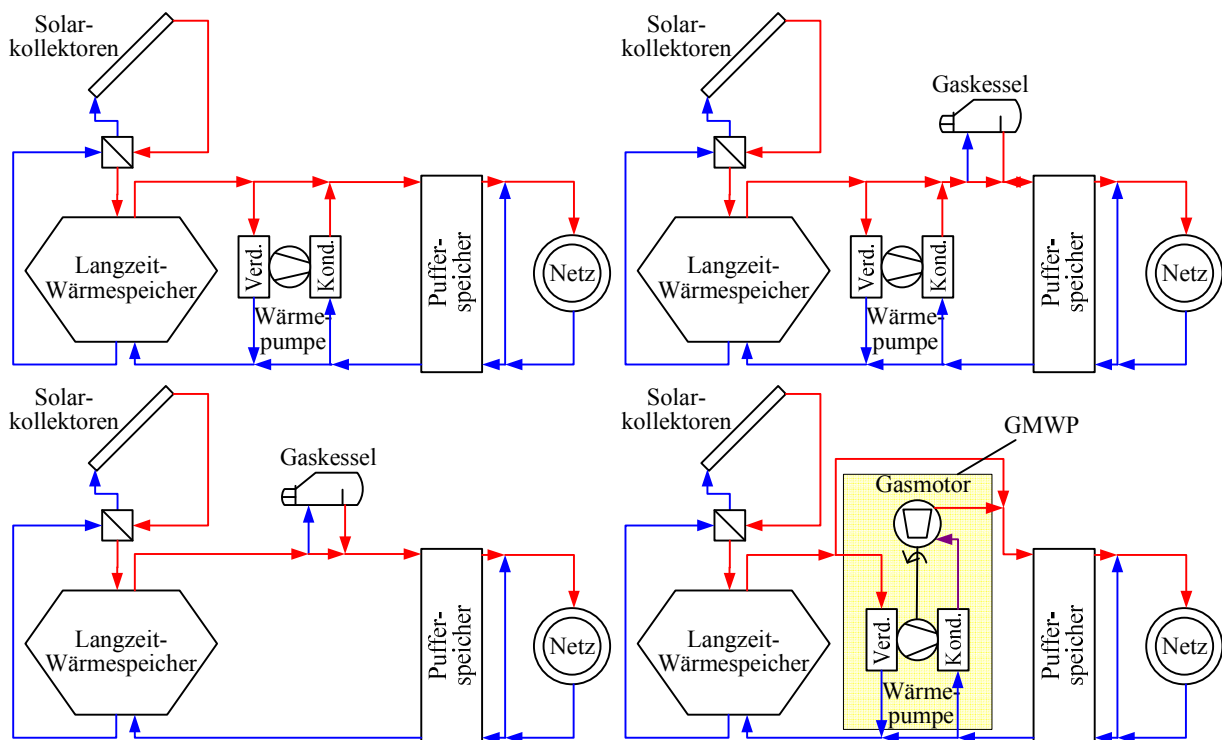
Bei beiden Anlagenkonzepten mit Gaskessel wird der Kesselnutzungsgrad auf 100 % festgelegt. Dies erfolgt aus Gründen der Vergleichbarkeit zu den Referenzbedingungen für die Berechnung der Primärenergieeinsparung und Einsparung an CO<sub>2</sub>-Emissionen (vgl. [3]).

Aus primärenergetischer Sicht kann der Einsatz einer gasmotorisch angetriebenen Wärmepumpe (GMWP) von Bedeutung sein [21, 22]. Dies wurde mit einem Anlagenkonzept, bei dem die elektromotorisch angetriebene Wärmepumpe durch eine GMWP ersetzt wurde (vgl. unten rechts in Abbildung 11), untersucht. Beim Betrieb der GMWP wird das Prinzip der Kraft-Wärme-Kopplung genutzt. Durch den Antrieb eines Verbrennungsmotors wird gleichzeitig mechanische und thermische Leistung bereitgestellt. Die mechanische Leistung wird direkt für den Antrieb des Verdichters einer Kompressionswärmepumpe verwendet. Die Abwärme des Verbrennungsmotors (Kühlwasser und Abgas) kann ebenfalls genutzt werden. Sie wird auf hohem Temperaturniveau seriell nach dem Kondensator in den Heizkreislauf übertragen. Das hat für die Kompressionswärmepumpe den Vorteil, dass sie nicht den vollständigen Temperaturhub vollziehen muss, da dies im zweiten Schritt über die Abwärme des Verbrennungsmotors realisiert wird. Dadurch kann die Kompressionswärmepumpe in Bereichen eines höheren COP betrieben werden und effizienter arbeiten. Als Kraftstoff wird bei diesem Anlagenkonzept Erdgas verwendet. Dies ist primärenergetisch deutlich besser bewertet als elektrische Energie.

Für die verwendete GMWP werden ein mechanischer Wirkungsgrad von 35 % und ein thermischer Wirkungsgrad von 55 % festgelegt. Der Gesamtwirkungsgrad beträgt demnach 90 %. Die Antriebsleistung der GMWP beträgt 550 kW. Die Regelung der GMWP erfolgt mit denselben Kriterien wie bei der elektrisch angetriebenen Wärmepumpe. Für die Simulation der GMWP wurde zur Vereinfachung eine Kombination aus dem Wärmepumpenmodell nach [3] und der TRNSYS-Standardkomponente „Auxiliary Heater“ (Type 6) gewählt. Dabei wurden die Leistung des „Auxiliary Heaters“ und die mittlere Leistungsaufnahme des Verdichters so dimensioniert, dass die entsprechenden Verhältnisse der Wirkungsgrade der GMWP von 35 % bzw. 55 % über eine Jahressimulation hinweg eingehalten wurden.

Die geplanten Vorteile des Anlagenkonzeptes mit GMWP sind, dass durch die zusätzliche Nutzung der Abwärme aus dem Verbrennungsmotor die Wärmepumpe weniger empfindlich auf niedrige Wärmequellentemperaturen reagiert. Die GMWP kann auch im Winter bei einem niedrigen Temperaturniveau höhere thermische Leistungen erzielen als eine rein elektrisch angetriebene Wärmepumpe. Des Weiteren kann durch das Ersetzen der elektrischen Energie durch Erdgas als Antriebsenergie ein höherer primärenergetischer Nutzen erzeugt werden.

Außer den beschriebenen Variationen der Anlagenkonzepte bleiben alle anderen Parameter im Vergleich zur Referenzanlage unverändert.



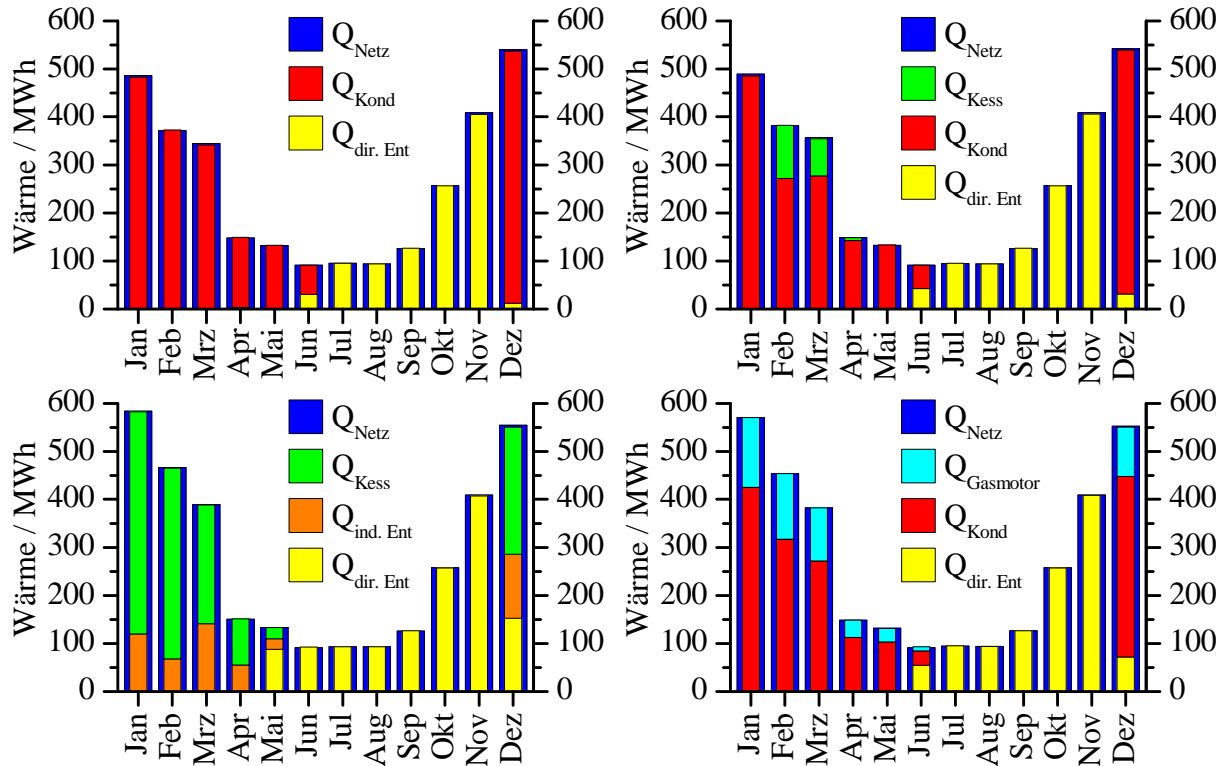
**Abbildung 3-18: vereinfachte Anlagenschemata oben links: Anlagenkonzept nur mit Wärmepumpe (Referenzanlage); oben rechts: Anlagenkonzept mit Gaskesselunterstützung; unten links: Anlagenkonzept mit Substitution der Wärmepumpe durch einen Gaskessel; unten rechts: Anlagenkonzept mit gasmotorisch angetriebener Wärmepumpe (GMWP) [3]**

### 3.2.4.2 Simulationsergebnisse der Konzeptvarianten und Vergleich zur Referenzanlage

In Abbildung 3-19 sind die Jahresbilanzen für die vier Konzeptvarianten dargestellt. Beim Anlagenkonzept mit Gaskesselunterstützung (oben rechts) wird in den Monaten Februar bis April der Gaskessel unterstützend zur Wärmepumpe betrieben. Insgesamt wird eine Wärme von 193,2 MWh/a von ihm bereitgestellt.

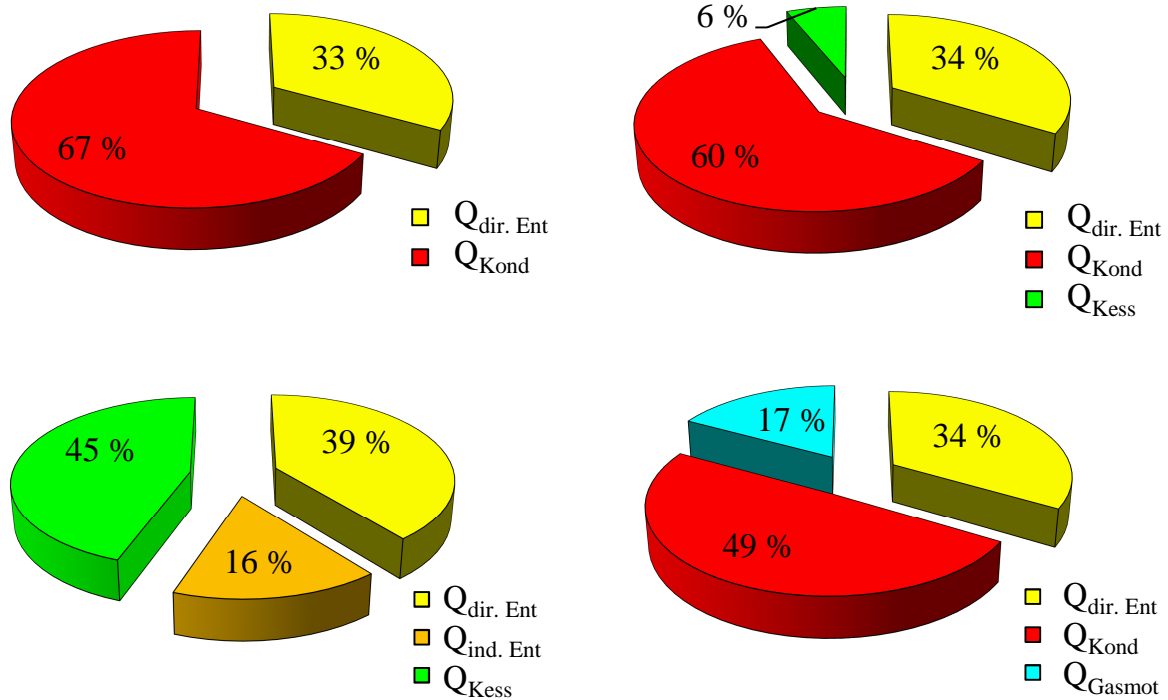
Beim Anlagenkonzept mit der Substitution der Wärmepumpe durch den Gaskessel (unten links) ist der hohe Anteil an Wärme zu erkennen, die durch den Gaskessel bereitgestellt wird. Insgesamt wird 1.490 MWh/a Wärme vom Gaskessel bereitgestellt. Durch die Vorwärmung des Rücklaufes des Gaskessels kann eine Wärmemenge von 541 MWh/a zusätzlich zur direkten Entladung von 1.310 MWh/a dem Langzeit-Wärmespeicher entnommen werden. In Summe werden ca. 200 MWh/a mehr Wärme an das Nahwärmenetz geliefert als bei der Referenzanlage und bei der Anlage mit Gaskesselunterstützung. Begründet liegt dies in der verbesserten Sicherung der Netzversorgung, wodurch mehr Wärme abgenommen wird. Der Unterschied ist in der Jahresbilanz in den Monaten Januar und Februar deutlich zu erkennen. In diesem Zeitraum wird mit dem Anlagenkonzept mit Gaskessel mehr Wärme an das Nahwärmenetz abgegeben.

Unten rechts in Abbildung 3-19 ist die Jahresbilanz für das Anlagenkonzept mit GMWP dargestellt. Die bereitgestellte Wärme der GMWP ist in zwei Teile untergliedert. Als roter Balken ist die vom Kondensator bereitgestellte Wärme und als grüner Balken die genutzte Abwärmen des Verbrennungsmotors aufgetragen. Wie beim Anlagenkonzept mit der Substitution der Wärmepumpe wird im Januar und Februar mehr Wärme ans Nahwärmenetz geliefert. Ferner ist der Anteil der direkten Entladung aus dem Langzeit-Wärmespeicher im Juni und Dezember bei der Anlage mit GMWP etwas höher als bei der Referenzanlage. Des Weiteren wird bei der getrennten Darstellung der bereitgestellten Wärme der GMWP deutlich, wie das Temperaturniveau der Wärmequelle die bereitgestellte Wärme am Kondensator beeinflusst, wohingegen die Wärme des Verbrennungsmotors davon nahezu unbeeinflusst bleibt. In den Monaten Januar bis März ist die Betriebszeit der GWMP vergleichbar lange: Dies ist in der Jahresbilanz durch die bereitgestellte Wärme des Verbrennungsmotors erkennbar, die sich in der gleichen Größenordnung befinden. Allerdings sinkt die bereitgestellte Wärme des Kondensators mit zunehmender Zeit. Dies hängt mit dem absinkenden Temperaturniveau des Langzeit-Wärmespeichers zusammen. Durch das Absinken der Wärmequellentemperatur der Kompressionswärmepumpe sinkt auch ihre Effizienz, wodurch sie bei gleicher Leistungsaufnahme weniger Wärme am Kondensator bereitstellen kann.



**Abbildung 3-19: Jahresbilanz für das 2. Betriebsjahr unter Referenzbedingungen; oben links: Anlagenkonzept nur mit Wärmepumpe (Referenzanlage); oben rechts: Anlagenkonzept mit Gaskesselunterstützung; unten links: Anlagenkonzept mit Substitution der Wärmepumpe durch einen Gaskessel; unten rechts: Anlagenkonzept mit gasmotorisch angetriebener Wärmepumpe (GMWP) [3]**

In Abbildung 3-20 ist der Vergleich der jährlich anteilig bereitgestellten Wärme verdeutlicht. Links oben ist die Verteilung für die Referenzanlage dargestellt und rechts oben die Verteilung für die Anlage mit Gaskesselunterstützung. Bei der Referenzanlage wird 33 % des Wärmebedarfs direkt durch solare Wärme und 67 % durch Wärme, die über den Kondensator der Wärmepumpe bereitgestellt wird, gedeckt. Bei der Anlage mit Gaskesselunterstützung beträgt der direkte Anteil 34 % und der Anteil des Kondensators 60 %. Dafür werden 6 % durch den Gaskessel gedeckt. Für das Anlagenkonzept mit der Substitution der Wärmepumpe durch den Gaskessel (unten links) beträgt der Anteil des Gaskessels 45 %, der solare Anteil wird zu 39 % direkt aus dem Langzeit-Wärmespeicher und zu 16 % indirekt als Vorwärmung für den Gaskessel gedeckt. Der direkte solare Anteil liegt bei dem System mit Gaskessel höher, da der Langzeit-Wärmespeicher auf einem höherem Temperaturniveau betrieben wird. Unten rechts sind die anteiligen Wärmebereitstellungen für das Anlagenkonzept mit GMWP dargestellt. Der direkt genutzte solare Anteil beträgt 34 % und der Anteil der GMWP setzt sich zu 17 % aus der Abwärmenutzung des Gasmotors und zu 49 % aus der Wärmebereitstellung des Kondensators zusammen.



**Abbildung 3-20: Vergleich der anteilig bereitgestellten Wärme der Anlagenvarianten; oben links: Referenzanlage; oben rechts: Gaskesselunterstützung; unten links: Substitution der Wärmepumpe durch Gaskessel; unten rechts: GMWP [3]**

In der Tabelle 3-4 sind die Kennzahlen der vier Anlagenkonzepte aufgelistet. Die geplante Verbesserung der Jahresarbeitszahl für die Wärmepumpe in der Anlage mit Gaskesselunterstützung ist mit einer Steigerung um 0,3 auf 4,9 erfolgreich. Trotzdem ist diese Anlage, bewertet anhand der Systemarbeitszahl, weniger energieeffizient als die Referenzanlage. Die Systemarbeitszahl beträgt für die Anlage mit Gaskesselunterstützung 5,44 im Vergleich zu 6,88 für die Referenzanlage. Die Ursache hierfür liegt im veränderten Temperaturniveau des Langzeit-Wärmespeichers und seiner nutzbaren Wärmekapazität begründet. Durch die geringere Entladung des Langzeit-Wärmespeichers über die Wärmepumpe, wird der Wärmespeicher auf einem höheren Temperaturniveau betrieben. Dies erhöht die Wärmeverluste des Wärmespeichers. Dadurch verschlechtert sich ebenfalls der Kollektornutzungsgrad und der solare Ertrag wird gemindert. Durch die geringere Entladung des Langzeit-Wärmespeichers wird zudem der Temperaturhub zwischen voller Be- und Entladung verkleinert. Somit kann weniger Wärme aus dem Langzeit-Wärmespeicher nutzbar gemacht werden. Diese Wärme muss durch den Gaskessel bereitgestellt werden.

Bei sonst unveränderten Referenzbedingungen unterscheidet sich die Anlagevariante mit der Substitution der Wärmepumpe durch den Gaskessel deutlich von den anderen Anlagen. Die verringerte nutzbare Wärmekapazität des Langzeit-

Wärmespeichers durch das Fehlen der Wärmepumpe und der Betrieb auf höherem mittlerem Temperaturniveau werden in den Kennzahlen deutlich. Der Speichernutzungsgrad sinkt auf 60,3 %. Der solare Ertrag und die solare Nutzwärme sinken ebenfalls signifikant. Daraus resultiert ein solarer Deckungsanteil von 55,5 %, welcher für die Anlage mit der Einsparung an Primärenergie und CO<sub>2</sub>-Emissionen äquivalent ist. Die Systemarbeitszahl sinkt ebenfalls auf einen Wert von 2,25, was nur einem Drittel des Wertes der Referenzanlage entspricht. Lediglich die primärenergetische Systemarbeitszahl mit dem Wert von 2,04 sinkt im Verhältnis zu den anderen beiden Systemen mit 2,65 bzw. 2,60 nicht so deutlich. Dies liegt in den Primärenergiefaktoren, die zur Bewertung herangezogen wurden, begründet (vgl. [3]).

Bei der Anlage mit GMWP liegt der solare Deckungsanteil bei 72,9 % und somit um knapp 13 % niedriger als bei der Referenzanlage. Die Ursache hierfür ist, dass der Langzeit-Wärmespeicher durch die GMWP nicht so stark entladen wird wie mit der elektrisch angetriebenen Wärmepumpe der Referenzanlage. Folglich wird weniger Wärme der Wärmequelle (Langzeit-Wärmespeicher) entzogen, was in geringerer Form zu der beschriebenen Minderung der Effizienz wie bei der Anlagenvariante mit der Substitution der Wärmepumpen führt. Zudem kann in den Monaten Januar und Februar mehr Wärme durch die GMWP in das Nahwärmenetz geliefert werden als bei der Referenzanlage. In diesem Zeitraum wird das Netz überwiegend mit der konventionell erzeugten Wärme der GMWP versorgt und nur zu geringen Anteilen aus solarer Nutzwärme. Dieser zusätzliche Energieaufwand beeinflusst den solaren Deckungsanteil. Die Versorgungssicherheit wird jedoch im Vergleich zur Referenzanlage erhöht. Die Jahresarbeitszahl der GMWP fällt mit 2,2 ebenfalls deutlich niedriger aus als die der elektrisch angetriebenen Wärmepumpe mit 4,6. Dies liegt an dem niedrigeren mechanischen Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors im Vergleich zum Elektromotor einer elektrisch angetriebenen Kompressionswärmepumpe. Die Jahresarbeitszahl ist plausibel, wenn sie mit Messergebnissen aus der Literatur verglichen wird [23]. Die Systemarbeitszahl der Anlage mit GMWP beträgt 3,33, was weniger als die Hälfte der Systemarbeitszahl der Referenzanlage ist. Da allerdings Erdgas mit dem Primärenergiefaktor von 1,1 im Vergleich zur elektrischen Energie mit 2,6 deutlich besser bewertet wird, ist die primärenergetische Systemarbeitszahl für die Anlage mit GMWP mit 3,02 höher als die der Referenzanlage mit 2,65. Dadurch lassen sich höhere Primärenergieeinsparungen (+ 4 %) und Einsparungen an CO<sub>2</sub>-Emissionen (+ 6 %) realisieren.

**Tabelle 3-4: Kennzahlen der Referenzanlage im Vergleich mit den Anlagenvarianten mit Gaskesselunterstützung, mit Substitution der Wärmepumpe durch Gaskessel (keine WP) und mit GMWP**

Kennzahl	Einheit	Referenz-anlage	Gaskessel unter-stützung	Gaskessel (keine WP)	GMWP
$\eta_{SP}$	%	92,0	91,4	60,3	90,2
solarer Ertrag	kWh/(m <sup>2</sup> ·a)	369	358	272	345
solare Nutzwärme	kWh/(m <sup>2</sup> ·a)	340	327	164	312
$\eta_{Koll}$	%	29,5	28,7	22,6	27,7
$f_{sol}$	%	85,5	81,6	55,5	72,9
JAZ der WP	-	4,6	4,9	-	2,2
PE-Einsparung	%	65,7	65,0	55,5	69,9
CO <sub>2</sub> -Einsparung	%	63,8	63,5	55,5	69,9
SAZ	-	6,88	5,44	2,25	3,33
PSAZ	-	2,65	2,60	2,04	3,02

Ein Vergleich unter Referenzbedingungen zwischen Gaskesselunterstützung mit WWS und KWWS ist in nachstehender Tabelle 3-5 aufgelistet. Für den KWWS wird ein wasseräquivalentes Volumen verwendet (25.200 m<sup>3</sup>). Bei diesem Vergleich stellt sich heraus, dass die Anlage mit KWWS energetisch etwas weniger effizient ist als die Anlage mit WWS. Dies lässt sich mit folgenden Ursachen begründen: Die KWWS gespeicherte solare Wärme kann weniger effizient im System genutzt werden. Zum einen ist die Oberfläche des KWWS größer als bei einem WWS und zum anderen kann ein KWWS nur bis maximal 85 °C betrieben werden. Dadurch verringert sich der direkt nutzbare Anteil der gespeicherten Wärme im Vergleich zu einem WWS.

**Tabelle 3-5: Kennzahlen der Anlage mit Gaskesselunterstützung unter Referenzbedingungen mit WWS und KWWS**

Kennzahl	Einheit	WWS	KWWS
$\eta_{SP}$	%	91,4	89,6
solarer Ertrag	kWh/(m <sup>2</sup> ·a)	358	355
solare Nutzwärme	kWh/(m <sup>2</sup> ·a)	327	318
$\eta_{Koll}$	%	28,7	28,4
$f_{sol}$	%	81,6	79,9
JAZ der Wärmepumpe	-	4,9	4,9
Primärenergieeinsparung	%	65,0	62,3
CO <sub>2</sub> -Einsparung	%	63,5	60,7
SAZ	-	5,44	4,99
PSAZ	-	2,60	2,41

### 3.2.4.3 Potentialabschätzung Kombination BHKW und thermisch angetriebene Wärmepumpe

Zur Unterstützung der solarthermischen Wärmeversorgung ist die Kombination eines BHKW mit einer thermisch angetriebenen Wärmepumpe möglich. Die thermisch angetriebene Wärmepumpe kann beispielsweise eine Absorptionswärmepumpe (AWP) sein. Die Kopplung dieser beiden Komponenten erfolgt ähnlich zu der Kopplung in der GMWP. Allerdings wird nicht die mechanische Leistung zum Antrieb der Wärmepumpe verwendet sondern die thermische Leistung. Die mechanische Leistung wird im BHKW über einen Generator in Strom umgewandelt und kann in das Stromnetz eingespeist werden.

Der COP einer AWP beträgt für die Einsatzzwecke im gewünschten Temperaturbereich zwischen 1,4 und 1,7 [24]. Bei der solaren Nahwärme am Ackermannbogen in München [25] wird eine Lithium-Bromid AWP eingesetzt, die thermisch durch Fernwärme angetrieben wird. Die messtechnische Begleitung [25] hat gezeigt, dass mit der eingesetzten AWP Jahresarbeitszahlen von 1,6 möglich sind. Wird diese Jahresarbeitszahl und ein thermischer Nutzungsgrad des BHKW  $\eta_{th}$  von 62,5 % angenommen, resultiert aus der Kopplung des BHKW und der AWP ein thermischer Nutzungsgrad von 100 %. Zusätzlich ergibt sich, bezogen auf den Treibstoffeinsatz, ein elektrischer Ertrag in der Größenordnung von 30 %. Die restlichen ca. 7,5 % sind Wärmeverluste des BHKW. Somit ergibt sich aus thermischer Sicht bei der Kopplung von BHKW mit AWP eine thermische Jahresarbeitszahl von 1 und eine Gesamtarbeitszahl (thermische und elektrische Energie) von 1,3. Die Gesamtarbeitszahl beträgt im Vergleich zur Jahresarbeitszahl bei der Anlage mit GMWP (2,2) nur rund 60 %, was ebenfalls die primärenergetische Systemarbeitszahl um diesen Faktor senkt. Die Kraft-Wärme-Kopplung des BHKW ist auf die Zeit des Antriebs der AWP beschränkt. Je höher der solare Deckungsanteil der Gesamtanlage ausgelegt wird, desto stärker reduziert sich die Betriebszeit der AWP und somit des BHKW. Damit BHKWs aufgrund ihrer Vergütung des eingespeisten Stroms wirtschaftlich betrieben werden können, sollten sie möglichst hohe Betriebszeiten erreichen. Diese Voraussetzung ist bei dieser Anlagenkonfiguration nicht gegeben. Wird das BHKW nicht gleichzeitig mit der AWP betrieben, steht das BHKW als Wärmeerzeuger in Konkurrenz mit der solarthermischen Wärmebereitstellung der Kollektoren. Da die Kollektoren mit vernachlässigbar geringem Primärenergieaufwand Wärme bereitstellen, sollte deren erzeugte Wärme aus energetischer Sicht vorrangig im System genutzt werden. Aufgrund dieser energetischen Überlegung ist diese Kombination aus BHKW und thermisch angetriebener Sorptionswärmepumpe den anderen untersuchten Anlagenkonzepten mit Kompressionswärmepumpe unterlegen.



Jedoch kann die Kopplung einer Wärmepumpe mit einem BHKW und saisonaler Wärmespeicherung ohne solarthermische Nutzung eine energetisch und wirtschaftlich vielversprechende Kombination sein. In einer Studie [26] konnte abhängig von entsprechenden förderpolitischen Rahmenbedingungen gezeigt werden, dass solch eine Kombination von BHKW und Kompressionswärmepumpe wirtschaftlich sein kann. Das Anlagenkonzept sieht dabei so aus, dass die überschüssige Wärme eines mit Biotreibstoff angetriebenen BHKW in einem Erdsondenwärmespeicher auf niedrigem Temperaturniveau gespeichert wird. Die Entladung des Erdsondenwärmespeichers erfolgt über eine vom BHKW elektrisch angetriebene Kompressionswärmepumpe. Somit lässt sich der Wärmeüberschuss des BHKW aus den Sommermonaten im Winter nutzen, wobei das BHKW das ganze Jahr betrieben werden kann und der eingespeiste Strom vergütet wird bzw. wieder direkt in der Anlage genutzt wird.

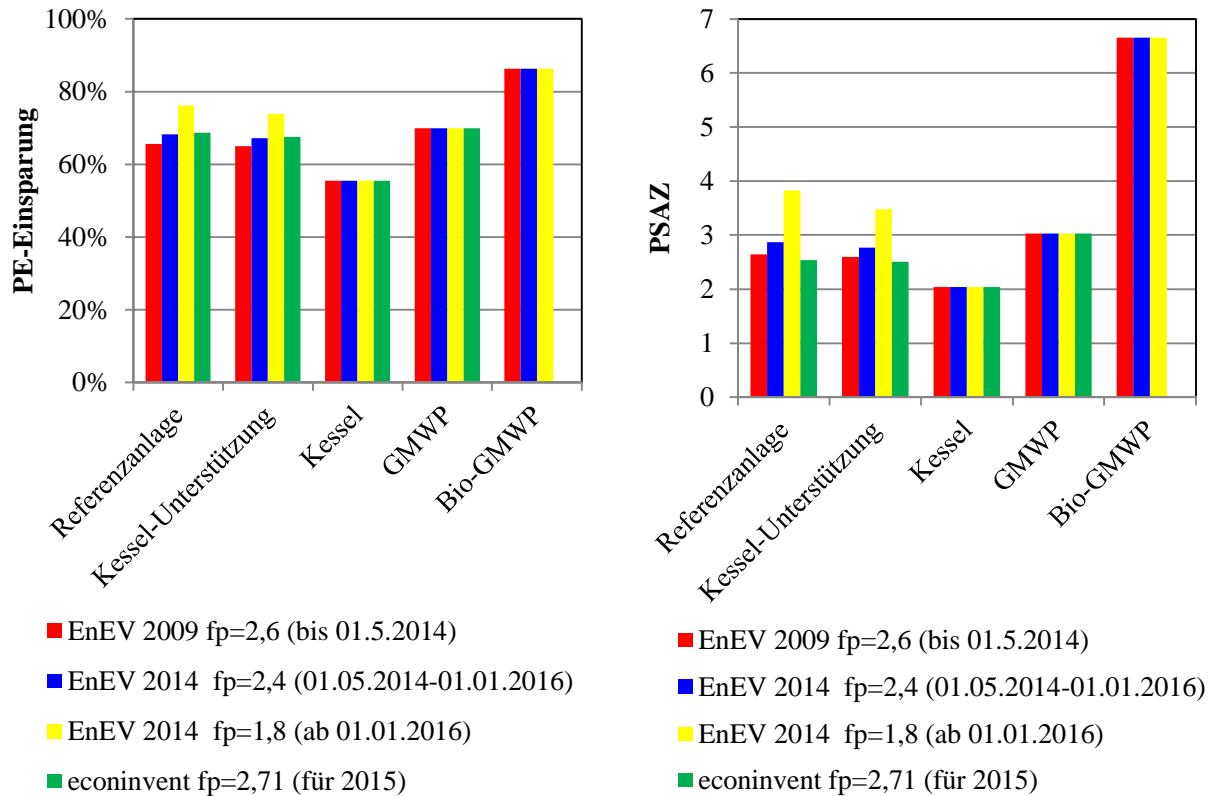
### **3.2.5 Bewertung der Konzeptvarianten und Ausblick**

Die Parameterstudie mit den Vakuumflachkollektoren weist ein hohes Potential auf, um den solaren Anteil zukünftiger solarer Nahwärmanlagen weiter zu steigern. Hocheffiziente Solaranlagen können bei gleicher Dimensionierung deutlich höhere Systemarbeitszahlen und primärenergetische Systemarbeitszahlen erzielen, bzw. eine deutliche Einsparung an Kollektorfläche ermöglichen.

Für den nicht regenerativen Teil der Wärmebereitstellung wurden unterschiedliche Konzepte mit Wärmepumpen bzw. Gaskessel oder BHKW und deren Kombinationen untersucht. Eine wesentliche Erkenntnis ist, dass alle untersuchten Anlagenkonzepte mit Wärmepumpen unabhängig von der Antriebsart energetisch dem Konzept ohne Wärmepumpe überlegen sind. Die Anlagenkonfiguration mit elektrisch angetriebener Wärmepumpe konnte die höchsten Systemarbeitszahlen erzielen. Dies liegt in der hohen energetischen Effizienz dieser Wärmepumpe begründet. Bei genauerer Analyse dieser Anlage fällt jedoch unter Referenzbedingungen auf, dass die hohen Systemarbeitszahlen im Zusammenhang mit einer geringen Versorgungssicherheit stehen. Insbesondere in den Monaten Januar und Februar, kann der Wärmebedarf des Nahwärmenetzes nicht zufriedenstellend gedeckt werden. Da in diesem Zeitraum die solare Wärmebereitstellung sich auf einem Minimum befindet, wird die Wärme überwiegend über die Wärmepumpe bereitgestellt. Die Wärmebereitstellung der Wärmepumpe ist jedoch unzureichend, weshalb in der Praxis konventionell z. B. durch einen Gaskessel die fehlende Wärme dem Netz zugeführt wird. Dieser zusätzliche Energieaufwand erhöht in Summe den jährlichen nicht regenerativen

Energieaufwand und verkleinert somit den solaren Deckungsanteil. Dies führt zu geringeren Systemarbeitszahlen. Deshalb wird in der Praxis die Systemarbeitszahl von 6,88 unter Referenzbedingungen nicht erreichbar sein.

Trotz hoher Systemarbeitszahlen ist der elektrische Antrieb der Wärmepumpe bei der primärenergetischen Betrachtung dem gasmotorischen Antrieb unterlegen. Die Versorgungssicherheit ist bei dem Anlagenkonzept mit GMWP unter Referenzbedingungen höher als bei dem Anlagenkonzept mit elektrisch angetriebener Wärmepumpe. Das Anlagenkonzept mit GMWP konnte im Vergleich zu allen anderen Anlagen mit 3,02 die höchsten primärenergetischen Systemarbeitszahlen unter Referenzbedingungen erzielen (2,65 für elektrisch angetriebene WP, 2,60 für Gaskesselunterstützung und 2,04 für Gaskessel ohne WP). Das Anlagenkonzept mit GMWP erzielt mit 69,9 % somit auch die höchsten Werte bei der Primärenergieeinsparung und bei der Einsparung an CO<sub>2</sub>-Emissionen. Diese Werte sind allerdings nur für die bis Mitte 2014 gültigen Primärenergiefaktoren von 2,6 für elektrische Energie und 1,1 für Gas sowie den verwendeten spezifischen Werten der CO<sub>2</sub>-Emissionen gültig. Nach der Novellierung der EnEV zum 01.05.2014 wurde ein Primärenergiefaktor von Strom von 2,4 festgelegt, der ab 01.01.2016 auf 1,8 abgesenkt wurde. Begründet liegt die Reduktion des Primärenergiefaktors für Strom in dem zunehmenden Anteil regenerativer Energie im Strommix. Um diesen Trend in der Bewertung der Anlagenkonzepte zu berücksichtigen sind in der nachstehenden Abbildung 3-21 die Primärenergieeinsparung und die primärenergetische Systemarbeitszahl für die unterschiedlichen Primärenergiefaktoren für Strom dargestellt. Der Primärenergiefaktor für Erdgas hat sich dabei nicht verändert. Zusätzlich ist der Primärenergiefaktor für Strom aus dem Jahr 2015 der ecoinvent Ökobilanz-Datenbank [27] berücksichtigt. Hierbei wird ein integraler Primärenergieaufwand auf Basis einer ganzheitlichen Ökobilanz ermittelt. Für das Jahr 2015 beträgt der Wert 2,71 und wird erst im Jahr 2035 den derzeitigen Wert der EnEV von 1,8 erreichen. Der Primärenergiefaktor für Gas beträgt im Jahr 2015 nach der ecoinvent Ökobilanz-Datenbank 1,26. Für den primärenergetischen Vergleich werden die entsprechenden Primärenergiefaktoren auch für das Referenzsystem – eine Wärmeversorgung durch Gaskessel – verwendet. Da zudem auf der Seite des Gases als Energieträger regenerative Energien berücksichtigt werden können, ist noch eine Beispielrechnung für eine mit Biogas angetriebene GMWP in den Abbildungen beinhaltet. Biogas wird nach EnEV mit einem Primärenergiefaktor von 0,5 bewertet. Der Vergleich zur ecoinvent Ökobilanz-Datenbank entfällt, da sich die Primärenergiefaktoren je nach Art der Biogasgewinnung unterscheiden.



**Abbildung 3-21: Vergleich der Primärenergieeinsparung (links) und der primärenergetischen Systemarbeitszahl PSAZ (rechts) für unterschiedlicher Primärenergiefaktoren  $f_p$  des Stroms**

Es ist ersichtlich, dass der primärenergetische Vorteil der GMWP bei einem Primärenergiefaktor von 1,8 für Strom nicht mehr vorhanden ist. Wird der Antrieb der der GMWP jedoch von Erdgas auf Biogas umgestellt, beträgt die Primärenergieeinsparung 86,3 % und die primärenergetische Systemarbeitszahl 6,65 und das System ist somit das primärenergetisch effizienteste in der Untersuchung. Die höheren Werte für die Primärenergiefaktoren der econinvent Ökobilanz-Datenbank wirken sich nicht signifikant auf die Primärenergieeinsparung aus. Dies liegt daran, dass der Wärmeversorgung durch einen Gaskessel als Referenzsystem für die Primärenergieeinsparung ebenfalls ein höherer absoluter Primärenergieaufwand anzurechnen ist, was sich bei relativer Betrachtung ausgleicht.

Zukünftig gilt es zu überprüfen, ob die Verwendung statischer Primärenergiefaktoren und Werte für die CO<sub>2</sub>-Emissionen bei der Stromproduktion als jährliche Mittelwerte zu gültigen Ergebnissen führen. Die zunehmenden fluktuierenden erneuerbaren Energien können nicht nur zu saisonalen Schwankungen der Primärenergiefaktoren führen sondern auch zu kurzfristig, beispielsweise im Stundentakt variierenden Primärenergiefaktoren. Solche Schwankungen können ein hohes Potential

aufweisen, um mit zukünftigen Wärmeversorgungssystemen deutlich gesteigerte Anteile regenerativer Wärme bereitstellen zu können.

Mit zunehmendem Anteil regenerativer Stromproduktion werden zukünftig der Primärenergiefaktor und die CO<sub>2</sub>-Emissionen für Strom weiter sinken und der Einsatz von elektrisch angetriebenen Kompressionswärmepumpen auch aus einer primärenergetischen Sicht immer weiter begünstigt. Es bleibt abschließend festzustellen, dass der Einsatz von elektrisch angetriebenen Kompressionswärmepumpen in solaren Nahwärmanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung bereits heute energetisch, primärenergetisch und emissionstechnisch sinnvoll ist, sofern deren Einsatz von Beginn an in Planung und Dimensionierung berücksichtigt wird. Dasselbe gilt für gasmotorisch angetriebene Kompressionswärmepumpen, insbesondere dann wenn diese mit Biogas betrieben werden.

### 3.3 Literaturverzeichnis zu Kapitel 3:

- [1] BAUER, D.; DRÜCK, H.; HEIDEMANN, W.; MARX, R.; NUßBICKER-LUX, J.; OCHS, F.: *Solarthermie2000plus: Wissenschaftlich technische Begleitung des Förderprogramms Solarthermie2000plus zu solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicherung*, Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607P (August 2008 bis September 2012), Stuttgart, 2013.
- [2] HORNBERGER, M.: *Solar unterstützte Heizung und Kühlung von Gebäuden*. Dissertation, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart, Stuttgart, 1994
- [3] MARX, R.: *Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung*. Dissertation, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, Shaker-Verlag, ISBN: 978-3-8440-3476-9, 2015.
- [4] BLÜMEL, K.; ET. AL.: *Die Entwicklung von Testreferenzjahren (TRY) für Klimaregionen der Bundesrepublik Deutschland. Bericht des Bundesministerium für Forschung und Technologie BMFT-FB-T 86-051*, 1986.
- [5] Test- und Entwicklungszentrum für Solaranlagen Stuttgart (TZS); Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW); Universität Stuttgart: *Prüfbericht Kollektortest nach DIN 4757, Teil 4 (6.1994)*. Prüfbericht-Nr.: 96COL53, Stuttgart, 01.07.1996.

- [6] KRISTENSEN, P.: *Solar Systems and District Heating*. International SDH Workshop, Braedstrup, Dänemark, 27.-28.09.2012.
- [7] BATTISTI, R.: *Sunstore 4 and the road to 100% renewable DHC*. The Next DHC Generation – Conference, Brüssel, Belgien, 9.-10.10.2012.
- [8] HOLM, L.: *Long Term Experiences with Solar District Heating in Denmark*. European Sustainable Energy Week, Brüssel, Belgien, 18.-22.06.2012.
- [9] <http://www.sunstore.dk/SUNSTORE%20.html>, 13.12.2012
- [10] SØRENSEN, P. A.; HOLM, L.; JENSEN, N. A.: *Water Storages, Solar thermal and Heat pumps in District Heating*, EUROSUN 2008, 1<sup>st</sup> International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, Lisabon, Portugal, 07.-10.10.2008.
- [11] MARX, R.; BAUER, D.; DRÜCK, H.: *Next Generation of Seasonal Gravel-Water Thermal Energy Store – Design and Operating Results from Eggenstein-Leopoldshafen, Germany*. Innostock 2012 – The 12th International Conference on Energy Storage, Lleida, Spanien, 15.-18.05.2012.
- [12] <http://www.dlsc.ca/>, 21.11.2012.
- [13] TVP Solar SA: Product Datasheet: *MT-Power High-vacuum flat solar thermal panel for medium temperature applications – TVP Solar MT-Power Specifications (v3.2-Dec\_2011)*. www.tvpolar.com, Genf, Schweiz, 2012.
- [14] Test- und Entwicklungszentrum für Solaranlagen Stuttgart (TZS); Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW); Universität Stuttgart: *Prüfbericht Kollektortest nach DIN 4757, Teil 4 (6.1994)*. Prüfbericht-Nr.: 96COL53, Stuttgart, 01.07.1996.
- [15] DIN EN 12975-2: 2006: *Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - Kollektoren – Teil 2: Prüfverfahren*, Deutsche Fassung, EN 12975 Teil 2, 2006.
- [16] BENNER, M.; BODMANN, M.; MANGOLD, D.; NUßBICKER, J.; RAAB, S.; SCHMIDT, T.; SEIWALD, H.: *Solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit und ohne Langzeit-Wärmespeicher*. Forschungsbericht zum BMWi-Vorhaben 0329606S (November 1998 bis Januar 2003), ISBN 3-9805274-2-5, Stuttgart, 2003.
- [17] BODMANN, M.; MANGOLD, D.; NUßBICKER, J.; RAAB, S.; SCHENKE, A.; SCHMIDT, T.: *Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher*. Forschungsbericht zum BMWa/BMU-Vorhaben 0329607F (Februar 2003 bis Mai 2005), Stuttgart, 2005.
- [18] BAUER, D.; HEIDEMANN, W.; MARX, R.; NUßBICKER-LUX, J.; OCHS, F.; PANTHALOOKARAN, V.; RAAB, S.: *Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-*

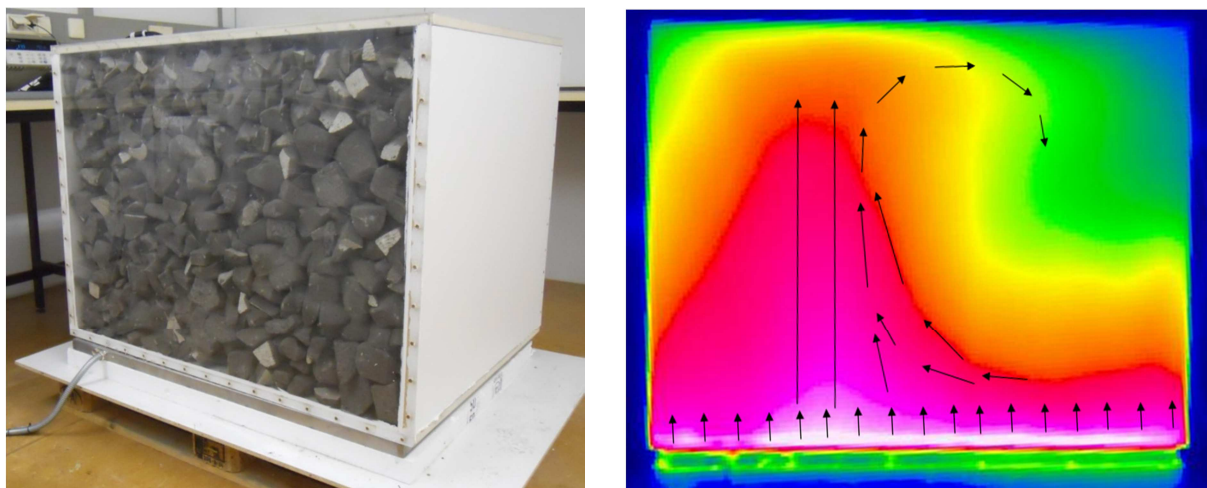
- Wärmespeicher*. Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607J (Juni 2005 bis Juli 2008), Stuttgart, 2009.
- [19] BAUER, D.; MARX, R.; NUßBICKER-LUX, J.; OCHS, F.; HEIDEMANN, W.; MÜLLER-STEINHAGEN, H.: *German Central Solar Heating Plants with Seasonal Heat Storage*. Solar Energy 84 (2010), 612–623, 2010.
- [20] BENNER, M.; MAHLER, B.; MANGOLD, D.; SCHULZ, M.; SCHMIDT, T.; SEIWALD, H.: *Solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit und ohne Langzeit-Wärmespeicher*. Forschungsbericht zum BMBF-Vorhaben 0329606C (September 1994 bis Oktober 1998), ITW, Universität Stuttgart, 1999. ISBN-Nr.: 3-9805274-0-9, Stuttgart, 1999.
- [21] BROCKMANN, T.; BUTTERWECK, C.; MÜLLER, C.; UTESCH, B.; WÖLTING, W.: *Gaswärmepumpen*. ASUE – Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V., Best.-Nr. 06 12 02, 2002.
- [22] DEHLI, M.: *Marktaussichten für Gasmotor-Wärmepumpen zur Wärmeversorgung sowie zur Teilklimatisierung in Deutschland*. Studie im Auftrag der Gasversorgung Süddeutschland GmbH (GVS), Fachhochschule Esslingen (FHTE), Hochschule für Technik, Fachbereich Versorgungstechnik und Umwelttechnik, 2005.
- [23] BERNDT-ENERSYS: *Gasbetriebene Wasser/Wasser-Wärmepumpen im Einsatz*, „Das Objektgeschäft 2012“ eine Sonderpublikation von „Moderne Gebäudetechnik“, HUSS-Medien GmbH, Berlin, ISBN 978-3-349-01129-6, 183-185, 2012.
- [24] ROBUR: *Katalog Produkt-Übersicht*, , <http://www.robur-gmbh.de>, Robur GmbH, Friedrichshafen, 2012.
- [25] DALLMAYER, W.; KUCKELKORN, J.; RADSPIELER, M.; REUß, M.; SCHÖLKOPF, W.; SCHWEIGLER, C.; STAUDACHER, L.: *Begleitforschung Solare Nahwärme Am Ackermannbogen in München – SNAB*. Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607G (April 2004 bis September 2009), ZAE Bayern, Garching, 2010.
- [26] BAUER, D.; MARX R.: *Seasonal heat storage as an optimization tool for the operation of CHP plants*. IRES 6th International Renewable Energy Storage Conference and Exhibition, Berlin, 28.-30.11.2011.
- [27] Swiss Centre for Life Cycle Inventories: The ecoinvent database; [www.ecoinvent.org](http://www.ecoinvent.org)

- [28] MARX, R., ET. AL: *Report on the monitoring of demonstration plants*, Bericht für das EU-Projekt EINSTEIN des FP7-Programms, Grant agreement no.: 284932, Stuttgart, 2015.

## 4 Untersuchung der effektiven Wärmeleitfähigkeit von Dämmstoffschüttungen

### 4.1 Einleitung

Entwicklungen im Rahmen des Förderprogramms Solarthermie2000plus hinsichtlich der Wärmedämmung erdvergrabener Wärmespeicher führten zu Wärmedämm-Verbundsystemen, die auf kostengünstigen, schüttfähigen Dämmstoffen wie Schaumglasschotter (SGS) basieren. Untersuchungen zeigten jedoch deutliche Defizite dieser Systeme hinsichtlich der Dämmwirkung aufgrund von freier Konvektion in den Schüttungen auf. Im BMU-Vorhaben „Wissenschaftlich-technische Begleitung des Förderprogramms Solarthermie2000plus zu solar unterstützter Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher“ FKZ 0329607P wurden hierfür an einem einfachen Versuchsstand erste Voruntersuchungen durchgeführt, siehe Abbildung 4-1. Aufgrund der Einfachheit des Versuchsstands konnten auf dieser Basis jedoch nur qualitative Aussagen zur Beeinflussung der effektiven Wärmeleitfähigkeit durch Konvektion getroffen werden. Die ermittelte Größenordnung des Einflusses (bis zu 30-fache Erhöhung der effektiven Wärmeleitfähigkeit) zeigte jedoch die Relevanz dieses Effekts und wurde deshalb als Anlass genommen, weitere Untersuchungen an einem Versuchsstand, mit dem der Einfluss von Konvektion auf die effektive Wärmeleitfähigkeit von Dämmstoffschüttungen quantifiziert werden kann, durchzuführen.



**Abbildung 4-1:** Relativ einfacher Versuchsstand aus dem BMU-Vorhaben 0329607P (links); mit Infrarotaufnahme visualisierter konvektiver Wärmetransport in der Dämmstoffschüttung (rechts)



Schüttfähige Wärmedämmstoffe wie Blähglasgranulat (BGG) und SGS wurden beim Bau von großvolumigen Wärmespeichern in vergangener Zeit oft eingesetzt. In Tabelle 4-1 sind derartige Wärmespeicher von solaren Nahwärmanlagen aufgelistet.

**Tabelle 4-1: Überblick über Pilot-Wärmespeicher mit schüttfähigen Wärmedämmstoffen [1] (ergänzt)**

Ort (Baujahr, Funktion)	Art des Speichers	Größe [m³]	Dämmmaterial
Steinfurt-Borghorst (1999, Langzeit- Wärmespeicher) [35]	Kies/Wasser- Wärmespeicher	1.500	Boden: Schaumglasplatten (12 cm) Seitenwände: BGG (50 cm) Deckel: BGG (60 cm)
Hannover-Kronsberg (2000, Langzeit- Wärmespeicher) [35]	Heißwasser- Wärmespeicher	2.750	Boden: ungedämmt Seitenwände und Deckel: BGG (30 – 70 cm)
München- Ackermannbogen (2007, Langzeit- Wärmespeicher) [36]	Heißwasser- Wärmespeicher	5.700	Boden: SGS (30 cm) Seitenwände und Deckel: BGG (30 – 70 cm)
Eggenstein- Leopoldshafen (2008, Langzeit- Wärmespeicher) [37]	Kies-Wasser- Wärmespeicher	4.500	Boden und Seitenwände: BGG (50 – 70 cm) Seitenwände und Deckel: SGS (70 – 80 cm)
Crailsheim (2008, Langzeit- Wärmespeicher) [37]	Erdsonden- Wärmespeicher	39.000	Deckel: SGS (40 – 60 cm)
Crailsheim (2008, Pufferspeicher) [37]	Heißwasser- Wärmespeicher	480	Boden: SGS (35 cm) Seitenwände: BGG (50 cm) Deckel: BGG (80 cm)
Warschau (2014, Langzeit- Wärmespeicher) [19]	Heißwasser- Wärmespeicher	800	Boden: SGS (35 cm verdichtet) Seitenwände: Steinwolle (70 cm) Deckel: PUR Paneele und XPS Platten (40 cm)
Bilbao (2014, Langzeit- wärmespeicher) [19]	Heißwasser- Wärmespeicher	180	Boden: Blähton (35 cm) Seitenwände: PUR-Granulat (55 cm) Deckel: PUR-Paneele (10 cm) und Recycling-PUR-Granulat (70 cm)

Hauptvorteile von SGS und BGG gegenüber anderen Dämmstoffen sind vor allem die hohe Druckbeständigkeit, die Langzeitbeständigkeit im Erdreich, die geringen spezifischen Kosten und die Umweltverträglichkeit. Tabelle 4-2 vergleicht die Materialeigenschaften von BGG und SGS.

Tabelle 4-2: Vergleich der Materialeigenschaften von BGG und SGS

Eigenschaften	BGG	SGS
<b>Wärmeleitfähigkeit (WLF)</b>	$0,07 \frac{W}{m \cdot K}$ [2] nach DIN EN 12667	$0,08 \frac{W}{m \cdot K} - 0,12 \frac{W}{m \cdot K}$ nach DIN EN 12667 bzw. DIN EN 12939
<b>Kosten</b>	$80 \frac{\text{€}}{m^3}$ [3] (Poraver <sup>3</sup> , Korngröße 2 mm – 4 mm)	$50 \frac{\text{€}}{m^3} - 120 \frac{\text{€}}{m^3}$
<b>Form</b>	Schüttgut	Schüttgut
<b>Korngröße</b>	0,1 mm – 8 mm [2]	4 mm – 90 mm [4]
<b>Schüttdichte</b>	Körnung 4 mm – 8 mm: $170 \frac{kg}{m^3}$ Körnung 0,1 mm – 0,3 mm: $450 \frac{kg}{m^3}$ [2]	unverdichtet <sup>5</sup> : $125 \frac{kg}{m^3} - 240 \frac{kg}{m^3}$ verdichtet 1:1,35: $195 \frac{kg}{m^3} - 310 \frac{kg}{m^3}$

Um solare Nahwärmeanlagen mit erdvergrabenem Wärmespeicher energetisch und wirtschaftlich zu verbessern, ist es notwendig, das thermische Verhalten von Schüttungen aus SGS zu verstehen und praktische Maßnahmen zur Verbesserung der effektiven Wärmeleitfähigkeit abzuleiten. Der Schwerpunkt dieser Forschungsarbeit beruht auf der Untersuchung der Wärmeleitfähigkeit (WLF) von SGS in Abhängigkeit von unterschiedlichen Parametern wie der freien Konvektion, dem Verdichtungsgrad, der Temperaturspreizung, der Mitteltemperatur, dem Luftdruck und der Feuchte. Frühere Studien zu diesem Material, wie z. B. [1], [5], [6] sollen somit ergänzt werden.

Vor diesem Hintergrund wurde am ITW der Universität Stuttgart eine Ein-Plattenapparatur zur Vermessung der WLF von SGS-Schüttungen in Abhängigkeit unterschiedlicher Parameter konstruiert und aufgebaut, der in Kapitel 4.7 beschrieben ist. Zusätzlich wurden Messungen an unterschiedlich stark verdichtetem SGS mit einer weiteren Ein-Plattenapparatur am EEB<sup>6</sup> der Universität Innsbruck durchgeführt. Darüber hinaus wurden analytische und numerische Wärmetransportmodelle weiterentwickelt und anhand von Messwerten validiert.

Die in diesem Bericht vorgestellten Ergebnisse wurden in Zusammenarbeit des EEB der Universität Innsbruck und des ITW der Universität Stuttgart erzielt und teilweise

<sup>2</sup> Bemessungswert (zu verwenden für den rechnerischen Nachweis des ausreichenden Wärmeschutzes von Bauwerken) [33]

<sup>3</sup> Dennert Poraver GmbH, 2003

<sup>4</sup> Preisanfrage vom 8.8.2014 bei MISAPOR Deutschland GmbH für Misapor 10/25, Misapor 10/50 und Misapor 10/75

<sup>5</sup> Spektrum der Schüttdichte verschiedener Schaumglasschotterhersteller und Korngrößen 10 mm - 75 mm

<sup>6</sup> Arbeitsbereich für Energie Effizientes Bauen

in [7] publiziert. Die Arbeiten des EEB basieren zum Teil auf Ergebnissen aus den FFG<sup>7</sup>-Projekten Store 4 Grid, Projektnummer: 838664 und Glasschaumgranulat, Projektnummer: 827162.

## 4.2 Herstellung und Eigenschaften von Schaumglasschotter (SGS)

Ausgangsstoffe für die Herstellung von Schaumglas sind entweder Recycling-Scherben oder Quarzsand mit Zusätzen wie Calciumcarbonat, Feldspat und Eisenoxyd.

Schaumglas ist aufgeschäumtes, geschlossenzelliges silikatisches Glas<sup>8</sup>, das entweder als Schaumglasplatten oder als SGS erhältlich ist. Zur Herstellung wird das Ausgangsmaterial fein zermahlen und unter Zugabe von Blähmitteln wie bspw. Kohlenstoff zuerst auf über 1.000 °C erhitzt, aufgeschäumt und anschließend sehr schnell abgekühlt, um die entstandene Wabenstruktur ohne größere Volumeneinbußen beizubehalten. Das erstarrte Schaumglas entsteht letztendlich durch weitere langsame Temperaturabsenkung, um Thermospannungen zu vermeiden. Die beim Herstellungsprozess mit heißem Gas gefüllten Poren stehen nach der Abkühlung unter Unterdruck, sodass die Gas-WLF in der Pore verringert wird. Die Oberfläche besteht aus aufgebrochenen Poren, die bei feuchtem Schaumglas benetzt oder komplett gefüllt sein können.

Schaumglas besitzt bei flächiger Kraffeinleitung eine hohe Druckfestigkeit, eine geringe Dichte und ist undurchlässig für Dämpfe und Gase. Schaumglas ist chemisch beständig, säurefest und lässt sich gut sägen oder schleifen. Eine SGS-Schüttung hingegen besteht aus vielen SGS-Körnern, deren Zwischenräume stark durchlässig für Wasser und Gase sind. [9] [10]

---

<sup>7</sup> Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft

<sup>8</sup> Gläser deren Hauptbestandteil Siliziumdioxid (SiO<sub>2</sub>) ist, werden als Silikatisches Glas bezeichnet [8]



Abbildung 4-2: links: SGS der Körnung 30 mm – 50 mm als loses Schüttgut; rechts: In einzelne Folientaschen eingeschweißte SGS-Schüttungen zur Dämmung des Deckels des Kies-Wasser-Wärmespeichers in Eggenstein-Leopoldshafen [11]

## 4.3 Grundlagen zum Wärmetransport in Schüttungen

### 4.3.1 Definition Schüttung

Als Schüttung bezeichnet man grundsätzlich ein ungeordnetes Haufwerk. Haufwerke lassen sich in geordnete (Gitter) und ungeordnete Haufwerke (Schüttungen) unterteilen. In einem ungeordneten Haufwerk sind Einzelkörper verschiedener Form regellos angeordnet. [12]

### 4.3.2 Definition charakteristischer Größen von Schüttungen

#### 4.3.2.1 Schüttungsporosität

Zur Charakterisierung einer Schüttung eignet sich die sogenannte Schüttungsporosität  $\varepsilon$  [-] (auch Lückengrad, Makroporosität oder Hohlraumvolumenanteil genannt) sehr gut. Sie ist definiert als der Quotient aus dem mit Gas gefüllten Hohlraumvolumen  $V_G$  [m<sup>3</sup>] und dem Gesamtvolumen  $V_{ges}$  [m<sup>3</sup>]

$$\varepsilon = \frac{V_G}{V_{ges}} \quad (4-1)$$

Das Gesamtvolumen  $V_{ges}$  des Haufwerkes setzt sich aus dem mit Gas gefüllten Hohlraumvolumen  $V_G$  und dem Festkörpervolumen  $V_S$  [m<sup>3</sup>] zusammen.

$$V_{ges} = V_G + V_S \quad (4-2)$$

Das Festkörpervolumen  $V_S$  wird aus der Festkörperdichte  $\rho_S$  [kg/m<sup>3</sup>] und der Probengesamtmasse  $m_{ges}$  [kg] berechnet.

$$V_S = \frac{m_{ges}}{\rho_S} \quad (4-3)$$

Besitzt der Einzelkörper in der Schüttung ebenfalls eine gewisse Porosität, so wird diese als Mikroporosität  $\varepsilon_{mikro}$  [-] bezeichnet. Deren Definition erfolgt in Anlehnung an die Schüttungsporosität  $\varepsilon$  als der Quotient aus dem mit Gas gefüllten Hohlraumvolumen des Kornes  $V_{G,Korn}$  [m<sup>3</sup>] und dem Gesamtvolumen des Kornes  $V_{ges,Korn}$  [m<sup>3</sup>].

$$\varepsilon_{mikro} = \frac{V_{G,Korn}}{V_{ges,Korn}} \quad (4-4)$$

Zur Berechnung der aktiven Fläche, die dem Wärme- und Stoffaustausch in einer Schüttung zur Verfügung steht, eignet sich die spezifische Oberfläche  $a_p$  [1/m] eines Haufwerkes [12].

$$a_p = \frac{(\sum_{i=1}^n A_{Korn,i}) \cdot n}{V_{ges}} \quad (4-5)$$

Dabei stellt der Zähler die Summe aller einzelnen Oberflächen  $A_{Korn}$  [m<sup>2</sup>] der Körner multipliziert mit der Gesamtanzahl aller Körner ( $n$  [-]) und der Nenner das Gesamtvolumen des Haufwerkes dar. Für Schüttungen, in denen alle Körner die gleiche Oberfläche besitzen, gilt [12]:

$$a_p = \frac{A_{Korn}}{V_{Korn}} \cdot (1 - \varepsilon) \quad (4-6)$$

wobei  $V_{Korn}$  [m<sup>3</sup>] als das Volumen des einzelnen Kornes definiert ist.

Bei der Beschreibung einer Strömung in einem ungeordneten Haufwerk ist zu beachten, dass die entstehenden Hohlräume zwischen den einzelnen Körnern nie gleich groß und zum Teil geschlossen sind. Dadurch wird die Möglichkeit einer Durchströmung vermindert oder gar ganz verhindert. Wird allerdings ein Haufwerk von ausreichender Größe gewählt, so findet im statistischen Mittel ein Ausgleich statt, sodass durchschnittliche Angaben für das gesamte Haufwerk die Strömung ausreichend genau beschreiben. [12]

#### 4.3.2.2 Einfluss einer Berandung auf die Schüttungsporosität

Für einen unendlich ausgedehnten Behälter besitzt das Haufwerk im statistischen Mittel eine einheitliche Schüttungsporosität. Befindet sich ein ungeordnetes Haufwerk in einem Behälter, so wird die Zufälligkeit der Schüttung durch den Einfluss der Wandung gestört. Die Schüttungsporosität ist abhängig vom Abstand zur Behälterwand. Während, wie in Abbildung 4-3 dargestellt, bei zufälligen Schüttungen aus gleich großen, glatten Kugeln (blaue Kurve) die Schüttungsporosität einen periodischen, gedämpften Verlauf aufweist, so zeigt sich, dass sich bei rauen, unrunder und ungleich großen Partikeln (rote Kurve) die Schüttungsporosität schon

nach etwa einem Korndurchmesser an die typische Schüttungsporosität einer unendlich ausgedehnten Schüttung angenähert hat. Bei der wiederholten Herstellung einer zufälligen Schüttung gleichen Materials wird eine große Streuung der mittleren Schüttungsporosität festgestellt. Bei Schüttungen mit unterschiedlichen Korngrößen wird diese Streuung noch verstärkt. [13]

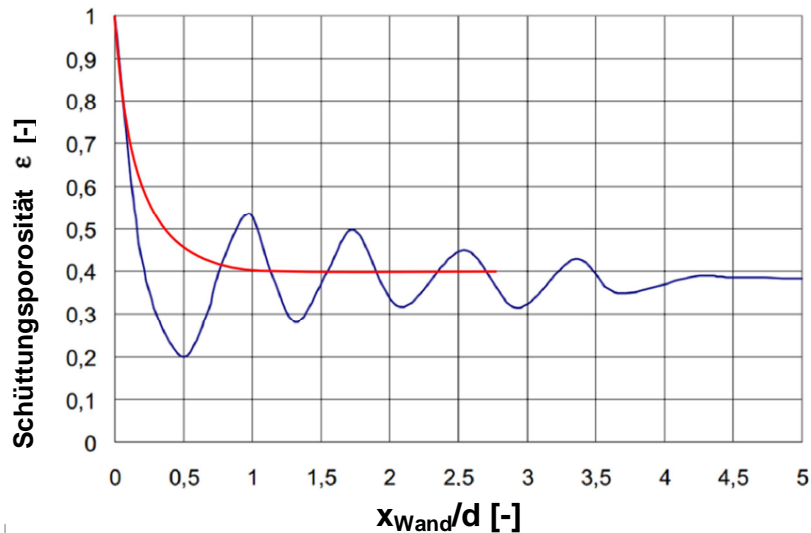


Abbildung 4-3: Lokale Porosität von Schüttungen in Abhängig vom auf den Korndurchmesser  $d$  [m] bezogenen Wandabstand ( $x/d$  [-]) nach [13].  $x_{Wand}$ : Wandabstand [m]. Blau: gleich große, glatte Kugeln. Rot: raue, unrunde und ungleich große Körner.

#### 4.3.2.3 Permeabilität

Die Permeabilität ist eine empirische Konstante [12] und beschreibt das Maß für die Durchlässigkeit einer Schüttung. Für Schüttungen die aus gleich großen Kugeln mit dem Korndurchmesser  $d$  [m] bestehen und die Kugelschüttung einen Schüttungsporosität  $\epsilon$  aufweist, berechnet sich die Permeabilität  $K$  [m<sup>2</sup>] für Fluidgeschwindigkeiten  $Re \leq 5$  nach Gleichung (4-7) [14]:

$$K = \frac{d^2 \epsilon^3}{180(1 - \epsilon)^2} \quad (4-7)$$

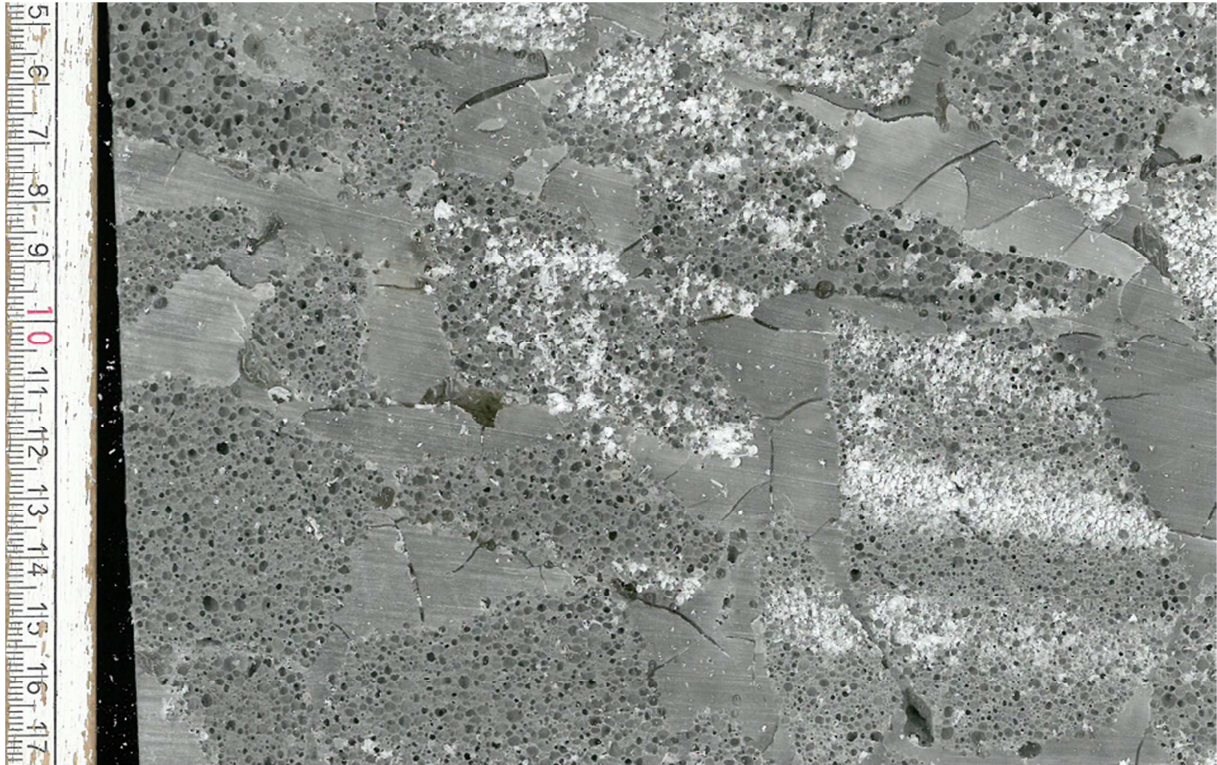
Liegt eine Schüttung mit unterschiedlich großen Körnern vor, so ist die Permeabilität messtechnisch zu bestimmen.

Tabelle 4-3 listet für unterschiedliche Materialien beispielhaft experimentell bestimmte Permeabilitäten sowie die Korngröße, die Porengröße, die Schüttungsporosität sowie die Mikroporosität auf.

**Tabelle 4-3: Schüttungsporosität, Permeabilität, Korngröße, Porengröße und Mikroporosität verschiedener poröser Stoffe**

Material	Schüttungs- porosität [-]	Permeabilität [m <sup>2</sup> ]	Korngröße [mm]	Poren- größe [mm]	Mikro- porosität [-]
<b>SGS Misapor 10-75</b>	0,35 (Eigenmessung)	$14 \cdot 10^{-7}$ (Eigenmessung)	10 - 75	0,155	0,73
<b>SGS Misapor 10-25</b>	0,25 [15]	-	10 - 25 [15]	0,31	0,66
<b>SGS Glapor SG800P</b>		-	32 - 63	0,07	0,79
<b>BGG Poraver<sup>®</sup></b>	0,35 (Eigenmessung)	-	4 - 8	-	-
<b>Sand [15]</b>	0,37 - 0,50	$2 \cdot 10^{-11}$ - $1,8 \cdot 10^{-10}$	0,05 - 2	-	-
<b>Kies [14]</b>	0,379	$4,04 \cdot 10^{-7}$	16 - 32	-	-
<b>Kies [14]</b>	0,374	$1,01 \cdot 10^{-7}$	8 - 16	-	-
<b>Kies [14]</b>	0,376	$2,525 \cdot 10^{-8}$	4 - 8	-	-
<b>Erdreich [16]</b>	0,43 - 0,54	$2,9 \cdot 10^{-9}$ - $1,4 \cdot 10^{-7}$	-	-	-

Abbildung 4-4 zeigt eine in Epoxidharz eingegossene und anschließend in Scheiben gesägte Schüttung aus SGS-Körnern. Zu erkennen ist der relativ große Anteil an Hohlraumvolumen, im Bild dargestellt als glattes Material, der in Realität mit Luft gefüllt ist.



**Abbildung 4-4:** in Epoxidharz eingegossene und anschließend in Scheiben gesägte SGS-Schüttung (Korngröße 10-75 mm). Poröses Material: SGS-Körner; glattes Material: Hohlräumvolumen der Schüttung, hier mit Epoxidharz aufgefüllt

#### 4.3.2.4 Strömungsformen

Darcy entdeckte 1856 auf Basis experimenteller Versuche, dass die mittlere Strömungsgeschwindigkeit aufgetragen über dem Austrittsquerschnitt eines porösen Körpers proportional zum Druckabfall sowie umgekehrt proportional zur dynamischen Viskosität des Fluids ist [12]. Für geometrisch eindimensionale Strömungen gilt:

$$w_x = \frac{K}{\eta} \left( -\frac{dp}{dx} \right) \quad (4-8)$$

mit

$w_x$  Geschwindigkeit des Fluids in Richtung der X-Achse [m/s]

$\eta$  dynamische Viskosität [Pa·s]

$\frac{dp}{dx}$  Druckgradient in Richtung der X-Achse [Pa/m]

Das negative Vorzeichen deutet darauf hin, dass die Strömung in Richtung des abfallenden Druckes strömt. Das Darcy-Gesetz gilt bis zu einer Reynolds-Zahl von ca.  $Re = 5$ . Wird die Strömungsgeschwindigkeit größer ( $5 < Re < 120$ ) geht die Strömung in die sogenannte Forchheimer-Strömung über. Der lineare Zusammenhang zwischen Fluidgeschwindigkeit und Druckgradient (allgemein: *grad*



$p$  [Pa/m] gilt nicht mehr, da zunehmend die Trägheitskräfte gegenüber den Zähigkeitskräften dominieren. Die Forchheimer-Gleichung beschreibt den Zusammenhang deshalb mit einer quadratischen Abhängigkeit [14]:

$$-\mathit{grad} p = \left( \frac{A_E \alpha_\varepsilon \eta}{d_{ch,por}^2} \right) w + \left( \frac{B_E \beta_\varepsilon \rho_{Fl}}{d_{ch,por}} \right) w^2 \quad (4-9)$$

Mit:

$$\alpha_\varepsilon = \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \quad \text{und} \quad \beta_\varepsilon = \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon^3}$$

$d_{ch,por}$  charakteristischer Durchmesser des porösen Mediums [m]

$w$  Fluidgeschwindigkeit [m/s]

$\rho_{Fl}$  Dichte des Fluids [kg/m<sup>3</sup>]

$A_E$  Ergun Konstante A = 182

$B_E$  Ergun Kontante B = 1,92

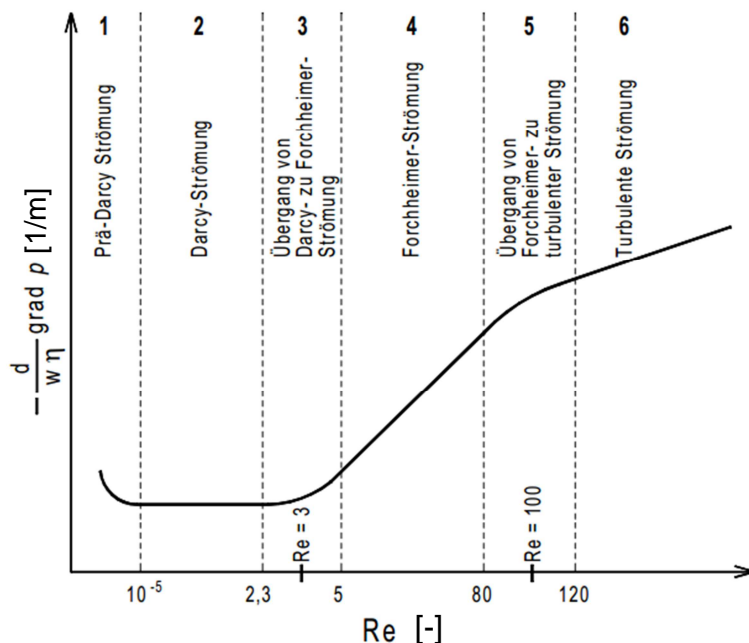


Abbildung 4-5: Strömungsformen durch ein poröses Medium [17]

Für eine turbulente Strömung durch eine Schüttung im Bereich  $Re > 120$  gilt Gleichung (4-9) mit den Ergun Konstanten  $A_E = 225$  und  $B_E = 1,61$

### 4.3.3 Dimensionslose Kennzahlen

#### 4.3.3.1 Nusselt-Zahl

Die Nusselt-Zahl ( $Nu$  [-]) ist definiert als das Verhältnis zwischen dem gesamten übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}_{gesamt}$  [W] zu dem rein durch Wärmeleitung übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}_{Leitung}$  [W].

$$Nu = \frac{\dot{Q}_{gesamt}}{\dot{Q}_{Leitung}} \quad (4-10)$$

Liegt freie Konvektion vor, so ist die Nusselt-Zahl eine Funktion der Rayleigh-Zahl ( $Ra$  [-]) und der Prandtl-Zahl ( $Pr$  [-]) [18]:

$$Nu = f(Ra, Pr) \quad (4-11)$$

#### 4.3.3.2 Prandtl-Zahl

Die Prandtl-Zahl ist ein Stoffwertverhältnis und stellt für ein Fluid die Verknüpfung des Geschwindigkeitsfeldes mit dem Temperaturfeld dar. Mit der kinematischen Viskosität  $\nu = \frac{\eta}{\rho}$  [m<sup>2</sup>/s] und der Temperaturleitfähigkeit  $a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho}$  [m<sup>2</sup>/s] ergibt sich:

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}$$

Mit:

$\lambda$  Wärmeleitfähigkeit [W/(m·K)]

$c_p$  spezifische Wärmekapazität [J/(kg·K)]

Die Prandtl-Zahl ist eine vom Druck und der Temperatur abhängige Stoffgröße. [13]

#### 4.3.3.3 Reynolds-Zahl

Die Reynolds-Zahl ist folgendermaßen definiert:

$$Re = \frac{w \cdot l_{ch}}{\nu} \quad (4-12)$$

mit:

$l_{ch}$  charakteristische Länge [m]

Die Reynolds-Zahl stellt für ein Fluid die Trägheitskraft zur Reibungskraft ins Verhältnis. Die Reynolds-Zahl gibt Aufschluss darüber, ob eine Strömung turbulent

oder laminar ist. Die charakteristische Länge ist für eine Rohrströmung der Rohrdurchmesser und für freie Konvektion zwischen zwei parallelen Platten der Plattenabstand.

#### 4.3.3.4 Rayleigh-Zahl

Zur Charakterisierung der Intensität von Konvektionsströmungen wird die Rayleigh-Zahl verwendet. Diese ist definiert als der Quotient aus der Auftriebskraft und dem Produkt aus der dynamischen Viskosität und der Temperaturleitfähigkeit.

$$Ra = \frac{g \cdot \beta_{Fl} \cdot l_{ch}^3 \cdot \Delta T}{\nu \cdot \alpha} \quad (4-13)$$

mit:

$g$	Erdbeschleunigung [m/s <sup>2</sup> ]
$\beta_{Fl}$	Volumenausdehnungskoeffizient des Fluids [1/K]
$l_{ch}$	Die Konvektion verursachende charakteristische Länge (Überstromlänge) [m]
$\Delta T$	antreibende Temperaturdifferenz [K]
$\alpha$	Temperaturleitfähigkeit des Fluids [m <sup>2</sup> /s]

Die Bezugstemperatur für die einzusetzenden Stoffwerte ist die Fluidmitteltemperatur. Auslöser für die freie Konvektion ist die Temperaturdifferenz, die bei einem betrachteten Volumenelement zu einem Dichteunterschied und somit zu einer Auftriebskraft führt. Dieser Auftriebskraft wirken zwei Mechanismen entgegen: die viskose Reibungskraft und das Abführen der Wärme aus dem Volumenelement an die Umgebung.

Es zeigt sich, dass für geometrisch vergleichbare Experimente nach Überschreiten eines gewissen Schwellenwertes freie Konvektion auftritt. [14]

#### 4.3.3.5 Darcy-modifizierte Rayleigh-Zahl $Ra_S$

Tritt freie Konvektion in einem porösen Medium bzw. einer Schüttung auf, so lässt sich diese analog zur Rayleigh-Zahl  $Ra$  in Gleichung (4-13) über die Darcy-modifizierte Rayleigh-Zahl  $Ra_S$  [-] beschreiben:

$$Ra_S = \frac{g \cdot \beta_{Fl} \cdot K \cdot l_{ch} \cdot \Delta T}{\nu \cdot \alpha_{eff}} \quad (4-14)$$

Im Unterschied zu Gleichung (4-13) tritt die charakteristische Länge  $l_{ch}$  nicht in der 3. Potenz sondern als Produkt  $K \cdot l_{ch}$  auf.

$a_{eff} = \frac{\lambda_{eff}}{\rho_{FL} \cdot c_{p,FL}}$	effektive Temperaturleitfähigkeit des porösen Mediums (SGS-Korn) [m <sup>2</sup> /s]
$\lambda_{eff}$	effektive Wärmeleitfähigkeit des porösen Mediums (SGS-Korn) [W/(m·K)]
$c_{p,FL}$	spezifische Wärmekapazität des Fluids [J/(kg·K)]

Die Bezugstemperatur für die einzusetzenden Stoffwerte ist die Fluidmitteltemperatur, bei horizontalen Platten gebildet aus dem arithmetischen Mittel der kalten und der heißen Plattentemperatur. [14]

#### 4.3.4 Wärmetransport in Schüttungen von Schaumglasschotter

Allgemein wird der Wärmetransport in Dämmstoffen durch folgende vier grundlegenden Wärmetransportphänomene beschrieben, die im Weiteren mit den jeweiligen WLF-Anteilen  $\lambda$  [W/(m·K)] beschrieben werden:

1. Wärmeleitung im Festkörperanteil  $\lambda_{L,Matrix}$
2. Wärmetransport durch Infrarotstrahlung  $\lambda_S$
3. Wärmeleitung im Luftanteil  $\lambda_{L,Luft}$
4. Wärmetransport durch Konvektion  $\lambda_{Konv}$

Der Wärmetransport durch Konvektion wird nur in den Dämmstoffen relevant, in denen große Poren existieren.

Nach dem *Fourierschen Gesetz* lässt sich die resultierende Wärmestromdichte  $\dot{q}$  [W/m<sup>2</sup>] durch einen Körper wie folgt berechnen [12]:

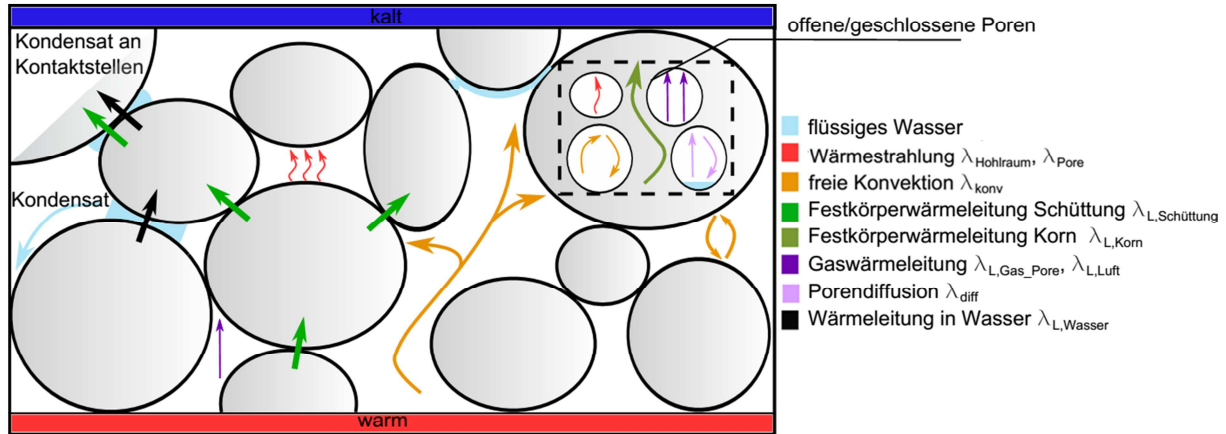
$$\dot{q} = -\lambda \cdot \mathit{grad} \vartheta \quad (4-15)$$

Der Temperaturgradient  $\mathit{grad} \vartheta$  [K/m] beschreibt dabei den Temperaturverlauf im Körper.

Die temperaturabhängige effektive WLF  $\lambda_{eff}(\vartheta)$  [W/(m·K)] einer feuchten SGS-Schüttung setzt sich, wie in Gleichung (4-16) zu erkennen, aus den jeweiligen WLF-Anteilen der unterschiedlichen Wärmetransportmechanismen zusammen, die im Folgenden genauer erläutert werden.

$$\begin{aligned} \lambda_{eff}(\vartheta) = & \lambda_{L,Korn}(\vartheta) + \lambda_{L,Schüttung}(\vartheta) \\ & + \lambda_{L,Wasser}(\vartheta) + \lambda_{L,Gas\_Pore}(\vartheta) + \lambda_{L,Luft}(\vartheta) \\ & + \lambda_{Hohlraum}(\vartheta) + \lambda_{Pore}(\vartheta) + \lambda_{diff}(\vartheta) + \lambda_{Konv}(\vartheta) \end{aligned} \quad (4-16)$$

Die einzelnen Wärmetransportanteile hängen von der Temperatur, der Porosität und von der Struktur des porösen Materials ab und sind schematisch in Abbildung 4-6 für eine feuchte SGS-Schüttung aufgeführt, in welcher auch die Formelzeichen aus Gleichung (4-16) beschrieben sind.



**Abbildung 4-6: Schematische Darstellung der auftretenden Wärmetransportmechanismen in einer feuchten SGS-Schüttung**

In den mit Luft gefüllten Zwischenräumen sowie in der Luft im Korn, treten alle drei Grundarten der Wärmeübertragung auf: Wärmeleitung, Strahlung und freie Konvektion. Bei Vorhandensein eines signifikanten Wasseranteils in der Schüttung, erhöht sich die effektive WLF im Wesentlichen durch folgende Effekte:

- Der Wärmetransport durch Festkörper-Wärmeleitung zwischen den Körnern wird durch die Anlagerung von flüssigem Wasser an den Kontaktstellen erhöht,
- Flüssiges Wasser verdampft an der warmer Seite und kondensiert an der kalten Seite der begrenzenden Wände. Dieser Vorgang wird als Wärmerohreffekt oder auch Heat-Pipe-Effekt bezeichnet. [11][20]

#### 4.3.4.1 Wärmeleitung

Der Energietransport erfolgt bei Wärmeleitung durch molekulare Wechselwirkungen (bei Fluiden Stöße, bei Festkörpern Gitterschwingungen) zwischen benachbarten Molekülen<sup>9</sup>.

<sup>9</sup> In elektrisch leitfähigen Substanzen wie Metallen, können auch die freien Elektronen zum Wärmetransport beitragen.

#### 4.3.4.2 Wärmeleitung im Festkörperanteil des SGS

Das einzelne SGS-Korn besteht aus einer Vielzahl offener und geschlossener Poren, die zum Teil mit Luft, Wasser, Wasserdampf oder anderen Gasen gefüllt sind. Umschlossen werden diese sogenannten Mikroporen durch das Feststoffgerüst aus silikatischem Glas. Durch dieses Feststoffgerüst findet die Festkörperwärmeleitung im Korn selbst statt und wird im Folgenden über den WLF-Anteil  $\lambda_{L,Korn}$  berücksichtigt. Die Festkörperwärmeleitung in der SGS-Schüttung dagegen erfolgt über die Kontaktflächen der einzelnen Körner zueinander. Die Intensität der Wärmeübertragung hängt dabei von den Kontaktflächen zwischen den Körnern ab. Der Grad der Abflachung und die Oberflächenbeschaffenheit der Kontaktflächen bedingen den Wärmeleitwiderstand und damit die Festkörperwärmeleitung der SGS-Schüttung. Diese wird im Folgenden über den WLF-Anteil  $\lambda_{L,Schüttung}$  berücksichtigt.

#### 4.3.4.3 Wärmeleitung im Gas- bzw. Luftanteil des SGS

Die WLF eines eingeschlossenen, nicht unendlich ausgedehnten Gases nimmt mit abnehmendem Druck ab. Die Abnahme der WLF hängt dabei vom Porendurchmesser und der mittleren freien Weglänge der Gasmoleküle ab. Je größer die mittlere freie Weglänge der Gasmoleküle und je kleiner der Porendurchmesser des Dämmstoffes, desto kleiner ist der Wärmetransport im Gasanteil. Dieser Zusammenhang wird durch die Knudsen-Zahl  $Kn$  [-] beschrieben. Sie berechnet sich aus dem Quotient der mittleren freien Weglänge der Gasmoleküle und dem Porendurchmesser des Dämmstoffes.

$$Kn = \frac{\text{mittlere freie Weglänge der Gasmoleküle}}{\text{Porendurchmesser des Dämmmaterials}} \quad (4-17)$$

Sehr kleine Porendurchmesser oder große freie Weglängen führen zu einer Knudsen-Zahl  $> 1$  und damit zu einer reduzierten Wärmeleitung im Gasanteil. Die mittlere freie Weglänge hängt von der Temperatur, dem Druck und der Art des Gases ab.

Die Knudsen-Zahl liegt bei der Betrachtung eines SGS-Korns (Porengröße 0,16 mm – 0,31 mm) gefüllt mit Luft bei Standardbedingungen<sup>10</sup> im Bereich von  $Kn = 4 \cdot 10^{-4}$  -  $9 \cdot 10^{-4}$  bzw. bei einem Absolutdruck von 0,3 bar bei  $Kn = 6 \cdot 10^{-4}$  -  $10 \cdot 10^{-4}$  und damit deutlich unter 1. Erst bei Dämmstoffschüttungen mit deutlich kleineren Poren wie z. B. unverpresster pyrogener Kieselsäure (mittlere Porengröße: ca. 13  $\mu\text{m}$ ) liegt die Knudsen-Zahl bei einem Absolutdruck von 1 mbar bei  $Kn = 7,7$  und damit über 1.

<sup>10</sup> Umgebungstemperatur:  $T = 298 \text{ K}$ , Umgebungsdruck:  $1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Die Wärmeleitung im Gasanteil findet in der SGS-Schüttung in den geschlossenen, gasgefüllten Poren (WLF-Anteil  $\lambda_{L,Gas\_Pore}$ ) und in den offenen, meist luftgefüllten Poren, sowie im Hohlraumvolumen zwischen den SGS Körnern statt (WLF-Anteil  $\lambda_{L,Luft}$ ).

Die Wärmeleitung im Luftanteil in der SGS-Schüttung lässt sich im Hohlraumvolumenanteil durch die Größe der einzelnen Körner und durch die vergleichsweise großen offenen Poren bei den umsetzbaren Vakuumdrücken nicht reduzieren. Die Gaswärmeleitung in den geschlossenen Poren hängt vom enthaltenen Gas ab, was von der verwendeten Glaszusammensetzung abhängt. In der Regel sind dies die Reaktionsprodukte Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>), Wasserdampf (H<sub>2</sub>O) und Schwefelwasserstoff (H<sub>2</sub>S) [10].

#### 4.3.4.4 Wärmeleitung in Wasser

Ist Feuchtigkeit in der SGS-Schüttung vorhanden, so lagert sich Kondensat durch die Kapillarkraft in den offenen Poren der SGS-Körner bzw. an den Kontaktstellen zwischen SGS-Körnern an. Der WLF-Anteil des Wassers wird mit  $\lambda_{L,Wasser}$  berücksichtigt.

#### 4.3.4.5 Wärmetransport durch Infrarotstrahlung

Der Wärmetransport durch Infrarotstrahlung hängt von der Temperatur der SGS-Körner, von den optischen Eigenschaften des Fluids und der Kornoberfläche sowie von der Hohlraumgröße und somit vom Porendurchmesser ab. Je höher die Temperatur eines Körpers ist, desto größer ist die emittierte Strahlung. Der Transport dieser Wärmestrahlung ist nicht an ein Medium gebunden und erfolgt auch im Vakuum. [12]

In der SGS-Schüttung erfolgt Wärmetransport durch Infrarotstrahlung im Hohlraumvolumenanteil zwischen den einzelnen Körnern (WLF-Anteil  $\lambda_{S,Hohlraum}$ ), sowie innerhalb der einzelnen Poren (WLF-Anteil  $\lambda_{Pore}$ ).

Die maximal mögliche Energiestromdichte  $\dot{e}_s$  [W/m<sup>2</sup>], die durch Strahlung über die Oberfläche eines Körpers ausgesendet werden kann, ist durch die Temperatur  $T$  [K] des Körpers und der Stefan-Boltzmann-Konstante  $\sigma$  [W/(m<sup>2</sup>·K<sup>4</sup>)] gegeben [21]:

$$\dot{e}_s = \sigma \cdot T^4 \quad (4-18)$$

Ein idealer Körper, von dem diese maximale Strahlung ausgeht, wird „schwarzer Strahler“ genannt. Die Strahlung, die von einem realen Körper ausgeht, ist geringer und wird mit dem sogenannten Emissionsgrad  $\varepsilon_s$  berechnet [21]:

$$\dot{q} = \varepsilon_s \cdot \dot{e}_s = \varepsilon_s \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (4-19)$$

Für reale Körper beträgt der Emissionsgrad  $0 \leq \varepsilon_s < 1$  und hängt von dessen Material und Oberflächenbeschaffenheit ab. [12]

#### 4.3.4.6 Porendiffusion („Heatpipe-Effekt“)

Porendiffusion (WLF-Anteil  $\lambda_{diff}$ ) tritt auf, wenn die Oberfläche von offenen oder geschlossenen Poren mit Wasser benetzt, aber die Poren nicht komplett mit Wasser gefüllt sind. Dabei verdunstet das Wasser an der Oberfläche in der Pore und diffundiert, aufgrund des Konzentrationsgefälles, in kältere Bereiche. An der Oberfläche dieser Bereiche kondensiert der Wasserdampf unter Wärmeabgabe. Die Wärme wird somit von der warmen zur kalten Oberfläche transportiert. Dieser Prozess ist in Abbildung 4-7 dargestellt. [11]

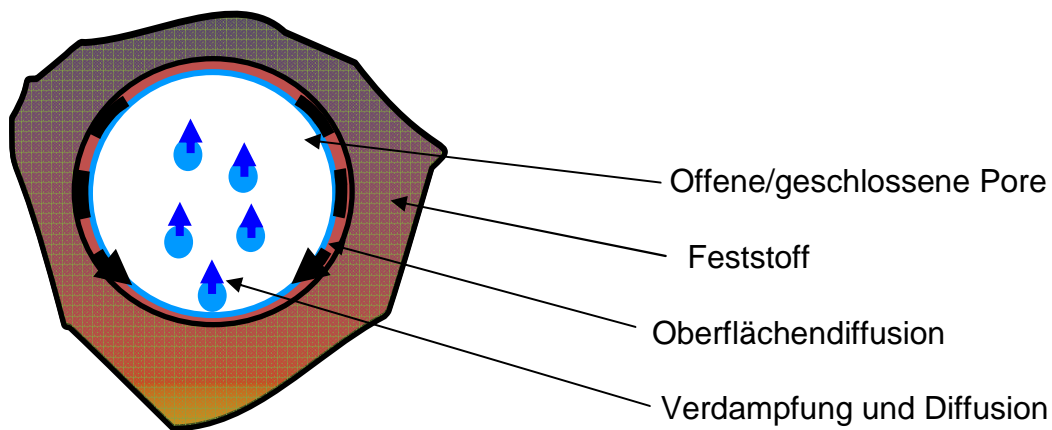


Abbildung 4-7: Porendiffusion („Heatpipe-Effekt“) in Anwesenheit von Feuchtigkeit in offenen Poren und in den Hohlräumen zwischen den Körnern einer Schüttung [11]

#### 4.3.4.7 Wärmetransport durch freie Konvektion

Der Energietransport in einem strömenden Medium wird als Konvektion bezeichnet. Dabei wird Energie nicht nur durch Wärmeleitung, sondern auch durch die makroskopische Bewegung der Teilchen übertragen.



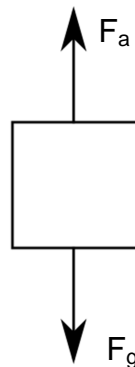
Wird die Strömung durch eine andere äußere Kraft als Gravitation hervorgerufen, spricht man von erzwungener Konvektion. Werden die strömungsverursachenden Kräfte vom Fluid selbst hervorgerufen, so liegt freie Konvektion vor. [12]

Aufgrund der großen Hohlräume zwischen den Körnern einer losen SGS-Schüttung spielt Konvektion bei der Betrachtung des Wärmetransportes eine große Rolle. Der WLF-Anteil der freien Konvektion wird mit  $\lambda_{Konv}$  berücksichtigt.

Ursache für die freie Konvektion sind Temperaturunterschiede. Damit freie Konvektion auftritt, müssen zwei physikalische Grundvoraussetzungen vorhanden sein [20]:

- Die Dichte des Fluids ist eine Funktion der Temperatur
- Vorhandensein von Gravitation

Konvektion tritt unter Vernachlässigung von Trägheits- und Reibungskräften dann auf, wenn die in Abbildung 4-8 abgebildete Auftriebskraft  $F_a$  [N] größer ist als die Gewichtskraft  $F_g$  [N].



**Abbildung 4-8: Angreifende Kräfte an einem Volumenelement Luft bei freier Konvektion**

Die Auftriebskraft  $F_a$  eines Volumenelements ist nach Archimedes immer gleich der Gewichtskraft des vom Volumenelement verdrängten Fluids. Die Auftriebskraft wird dann größer, wenn die Dichte des oben abgebildeten Volumenelementes im Gegensatz zu den umgebenden Volumenelementen durch Temperaturerhöhung abnimmt. Eine geringere Dichte bewirkt bei gleicher Masse des Volumenelementes ein größeres Volumen, das wiederum mehr Fluid verdrängt, dessen Gewichtskraft größer ist als die des betrachteten Volumenelementes.

Sind lokal die physikalischen Grundvoraussetzungen gegeben, heißt dies noch nicht, dass global Konvektion auftritt.

Spießl formuliert in [20] die allgemeine Bedingung des Entstehens von lokaler Konvektion in thermodynamischer Ausdrucksweise folgendermaßen:

Damit überhaupt Konvektion auftritt, muss der Anstieg der Entropie  $ds$  [J/(kg·K)] durch die adiabate Expansion eines infinitesimalen Volumenelementes nach einer

Ortsänderung  $dz$  [m] kleiner sein, als die Abnahme der Entropie durch den Wärmestrom an die umgebenden Volumenelemente:

$$\frac{ds}{dz} < 0 \quad (4-20)$$

Nach Spießl folgt daraus umgeformt nach der Temperaturänderung  $dT$  über der Höhe  $dz$  für ideale Gase folgende Bedingung für das Entstehen von Konvektion:

$$-\frac{dT}{dz} > \frac{g \cdot \beta_{Fl} \cdot T}{c_p} \quad (4-21)$$

bzw. mit  $\beta_{Fl} = \frac{1}{T}$

$$-\frac{dT}{dz} > \frac{g}{c_p} \quad (4-22)$$

Für inkompressible Flüssigkeiten gilt

$$\frac{dT}{dz} < 0 \quad (4-23)$$

Am Beispiel von Luft an der Erdoberfläche ergibt sich mit  $g = 9,81$  m/s und  $c_p = 1.005$  J/(kg·K) eingesetzt in Formel (4-21) ein notwendiger Temperaturgradient  $dT/dz$  für das Einsetzen von Konvektion von 0,0098 K/m. Als Faustregel gilt in der Erdatmosphäre, dass alle 100 Höhenmeter die Lufttemperatur um ca. 1 K sinkt. Dieser Temperaturgradient stimmt gut mit dem Wert überein, der für das Einsetzen von Konvektion notwendig ist. Die in Gleichung (4-23) formulierte Bedingung für das Einsetzen von Konvektion von Luft bzw. idealem Gas lässt sich anwenden auf die Definition der Rayleigh-Zahl, um so eine kritische Rayleigh-Zahl  $Ra_{krit}$  zu erhalten. [20]:

$$Ra_{krit} > \frac{g^2 \cdot \rho_{Fl}^2}{T \cdot \eta \cdot \lambda_{Fl}} \cdot l_{ch}^4 \quad (4-24)$$

Diese untere Grenze für das Einsetzen von Konvektion ist Abhängig von der vierten Potenz der charakteristischen Länge  $l_{ch}$  des zu untersuchenden Aufbaus. Es gibt also keine allgemeine für das Einsetzen von Konvektion kritische Rayleigh-Zahl  $Ra_{krit}$  [20]. Vergleichbar sind kritische Rayleigh-Zahlen untereinander nur, sofern ein ähnlicher Aufbau mit vergleichbarer charakteristischer Länge existiert.

Handelt es sich um den Vergleich von Darcy-modifizierten Rayleigh-Zahlen in Schüttungen, so sollte neben einer ähnlichen charakteristischen Länge auch eine ähnliche Permeabilität der Schüttung vorliegen.

Ausgehend von einer in horizontaler Richtung unendlich ausgedehnten Fluidschicht, lassen sich mehrere dimensionslose Kennzahlen definieren [18]. Stork und Müller fanden in ihrer Arbeit [22] heraus, dass zu kleine Seitenverhältnisse des mit porösem

Medium gefüllten Versuchsraumes der unten beheizt und oben gekühlt wird zu nicht vergleichbaren Ergebnissen führen, da die Anordnung der Wände einen entscheidenden Einfluss auf die Strömungsvorgänge hat. So sind z. B. die Ergebnisse von Fauve und Libchaber [23] bei der Untersuchung von Rayleigh-Bernard-Wirbeln in Quecksilber in einem Versuchsraum mit einem Breite zu Höhe Verhältnis von 2 und Tiefe zu Höhe Verhältnis von 1 nicht vergleichbar mit ähnlichen Versuchsreihen.

Der Anteil der Konvektion am gesamten Wärmetransport wird durch die Nusselt-Zahl und die Intensität der freien Konvektion in einer Schüttung durch die Darcy-modifizierte Rayleigh-Zahl ausgedrückt (vgl. Abschnitt 4.3.3). Eine übliche Darstellung zur Beschreibung von Konvektionsvorgängen in Schüttungen ist, wie in Abbildung 4-9 oben zu erkennen, der Zusammenhang  $Nu = f(Ra_{Darcy})$ .

Es ist zu erkennen, dass ab einer sogenannten kritischen Rayleigh-Zahl  $Ra_{krit}$  [-] die Nusselt-Zahl linear ansteigt und der Einfluss der Konvektion auf die Wärmeübertragung zunimmt. Die Nusselt-Zahl ist eine Funktion der Reynolds- und der Prandtl-Zahl, sowie abhängig von der Wärmestromrichtung und der Geometrie des betrachteten Volumens in dem Konvektion auftritt.

$$Nu = f(Re, Pr, Geometrie, Wärmestromrichtung) \quad (4-25)$$

Der Anstieg der Nusselt-Zahl bei steigenden Temperaturen ist bei konstanter Geometrie und Wärmestromrichtung somit auf die Temperaturabhängigkeit der Stoffparameter dynamische Fluidviskosität, Fluidwärmeleitfähigkeit und Fluidichte, die zur Bestimmung von  $Re$  und  $Pr$  notwendig sind, zurückzuführen.

Die Darstellung des effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten  $k_{eff}$  [W/m<sup>2</sup>·K] über dem Druck gibt die Druckabhängigkeit der verschiedenen Wärmetransportmechanismen Strahlung, Wärmeleitung und Konvektion wieder, wie in Abbildung 4-9 unten für den Luftspalt in einer Vakuumröhre zu erkennen ist. Die Reduktion des Druckes führt zunächst zur linearen Reduktion des Wärmetransportes durch Konvektion bis dieser schließlich bei ca. 100 mbar vollständig zum Erliegen kommt. Die weitere Reduktion des Druckes führt ab 0,1 mbar zu einer nicht linearen Verringerung der Luftwärmeleitung, die ab ca. 0,001 mbar komplett unterdrückt ist. Der kritische Druck bei 100 mbar ist ähnlich der kritischen Rayleigh-Zahl eine Kenngröße, die das Einsetzen von Konvektion beschreibt, sofern ein ähnlicher Aufbau mit vergleichbarer charakteristischer Länge existiert und dieselben Temperaturen vorherrschen. Der lineare Anstieg des effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten, und damit der Nusselt-Zahl, bei steigenden Drücken, ist bei gleicher Geometrie und Wärmestromrichtung sowie konstanter Temperatur alleine auf die Dichteänderung des Fluids und damit auf die Änderung von  $Re$  und  $Pr$  zurückzuführen. Alle anderen Stoffparameter bleiben unverändert.

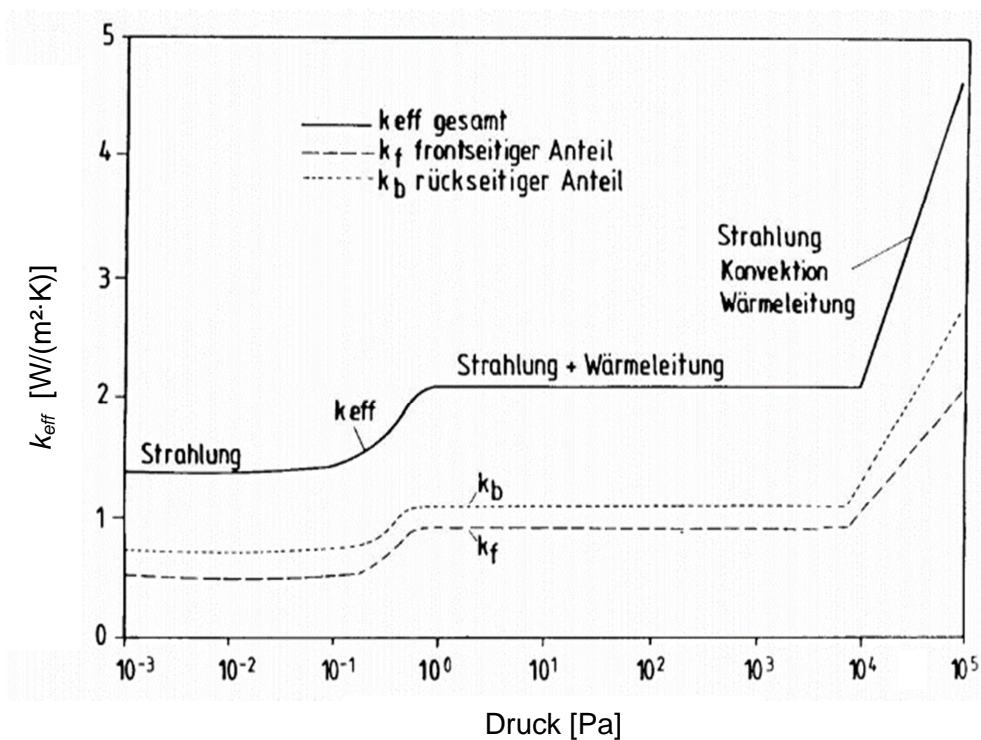
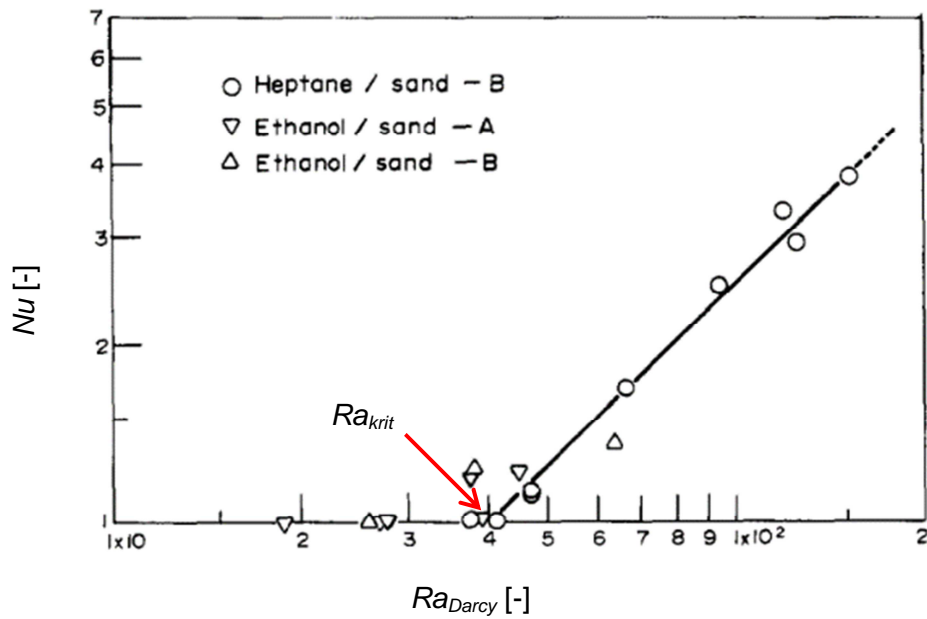
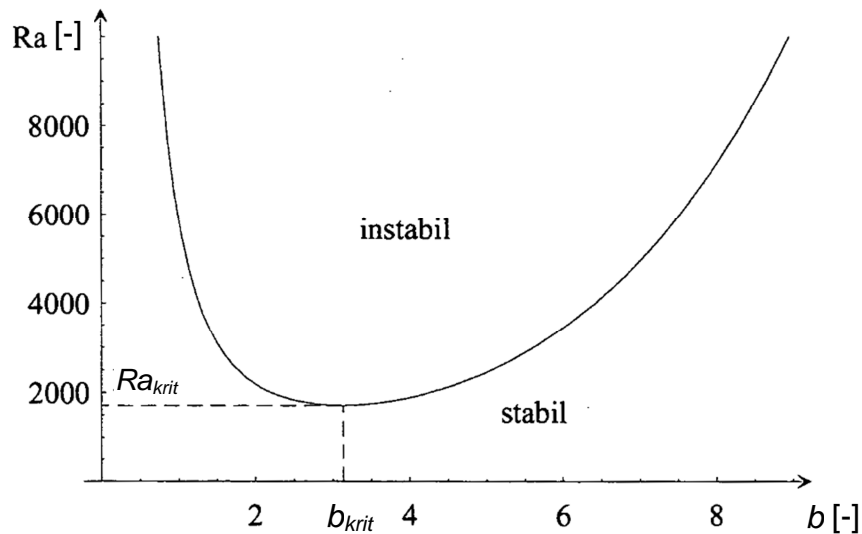


Abbildung 4-9: oben: Verlauf  $Nu$  vs.  $Ra_{Darcy}$  für zwei Sandschüttungen gefüllt mit Heptan bzw. Ethanol [24]; unten: Verlauf des effektiven Wärmedurchgangskoeffizienten  $k_{eff}$  für den Luftspalt zwischen Absorber und Glas in einer Vakuumröhre [25]

Da die Luftdichte proportional vom Luftdruck abhängt, kommt es zu einem linearen Anstieg der  $Nu$ -Zahl bzw. der effektiven WLF. Mit zunehmendem Unterdruck nimmt

die Gewichtskraft des von einem Volumenelement verdrängten Luftvolumens aufgrund der fallenden Luftdichte ab. Nach Archimedes nimmt somit auch die Auftriebskraft  $F_a$  ab.

Die einfachste Art von Konvektionswirbeln, die in einem aus zwei sich horizontal gegenüberliegenden Heiz- und Kühlplatten aufgebautem Versuchsstand auftreten ist die sogenannte Rayleigh-Bernard-Konvektion. Für Versuche mit Wasser liegt die kritische Rayleigh-Zahl bei 1.708 und einer kritischen Wellenzahl  $b_{krit}$  [-] von 3,117. In Abbildung 4-10 sind die Bereiche der stabilen und instabilen Wirbel gekennzeichnet.



**Abbildung 4-10. Stabilitätsdiagramm der Rayleigh-Bernard-Konvektion [26], Rayleigh-Zahl über der Wellenzahl  $b$  [-] aufgetragen.**

Für sehr kleine Rayleigh-Zahlen ( $\ll 1$ ) sind zweidimensionale Konvektionsmuster zu beobachten. Höhere Rayleigh-Zahlen führen von stationären dreidimensionalen zu zeitabhängigen dreidimensionalen Konvektionsmustern. Sehr hohe Rayleigh-Zahlen führen letztendlich zu einer vollturbulenten Strömung. [26]

In einer Ein-Plattenapparatur wird bei Auftreten von freier Konvektion über die Nusselt-Zahl die effektive WLF des zu untersuchenden Probenmaterials bestimmt. Diese ist, im Gegensatz zur Rayleigh-Zahl, direkt experimentell bestimmbar.

Wird ein Versuchsaufbau zur Untersuchung der WLF einer Schüttung betrachtet, dessen Versuchsvolumen zwischen horizontal parallel angeordneten Kühl- und Heizplatten liegt, so wird die Wärmestromdicht  $\dot{q}$  [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] abhängig von der Temperaturdifferenz  $\Delta T$  [K] zwischen Heizplatte ( $T_{\text{heiß}}$  [K]) und Kühlplatte ( $T_{\text{kalt}}$  [K]) sowie abhängig vom Abstand der beiden Platten zueinander und damit der Probenhöhe  $h$  [m], folgendermaßen berechnet:

$$\dot{q} = \lambda_{eff} \cdot \frac{\Delta T}{h} = \lambda_{eff} \cdot \frac{T_{heiß} - T_{kalt}}{h} \quad (4-26)$$

Ist die Wärmestromdichte, die Temperaturdifferenz und der Abstand der beiden Platten zueinander bekannt, so kann aus Gleichung (4-26) die effektive WLF  $\lambda_{eff}$  berechnet werden. Diese schließt alle auftretenden Wärmetransportmechanismen Wärmeleitung im Festkörper- und Luftanteil sowie den Wärmetransport durch Infrarotstrahlung  $\lambda_s$  mit ein. Kommt es zu makroskopischen Konvektionsvorgängen in der Schüttung, so findet anstelle Gleichung (4-26) Gleichung (4-27) Verwendung:

$$\dot{q} = \alpha \cdot \Delta T \quad (4-27)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  [W/(m<sup>2</sup>·K)] hängt folgendermaßen von der Nusselt-Zahl ab:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{h} \quad (4-28)$$

Wird Gleichung (4-28) in Gleichung (4-27) eingefügt, so folgt daraus:

$$\dot{q} = Nu \cdot \lambda \cdot \frac{\Delta T}{h} = \lambda_{eff} \cdot \frac{\Delta T}{h} \quad (4-29)$$

mit:

$\lambda$ : Effektive Wärmeleitfähigkeit ohne Konvektion [W/(m·K)]

Geht die Nusselt-Zahl gegen eins, so hat Konvektion keinen Einfluss auf die Wärmeübertragung. Wird die Nusselt-Zahl größer eins, so gewinnen konvektive Wärmetransportmechanismen zunehmend an Einfluss an der Gesamtwärmeübertragung und können als Funktion der Darcy-modifizierte Rayleigh-Zahl aus Gleichung (4-14) dargestellt werden.

Der Zusammenhang zwischen der Nusselt-Zahl und der Rayleigh-Zahl

$Nu = f(Ra, Geometrie)$  wird für unterschiedliche Fluide in [27], [28] und [24] diskutiert und dargestellt. Nach der empirischen Theorie von Elder [29] gilt der Zusammenhang:

$$Nu = \frac{Ra}{40} \pm 10 \% \quad (4-30)$$

Im Abschnitt 4.3.5 wird der Zusammenhang zwischen der Nusselt-Zahl und der Rayleigh-Zahl durch eine empirische Methode untersucht. Zur Berechnung der Rayleigh Zahl muss die Permeabilität der Schüttung bekannt sein. Dieser Parameter wird innerhalb dieser Studie nicht experimentell gemessen, sondern durch inverse Simulation, mittels eines numerischen Modells ermittelt (vgl. Abschnitt 4.5).

### 4.3.5 Empirisches Modell für die Berechnung der effektiven Wärmeleitfähigkeit von Schüttungen

In diesem Abschnitt wird ein empirisches Modell zur Beschreibung der effektiven Wärmeleitfähigkeit (WLF) zunächst ohne Berücksichtigung der Konvektion und Feuchtigkeit eingeführt.

Die effektive WLF eines porösen Stoffes hängt u. a. von der Temperatur, von der Porosität und von der Struktur des porösen Materials ab. Für die Berechnung der Schüttungs-WLF für verdichtete Schüttungen wird in dieser Studie angenommen, dass während des Verdichtungsprozesses nur die Lufträume zwischen den Körnern reduziert werden und die Struktur und damit die Eigenschaften des Korns unverändert bleiben. Dies stellt eine akzeptable Vereinfachung dar, wie mit Hilfe mehrerer Verdichtungsversuche durch optische Prüfung festgestellt wurde. Nur ein geringer Anteil der Körner war nach der Verdichtung gebrochen.

Um die effektive WLF zu berechnen, wird das von Krischer entwickelte Modell verwendet [30]. Dieses Modell berücksichtigt den Wärmetransport aufgrund von Wärmeleitung und von Wärmestrahlung, während die Konvektion vernachlässigt wird.

Das Material wird, wie in Abbildung 4-11 dargestellt, aus einem Netzwerk von seriell und parallel geschalteten thermischen Widerständen modelliert.

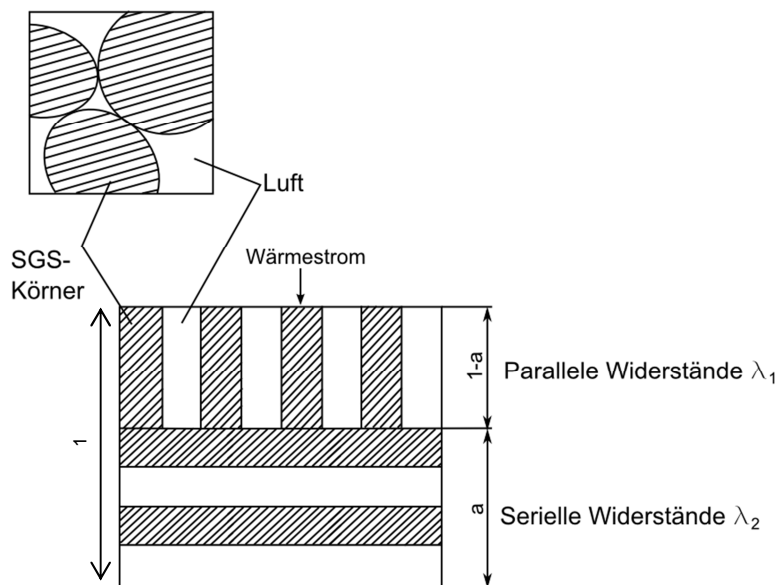


Abbildung 4-11: oben: Schüttungsphasen; unten: Krischer-Modell (nach [34])

Die WLF  $\lambda_1$  [ $W/(m \cdot K)$ ] der parallel geschaltete Widerstände wird nach Gleichung (4-31) berechnet und entspricht dem theoretischen Minimalwert.

$$\lambda_1 = \varepsilon \cdot (\lambda_{L,Luft} + \lambda_s) + (1 - \varepsilon) \cdot \lambda_{L,Korn} \quad (4-31)$$

Die WLF  $\lambda_2$  [W/(m·K)] der seriell geschalteten Widerstände stellt den theoretischen Maximalwert dar, und wird durch Gleichung (4-32) berechnet.

$$\lambda_2 = \frac{1}{\frac{\varepsilon}{(\lambda_{L,luft} + \lambda_s)} + \frac{1 - \varepsilon}{\lambda_{L,Korn}}} \quad (4-32)$$

In Gleichung (4-31) und (4-32), stellen  $\varepsilon$  die Schüttungsporosität (vgl. Abschnitt 4.3) und  $\lambda_{L,Korn}$  (vgl. Abschnitt 4.3.4) die WLF der Körner dar. Die Temperaturabhängigkeit von  $\lambda_{L,Korn}$  wurde für SGS gemessen und ist in Abbildung 4-12 a) dargestellt.

Der Strahlungsbeitrag zum gesamten Wärmetransport wird durch Gleichung (4-33) mitberücksichtigt:

$$\lambda_s = C_s T_m^3 \quad (4-33)$$

Dabei ist der Parameter  $C_s$  [W/(m·K<sup>4</sup>)] materialspezifisch und kann durch Interpolation mit Messwerten ermittelt werden.  $T_m$  [K] ist die mittlere Temperatur der Probe.

Gemäß dem Modell von Krischer, wird die effektive WLF der Schüttung durch Gleichung (4-34) berechnet, wobei der Gewichtungsfaktor  $f$  [-] experimentell bestimmt wird:

$$\lambda_{eff} = \frac{1}{\frac{1-f}{\lambda_1} + \frac{f}{\lambda_2}} \quad (4-34)$$

## 4.4 Ergebnisse

### 4.4.1 Effektive Wärmeleitfähigkeit des Schaumglasschotter-Korns

Die Kornwärmeleitfähigkeit von SGS zweier Hersteller wurde untersucht. Dafür wurden Materialmuster aus einzelnen SGS-Körnern herausgeschnitten und mit einer Ein-Plattenapparatur an der Universität Innsbruck sowie zusätzlich mit einer Zwei-Plattenapparatur am ITW der Universität Stuttgart vermessen. Die Messergebnisse sind in Abbildung 4-12 a) als Funktion der Probenmitteltemperatur dargestellt.

Die Messergebnisse zeigen einen Verlauf der WLF, der linear von der Temperatur abhängt. Darüber hinaus kann, trotz erheblicher Streuung der Messwerte, in Abbildung 4-12 b.) eine leichte Zunahme der WLF mit der Dichte beobachtet werden.



Dieses Verhalten ist plausibel, da die WLF des Feststoffes mit ca.  $1 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$  deutlich höher ist als die der Luft mit ca.  $0,024 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ .

Die WLF der Schüttung wurde mit unterschiedlichen Verdichtungsgraden gemessen, um den Einfluss dieses Parameters auf den gesamten Wärmetransport zu quantifizieren. Das zuvor beschriebene Modell (Gleichungen (4-33) und (4-34)) wurde mit den gemessenen Werten durch die Bestimmung der Parameter  $f$  und  $C_s$  kalibriert. Nach der Kalibrierung zeigen die Modellergebnisse eine gute Übereinstimmung mit den Messwerten.

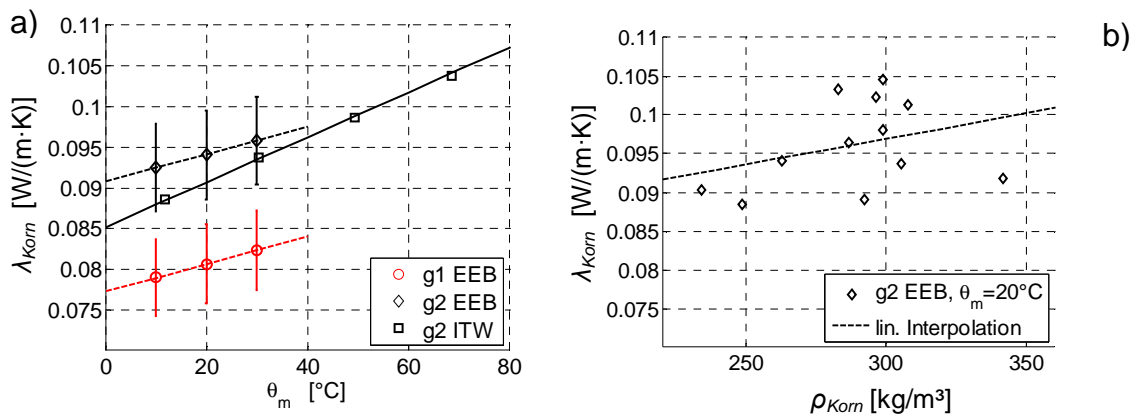


Abbildung 4-12: a) Korn-WLF  $\lambda_{Korn}$  [W/(m·K)] als Funktion der Probenmitteltemperatur  $\theta_m$  [°C], gemessen mit der Ein-Plattenapparatur der Universität Innsbruck (EEB) ( $\Delta T = 10 \text{ K}$ , SGS-Typ g1<sup>11</sup> und g2<sup>12</sup>) und vom ITW (SGS-Typg2), gemessen mit der Zwei-Plattenapparatur. b) Korn-WLF als Funktion der Korndichte  $\rho_{Korn}$  [kg/m³]. [34]

## 4.4.2 Effektive Wärmeleitfähigkeit der Schüttung

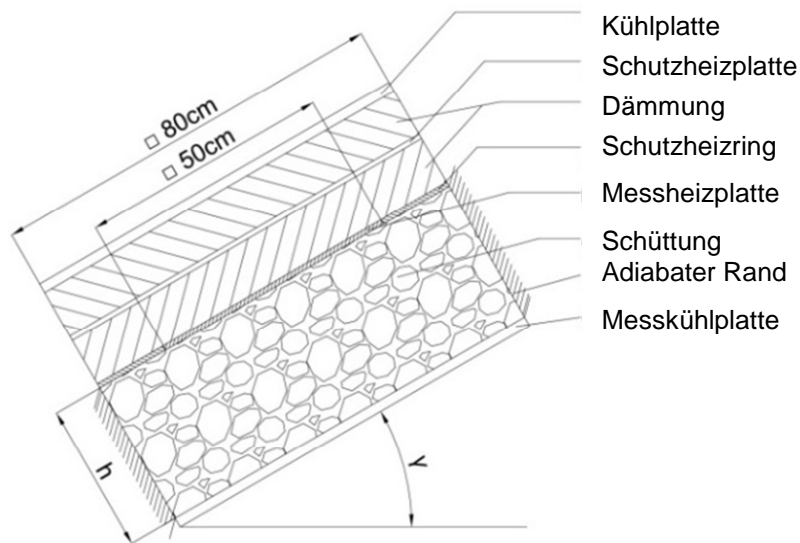
### 4.4.2.1 Messergebnisse der Ein-Plattenapparatur der Universität Innsbruck

#### Einfluss der Temperatur und des Verdichtungsgrads auf die WLF von Schüttungen ohne Konvektion

Zur Untersuchung der effektiven WLF von Schüttungen der SGS-Typen g1<sup>11</sup> und g2<sup>12</sup> wurden zunächst Messungen mit nach unten gerichtetem Wärmestrom durchgeführt (Kippwinkel  $\gamma = 0^\circ$ ). Ein schematischer Versuchsaufbau und die Definition des Kippwinkels  $\gamma$  [°] werden in Abbildung 4-13 dargestellt.

<sup>11</sup> Technopor Typ 30-50 (Perimeter50)

<sup>12</sup> Misapor 10-75



**Abbildung 4-13: schematische Darstellung der Apparatur für die Messung der effektiven WLF der Schüttung.  $h$  [m]: Höhe der Schüttung;  $\gamma$ : Kippwinkel. [34]**

Im Fall  $\gamma = 0^\circ$  setzt sich der gesamte Wärmetransport aus Wärmestrahlung und Wärmeleitung zusammen während freie Konvektion nicht auftritt. Die gemessenen Werte in Abbildung 4-14 veranschaulichen deutlich, dass die effektive WLF mit zunehmender Verdichtung abnimmt obwohl der Feststoffanteil zunimmt.

Dies ist dadurch zu erklären, dass mit reduzierten Lufträumen auch der Beitrag der Wärmestrahlung verringert wird. Dies betrifft hauptsächlich die Hohlräume zwischen den einzelnen SGS-Körnern, da, entsprechend der Annahme einer konstanten Kornporosität aus 4.3.5, die Lufthohlräume im Korn gleich bleiben.

Die effektive WLF des SGS-Typs g1 wurde bei vier unterschiedlichen Verdichtungsgraden<sup>13</sup> gemessen. Die Verdichtung erfolgte mit Hilfe einer Hydropulspresse abwechselnd mit der Befüllung des Behälters mit SGS in 5 cm Schritten.

Um den Einfluss der Temperatur auf die WLF des SGS zu bestimmen, wurden alle Schüttungsproben bei unterschiedlichen Mitteltemperaturen zwischen  $10^\circ\text{C}$  und  $35^\circ\text{C}$  gemessen.

Die Ergebnisse in Abbildung 4-14 zeigen durch Vermessung der Schüttung 1, dass die WLF erwartungsgemäß mit steigender Temperatur zunimmt. Diese Tendenz hat sich für alle gemessenen Proben gezeigt.

<sup>13</sup> Probenhöhe  $h = 30\text{ cm} \triangleq$  Verdichtungsgrad 1 (unverdichtet)

Probenhöhe  $h = 27\text{ cm} \triangleq$  Verdichtungsgrad 1,1

Probenhöhe  $h = 26\text{ cm} \triangleq$  Verdichtungsgrad 1,15

Probenhöhe  $h = 25\text{ cm} \triangleq$  Verdichtungsgrad 1,2

Probenhöhe  $h = 23,5\text{ cm} \triangleq$  Verdichtungsgrad 1,28

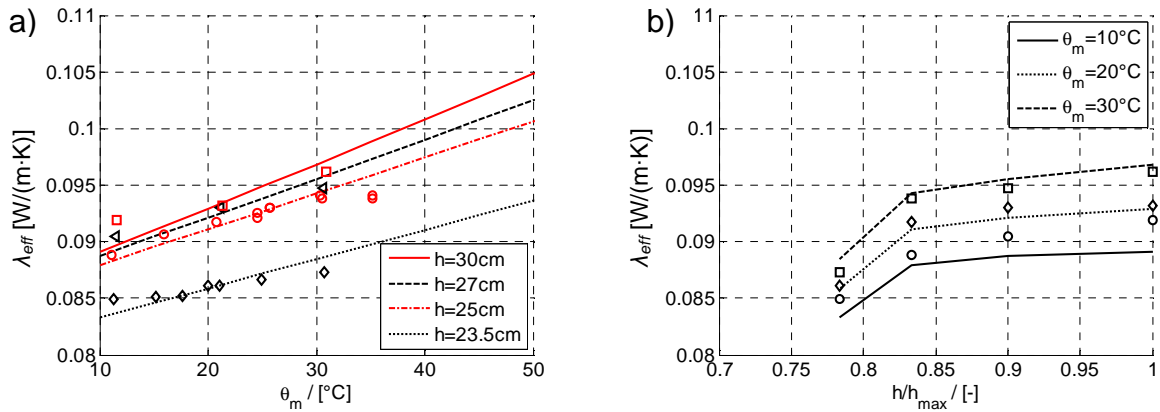


Abbildung 4-14: Vergleich zwischen gemessenen Werten (Messpunkte) und Berechnungsergebnissen (gestrichelte Linien) der effektiven WLF aus dem Modell nach Krischer für den SGS-Typ g1 bei unterschiedlichen Probenmitteltemperaturen  $\theta_m$  und Verdichtungen der Probe (die Probendicke vor der Verdichtung ist:  $h_{max} = 30$  cm). [34]

Abbildung 4-15 vergleicht die effektiven WLFen in Abhängigkeit der Mitteltemperatur und der Probendicke von den Schüttungen g1 und g2. Es ist zu erkennen, dass die effektive WLF der Schüttung g2 um ca. 5 % über der Schüttung aus g1 liegt.

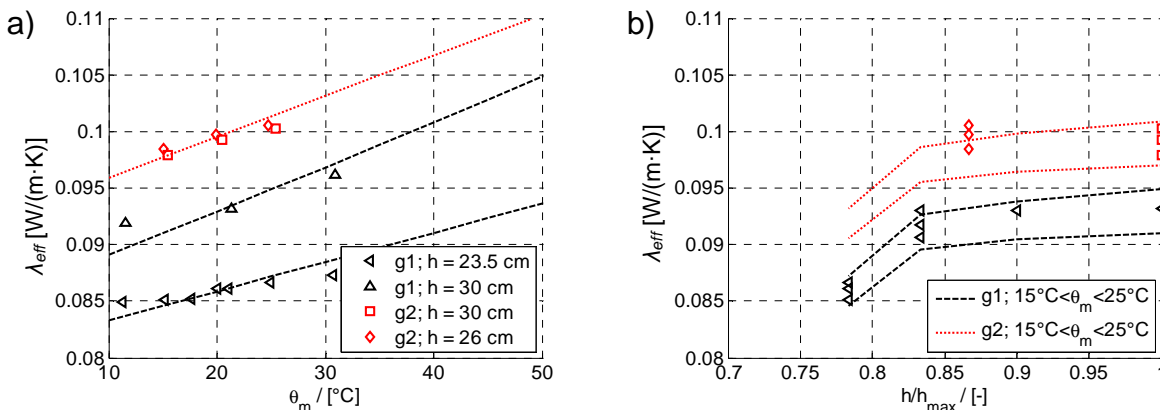


Abbildung 4-15: Vergleich zwischen der effektiven WLF von Schüttung g1 und Schüttung g2. a) effektive WLF vs. Probenmitteltemperatur  $\theta_m$ . b) effektive WLF vs. Verdichtung mit  $h_{max} = 30$  cm. [34]

Gemäß dem Berechnungsmodell nach Krischer aus 4.3.5, wird die effektive WLF der Schüttung durch Gleichung (4-34) berechnet, wobei die Strahlungskonstante  $C_s$  und der Gewichtsfaktor  $f$  experimentell bestimmt werden. Tabelle 4-4 zeigt die für das Berechnungsmodell zugrunde gelegten Werte.

Tabelle 4-4: Werte der Dichte ( $\rho$ ), Porosität ( $\varepsilon$ ), Gewichtsfaktor ( $f$ ) und Strahlungskonstante ( $C_s$ )

Material	$h$ [m]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]*	$\varepsilon$ [-]**	$f$ [-]	$C_s$ [W/(m·K <sup>4</sup> )]
g1	0,300	173,91	0,3788	0,7079	$3,750 \cdot 10^{-9}$
g1	0,270	193,23	0,3098	0,7882	$4,129 \cdot 10^{-9}$
g1	0,250	N.A.	0,2545	0,7504	$4,402 \cdot 10^{-9}$
g1	0,235	222,01	0,2070	0,9999	$3,541 \cdot 10^{-9}$

<b>g2</b>	0,300	170,91	0,4213	0,9999	$3,221 \cdot 10^{-9}$
<b>g2</b>	0,260	197,12	0,3323	0,9999	$3,469 \cdot 10^{-9}$

\* Probengewicht dividiert durch das Gesamtvolumen der Probe

\*\* Zwischenkörnervolumen dividiert durch das Gesamtvolumen

### **Einfluss der Freien Konvektion auf die effektive WLF**

Zur Untersuchung des Einflusses der freien Konvektion auf die effektive WLF wird ein von unten nach oben gerichteter Wärmestrom auf die Messprobe aufgeprägt ( $\gamma = 180^\circ$  vgl. Abbildung 4-13). Schüttung g1 wurde mit dem in der Apparatur maximal erreichbaren Verdichtungsgrad von 1,28 gemessen.

Abbildung 4-16 a) zeigt die gemessene effektive WLF mit Konvektion ( $\lambda_{eff} = \lambda \cdot Nu$ ) für Schüttung g1 (schwarz) und Schüttung g2 (rot) für unterschiedliche Verdichtungsgrade mit ( $\gamma = 180^\circ$ ) und ohne Konvektion ( $\gamma = 0^\circ$ ).

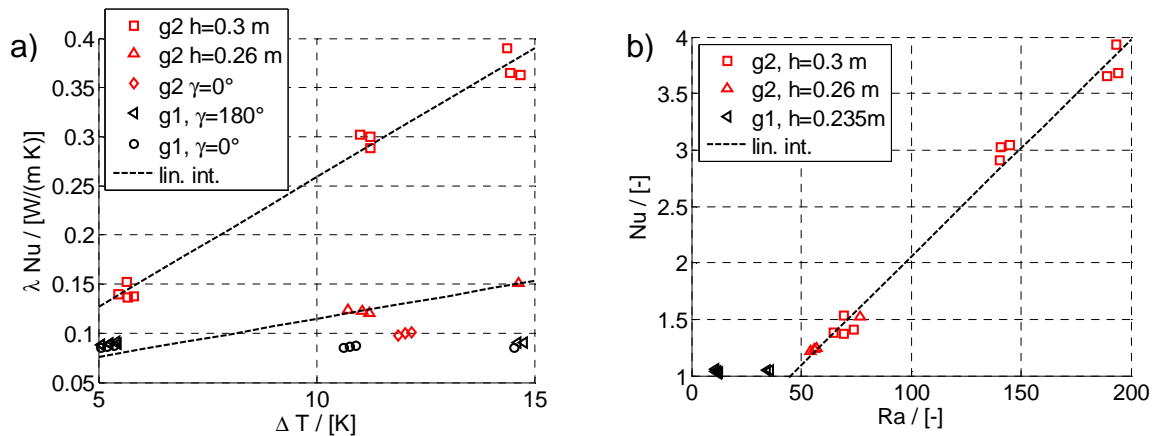
Der Einfluss freier Konvektion auf den Wärmestrom durch die Probe ist deutlich in Schüttung g2 zu erkennen. Die Abhängigkeit der Nusselt-Zahl von der Temperaturdifferenz ist nahezu linear im untersuchten Temperaturbereich.

In Gegensatz dazu zeigen die mit der Schüttung g1 gemessenen Werte keinen maßgeblichen Effekt durch Konvektion. Dieses unterschiedlichen Verhalten können mit der Tatsache erklärt werden, dass die zwei Schüttungen eine unterschiedliche Permeabilität besitzen. Schüttung g1 wurde nur im verdichteten Zustand mit dem Verdichtungsgrad 1,28 vermessen. Im Unterschied dazu wurde Schüttung g2 zunächst ohne Verdichtung vermessen und anschließend bis zu einem Verdichtungsgrad von 1,15 verdichtet.

Der für die Wärmeübertragung bestimmende Faktor ist die Temperaturdifferenz  $\Delta T$  zwischen kalter und warmer Oberfläche, wobei die Probenmitteltemperatur  $\theta_m$  der Probe nur eine untergeordnete Rolle spielt. Die Temperaturdifferenz  $\Delta T$  wurde zwischen 5 K und 15 K variiert. Die entsprechende Nusselt-Zahl wurde durch Gleichung (4-27) und (4-28) aus dem gemessenen Wärmestrom und der gemessenen Temperaturdifferenz berechnet. Bei einer Temperaturdifferenz von 15 K erhöht sich die effektive WLF auf bis zu 0,4 W/(m·K).

In Abbildung 4-16 b) ist die Nusselt-Zahl über der Rayleigh-Zahl dargestellt. Die Rayleigh-Zahl wurde mittels Gleichung (4-14) berechnet, wobei die Permeabilität mithilfe einer inversen Methode, erläutert in Abschnitt 4.5.1, durch Vergleich mit Simulationsergebnissen bestimmt wurde.

Die Permeabilität von Schüttung g1, bei der nur Werte für einen Verdichtungsgrad von 1,28 vorliegen, muss  $K \leq 3 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2$  sein, um eine Rayleigh-Zahl  $Ra \leq 40$  zu erreichen.



**Abbildung 4-16: Einfluss der freien Konvektion in einer Schüttung mit von unten nach oben gerichtetem Wärmestrom ( $\gamma = 180^\circ$ ). Maximalwert der Schüttungsdicke:  $h = 0,3 \text{ m}$  (vor Verdichtung). a)  $\lambda \cdot Nu$  vs.  $\Delta T$ . b)  $Nu$  vs.  $Ra$ . [34]**

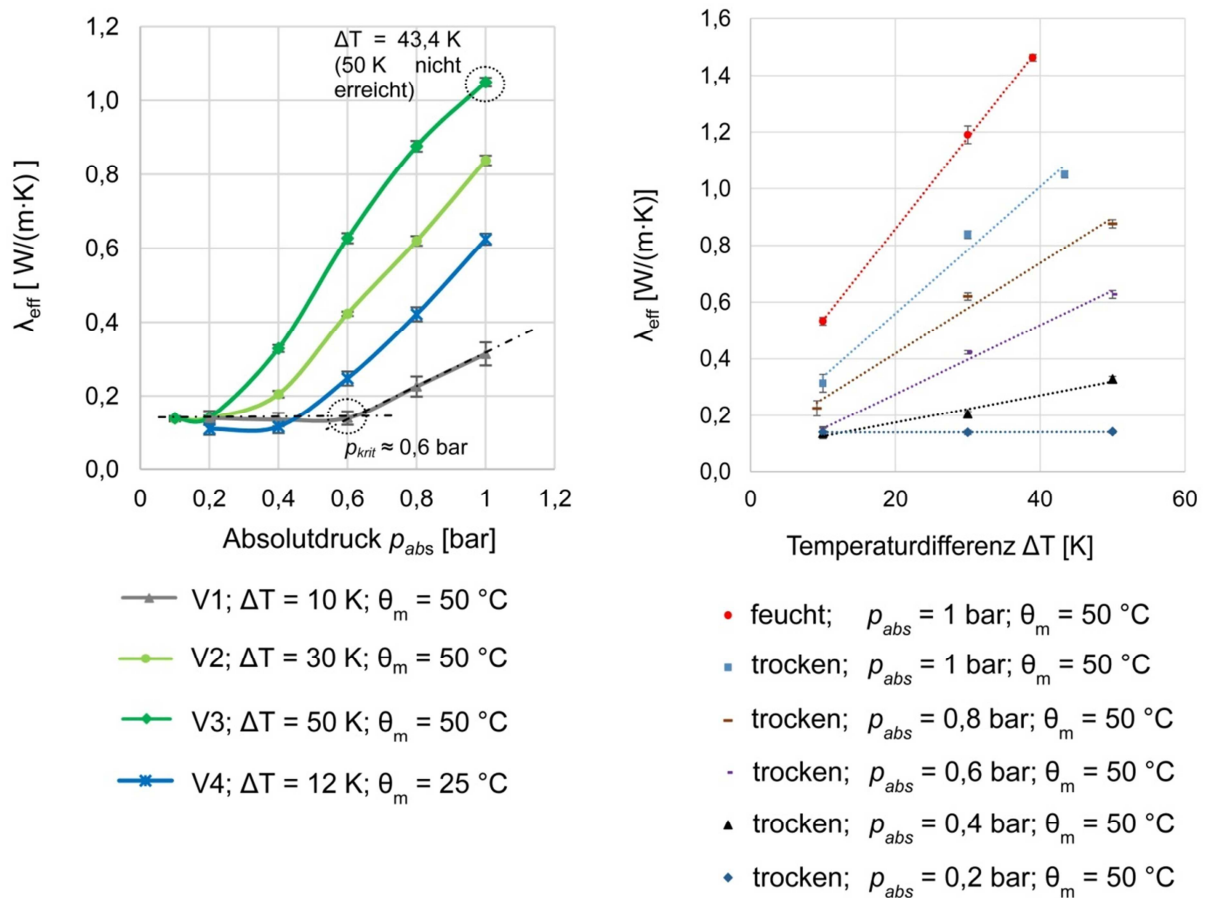
#### 4.4.2.2 Messergebnisse der Ein-Plattenapparatur des ITW

Zur Untersuchung des Einflusses der freien Konvektion auf die effektive WLF von SGS wird ein von unten nach oben gerichteter Wärmestrom (entspricht  $\gamma = 180^\circ$  im Vergleich zum Versuchsstand in Abbildung 4-13) durch eine trockene zylindrische Probe von nicht verdichtetem SGS (Schüttung g2) mit einem Durchmesser von 1,4 m und einer Höhe von 0,8 m geleitet.

Freie Konvektion tritt demnach auf, wird aber durch schrittweise Absenkung des Absolutdrucks  $p_{abs}$  [bar] auf 100 mbar bzw. 200 mbar schließlich vollständig unterbunden. Die Abhängigkeit der effektiven WLF vom Absolutdruck bzw. von der Temperaturdifferenz  $\Delta T$  wird in Abbildung 4-17 deutlich.

Der kritische Druck  $p_{krit}$  [bar] ab welchem Konvektion auftritt, ist abhängig von der aufgeprägten Temperaturdifferenz und somit in jeder Versuchsreihe unterschiedlich. Der Schnittpunkt zweier linearer Regressionskurven liefert, wie in Abbildung 4-17 links für Versuchsreihe 1 (V1, graue Kurve) beispielhaft dargestellt, den kritischen Druck. Der Messwert von Versuchsreihe 3 (V3, dunkelgrüne Kurve) bei 1 bar weicht vom linearen Verlauf der Messwerte ab. Dies liegt daran, dass aufgrund der hohen Wärmeströme im Versuchsstand nur eine Temperaturdifferenz von 43,4 K erreicht werden konnte. Je höher die Temperaturdifferenz, desto niedriger ist der kritische Druck. Der Anstieg der WLF bis zum 7,5-fachen des Ausgangswertes zeigt den großen Einfluss der Konvektion auf die Wärmeübertragung. Die Schüttung g2 verfügt im unverdichteten Zustand über einen Hohlraumvolumenanteil von 35 % und es kommt bei Umgebungsdruck schon bei Temperaturdifferenzen von 10 K zu Konvektionsbewegungen, die maßgeblichen Anteil an der Gesamtwärmeübertragung

besitzen. Die effektive WLF erhöht sich in diesem Fall von 0,14 W/(m·K) auf 0,31 W/(m·K) um das 2,2-fache.



**Abbildung 4-17:** links: Verlauf der effektiven WLF in Abhängigkeit des Absolutdrucks bei unterschiedlichen Temperaturdifferenzen und Probenmitteltemperaturen. Rechts: Verlauf der effektiven WLF in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz bei unterschiedlichen Absolutdrücken für trockenen und feuchten SGS<sup>14</sup>

Abbildung 4-17 rechts verdeutlicht entsprechend Gleichung (4-29) den linearen Zusammenhang zwischen der effektiven WLF und der Temperaturdifferenz. Je höher der Absolutdruck, desto größer die Steigung der Geraden. Bei feuchtem SGS (rote Linie) kommt es im Vergleich zu trockenem SGS (hellblaue Linie) zu einer Überlagerung zweier Wärmetransportphänomene, die zu einem weiteren Anstieg der effektiven WLF führen. Die durch die Temperaturdifferenz zwischen warmer und kalter Platte ausgelöste Konvektionsbewegung transportiert nun feuchte Luft entgegen der Gravitation nach oben zur Kühlplatte. Dort kondensiert Feuchtigkeit aus und Wasser sickert durch die Schüttung wieder nach unten, wo dieses erneut verdunstet. Dieser Prozess wird auch Heat-Pipe Effekt genannt und führt in diesem Fall bei einer Wassermenge von  $5 \text{ kg}/\text{m}^3$  in der feuchten SGS-Schüttung zu einer

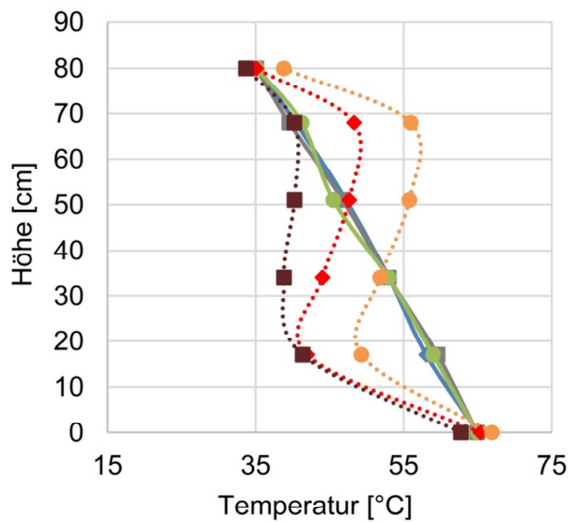
<sup>14</sup> Die Wassermenge in der feuchten Schaumglasschotterschüttung beträgt  $5 \text{ kg}/\text{m}^3$

rund 1,5 fachen Erhöhung der effektiven WLF gegenüber Konvektion mit trockener Luft.

Die Auswertung der WLF erfolgte für alle Versuche sobald ein quasistationärer Zustand erreicht wurde<sup>15</sup>. Im quasistationären Zustand ändert sich das vertikale und horizontale Temperaturprofil im Versuchsvolumen über der Zeit nicht mehr nennenswert. Das bedeutet, dass sich ein stabiler Konvektionswirbel ausgebildet hat. In Abbildung 4-18 ist links für Versuchsreihe 2 (V2, vgl. Abbildung 4-17) beispielhaft die vertikale Temperaturverteilung im Versuchsvolumen an drei repräsentativen Achsen für den quasistationären Zustand bei 0,1 bar und 1 bar dargestellt. Deutlich zu erkennen sind die positiven Temperaturgradienten bei den Messungen mit 1 bar. Diese deuten, im Gegensatz zum linearen Temperaturverlauf mit negativer Steigung, auf Konvektionswirbel hin, die die lineare Temperaturschichtung zerstören. In Abbildung 4-18 rechts ist der Temperaturverlauf einer feuchten Probe über der Höhe dargestellt. Wie schon in [1] festgestellt, ist im oberen Teil der Schüttung (20 cm – 80 cm) nur noch eine geringe Temperaturänderung zu erkennen. D. h. dieser Teil der Dämmung ist nahezu unwirksam.

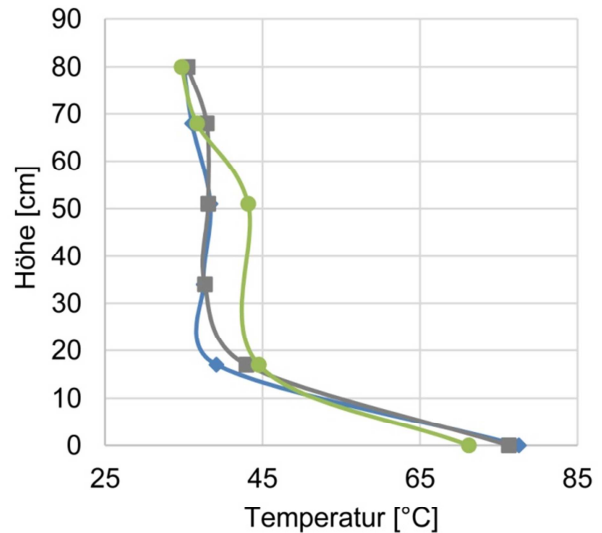
---

<sup>15</sup> maximal erlaubte Änderung der WLF von  $\pm 3\%$  in 25 h



Koordinaten[x;y] in mm. x,y-Ebene liegt parallel zu den Heiz- und Kühlplatten

- ◆— [0;600] 0,1 bar; trocken
- [-280;440] 0,1 bar; trocken
- [400;850] 0,1 bar; trocken
- ◆···· [0;600]; 1 bar; trocken
- [-280;440]; 1 bar; trocken
- [400;850]; 1 bar; trocken



Koordinaten[x;y] in mm. x,y-Ebene liegt parallel zu den Heiz- und Kühlplatten

- ◆— [0;600]; 1 bar; feucht
- [-280;440]; 1 bar; feucht
- [400;850]; 1 bar; feucht

**Abbildung 4-18:** links: vertikale Temperaturverteilung bei 0,1 bar und 1 bar im Probevolumen mit trockenem SGS (g2) an drei repräsentativen Achsen für Versuchsreihe 2 ( $\Delta T = 30 \text{ K}$ ;  $\theta_m = 50 \text{ °C}$ ;  $\vartheta_{\text{unten}} = 65 \text{ °C}$ ;  $\vartheta_{\text{oben}} = 35 \text{ °C}$ ); rechts: vertikale Temperaturverteilung bei 1 bar im Probevolumen an drei repräsentativen Achsen mit feuchtem SGS (g2) ( $5 \text{ kg/m}^3$ ) bei  $\Delta T = 43,3 \text{ K}$ ;  $\theta_m = 53,3 \text{ °C}$ ;  $\vartheta_{\text{unten}} = 75 \text{ °C}$ ;  $\vartheta_{\text{oben}} = 31,6 \text{ °C}$ )

Zur graphischen Bestimmung der kritischen, Darcy-modifizierten Rayleigh-Zahl wird für jeden Messpunkt die Nusselt-Zahl nach Gleichung (4-29) und die Darcy-modifizierte Rayleigh-Zahl nach Gleichung (4-14) berechnet und aufgetragen (s. Abbildung 4-19). Ab einer kritischen Rayleigh-Zahl von ca. 100 steigt  $Nu$  mit  $Ra_{\text{Darcy}}$  an. Unter  $Ra = 100$  finden keine signifikanten Konvektionsströmungen statt, die die effektive WLF beeinflussen. Die Permeabilität zur Berechnung der Rayleigh-Zahl ergibt sich aus einer inversen Methode durch Vergleich der Messergebnisse mit Simulationsergebnissen zu  $K = 14 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2$ .



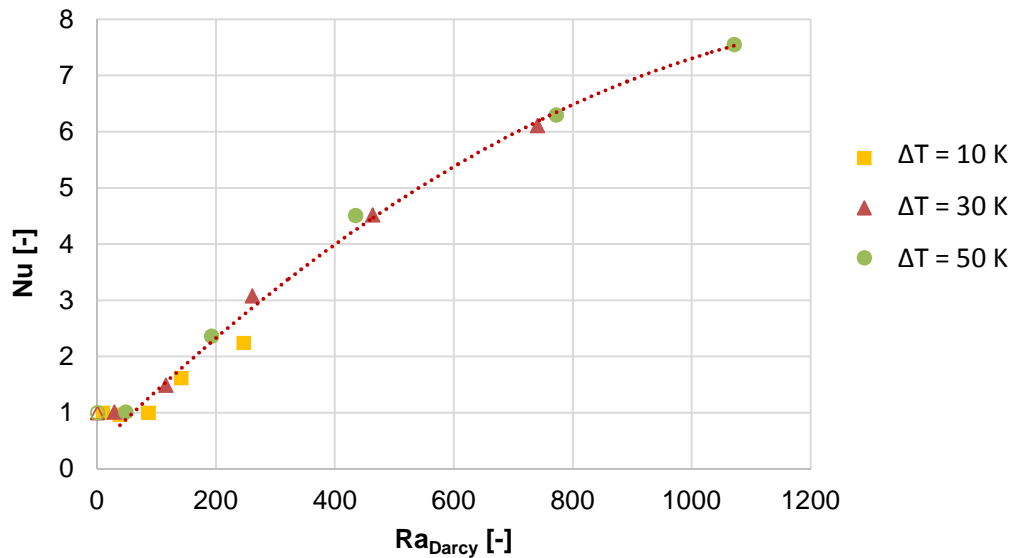


Abbildung 4-19: Nusselt-Zahl in Abhängigkeit der Darcy-modifizierte Rayleigh-Zahl für die Versuchsergebnisse bei trockener Luft und unterschiedlichen Temperaturdifferenzen. Rot gepunktet: Regressionskurve  $Nu = -4 \cdot 10^{-6} \cdot Ra^2 + 0,0104 \cdot Ra + 0,3811$

#### 4.4.2.3 Vergleich der Messergebnisse der Ein-Plattenapparaturen des EEB der Universität Innsbruck und des ITW der Universität Stuttgart

Für die messtechnischen Untersuchungen von Schüttungen des SGS-Typs g2 wurde an beiden Instituten das gleiche Material aus derselben Produktionscharge verwendet. Der am EEB untersuchte SGS wurde in einem beheizbaren Raum getrocknet. Der am ITW geprüfte SGS wurde mit Hilfe eines Vakuums unter Zuführung von Wärme direkt im Versuchsbehälter getrocknet. Zum Vergleich der beiden Apparaturen wurde ein Versuch ohne Luftkonvektion mit denselben Parametern durchgeführt. Tabelle 4-5 listet die Versuchsparameter und die jeweils gemessenen WLFen auf:

Tabelle 4-5: Versuchsparameter der Messung ohne Konvektion zum Vergleich der Apparaturen

	EEB / Universität Innsbruck	ITW / Universität Stuttgart
Probenmitteltemperatur [°C]	25,45	25,54
Temperatur oben [°C]	31,54	31,52
Temperatur unten [°C]	19,37	19,56
WLF [W/(m·K)]	0,1003	0,109 ± 0,016

Die Abweichung der mit den unterschiedlichen Ein-Plattenapparaturen bestimmten Werte liegt bei 8,7 %. Dies ist, wie in Abschnitt 4.3.2 bereits erläutert, u. a. mit der starken Streuung der mittleren Schüttungsporosität bei wiederholter Herstellung einer

Schüttung mit unterschiedlichen Korngrößen zu erklären. Die mittlere Schüttungsporosität beeinflusst neben der Konvektion auch die Wärmestrahlung zwischen den einzelnen Körnern sowie die Art und die Anzahl der Kontaktflächen zwischen den einzelnen Körnern, die für die Wärmeleitung über die Festkörperstruktur der SGS-Schüttung wirksam sind.

## 4.5 Numerische Simulation

Die Untersuchung der effektiven WLF von SGS-Schüttungen im realen Versuchsstand ist sehr zeitaufwändig. Je nach Ausmaß des konvektiven Wärmetransports und der damit verbundenen Wirbelbildung benötigt die Ein-Plattenapparatur des ITW mehrere Tage bis Wochen, um einen quasistationären Zustand zu erreichen und somit einen einzigen Messpunkt aufzuzeichnen. Außerdem ist es nur begrenzt möglich, SGS-Schüttungen mit modifizierten Abmessungen des Volumens der Schüttung zu untersuchen. Aus diesem Grund wurde ein numerisches Modell im Programm Comsol Multiphysics 4.3b aufgebaut und an den durchgeführten Versuchen validiert. Die numerischen Untersuchungen wurden gemeinsam mit dem EEB der Universität Innsbruck mit den folgenden Zielen durchgeführt:

- Kalibrierung des Modells und Bestimmung der Permeabilität  $K$  durch inverse Simulation
- Nachprüfung der Messergebnisse durch Vergleich mit den Simulationsergebnissen
- Validierung eines numerischen Modells zur Anwendung in praktischen Fällen mit unterschiedlichen Materialien, Randbedingungen und Geometrien. Das Modell soll ein zuverlässiges Werkzeug darstellen, mit dem unterschiedliche praktische Fälle nachgebildet werden können, falls eine messtechnische Untersuchung nicht möglich bzw. zu aufwendig ist.

### 4.5.1 Modell für die CFD Simulation

Das System von gekoppelten partiellen Differential-Gleichungen (Bilanzen für Impuls, Masse und Energie) wurde in Comsol Multiphysics in Zusammenarbeit mit dem EEB der Universität Innsbruck unter Verwendung der folgenden, vollständig miteinander gekoppelten Module gelöst: „Wärmetransport in porösen Medien“ („heat transfer in porous media“) und „Brinkman-Gleichung“ („Brinkman Equation“). Als Ergebnisse werden das Geschwindigkeits-, Druck- und Temperaturfeld des Probevolumens

berechnet. Es ist möglich die von der Heiz- und Kühlplatte zu- und abgeführten Wärmemengen zu bilanzieren und somit die sich ergebenden WLFen zu berechnen. Die Brinkman-Gleichung ist eine Erweiterung der Darcy Gleichung und betrachtet die einzelnen Körner einer porösen Schüttung ebenfalls als porös. Den Fluidstrom in porösen, heterogenen Medien mit unterschiedlichen Porengrößen zu simulieren ist aufwendig, da die Rechenleistung gebräuchlicher Computer meist nicht ausreicht die unterschiedlichen Mikrostrukturen gleichzeitig zu berechnen. [31] Eine mögliche Herangehensweise ist, das poröse Medium in zwei Regionen mit kleinen und größeren Poren einzuteilen. In den größeren Poren gelten die Navier-Stokes-Gleichungen für inkompressibles Fluid:

$$\nabla p = \eta \nabla^2 \mathbf{w} \quad (4-35)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{w} = 0 \quad (4-36)$$

$w$  ist die Geschwindigkeit in m/s,  $\eta$  die dynamische Luftviskosität in Pa·s und  $p$  der Gesamtdruck in bar [31].

Die kleineren Poren werden als permeables Medium behandelt und die Fluidströmung mit Darcys Gesetz beschrieben. Dabei müssen am Übergang zwischen den zwei Regionen die Randbedingungen für die Kontinuität der Fluidgeschwindigkeit und die Scher-/ bzw. Schubspannung eingehalten werden. Das Darcy-Gesetz (siehe Gleichung (4-8)) erfüllt diese Randbedingungen nicht. Die Brinkman-Gleichung (4-37) ist eine Generalisierung des Darcy-Gesetzes und ermöglicht die Randbedingungen einzuhalten:

$$(\nabla p) = -\frac{\eta}{K} \mathbf{w} + \eta_e \nabla^2(\mathbf{w}) \quad (4-37)$$

$\eta_e$  [Pa·s] ist die effektive Luftviskosität, ein zusätzlicher Parameter, um die Übergangsbedingung der Scher- bzw. Schubspannung zu beschreiben [31].

Das Geschwindigkeitsfeld ergibt sich schließlich aus der Brinkman Gleichung mit Boussinesq-Erweiterung (4-38) und der Kontinuitätsgleichung für inkompressible Strömungen (4-39):

$$\rho_{Fl} \frac{d\mathbf{w}}{dt} + \frac{\eta}{K} \mathbf{w} + \nabla \cdot \left[ p \mathbf{I} - \frac{\eta}{\varepsilon} (\nabla \mathbf{w} + (\nabla \mathbf{w})^T) \right] = \rho_{Fl} g \beta_{Fl} (T_{heiß} - T_{kalt}) \quad (4-38)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{w} = 0 \quad (4-39)$$

Dabei ist  $\rho_{Fl}$  die Luftdichte in kg/m<sup>3</sup>,  $K$  die Schüttungspermeabilität in m<sup>2</sup>,  $\mathbf{I}$  [-] die Einheitsmatrix,  $\varepsilon$  [-] die Schüttungsporosität und  $\beta_{Fl}$  [1/K] der Wärmeausdehnungskoeffizient der Luft. Diese Parameter werden bei der Mitteltemperatur  $\theta_m$  der Probe berechnet welche folgendermaßen definiert ist:

$$\theta_m = \frac{T_{\text{heiß}} + T_{\text{kalt}}}{2} \quad (4-40)$$

Dabei sind  $T_{\text{heiß}}$  und  $T_{\text{kalt}}$  (jeweils in K) die Temperaturen der warmen und der kalten Seite der Probe, gleichbedeutend mit der heißen und kalten Platte [32].

Die Luftdichte wird bei der Referenztemperatur  $T_{\text{kalt}}$  berechnet. Der rechte Term der Gleichung (4-38) beschreibt den Boussinesq-Auftrieb bei dem die Fluidichte eine Funktion der Temperatur ist, während diese in allen anderen zu lösenden Gleichungen als konstant betrachtet wird. Der Einfluss der Temperaturänderung  $\Delta T = T_{\text{heiß}} - T_{\text{kalt}}$  auf die Dichteänderung eines Fluidelementes der Luft erfolgt durch die Multiplikation des Auftriebsterms  $\Delta\rho_{\text{Fl}} \cdot g$  mit  $\beta_{\text{Fl}} \cdot \Delta T$ . Daraus folgt:

$$\Delta\rho_{\text{Fl}} \cdot g = (\rho_{\text{Fl,heiß}} - \rho_{\text{Fl,kalt}}) \cdot g \approx (\rho_{\text{Fl,heiß}} - \rho_{\text{Fl,kalt}}) \cdot g \cdot \beta_{\text{Fl}} \cdot (T_{\text{heiß}} - T_{\text{kalt}}) \quad (4-41)$$

Diese Annahme gilt, wenn folgende Bedingung eingehalten wird:

$$\beta_{\text{Fl}} \cdot (T_{\text{heiß}} - T_{\text{kalt}}) \approx 1 \quad (4-42)$$

Der Boussinesq Ansatz wird verwendet, um zu deutlich schnelleren Konvergenzzeiten des numerischen Simulationsmodells zu gelangen [31].

Um das System von Bilanzgleichungen zu vervollständigen, wird noch die Energiegleichung benötigt [32]:

$$(\rho_{\text{Fl}} c_{\text{Fl}})_{\text{eq}} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_{\text{Fl}} c_{\text{Fl}} \mathbf{w} \cdot \nabla T - \nabla \cdot (\lambda_{\text{eq}} \nabla T) = 0 \quad (4-43)$$

Dabei sind

$$(\rho_{\text{Fl}} c_{\text{Fl}})_{\text{eq}} = (1 - \varepsilon) \rho_{\text{Korn}} c_{\text{Korn}} + \varepsilon \rho_{\text{Fl}} c_{\text{Fl}} \quad (4-44)$$

und

$$\lambda_{\text{eq}} = (1 - \varepsilon) \lambda_{\text{Korn}} + \varepsilon \lambda \quad (4-45)$$

In Gleichung (4-44) und (4-45) sind  $c_{\text{Fl}}$  [kJ/K] und  $c_{\text{Korn}}$  [kJ/K] die Wärmekapazitäten der Luft und des Schüttungskorns;  $\lambda_{\text{Korn}}$  [W/(m·K)] und  $\rho_{\text{Korn}}$  [kg/m<sup>3</sup>] sind die WLF und die Dichte des Schüttungskorns.  $\lambda_{\text{eq}}$  [W/(m·K)] ist die äquivalente WLF.

Der Aufbau des Simulationsmodells erfolgt zweidimensional mit den Abmessungen der Ein-Plattenapparatur des EEB, Universität Innsbruck. Die Ränder des

Versuchsvolumens<sup>16</sup> werden als adiabatisch angenommen, was in Realität durch die vertikale Schutzheizung des Versuchstandes näherungsweise erreicht wird. Die Heiz- und Kühlplatten bilden die obere und untere Begrenzung des Modells auf deren Oberflächen jeweils eine konstante Temperatur aufgeprägt wird. Das Versuchsvolumen wird als einheitliches poröses Material betrachtet und ist definiert über die Parameter Schüttungsporosität  $\varepsilon$  und die Permeabilität  $K$ . Als Fluid wird trockene Luft und deren Stoffwerte beim jeweiligen Absolutdruck und der jeweiligen Mitteltemperatur angenommen. Die entgegen der Gravitation wirkende Volumenkraft  $F_y$  [N/m<sup>3</sup>], abgeleitet aus der Bussinesq-Approximation, lautet:

$$F_y = \rho_{FL} g \beta_{FL} (T_{heiß} - T_{kalt}) \quad (4-46)$$

Das Simulationsprogramm löst für jedes infinitesimal kleine Volumenelement die Differentialgleichungen (4-38), (4-39) und (4-43), um jeweils zu einer örtlichen und zeitlich aufgelösten Lösung für den Geschwindigkeitsvektor, den Druck und die Temperatur zu gelangen. Es wird inkompressible Strömung<sup>17</sup> angenommen und der Strahlungsaustausch vernachlässigt<sup>18</sup>. Um den höheren Strömungsgeschwindigkeiten bei größeren Temperaturdifferenzen gerecht zu werden, wird im Modul Brinkman-Gleichung der interne „Stokes-Brinkman-Term“ und zusätzlich die Forchheimer-Erweiterung „Forchheimer Drag“ aktiviert. Die Strömungsgeschwindigkeiten liegen bei den durchgeführten Simulationen zwischen 0,01 m/s und 0,08 m/s.

Die Berechnung erfolgt transient mit Hilfe eines automatisch generierten Netzes<sup>19</sup>. Eine quasistationäre Lösung wird bei moderaten Temperaturdifferenzen (< 15 K) in der Regel nach 15.000 s erreicht was einer realen Simulationszeit von ca. 7 min<sup>20</sup> entspricht. Um die effektive WLF aus der Modelllösung abzuleiten wird der Wärmestrom  $\dot{Q}_H$  [W] von warmer zu kalter Heizplatte ausgewertet und mit der Querschnittsfläche des Wärmestroms  $A$  [m<sup>2</sup>] folgendermaßen umgerechnet:

$$\lambda_{eff} = \frac{\dot{Q}_H \cdot h}{\Delta T \cdot A} \quad (4-47)$$

<sup>16</sup> für das Fluid gilt an den Rändern die Bedingung „no slip“. D. h. die Fluidgeschwindigkeit an der Wand geht gegen Null, die Grenzschicht wird somit mit betrachtet

<sup>17</sup> Die Bussinesq-Approximation berücksichtigt lediglich im Auftriebsterm die Dichteänderung der Luft durch Temperaturschwankungen.

<sup>18</sup> Vergleichende Simulationen mit und ohne Strahlung zeigen bei den untersuchten Temperaturdifferenzen keinen nennenswerten Unterschied im Ergebnis.

<sup>19</sup> Den beste Kompromiss aus hoher Ergebnisauflösung und Rechenzeit ergibt der Gitternetztyp „normal“

<sup>20</sup> Intel® Xeon® CPU E5-2630 v2 @ 2,6GHz (2 Prozessoren), Arbeitsspeicher 32 GB

#### 4.5.1.1 Bestimmung der Modellparameter, Modellvalidierung und Vergleich mit Messwerten

Die für das Simulationsmodell notwendige Porosität und Schüttdichte der Schüttung wurden mit Hilfe der realen Probe experimentell bestimmt. Die Korn-WLF und die Permeabilität wurden mithilfe von Parametervariationen und dem Vergleich der Simulationsergebnisse mit den realen Messergebnissen ermittelt.

Tabelle 4-6 zeigt die für die Berechnung verwendeten Modellparameter:

**Tabelle 4-6: Im Simulationsmodell verwendete Parameter**

<b>Permeabilität der Schüttung <math>K</math></b>	Schüttung g2, unverdichtet: EEB: $K \approx 1,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ ITW: $K \approx 1,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ Schüttung g2 mit Verdichtungsgrad 1,15: $K \approx 0,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$
<b>Korn-WLF <math>\lambda_{Korn}</math></b>	EEB: $\lambda_{Korn} = 0,1 \frac{W}{m \cdot K}$ ITW: $\lambda_{Korn} = 0,075 \frac{W}{m \cdot K}$
<b>Porosität der Schüttung <math>\varepsilon</math></b>	$\varepsilon = 35 \%$
<b>Schüttdichte</b>	Schüttung g2, unverdichtet: $170 \frac{kg}{m^3}$ Schüttung g2, Verdichtungsgrad 1,15: $197 \frac{kg}{m^3}$

In Abbildung 4-20 werden die Messdaten mit den Simulationsergebnissen für Schüttung g2 verglichen. Es ist zu erkennen, dass die Simulationsergebnisse gut mit den Messergebnissen übereinstimmen. Tabelle 4-7 zeigt die prozentuale Abweichung der Simulationsergebnisse des ITW gegenüber den Messwerten.

Es ist durch geeignete Kalibrierung des 2D-Simulationsmodells also möglich, WLFen für eine trockene Schüttung unter Berücksichtigung von Konvektion in akzeptabler Simulationszeit mit einer Genauigkeit von ca.  $\pm 6 \%$  nachzubilden.

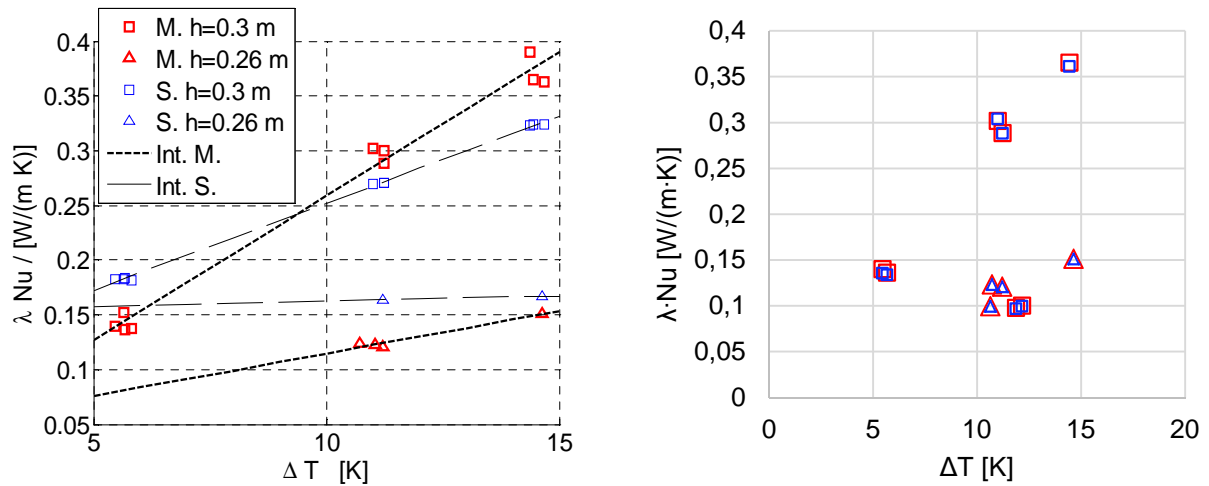


Abbildung 4-20: Vergleich zwischen Ergebnissen aus der Simulation (S.) und Messwerten (M.) für Schüttung g2. Die Werte wurden linear interpoliert (Int.) links: EEB [34], rechts: ITW.  $h$  ist die Höhe der Schüttung. 0,3 m entsprechen einem Verdichtungsgrad von 1; 0,26 m entsprechen einem Verdichtungsgrad von 1,15.

Tabelle 4-7: Prozentuale Abweichung der Simulationsergebnisse des ITW gegenüber den Messwerten

Verdichtungsgrad [-]	$\Delta T$ [K]	$Nu \cdot \lambda$ [W/(m·K)] Messung	$Nu \cdot \lambda$ [W/(m·K)] simuliert	Abweichung $Nu \cdot \lambda$ von Sim. vs. Messung [%]
1	11,87	0,0979 <sup>21</sup>	0,097	-1,27
1	12,17	0,1003 <sup>21</sup>	0,099674	-0,62
1	5,67	0,1364	0,1338	-1,91
1	5,46	0,14	0,1355	-3,21
1	11,23	0,2886	0,2881	-0,17
1	11	0,3019	0,3039	0,66
1	14,44	0,3653	0,361	-1,18
1,15	10,64	0,0997 <sup>21</sup>	0,0998268	0,13
1,15	11,21	0,1207	0,11875	-1,62
1,15	10,71	0,1234	0,11653	-5,57
1,15	14,64	0,1511	0,1421	-5,96

Im Simulationsmodell ist eine homogen verdichtete SGS-Schüttung angenommen. Die etwas höhere prozentuale Abweichung der verdichteten Schüttung kann auf diese vereinfachende Annahme zurückzuführen sein. In der Realität stellt sich beim Verdichten eine über der Höhe variierende Permeabilität ein, s. Abbildung 4-21.

<sup>21</sup> Diese Berechnungen erfolgten für einen Wärmestrom von oben nach unten, d.h. ohne Konvektion, d.h.  $Nu = 1$ .

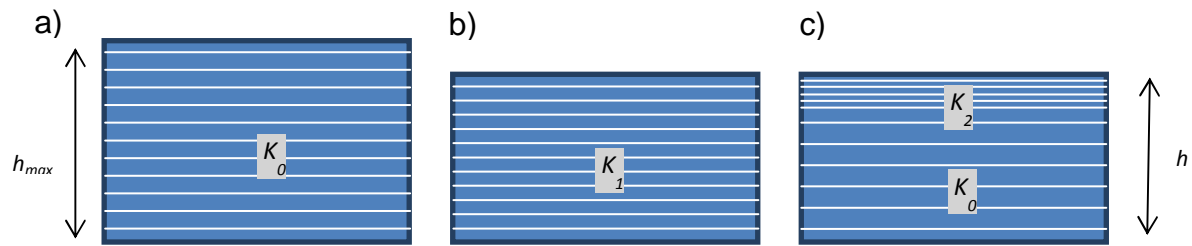


Abbildung 4-21: a) Schematische Darstellung einer losen Schüttung mit der Permeabilität ( $K_0$ ); b) schematische Darstellung einer homogen verdichteten Schüttung mit der Permeabilität ( $K_1$ ) und c) inhomogen verdichtete Schüttung mit den Permeabilitäten  $K_0$  und  $K_2$ .

#### 4.5.1.2 Anwendung des numerischen Modells: Konvektion unter realen Randbedingungen und Schüttungsschichtdicken

In diesem Abschnitt werden Schüttungen mit variablen Schichtdicken und Randbedingungen numerisch untersucht. Zu diesem Zweck wird das zuvor beschriebene und validierte Modell eingesetzt.

Die Simulation erfolgt in allen Fällen mit von unten nach oben gerichtetem Wärmestrom. Das verwendete Modell ist zweidimensional und stellt eine quaderförmige Schüttung mit einer Breite von 2 m dar. Die Schichtdicke der Schüttung, sowie die Permeabilität wird variiert, um den Einfluss dieser beiden Parameter auf den gesamten Wärmestrom und somit auf die effektive WLF zu untersuchen.

Die Ergebnisse zeigen in Abbildung 4-22 a) eine Erhöhung des konvektiven Anteils der Wärmeübertragung mit steigender Schichtdicke und somit eine Erhöhung der effektiven WLF mit Konvektion ( $\lambda \cdot Nu$ ). Die numerischen Ergebnisse in Abbildung 4-22 b) zeigen, dass die lineare Theorie von Elder für den Zusammenhang zwischen Nusselt-Zahl und Rayleigh-Zahl  $Nu = \frac{Ra}{40} \pm 10\%$  nicht für  $Ra > 200$  gilt.



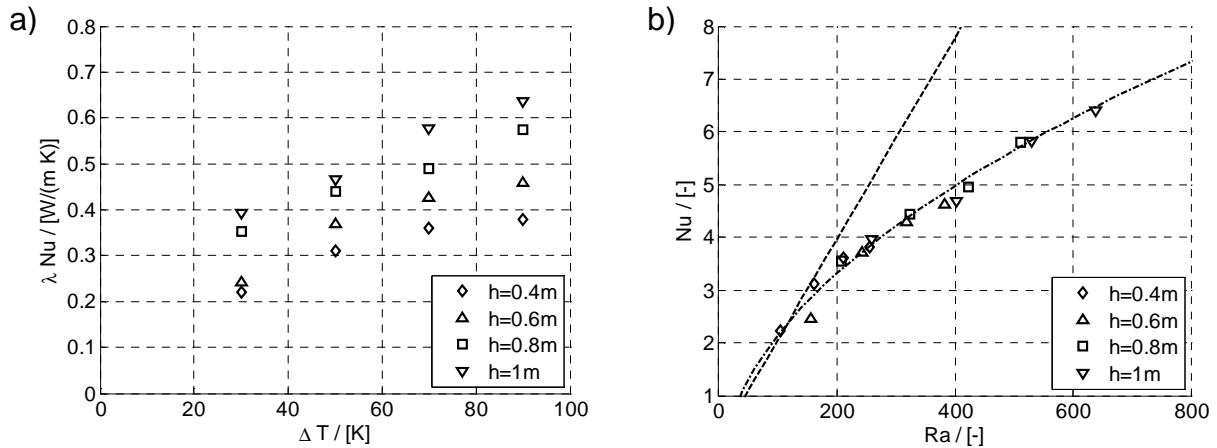


Abbildung 4-22: Simulationsergebnisse berechnet mit unterschiedlichen Schichtdicken und mit Permeabilität  $K = 0,3 \cdot 10^{-6} m^2$ . a)  $\lambda \cdot Nu$  vs.  $\Delta T$ . b)  $Nu$  vs.  $Ra$ . [34]

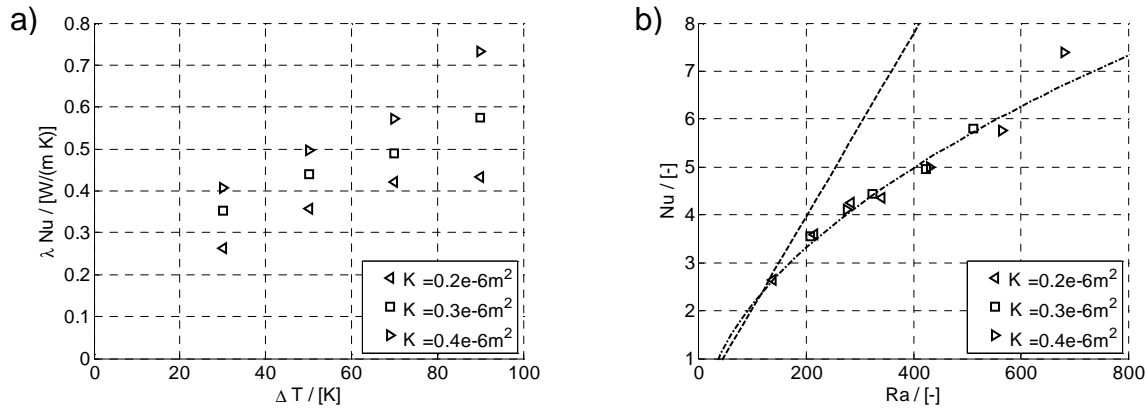
In Folge dessen, kann der Verlauf von  $Nu = Nu(Ra)$  für einen quadratischen Versuchsbehälter besser durch die folgende Gleichung beschrieben werden, die auch für höhere  $Ra$  gilt:

$$Nu = 0,2842\sqrt{Ra} - 0,705 \quad \text{für} \quad Ra > 35,9916 \quad (4-48)$$

Hierbei ist zu beachten, dass, wie im Abschnitt 4.3.4 ausgeführt, die Ausprägung der Konvektionswirbel und damit die Größe der Nusselt-Zahl maßgeblich von den geometrischen Bedingungen des Versuchsbehälters abhängt. Für einen zylindrischen Versuchsbehälter beschreibt die folgende Gleichung den Zusammenhang  $Nu = Nu(Ra)$  besser (vgl. Abbildung 4-19):

$$Nu = -4 \cdot 10^{-6} \cdot Ra^2 + 0,0104 \cdot Ra + 0,3811 \quad \text{für} \quad Ra > 50 \quad (4-49)$$

In Abbildung 4-23 a) ist der Einfluss der Schüttungspermeabilität auf die effektive WLF mit Konvektion ( $Nu \cdot \lambda$ ) dargestellt. Die Schüttungsschichtdicke der simulierten Varianten beträgt 0,8 m.



**Abbildung 4-23: Simulationsergebnisse mit unterschiedlicher Permeabilität (Schichtdicke  $h = 0,8 \text{ m}$ ). a)  $\lambda \cdot Nu$  vs.  $\Delta T$ . b)  $Nu$  vs.  $Ra$ . [34]**

Wie erwartet steigt  $\lambda \cdot Nu$  mit der Permeabilität  $K$  infolge der Zunahme der Konvektion an. Die Nusselt-Zahl kann, wie in Abbildung 4-23 b) dargestellt, auch in diesem Fall mit Gleichung (4-48) gut nachgebildet werden.

In Tabelle 4-8 sind die Werte von  $\lambda \cdot Nu$  für eine  $0,8 \text{ m}$  dicke Schüttung mit den WLF-Werten ohne Einfluss von Konvektion für unterschiedliche Werte der Permeabilität verglichen.

**Tabelle 4-8: Werte des Gliedes ( $\lambda \cdot Nu$ ) für eine Schichtdicke der Schüttung von  $0,8 \text{ m}$  und für unterschiedliche Permeabilitätswerte**

$\Delta T$ [K]	$\theta_m$ [°C]	$\lambda$ [W/(m·K)]	$\lambda \cdot Nu$ [W/(m·K)]		
			$K = 2 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^2\text{]}$	$K = 3 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^2\text{]}$	$K = 4 \cdot 10^{-7} \text{ [m}^2\text{]}$
30	22,5	0,1	0,262	0,352	0,4082
50	32,5	0,104	0,3572	0,4407	0,4965
70	42,5	0,108	0,4212	0,4906	0,5723
90	52,5	0,112	0,4323	0,5756	0,7335

Anmerkung: Für  $K > 4 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2$  kann keine Konvergenz für Schüttungen mit einer Höhe von  $0,8 \text{ m}$  erreicht werden

Die WLF-Werte ohne Konvektion ( $\lambda$ ) wurden mit dem analytischen Modell nach Krischer berechnet.

Es wird beobachtet, dass ein stationärer Zustand des Geschwindigkeits- und Temperaturfeldes sich nur erreichen lässt, wenn  $Ra < 400$  ist. In Abbildung 4-24 ist ein solcher stationärer Zustand dargestellt.

Im Gegensatz dazu, wird in Abbildung 4-25 kein stationärer Zustand erreicht. In diesem Fall schwingt der Wärmestrom durch die Schüttung ständig um einen Mittelwert.

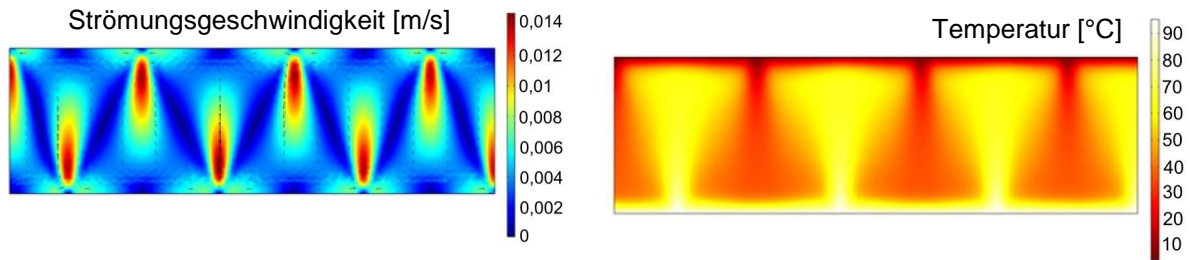


Abbildung 4-24: Geschwindigkeitsfeld (links) und Temperaturfeld (rechts) nach Erreichen des stationären Zustands ( $t = 3 \cdot 10^5$  s) in einer Schüttung mit Permeabilität  $K = 0,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ , Schichtdicke 0,6 m,  $\Delta T = 90$  K. (Quelle: ITW, Universität Stuttgart und EEB, Universität Innsbruck [34])

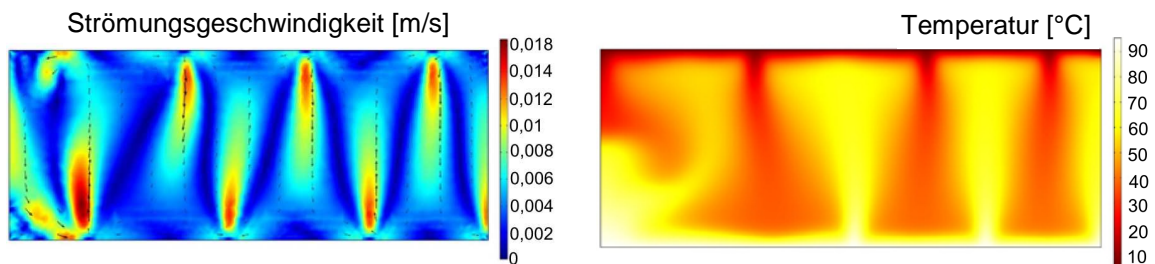


Abbildung 4-25: Geschwindigkeitsfeld (links) und Temperaturfeld (rechts) in einer Schüttung mit Permeabilität  $K = 0,3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ , Dicke 0,8 m,  $\Delta T = 90$  K ( $Ra \approx 500$ ). Ein stationärer Zustand stellt sich nicht ein. (Quelle: ITW, Universität Stuttgart und EEB, Universität Innsbruck [34])

## 4.6 Praktische Maßnahmen zur Verringerung der effektiven Wärmeleitfähigkeit der SGS-Schüttung

### Konvektion

Auf Basis der präsentierten, numerischen und messtechnischen Ergebnisse werden folgende praktischen Maßnahmen zur Minimierung der Konvektion und daher zur Verbesserung der thermischen Eigenschaften von SGS-Schüttungen empfohlen:

- Verringerung der Schüttungspermeabilität durch Verdichtung. In Abbildung 4-26 a) wird dargestellt, wie die Permeabilität im untersuchten Bereich linear vom Verdichtungsgrad abhängt. In Abbildung 4-26 b) ist dargestellt wie die Konvektion durch Reduktion der Permeabilität deutlich verringert wird.

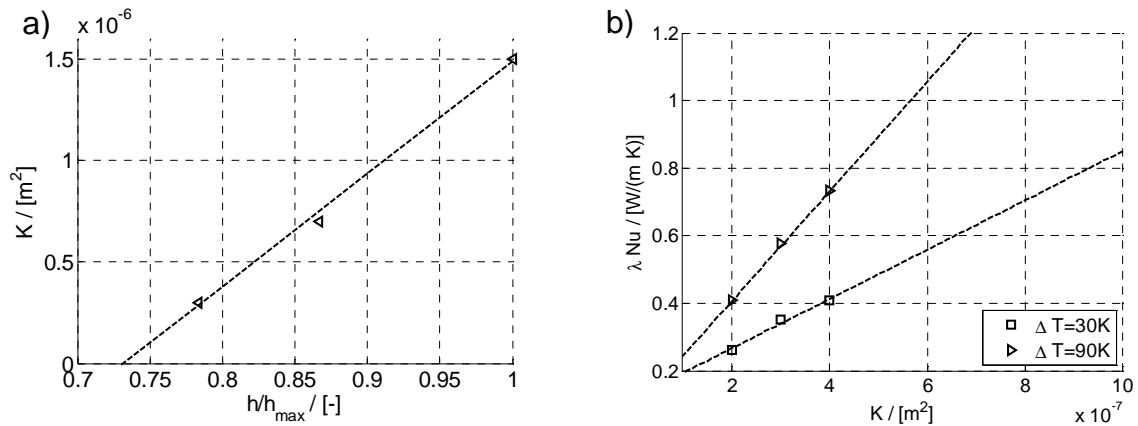


Abbildung 4-26: a) Permeabilität  $K$  vs. Relative Schüttungsschichtdicke  $h/h_{\max}$  als ein Maß für die Verdichtung (Reziprokwert des Verdichtungsgrades). b)  $\lambda \cdot Nu$  vs. Permeabilität für eine Schüttungsdicke von 0,8 m (interpolierte Simulationsergebnisse). [34]

- Unterteilung der SGS-Schüttung in zwei oder mehrere Schichten mit reduzierten Dicken, z.B. durch das Einbringen von zwischenliegenden Folien (Konvektionsbremsen).
- Verringerung des Luftdrucks in der SGS-Schüttung. Wie die Versuchsergebnisse in Abbildung 4-17 und die Simulationsergebnisse in Abbildung 4-27 erkennen lassen, reduziert sich  $\lambda \cdot Nu$  bei zunehmendem Unterdruck signifikant gegenüber  $\lambda \cdot Nu$  bei Umgebungsdruck.

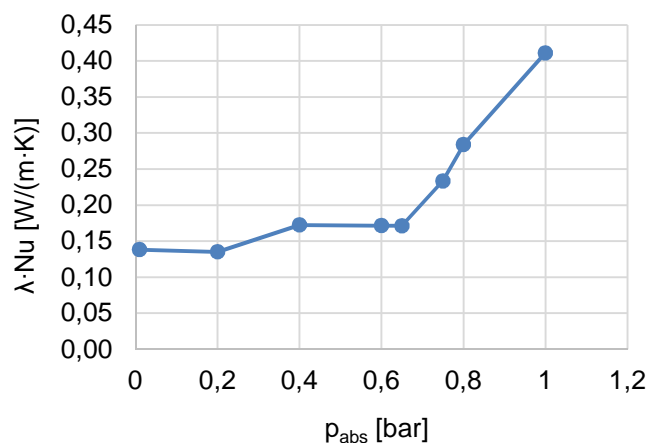


Abbildung 4-27: Simulative Variation des Drucks für  $\theta_m = 14\text{ °C}$ ;  $\Delta T = 14,4\text{ K}$ ;  $K = 17,5 \cdot 10^{-7}\text{ m}^2$

Weiteren Maßnahmen können bei der Herstellung des SGS und der Schüttung umgesetzt werden:

- Optimierung der Schaumglaskorn- und Schüttungsporosität

- Optimierung der Korngröße bzw. Korngrößenverteilung für eine geringe Schüttungspermeabilität. Der Hohlraumvolumenanteil in einer SGS-Schüttung könnte durch den Einsatz von Körnern in vielen verschiedenen Korngrößen, bspw. zwischen 0 und 70 mm signifikant verringert werden.

### **Feuchte**

- Der Einbau von trockenem SGS ist anzuraten. Häufig wird SGS aufgrund seiner Unverrottbarkeit im Freien gelagert, so dass sich Feuchtigkeit anlagert.
- Wird SGS in sogenannten Wärmedämmverbundsystemen verbaut, vgl. Abschnitt 5, besteht die Möglichkeit, während dem Betrieb eindringende Feuchte über eine Vakuumpumpe wieder zu entfernen.
- SGS sollte so verbaut sein, dass Niederschlagswasser, Feuchte aus dem Erdreich oder Kondensationswasser während dem Betrieb der Anlage nicht in die SGS-Schüttung eindringt.

## **4.7 Versuchsstand zur Vermessung der effektiven Wärmeleitfähigkeit in SGS-Schüttungen**

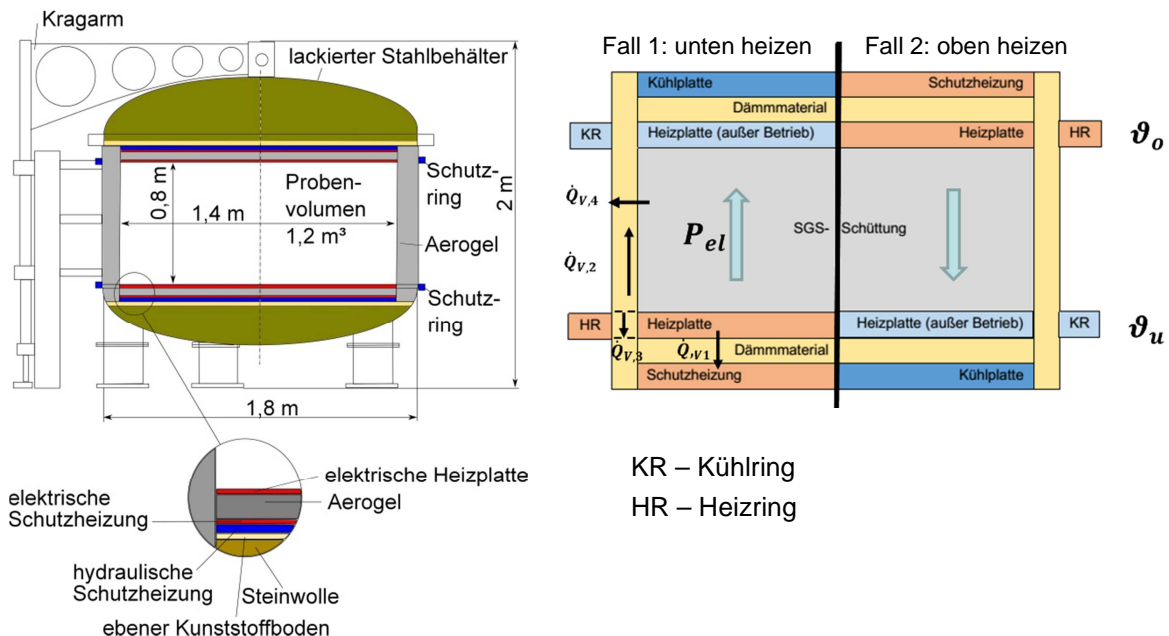
Im Rahmen eines vorangegangenen Forschungsvorhabens [1] wurden am ITW eine erste, stark vereinfachte Ein-Plattenapparatur aufgebaut und Messungen mit trockenem und feuchtem SGS durchgeführt. Die deutliche Erhöhung der effektiven WLF durch die Konvektion von trockener und feuchter Luft wurde schon damals nachgewiesen, konnte jedoch nicht genau quantifiziert werden. Im Rahmen des hier beschriebenen Forschungsprojektes „WinterSun“ sollte, aufbauend auf diesen Vorarbeiten, am ITW der Universität Stuttgart eine weitere Ein-Plattenapparatur entstehen, die reproduzierbare, wissenschaftlich verwertbare Ergebnisse liefert. Damit und mit einer weiteren Ein-Plattenapparatur der Universität Innsbruck sollten vergleichende Messungen der effektiven WLF mit und ohne Konvektion bei unterschiedlichen Temperaturspreizungen, Mitteltemperaturen, Permeabilitäten (d. h. unterschiedliche Verdichtungsgrade), Feuchtigkeiten sowie Luftdrücken durchgeführt werden. Die zwei Apparaturen unterscheiden sich grundsätzlich in der geometrischen Form des Messvolumens (quaderförmig und zylindrisch), sowie der Schüttungsschichtdicke. Deren Spezifikation sowie Aufbau werden in den folgenden Abschnitten erläutert.

### 4.7.1 Ein-Plattenapparat am ITW der Universität Stuttgart

**Tabelle 4-9: Allgemeine Eigenschaften der Ein-Plattenapparat am ITW der Universität Stuttgart**

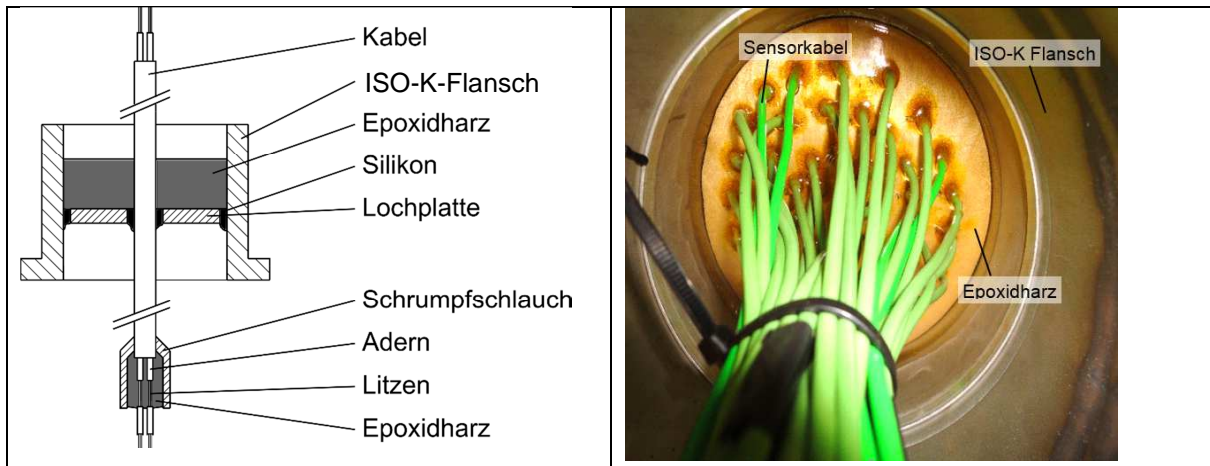
Allgemeine Eigenschaften	
Max. Mitteltemperatur	$T_m = 50^\circ\text{C}$
Max. Temperaturdifferenz	50 K
Behältermaterial	Stahl
Minimales Vakuum	0,1 bar Absolutdruck
Behälterdämmung	0,2 m Aerogelmatten (innen) + 0,2 m Steinwolle (außen)
Thermoelemente	24 in 5 verschiedenen Ebenen
Feuchtigkeitssensoren	12 in 5 verschiedenen Ebenen
Maximale Schütthöhe	0,85 m
Volumen der Dämmstoffprobe	$1,2 \text{ m}^3$
Mittlere relative Messgenauigkeit	$\pm 6 \%$
Spezialeigenschaften	
Vermessung von Temperatur- und Feuchtigkeitsprofilen in der Probe	
Wärmestromumkehr (Umkehr der Heiß- und Kaltseite)	

Abbildung 4-28 zeigt den Aufbau der Apparatur.



**Abbildung 4-28: links: äußerer Aufbau und Abmessungen der Ein-Plattenapparat; rechts: innerer Aufbau der Ein-Plattenapparat sowie schematische Darstellung der Betriebsszenarien**

Der Behälterdeckel wird mit Hilfe eines Kragarmes angehoben und zur Seite geschwenkt. Hydraulische und elektrische Vakuumdurchführungen ermöglichen den Betrieb verschiedener Heiz- und Kühlplatten im Innern des Stahlbehälters. Der beispielhafte Aufbau einer elektrischen Vakuumdurchführung wird in Abbildung 4-29 dargestellt.



**Abbildung 4-29: Vakuumdurchführung mit Epoxidharz abgedichtet**

Die Dämmstoffprobe ist für Versuche mit Feuchtigkeit durch einen PP<sup>22</sup>-Ring wasserdicht zur Aerogel- und Steinwolldämmung im Stahlbehälter abgedichtet. Der gesamte Stahlbehälter ist zusätzlich mit 0,2 m Steinwolle von außen gedämmt. Die zylindrische Wand des Stahlbehälters dient als Schutzheizung und wird über den kalten und den warmen Schutzring (Heizring und Kühlring) temperiert. Die Abmaße des Behälters sind mithilfe einer CFD-Analyse so gewählt, dass die seitlichen Wärmeverluste klein sind und sich im stationären Zustand in der Dämmstoffprobe möglichst horizontale Isothermen ausbilden. In Abbildung 4-28 rechts sind die Heizleistung  $P_{el}$  [W] der Heizplatte sowie die Verlustleistungen aufgeführt. Mithilfe einer hydraulischen Schutzheizung wird der Verlustwärmestrom der elektrischen Heizplatte  $\dot{Q}_{V,1}$  [W] klein gehalten.

Um Messungen mit und ohne Konvektion durchzuführen, besteht, wie in Abbildung 4-28 dargestellt, die Möglichkeit der Wärmestromumkehr. Durch den symmetrischen Aufbau der Heiz- und Kühlplatten kann so, ohne Modifikation des Behälterinneren, der Wärmestrom umgekehrt werden.

Die effektive WLF berechnet sich über folgende Gleichung:

$$\lambda_{eff} = \frac{\dot{Q}_H \cdot h}{A \cdot (\vartheta_{oben} - \vartheta_{unten})} \quad (4-50)$$

<sup>22</sup> Polypropylen

Die Querschnittsfläche des relevanten Wärmestroms (entspricht hier der Fläche der Heizplatte)  $A$  [m<sup>2</sup>] und die Schüttungsschichtdicke  $h$  [m] ergeben sich direkt aus dem Versuchsstands Aufbau. Die Temperaturen der oberen  $\vartheta_{oben}$  [°C] und unteren  $\vartheta_{unten}$  [°C] Probenseite, sowie die elektrische Leistung der Heizplatte  $P_{el}$  [W] werden über Thermolemente bzw. über ein Leistungsmessgerät erfasst. Der Wärmestrom durch die Probe  $\dot{Q}_H$  [W] ergibt sich aus der Differenz der gemessenen elektrischen Heizleistung und diverser Verlustwärmeströme:

$$\dot{Q}_H = P_{el} - \dot{Q}_{V,1} - \dot{Q}_{V,2} - \dot{Q}_{V,3} - \dot{Q}_{V,4} \quad (4-51)$$

Mit:

$\dot{Q}_{V,1}$ : Wärmestrom von der elektrischen Heizplatte zur probenabgewandten Seite [W]

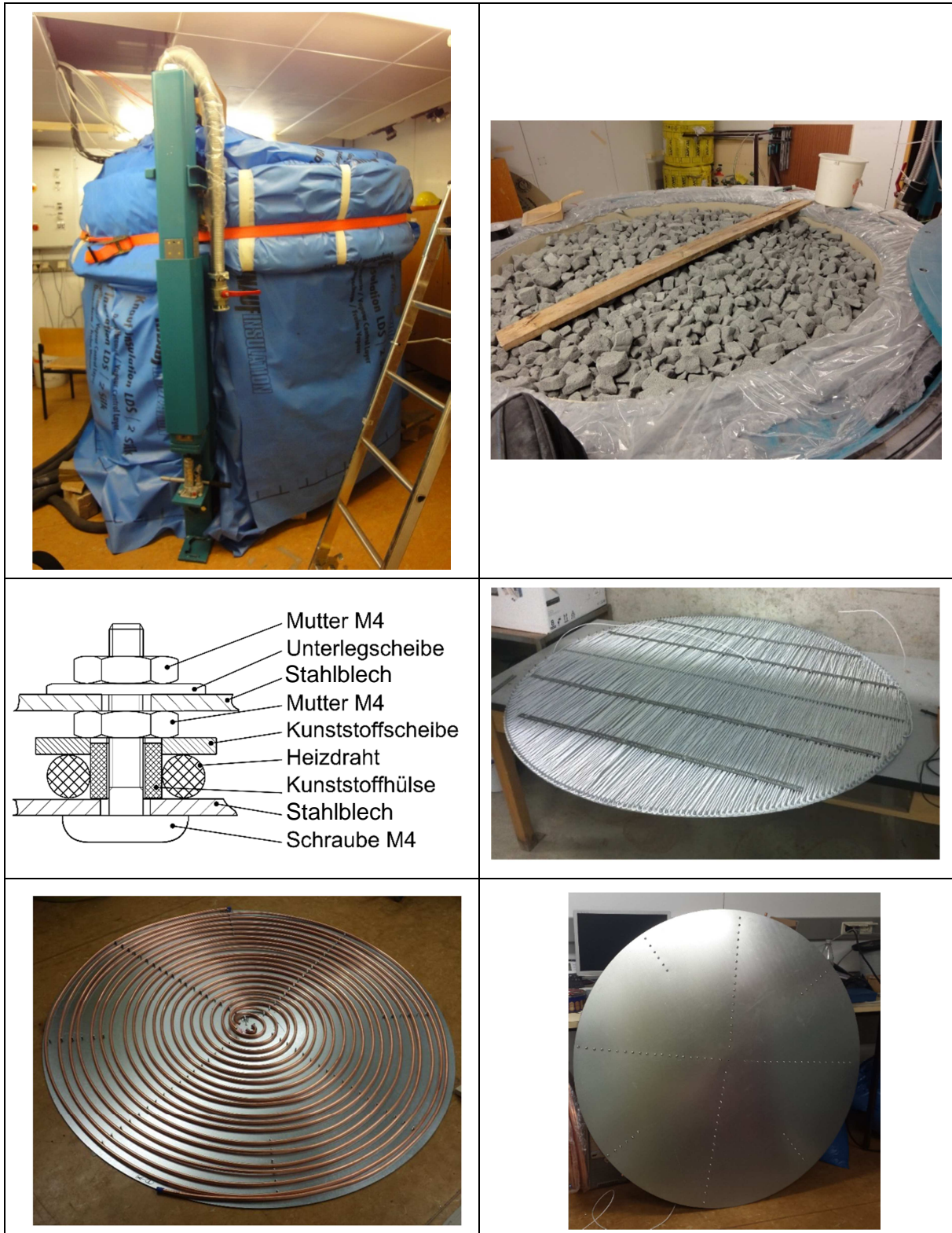
$\dot{Q}_{V,2}$ : Wärmestrom vertikal durch den PP-Ring entlang der Probe [W]

$\dot{Q}_{V,3}$ : Wärmestrom vertikal durch den PP-Ring zwischen Heizplatte und Schutzheizung [W]

$\dot{Q}_{V,4}$ : Wärmestrom vom Zylindermantel an die Umgebung [W]

Links oben in Abbildung 4-30 ist der Stahlbehälter mit Kragarm und äußerer Wärmedämmung dargestellt. Rechts oben ist der eingebrachte SGS sowie der PP-Ring (beige), der das Versuchsvolumen zur inneren Wärmedämmung abgrenzt, zu erkennen. Der Aufbau der elektrischen Heizplatten erfolgt, wie in Abbildung 4-30 mitte rechts dargestellt, mithilfe zweier verzinkter Stahlbleche, die Schrauben zur Fixierung und Umlenkung des Heizdrahtes aufnehmen. Zum Schutz des Drahtes erfolgt die Umlenkung, wie in Abbildung 4-30 mitte links dargestellt, mithilfe einer Kunststoffhülse, die gleichzeitig als Abstandshalter dient. Die in Abbildung 4-30 unten links und rechts dargestellte hydraulische Schutzheizung besteht aus einem spiralförmig gewundenen Kupferrohr, das mithilfe von Schrauben in Position gehalten wird.





**Abbildung 4-30: oben links: gedämmte Ein-Plattenapparat im Betrieb; oben rechts: SGS im Probenvolumen bei geöffnetem Behälterdeckel; mitte links: Schraubenkonstruktion der Drahtumlenkung der elektrischen Heizplatte; mitte rechts: Heizdrahtmäander der elektrischen Heizplatte; unten links: spiralförmig angeordnete hydraulische Heizplatte im Bau; unten rechts: fertiggestellte hydraulische Heizplatte.**

Hauptaufgabe der Regel- und Steereinheit ist es, die vorgegebenen Temperaturen für Heiz- und Kühlplatte sowie der jeweiligen Schutzheizungen im Versuchsstand einzustellen, über einen Zeitraum von mehreren Tagen konstant zu halten und die Messdaten abzuspeichern. Herzstück der Regelung ist eine Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS)<sup>23</sup>, die über das Programm LabVIEW<sup>24</sup> programmierbar ist und die direkt mit sämtlichen Sensoren und Aktoren verbunden ist. Das in Abbildung 4-31 dargestellte Fließbild gibt einen Überblick über den Stoff- und Signalfluss im Versuchsstand.

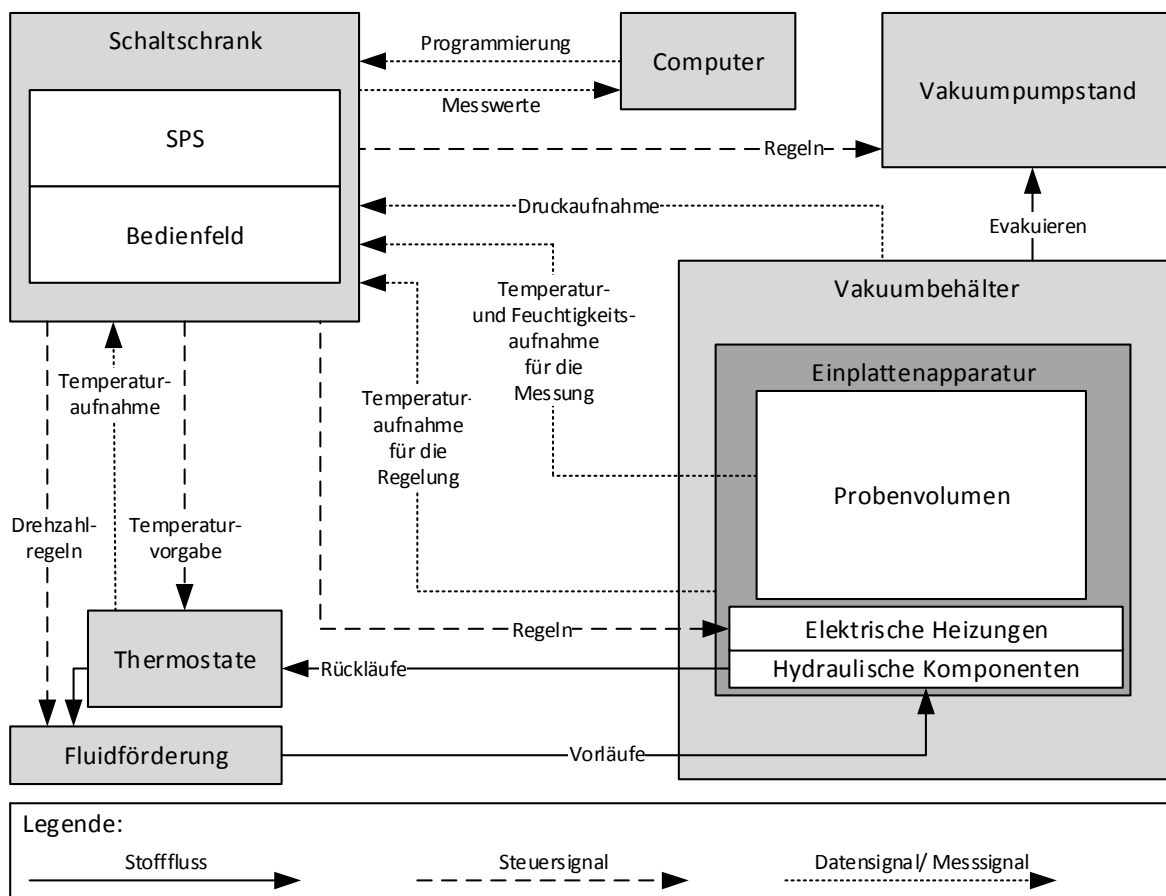


Abbildung 4-31: Fließbild der Steuer-, Daten- und Messsignale sowie des Stoffflusses

Die Erfassung der elektrischen Leistung erfolgt extern über ein Leistungsmessgerät<sup>25</sup>, dessen Messwerte in die Auswerterroutine eingelesen und verarbeitet werden. Ein Versuch gilt als beendet, wenn in einem Messzeitraum von 25 h die effektive WLF nicht mehr als  $\pm 3\%$  schwankt, sowie keine monotone Änderung der effektiven WLF über der Zeit mehr auftritt. Dieser Zustand wird in der Regel nach 4 - 6 Tagen erreicht.

<sup>23</sup> Compact Field Point cFP-2120 Ethernet-Controller von National Instruments

<sup>24</sup> LabVIEW 2013 von National Instruments

<sup>25</sup> WT1600 der Firma Yokogawa

#### 4.7.2 Ein-Plattenapparatur am EEB der Universität Innsbruck

Tabelle 4-10: Eigenschaften der Ein-Plattenapparatur am EEB der Universität Innsbruck

Allgemeine Eigenschaften	
Max. Mitteltemperatur	30 °C
Max. Temperaturdifferenz	15 K
Behältermaterial	Stahl
Behälterdämmung	XPS-Platten
Maximale Schütthöhe	0,3 m
Volumen der Dämmstoffprobe gesamt / im Messausschnitt	0,192 m <sup>3</sup> / 0,075 m <sup>3</sup>
Spezialeigenschaften	
Verdichtung der Probe mittels Hydropulspresse	
Wärmestromumkehr und Einstellen beliebiger Wärmestromwinkel durch drehbar gelagerten Versuchsstand	

Die in Abbildung 4-32 dargestellte Ein-Plattenapparatur besteht aus einem quaderförmigen Stahlbehälter mit abnehmbarem Deckel. Der Behälter ist über eine Vakuumpumpe evakuierbar und im Betrieb außen mit einer XPS Dämmung gedämmt.

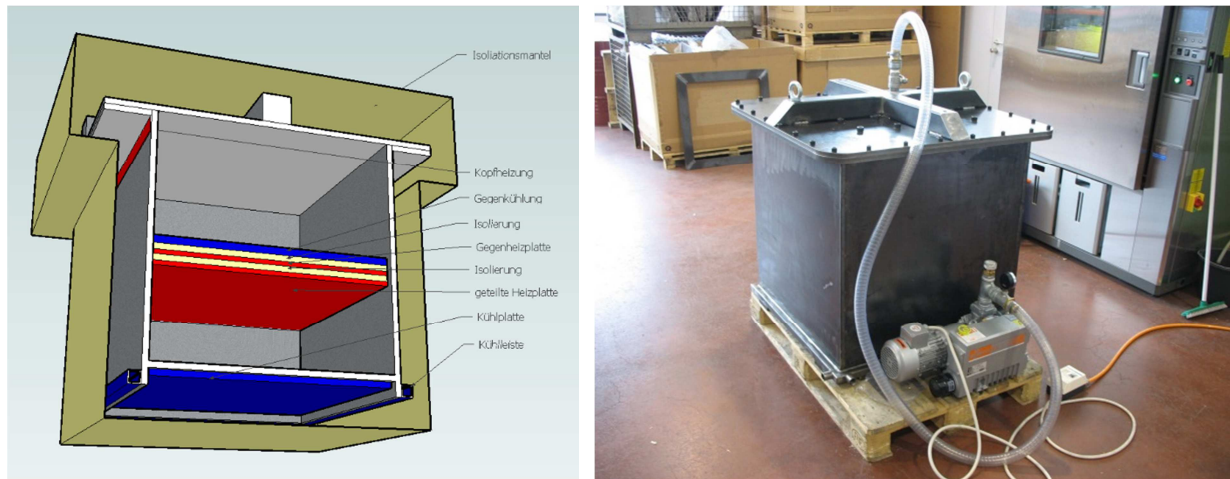


Abbildung 4-32: links: innerer Aufbau der Ein-Plattenapparatur; rechts: äußere Ansicht der Ein-Plattenapparatur ohne Wärmedämmung. [34]

Die Heizplatte ist in Anlehnung an DIN EN 12939<sup>26</sup> geteilt ausgeführt und besitzt einen elektrisch beheizten äußeren Schutzring, um seitliche Wärmeströme der Mess-

<sup>26</sup> DIN EN 12939: Wärmetechnisches Verhalten von Baustoffen und Bauprodukten - Bestimmung des Wärmedurchlasswiderstandes nach dem Verfahren mit dem Plattengerät und dem Wärmestrommessplatten-Gerät - Dicke Produkte mit hohem und mittlerem Wärmedurchlasswiderstand

Heizplatte in der Mitte zu reduzieren. Wärmeverluste nach oben werden mithilfe einer Gegenheizplatte, und einer Gegenkühlplatte, minimiert.

Zur Gewährleistung möglichst vertikaler Temperaturgradienten in der Probe, werden die Seitenwände als vertikale Schutzheizung verwendet, indem am Kopfende ein Heizband und am Fußende der Seitenwand eine hydraulische Kühlleiste für den entsprechenden Temperaturgradienten sorgen. Die Konstruktion und Dimensionierung des Behälters erfolgt mithilfe des Berechnungsprogramms Antherm. Aufgrund der stabilen Ausführung des Stahlbehälters, ist es möglich die Probe im Versuchsbehälter mit einer Hydropulspresse zu verdichten.

Die Steuer- und Regelgeräte werden mithilfe der Software LabVIEW bedient. Das Speichern der Messdaten erfolgt ebenfalls mit LabVIEW und die Auswertung der Messdaten mit Matlab. Um Wärmeleitfähigkeitsmessungen mit und ohne Konvektion durchzuführen, ist die Ein-Plattenapparatur, wie in Abbildung 4-33 links dargestellt, auf einem Metallgestell drehbar gelagert. Somit werden vergleichbare Messergebnisse mit konstanten Schüttungseigenschaften erzielt. Die für die Messdatenerfassung verwendeten Geräte sind in Abbildung 4-33 rechts dargestellt.



**Abbildung 4-33: links: Ein- Plattenapparatur drehbar gelagert; rechts: Messdatenerfassungssystem der Ein-Plattenapparatur. [34]**

## 4.8 Literaturverzeichnis zu Kapitel 4

- [1] BAUER, D. et al.: *Solarthermie2000plus: Wissenschaftlich-technische Begleitung des Förderprogramms Solarthermie2000plus zu solar unterstützter Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicherung*, Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607P, (August 2008 bis September 2012), Stuttgart, 2008.
- [2] Liaver GmbH & Co KG (2016): *Blähglasgranulat – Liaver*. Online verfügbar unter <http://www.liaver.com/index.php?id=33&L=%2Fproc%2Fself%2Fenviro>,

- aufgerufen am 06.01.2016.
- [3] STUMPP H.: *Thermische Charakterisierung von Dämmstoffen*, unveröffentlichte Studienarbeit am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart, Stuttgart, 2003.
- [4] Bauweise.net (2016): *Schaumglasschotter*. Online verfügbar unter <http://www.bauweise.net/grundlagen/baustoffe/schaumglas/schaumglas1.htm>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [5] OCHS, F.: *Modelling Large-Scale Thermal Energy Stores*, Dissertation, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart, Shaker Verlag GmbH, ISBN 978-3832288341, 2010.
- [6] OCHS, F. et al. (2008): *Effective thermal conductivity of moistened insulation materials as a function of temperature*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 51, no. 3–4, pp. 539–552, 2008
- [7] BIANCHI, M. et al. (2015): *Thermal conductivity of foam glass gravels: a comparison between experimental data and numerical results*, 6th International Building Physics Conference, IBPC 2015, Turin, Italien.
- [8] Schäfer Glas GmbH (2016): *Einteilung von Glas*, Online verfügbar unter <http://schaeferglas.de/blog/einteilung-von-glas/>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [9] NIEROBIS, L (2015): *Wärmedämmstoffe*. Online verfügbar unter <http://www.waermedaemmstoffe.com/htm/schaumglas.htm>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [10] Georg Thieme Verlag KG (2015): *Schaumglas*, Stuttgart, Online verfügbar unter <https://roempp.thieme.de/roempp4.0/do/data/RD-19-00746>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [11] OCHS, F.: *Forschungsbericht zum Vorhaben Weiterentwicklung der Erdbecken-Wärmespeichertechnologie FKZ 0329607E*. Insitut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Stuttgart, 2008.
- [12] BAEHR, S. (2010): *Wärme- und Stoffübertragung* (7. Auflage). Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, doi:10.1007/978-3-642-10194-6, 2010.
- [13] Verein Deutscher Ingenieure: *VDI-Wärmeatlas* (10. Auflage). Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, doi:978-3-540-25504-8, 2006.
- [14] CHANG, W.: *Experimentelle Untersuchung zur freien Konvektion an Rohren in einer Kies/Wasser-Schüttung*, Dissertation, Insitut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart, Stuttgart, 2001.
- [15] Misapor AG: *TECHNISCHE WERTE MISAPOR 10/25*, Technisches Datenblatt, 2012.
- [16] NIELD, B.: *Convection in Porous Media* (2. Auflage). Springer-Verlag New York,

- Berlin, Heidelberg, doi:ISBN 0-387-98443-7, 1999.
- [17] FAND, R. M. et al.: *Resistance to the flow of fluids through simple and complex porous media whose matrices are composed of randomly packed spheres*, Int. J. Heat Transfer, vol. 109, pp. 268-274, 1987.
- [18] ZIEREP, J.: *Ähnlichkeitsgesetze und Modellregeln der Strömungslehre*, Verlag G. Braun, Karlsruhe, ISBN: 978-3-7650-2041-4, 2011.
- [19] MARX, R.; BAUER, D.; DRÜCK, H.: *Medium Scale Seasonal Thermal Energy Stores for Solar Thermal Applications within the European Project EINSTEIN*, 13<sup>th</sup> International Conference on Energy Storage Greenstock, Beijing, China, 19.-21.05.2015
- [20] SPIEßL, M.: *Konvektion und die Bedingung ihrer Entstehung*, 2010.
- [21] S. KABELAC: *Thermodynamik der Strahlung*, Springer-Verlag, Braunschweig, ISBN 3528-06589-3, 1994.
- [22] STORK, K., MÜLLER, U.: *Convection in boxes: experiments*. Journal of Fluid Mechanics, volume 54, pp 599-611, Karlsruhe, 1972.
- [23] FAUVE, L.: *Rayleigh-Bernard Experiment in a Low Prandtl Number Fluid*, Proceedings of the International Symposium on Synergetics "Chaos and Order in Nature", vol 11, pp 25-35, 1981.
- [24] KANEKO, T.: *An experimental study of natural convection in inclined porous media*, International Journal of Heat and Mass Transfer, volume 17, pp. 485-496, 1974.
- [25] SIZMANN, R: *Statusbericht Selektive Schichten in der Solartechnik*, ISBN 3-929115-15-8, 1992
- [26] BUNK, W.; WÖRNER, M.: *Direkte numerische Simulation turbulenter Rayleigh-Bernard-Konvektion in Quecksilber*, Wissenschaftliche Berichte FZKA 5915, Forschungszentrum Karlsruhe, Technik und Umwelt, Karlsruhe, 1998.
- [27] ROSSBY, H.T.: *A study of Bénard convection with and without rotation*. Journal of Fluid Mechanics, vol. 36, pp 309-335, 1969.
- [28] GLOBE S. et al.: *Natural-Convection Heat Transfer in Liquids Confined by Two Horizontal Plates and Heated From Below*. J. Heat Transfer, vol. 87, pp. 24-28, 1959.
- [29] ELDER, J. W.: *Steady free thermal convection in a porous medium heated from below*, Int. Journal of Fluid Mechanics, vol. 27, pp. 29-48, 1967
- [30] KRISCHER, O.: *Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik* (2. Auflage), Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 978-3-662-26010-4, 1963.
- [31] GARBOCZI, E. (2003): *Solution of the Brinkman Equation: Multiple Scale Porous*

- Media*. Online verfügbar unter <http://ciks.cbt.nist.gov/~garbocz/jac/node10.html>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [32] COMSOL Inc. (2016). *Free Convection in Porous Media*, Online verfügbar unter [https://www.comsol.de/model/download/285651/models.ssf.convection\\_porous\\_medium.pdf](https://www.comsol.de/model/download/285651/models.ssf.convection_porous_medium.pdf); aufgerufen am 06.01.2016.
- [33] HOLM, A. et al. (2013). *Der „kleine“ Unterschied zwischen  $\lambda$ ,  $\lambda D$  und  $\lambda_{Grenz}$* , Energie KOMPAKT – 7-8, S. 42 – 43, 2013.
- [34] OCHS, F.; JANETTI, M.; KLESNIL, O.: *Wärmeleitfähigkeit von Schüttungen aus Glasschaumgranulat: Messtechnische Analyse und Numerische Modellierung*, Auftragsarbeit für das ITW der Universität Stuttgart im Rahmen des Forschungsprojektes „Wintersun“, Innsbruck, 2015.
- [35] BENNER, M.; BODMANN, M.; MANGOLD, D.; NUßBICKER, J.; RAAB, S.; SCHMIDT, T.; SEIWALD, H.: *Solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit und ohne Langzeit-Wärmespeicher* (Nov. 98 bis Jan. 03), Forschungsbericht zum BMWi-Vorhaben 0329606 S, ISBN 3-9805274-2-5, Stuttgart, 2003.
- [36] DALLMAYER, W.; KUCKELKORN, J.; RADSPIELER, M.; REUß, M.; SCHÖLKOPF, W.; SCHWEIGLER, C.; STAUDACHER, L.: *Begleitforschung Solare Nahwärme am Ackermannbogen München – SNAB* (Apr. 2004 bis Sep. 2009), Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben FKZ 0329607G, ZAE Bayern, Oktober 2010.
- [37] BAUER, D.; HEIDEMANN, W.; MARX, R.; NUßBICKER-LUX, J.; OCHS, F.; PANTHALOOKARAN, V.; RAAB, S.: *Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher. Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607J* (Juni 2005 bis Juli 2008), Stuttgart, 2009.

## **5 Identifizierung geeigneter modularer Wärmedämm-Verbundsysteme für erdvergrabene Wärmespeicher**

### **5.1 Einleitung**

Bisher für erdvergrabene saisonale Wärmespeicher verwendete Wärmedämmstoffe in Kombination mit ihrer Einbauweise konnten die Erwartungen, insbesondere hinsichtlich ihrer Dämmwirkung und Dauerbeständigkeit, nicht vollständig und zuverlässig erfüllen. Aufbauend auf den Ergebnissen von Kapitel 3.2.1 wurden deshalb geeignete Wärmedämm-Verbundsysteme für erdvergrabene Wärmespeicher entwickelt sowie Prototypen gebaut und erprobt. Das Hauptaugenmerk lag dabei auf modularen Systemen, die für den Betrieb bei dauerhaftem Unterdruck (Vakuum) geeignet sind.

In Anlehnung an die im Kies-Wasser-Wärmespeicher (KWWS) der solaren Nahwärmanlage in Eggenstein-Leopoldshafen verbauten Wärmedämm-Verbundsysteme (WDVS), wurden geeignete Materialpaarungen geprüft, die eine dauerhafte Evakuierbarkeit sowie eine hohe Modularisierbarkeit erlauben. Die WDVS bestehen aus wasser- und luftdicht in (Verbund-)Folie eingeschweißtem Dämmstoff. Um geeignete Materialpaarungen zu identifizieren wurde eine aktuelle Marktrecherche zu Kunststoffdichtungsbahnen und Dämmstoffen durchgeführt. Hauptaugenmerk lag hier auf für den Anwendungsbereich ausreichend temperaturbeständigen, robusten, kostengünstigen und gut zu verarbeitenden Kunststoffdichtungsbahnen sowie konventionellen Dämmstoffen wie Schaumglasschotter (SGS) und Blähglasgranulat (BGG) aber auch für diesen Anwendungsbereich innovativen Dämmstoffen wie Perlite, Aerogel oder pyrogener Kieselsäure (PKS).

Aufbauend auf der Marktrecherche wurden die Materialpaarungen geprüft, sowie die Evakuierbarkeit und Dichtheit der Systeme überprüft. Mithilfe eines Versuchsstandes zur Ermittlung der Wasserdampfdiffusion durch Kunststoffdichtungsbahnen wurde gezeigt, dass in das WDVS eindringende Feuchtigkeit durch regelmäßiges Evakuieren wieder ausgetragen und somit der Dämmstoff dauerhaft trocken gehalten werden kann.

Zur Ermittlung des WDVS mit optimalem Kosten/Nutzen-Verhältnis wurden die untersuchten Materialpaarungen am Beispiel des KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen hochskaliert und in einer Kostenrechnung miteinander verglichen.

Abschließend wurde der geeignetste Materialverbund für ein WDVS ausgewählt und die Umsetzbarkeit, Stabilität und Eignung dieses neuartigen WDVS im Realmaßstab überprüft sowie Schlussfolgerungen für eine industrielle Fertigung gezogen.



## 5.2 Grundlagen

### 5.2.1 Sättigungsdampfdruck

Als Dampfdruck bezeichnet man den Druck, unterhalb welchem eine Flüssigkeit zu sieden beginnt. Existieren in einem geschlossenen System unter stationären Bedingungen eine gasförmige und eine flüssige Phase, stellt sich zwischen ihnen ein thermodynamisches Gleichgewicht ein. Zwischen der gasförmigen und der flüssigen Phase wird die gleiche Anzahl an Teilchen ausgetauscht, sodass die Teilchenanzahl einer Phase weder zu- noch abnimmt. Der Druck der gasförmigen Phase in diesem Gleichgewicht wird Sättigungsdampfdruck genannt.

Damit Teilchen aus der flüssigen in die gasförmige Phase übergehen können, müssen diese die Oberflächenspannung und den Gasdruck überwinden. Mit der Wärmezufuhr steigt auch die mittlere kinetische Energie der Moleküle an, mit der die Teilchen die Flüssigkeit verlassen können. Infolgedessen erhöhen sich die Teilchendichte in der Gasphase und der Sättigungsdampfdruck. Der Sättigungsdampfdruck ist demnach auch temperaturabhängig. [1]

Die Abhängigkeit des Sättigungsdampfdrucks  $p'$  [bar] von der Temperatur  $T$  [K] lässt sich bspw. rechnerisch mit Gleichung (5-1) [2] oder grafisch anhand der Dampfdruckkurve in Abbildung 5-1 darstellen.

$$p'(T) = \exp(-6094,4642 \cdot T^{-1} + 21,1249952 - 2,7245552 \cdot 10^{-2} \cdot T + 1,6853396 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 2,4575506 \cdot \ln(T)) \quad (5-1)$$

für

$$173,15 \text{ K} \leq T \leq 373,15 \text{ K}$$

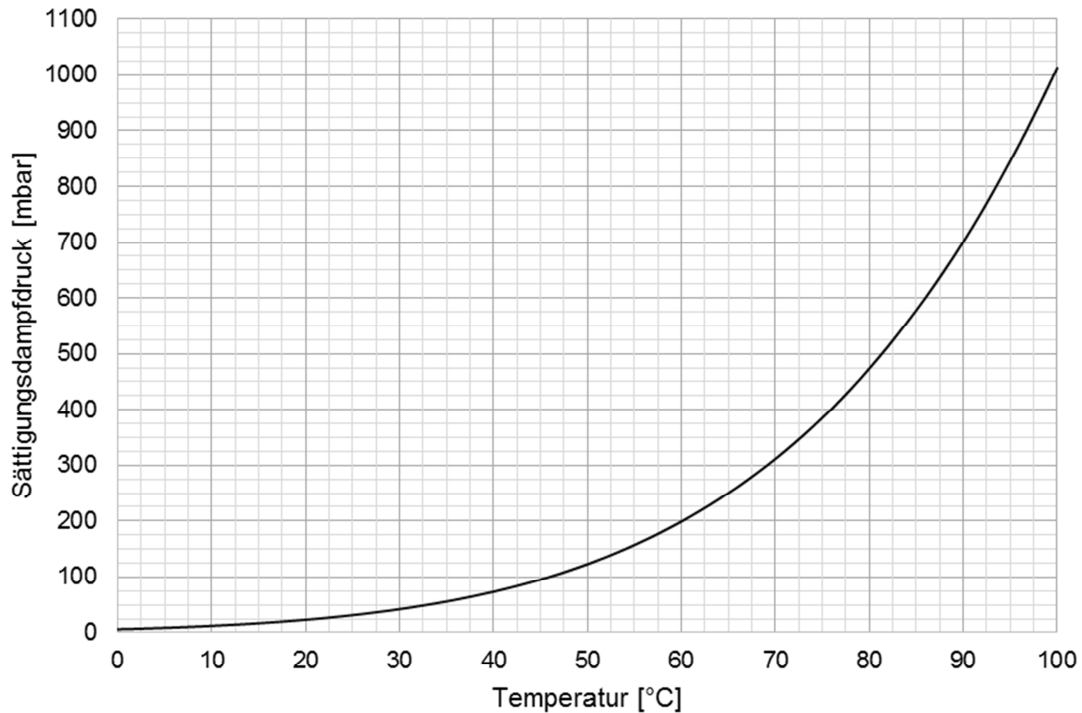


Abbildung 5-1: Sättigungsdampfdruck  $p'$  in Abhängigkeit von der Temperatur  $T$  nach Gleichung (5-1)

## 5.2.2 Feuchte Luft

Feuchte Luft wird als ein Gemisch idealer Gase, nämlich aus trockener Luft und Wasserdampf, angenommen. Wird die Masse des Wassers  $m_w$  [kg] nach Gleichung (5-2) in Relation zur Masse der trockenen Luft  $m_l$  [kg] gesetzt, folgt daraus der Feuchtegehalt  $x$  [-] der feuchten Luft. Die Wassermasse kann sich aus Wasserdampf, Flüssigkeit oder Eis zusammensetzen.

$$x = \frac{m_w}{m_l} \quad (5-2)$$

Die Masse der feuchten Luft  $m_G$  [kg] wird mithilfe des Feuchtegehalts über eine Massenbilanz nach Gleichung (5-3) ermittelt.

$$m_G = m_l + m_w = m_l \cdot (1 + x) \quad (5-3)$$

Der Gesamtdruck des Luftgemisches  $p_G$  [bar] setzt sich aus den Partialdrücken der trockenen Luft  $p_l$  [bar] und des Wasserdampfes  $p_d$  [bar] zusammen. Nach dem Daltonschen Teildruckgesetz gilt Gleichung (5-4).

$$p_G = p_l + p_d \quad (5-4)$$

Für den Fall, dass der Dampfdruck  $p_d$  dem Sättigungsdampfdruck  $p'$  gleicht, also der maximale Dampfgehalt in der Luft vorliegt, spricht man von gesättigter feuchter Luft. Gilt  $p_d < p'$  wird von ungesättigter feuchter Luft gesprochen.

Für den Dampfgehalt  $x$  im Zustandsgebiet der ungesättigten feuchten Luft ergibt sich die Gleichung (5-5)

$$x = 0,622 \cdot \frac{p_d}{p_G - p_d} \quad (5-5)$$

und für den Sättigungsdampfgehalt  $x'$  [-] die Gleichung (5-6).

$$x' = 0,622 \cdot \frac{p'}{p_G - p'} \quad (5-6)$$

Die relative Luftfeuchtigkeit  $\varphi$  [-] wird mithilfe des Dampfdrucks  $p_d$  in Relation zum Sättigungsdampfdruck  $p'$  ausgedrückt. Somit folgt Gleichung (5-7).

$$\varphi = \frac{p_d}{p'} \quad (5-7)$$

Unter Verwendung von Gleichung (5-7) wird der Dampfgehalt  $x$  umgeformt zu Gleichung (5-8).

$$x = 0,622 \cdot \frac{p'}{\frac{p_G}{\varphi} - p'} \quad (5-8)$$

### 5.2.3 Diffusion

Infolge eines Konzentrationsgefälles diffundieren mehr Teilchen zum Ort mit geringerer Konzentration als in Richtung höherer Konzentration. Die Wanderung der Teilchen wird hierbei durch die Brown'sche Molekularbewegung verursacht. Die Diffusion wird mathematisch durch das 1. Fick'sche Gesetz in Gleichung (5-9) beschrieben. [3]

$$J_y = -D \cdot \frac{\partial n_T}{\partial y} \quad (5-9)$$

mit

$J_y$	Teilchenstromdichte	[1/(m <sup>2</sup> ·s)]
$D$	Diffusionskoeffizient	[m <sup>2</sup> /s]
$n_T$	Teilchenzahldichte	[1/m <sup>3</sup> ]
$y$	Weglänge	[m]

Die Teilchenstromdichte  $J_y$  ist proportional zum negativen Produkt aus dem Konzentrationsgradienten  $\partial n_T / \partial y$  und dem Diffusionskoeffizienten  $D$ .

Da der Gasdruck als Stoß der Gasteilchen auf eine Wand verstanden wird und dieser somit von der Konzentration abhängt, ist die Diffusion von Wasserdampf ebenfalls die Folge eines Partialdruckgefälles  $\partial p_d / \partial y$ . Für die Massenstromdichte von Wasserdampf  $\hat{m}$  [kg/(s·m<sup>2</sup>)] durch Kunststoffbahnen gilt aufbauend auf dem 1. Fick'schen Gesetz:

$$\hat{m} = -P \cdot \frac{\partial p_d}{\partial y} \quad (5-10)$$

mit

$$P \quad \text{Permeationskoeffizient} \quad [\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m} \cdot \text{Pa})]$$

Der Permeationskoeffizient  $P$  ist gemäß Gleichung (5-11) das Produkt aus dem Sorptionskoeffizient  $S$  [ $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa})$ ] und dem Diffusionskoeffizient  $D$ . Die Temperaturabhängigkeit dieser Proportionalitätsfaktoren wird in [4] mithilfe der Arrhenius-Formel verdeutlicht.

$$P = S \cdot D \quad (5-11)$$

mit

$$S = S_0 \cdot \exp\left(\frac{-\Delta E_{a,S}}{R \cdot T}\right)$$

und

$$D = D_0 \cdot \exp\left(\frac{-\Delta E_{a,D}}{R \cdot T}\right)$$

$S_0$	Bezugswert des Sorptionskoeffizienten	[ $\text{kg}/(\text{m}^3 \cdot \text{Pa})$ ]
$D_0$	Bezugswert des Diffusionskoeffizienten	[ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
$E_{a,D}$	Aktivierungsenergie der Diffusion	[ $\text{J}/\text{mol}$ ]
$E_{a,S}$	Aktivierungsenergie der Sorption	[ $\text{J}/\text{mol}$ ]
$R$	Universelle Gaskonstante <sup>27</sup>	[ $\text{J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$ ]

Löst sich Wasser in Kunststoffen, wird von einer konzentrationsabhängigen Lösungsdiffusion gesprochen. Hierbei lagern sich die Wassermoleküle in die Polymerstruktur ein, weshalb der Kunststoff quillt und durchlässig wird. Die Durchlässigkeit der Wassermoleküle nimmt mit der Dichte der hydrophilen Gruppen im Polymer und mit der Temperatur zu. [3]

## 5.2.4 Vakuumtechnik

Ist in einem System der Druck der gasförmigen Phase niedriger als der Atmosphärendruck in der Umgebung, wird dieser Zustand als Vakuum bezeichnet. Ziel der Vakuumtechnik ist es, die Teilchendichte in einem System mit einem konstanten oder variablen Volumen zu verringern. Mit Abnahme der Teilchenzahldichte  $n_T$  [ $1/\text{m}^3$ ] welche aus dem Quotienten von der Teilchenanzahl  $N_T$  [-] und dem Volumen  $V$  [ $\text{m}^3$ ] hervorgeht, sinkt in der Folge der Systemdruck  $p$  [ $\text{Pa}$ ]. Die dazugehörige Gleichung (5-12) folgt aus dem idealen Gasgesetz und lautet:

$$p = n_T \cdot k \cdot T \quad (5-12)$$

---

<sup>27</sup> Universelle Gaskonstante  $R \approx 8,314 \text{ J}/(\text{mol} \cdot \text{K})$

mit

$$n_T = \frac{N_T}{V}$$

und

$k$  Boltzmann-Konstante<sup>28</sup> [J/K]

Der Druck ist demnach proportional zum Produkt aus der Teilchendichte, der Boltzmann-Konstante und der Temperatur. [5] Eine Übersicht über die verschiedenen Druckbereiche und die entsprechenden Teilchendichten liefert Tabelle 5-1 [6].

**Tabelle 5-1: Druckbereiche in der Vakuumtechnik**

Druckbereich	Druck [bar]	Teilchen pro cm <sup>3</sup>
Atmosphärendruck	1,01325	$2,7 \cdot 10^{19}$
Grobovakuum	0,3...0,001	$10^{19} \dots 10^{16}$
Feinvakuum	$0,001 \dots 10^{-6}$	$10^{16} \dots 10^{13}$
Hochvakuum	$10^{-6} \dots 10^{-10}$	$10^{13} \dots 10^9$
Ultrahochvakuum	$10^{-10} \dots 10^{-15}$	$10^9 \dots 10^4$
extremes Hochvakuum	$< 10^{-15}$	$< 10^4$

#### 5.2.4.1 Einflüsse in realen Vakuumsystemen

Verunreinigungen beeinflussen den Druck in Vakuumsystemen, da durch sie eine zusätzliche Anzahl an Teilchen eingebracht wird. Hierbei wird unterschieden in Rückstände von der Produktion der Vakuumsysteme (Öle und Fette), anwendungsbedingte Verunreinigungen (Stäube und Partikel) und umgebungsbedingte Verunreinigungen (kondensierte Dämpfe). Bei der Montage von Vakuumbauteilen ist daher auf hohe Sauberkeit zu achten, beispielsweise durch die Verwendung von puderfreien Latex- oder Nitrilhandschuhen und die Behandlung der Bauteile mit Isopropanol, einem leichtflüchtigen Lösungsmittel für Fette. [6]

#### 5.2.4.2 Einflussgrößen für den Druckanstieg

Sind an Innenflächen der Vakuumkammer Gas- bzw. Wassermoleküle adsorbiert, werden diese im Vakuum kontinuierlich desorbiert. Da die Bedeckung der Oberfläche mit fortschreitender Desorption abnimmt, nimmt der Druckanstieg infolge der Desorption über der Zeit ab. Es wird davon ausgegangen, dass ab einem bestimmten Zeitpunkt  $t [s] > t_0$  der Druckanstieg linear sinkt. Der konstante Zeitwert

---

<sup>28</sup> Boltzmann-Konstante  $k \approx 1,3807 \cdot 10^{-23}$  J/K

$t_0$  [s] wird in der Praxis mit einer Stunde angenommen und wird in Relation zum betrachteten Zeitpunkt  $t$  gesetzt. Der Desorptionsstrom  $J_{des}$  [Pa·m<sup>3</sup>/s] ist in Gleichung (5-13) definiert als

$$J_{des} = j_{des} \cdot A \cdot \frac{t_0}{t} \quad (5-13)$$

mit

$j_{des}$	Desorptionsstromdichte	[Pa·m/s]
$A$	Fläche	[m <sup>2</sup> ]
$t$	Zeit	[s]

Steigt der Druck durch Undichtigkeiten im Vakuumsystem, wird der dadurch verursachte Gasstrom mit der Leckrate  $J_L$  [Pa·m<sup>3</sup>/s] bezeichnet. Die Leckrate  $J_L$  ist in Gleichung (5-14) definiert als Druckanstieg  $\Delta p$  [Pa] pro Zeitintervall  $\Delta t$  [s] in einem Volumen  $V$  [m<sup>3</sup>].

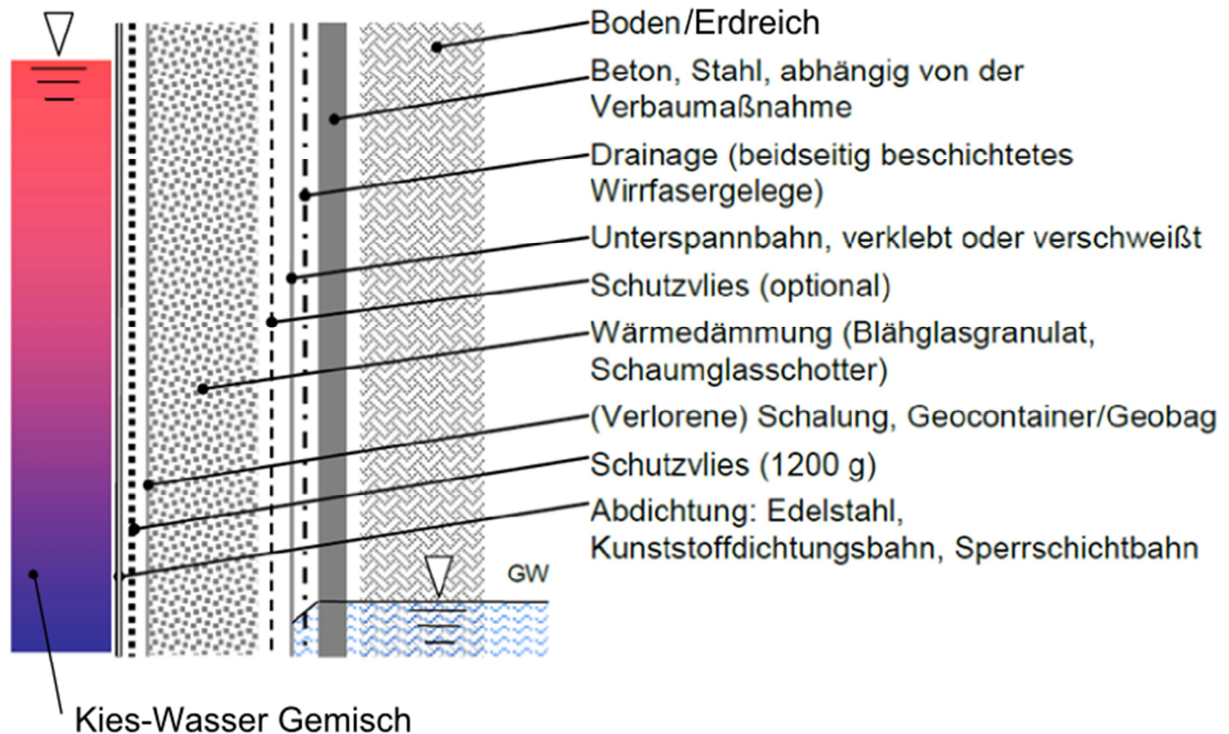
$$J_L = \frac{\Delta p \cdot V}{\Delta t} \quad (5-14)$$

### 5.3 Aufbau von Erdbecken-Wärmespeicher

Erdbecken-Wärmespeicher sind entweder natürlich geböscht oder mit Spritzbeton gegen das Erdreich abgestützt. Das Speichermedium kann aus einem Kies-Wasser-Gemisch bestehen. Dieses wird, wie in Abbildung 5-2 abgebildet, von einem Dämmsystem ummantelt. Der Kies übernimmt überwiegend eine statisch stabilisierende Funktion, während das Wasser wegen seiner vergleichsweise hohen spezifischen Wärmekapazität<sup>29</sup> überwiegend die Funktion des Speichermediums übernimmt. Für die Form wird ein geringes Oberflächen/Volumen-Verhältnis (O/V-Verhältnis) angestrebt. In der Praxis wirken auf die Formgebung des Erdbecken-Wärmespeichers häufig weitere Faktoren ein wie bspw. der Grundwasserpegel oder die Kosten für Erdarbeiten. Neben den Wänden werden auch Deckel und Boden wärmegeklämt.

---

<sup>29</sup> Spez. Wärmekapazität von Wasser bei 20 °C:  $c_p(\text{H}_2\text{O}) = 4,185 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ , mittlere spez. Wärmekapazität von Quarz ( $\text{SiO}_2$ ) im Temperaturbereich 20-100 °C:  $c_p(\text{SiO}_2) = 0,746 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$  [2]

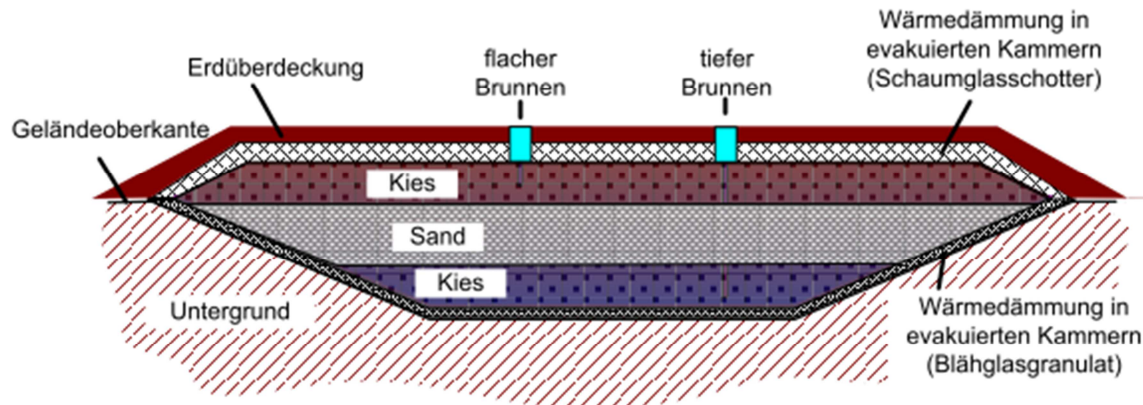


**Abbildung 5-2: Schematischer Wandaufbau eines Erdbecken-Wärmespeichers mit innenliegender Wärmedämmung; GW: Grundwasserspiegel. [4]**

Der in Abbildung 5-2 dargestellte mehrschichtige Wandaufbau hat in seiner Gesamtheit die Aufgabe, Wärmeverluste zu minimieren und ein Eindringen von Feuchte aus dem Erdreich oder dem Speicherinneren in die Wärmedämmung zu vermeiden. Weiterhin sind die einzelnen Schichten robust gegenüber mechanischen Einwirkungen aufgebaut. Für eine gute Wärmedämmung sind demnach die weitgehende diffusionsdichte Sperrschicht aus Kunststoff oder Edelstahl auf Seiten des Speichers, die Unterspannbahn auf Seiten des Erdreichs, sowie der Wärmedämmstoff selbst von großer Bedeutung.

### 5.3.1 Der Erdbecken-Wärmespeicher in Eggenstein-Leopoldshafen

Die Gemeinde Eggenstein-Leopoldshafen entschied sich im Jahr 2001 für eine solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit saisonaler Wärmespeicherung, an die eine Schule, zwei Sporthallen, ein Schwimmbad und die Feuerwehr angeschlossen wurde. Im Jahr 2007 begannen die Bauarbeiten für den KWWS zur saisonalen Wärmespeicherung, welcher im September 2008 erstmals in Betrieb ging. Da der Speicher auf einem Schulhof liegt, wurde bei der Konstruktion viel Wert auf Stabilität und Sicherheit gelegt. Aufgrund einer Grundwasserschicht fiel die Wahl der Form des Speichers, wie in Abbildung 5-3 erkennbar ist, auf einen Doppelkegelstumpf.



**Abbildung 5-3: Schnitt durch den KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen mit einem Volumen von 4.500 m<sup>3</sup> [7]**

Das obere Ende des KWWS ragt 3 m über die Geländeoberkante und dessen unteres Ende liegt 7 m unter der Geländeoberkante. Das Grundwasser beginnt in einer Tiefe von 7,5 m. Der Böschungswinkel des unteren Kegelstumpfs beträgt 35 °, der Winkel des oberen 26 °. Im Inneren besteht der Wärmespeicher aus drei Schichten, die mit Geovlies voneinander getrennt sind. In der oberen und unteren Schicht wurde jeweils Kies mit einer Korngröße von 16-32 mm eingebracht. Durchbrochen werden diese Schichten von einem Erde-Sand-Gemisch.

Die Wärmedämmung besteht am Boden mit einer Dicke von 50 cm und an den Seitenwänden des unteren Kegelstumpfes mit einer nach oben von 50 cm auf 70 cm zunehmenden Dicke aus BGG. Der obere Kegelstumpf wurde in den Seitenwänden und im Deckel mit SGS (bis zu 90 cm) wärmedämmt.

Der Dämmstoff für den unteren Kegelstumpf wurde in 30 Kammern gefüllt. Hierfür wurde eine HDPE-Aluminium-Verbundfolie zu rechteckigen Taschen geformt, die auf die Basisabdichtung aus PE-Folie angeschweißt wurden. Unter Beaufschlagung von Druckluft wurden die Taschen mit BGG gefüllt. In Abbildung 5-4 sind der Füllvorgang sowie die leeren als auch vollen Taschen, die zur primären Dämmschicht gehören, zu erkennen. Zur Füllung der trapezförmigen Hohlräume und Herstellung der sekundären Dämmpakete wurde Verbundfolie, wie in Abbildung 5-4 rechts zu erkennen, auf die primären Dämmpakete aufgeschweißt. Während die Dämmung im Dämmpaket von außen nur vor Grundwasser zu schützen ist, ist auf der Innenseite des Dämmpakets die Dampfdiffusion bei erhöhten Temperaturen aus dem Speicherinneren zu begrenzen. Tritt Dampf durch die Folie und kondensiert in der Dämmung, erhöht sich die effektive Wärmeleitfähigkeit der Dämmung erheblich (vgl. hierzu Abschnitt 4.3). Da es für diesen Anwendungsbereich an geeigneten Kunststoffdichtungsbahnen mangelt, wurde bei diesem KWWS eine Folie für den Deponiebau eingesetzt. Diese schränkt die Betriebstemperatur des Speichers auf maximal 80 °C ein.





**Abbildung 5-4: Links: Befüllung der primären Dämmpakete mit BGG; Mitte: Rechteckiges primäres Dämmpaket mit trapezförmigem Hohlraum; rechts: Herstellung der sekundären Dämmpakete durch Verschweißen der HDPE-Verbundfolie auf die primären Dämmpakete**

Eine wichtige Erkenntnis der wissenschaftlich technischen Begleitung des KWWS durch das ITW ist, dass sich in dem mit SGS gefüllten Dämmsystem im Deckel ein gekoppelter Feuchte- und Wärmetransport einstellt. Es wird vermutet, dass dort zusätzlich zur Wärmeleitung auch ein Wärmetransport durch freie Konvektion und ein Stofftransport durch den Wärmerohr-Effekt auftreten. Der dafür notwendige Feuchteeintrag in die Speicherhülle resultiert einerseits aus dem SGS, der mit 5 kg Wasser pro m<sup>3</sup> SGS angeliefert und anschließend in diesem Zustand eingebaut wurde, und andererseits aus Diffusion von Wasser aus dem Speicherinneren und aus dem feuchten Erdreich. Aus diesen Gründen ist die effektive Wärmeleitfähigkeit weitaus höher, als der durch den Hersteller angegebene Bemessungswert. Durch einen zehntägigen Feldtest konnte der Innendruck der WDVS auf 400 mbar abgesenkt werden [7]. Es zeigte sich, dass die effektive Wärmeleitfähigkeit durch Unterdrückung der freien Konvektion in der Dämmschicht aus SGS deutlich gesenkt werden konnte.

## 5.4 Ableitung weiterführender Entwicklungsschritte und Maßnahmen

### Verbesserung der Dämmwirkung des WDVS:

Zur Verbesserung der Dämmwirkung der WDVS wird untersucht, ob es in einem WDVS möglich ist, die freie Konvektion in der SGS-Schüttung durch ein dauerhaftes Vakuum zu unterbinden. Alternativ wird der Einsatz weiterer geeigneter auf dem

Markt verfügbarer Dämmstoffe überprüft und auf den Einsatz in einem WDVS hin untersucht.

### **Kostenreduktion des Speicherhüllenaufbaus:**

Zur Reduktion der Kosten des Speicherhüllenaufbaus werden alternative auf dem Markt verfügbare Kunststoffdichtungsbahnen auf ihre Eignung zum Bau eines WDVS überprüft und bewertet. Das dauerhafte Vakuum im WDVS soll den Dämmstoff trocken halten, sowie beim Einsatz von Vakuumdämmstoffen deren Dämmwirkung erhöhen. In einer Kostenvergleichsrechnung werden verschiedene Materialkombinationen aus Dämmstoff und Kunststoffdichtungsbahn mit und ohne Vakuum untersucht, gegenübergestellt und bewertet.

### **Überprüfung der Umsetzbarkeit eines neuartigen WDVS im Realmaßstab:**

Das Konzept, das sich in den Versuchen als am geeignetsten herausstellt, wird anhand eines 3 m<sup>3</sup> großen Prototypen im Realmaßstab aufgebaut und auf Umsetzbarkeit, Stabilität und Eignung überprüft. Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Langzeitbeständigkeit und der Praktikabilität der Herstellung und des Einbaus.

## **5.5 Kunststoffdichtungsbahnen**

Die Dämmung wird bei KWWS vorwiegend mit einer speziellen Kunststoffdichtungsbahn vor dem Speicherwasser geschützt. Im Gegensatz zur Unterspannbahn, der eine Grund- und Regenwasser abführende Drainageschicht vorgesetzt wird, darf die Abdichtungsbahn nicht diffusionsoffen sein. Da Folien aus Kunststoff diffusionsoffen sind, wird eine wasserdicht verschweißte Kunststoffbahn mit einer dampfdichten, mit Aluminium oder Edelstahl beschichteten oder kaschierten Bahn<sup>30</sup> bedeckt. Diese Art der Verbundfolie wird auch Sperrschichtbahn genannt. In Tabelle 5-2 werden die Anforderungen an Abdichtungsbahnen für Erdbecken-Wärmespeicher aufgelistet.

**Tabelle 5-2: Anforderungen an Abdichtungsbahnen**

<b>Zwingend erforderlich</b>	<b>Bemerkung</b>
<b>Wasserdicht</b>	-
<b>Temperaturbeständig</b>	max. 95 °C, Dauerbeständig 90 °C
<b>Hydrolysebeständig</b>	Wasserkontakt
<b>Langzeitstabil</b>	mind. 20 Jahre

---

<sup>30</sup> Bspw. die im KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen eingesetzte Sperrschichtbahn HDPE-Al-HDPE der Firma Agru für 50  $\frac{\text{€}}{\text{m}^2}$ .

<b>Schweißbar</b>	Heißluft oder Heizkeil, Extrusion
<b>Verfügbar</b>	auch in kleinen Mengen
<b>Erwünscht</b>	
<b>Wasserdampfdicht</b>	< 0,001 g/(m <sup>2</sup> ·d) bei 95 °C
<b>Verarbeitbar</b>	bei allen Außenbedingungen
<b>Robust</b>	bzgl. (Weiter-) Reißfestigkeit, Reißdehnung, Durchstoßfestigkeit
<b>Kostengünstig</b>	Kosten für montierte und leakagegeprüfte Abdichtung
<b>Sanierbar</b>	Schweißbar auch nach Einsatz

Wegen ihrer besonderen Flexibilität sind Elastomere leicht formbar, weisen jedoch erhebliche Nachteile bezüglich der schlechten Schweißbarkeit und des sehr niedrigen Diffusionswiderstandes gegenüber Wasserdampf auf.

Polyolefine wie Polypropylen (PP) oder Polyethylen (PE) lassen sich hingegen besser miteinander verschweißen und sind diffusionsdichter als Elastomere. Nachteilig ist die schlechtere Formbarkeit.

Weitgehend diffusionsdicht sind allerdings nur Sperrschichten aus Verbundfolien, die jedoch die Kosten einfacher Kunststofffolien deutlich übersteigen. Trotz einer sehr großen Auswahl unterschiedlicher Polymere am Markt, gibt es keinen Kunststoff, der alle geforderten Kriterien vollständig erfüllt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass diese Kunststoffe nicht speziell für den Einsatz in KWWS entworfen wurden. [4]

### 5.5.1 Marktrecherche Kunststoffdichtungsbahnen

Die in Tabelle 5-3 aufgelisteten Dichtungsbahnen erwiesen sich ausgehend von einer Marktrecherche als aussichtsreiche Kandidaten und wurden im nächsten Schritt auf ihre Eignung als Dichtungsbahnen in KWWS überprüft.

Die im KWWS von Eggenstein-Leopoldshafen eingesetzte Verbundfolie HDPE-Al-HDPE der Firma Agru Kunststofftechnik GmbH existiert nicht mehr und konnte somit nicht geprüft werden.

**Tabelle 5-3: Untersuchte Dichtungsbahnen**

Eigenschaft	Polyolefine		Polyolefin-Verbund	Elastomer-Verbund
<b>Typ</b>	PE – HTR Kunststoff- dichtungsbahn von Agru	PP-DWU AlphaPlus Platten	Alkus Vollkunststoffplatte	EPDM-ALU-EPDM der Firma Beco Bermüller & Co GmbH „Beseal EPDM Membran“
<b>Wasserdichtheit</b>	Ja	Ja	Ja	Ja
<b>UV-Beständigkeit</b>	Sehr gut	Schlecht	Gut	Sehr gut

Identifizierung geeigneter modularer Wärmedämm-Verbundsysteme für erdvergrabene  
Wärmespeicher

<b>Hydrolyse- beständig</b>	Gut	Gut	Gut	Gut
<b>Verfügbarkeit</b>	Gut	Gut	Gut	Auf Anfrage. Nicht vorrätig
<b>Fügeverfahren</b>	thermisch, sehr gut	thermisch, sehr gut	thermisch, sehr gut	Vulkanisation / Nahtband oder Heißluftverschweißung mit PE-Fügerand, aufwendig
<b>Verarbeitbarkeit</b>	Gut	Gut	Gut	Gut

### 5.5.1.1 Elastomer Verbundfolie EPDM-ALU-EPDM

Die Elastomer-Verbundfolie EPDM-ALU-EPDM ist eine Spezialanfertigung der Firma Beco Bermüller & Co GmbH und ist nicht standardmäßig auf dem Markt verfügbar. EPDM-Folien ohne Sperrschicht sind bspw. als Teichfolie und Flachdachabdichtung erhältlich. Gegenüber PE-Folie weisen sie einen deutlich höheren Preis, einer stark abnehmenden Alterungsbeständigkeit bei höheren Temperaturen sowie ein schwieriges Fügeverfahren durch Vulkanisation auf.

Bei der Verarbeitung der EPDM-ALU-EPDM stellte sich heraus, dass die einzelnen Folienschichten nur am äußeren Rand der Folienprobe miteinander verklebt sind. Dies führt beim Zerschneiden der Folie, wie in Abbildung 5-5 zu erkennen, zu einer Auffächerung der einzelnen Schichten, womit die Folie unbrauchbar wird.



**Abbildung 5-5: Auffächerung der Verbundfolie beim Zerschnitt**

Der Verzicht auf die flächige Verklebung der einzelnen Schichten birgt weiterhin das Problem, dass eindringende Feuchte kondensieren und sich in den einzelnen Kammern einlagern könnte. Aus den oben genannten Gründen wurde diese Folie als ungeeignet eingestuft.

### **5.5.1.2 Alkus Vollkunststoffplatten**

Die Alkus Vollkunststoffplatte ist eine Kunststoff-Verbund-Konstruktion bestehend aus einem geschäumten Thermoplastkern aus Polypropylen (PP) und einer Aluminiumverstärkung, beidseitig eingeschlossen von PP-Platten. Eingesetzt wird die Alkus Vollkunststoffplatte hauptsächlich für den Schalungsbau bei Betonierarbeiten. Hauptvorteile dieser Platte gegenüber Holz sind v. a. die Formbeständigkeit, auch bei schwankenden Temperaturen und bei Feuchtigkeitseintrag. Die Platten mit Aluminiumverstärkung zur Reduktion der Wasserdampfdiffusion werden in Plattenstärken von 13 mm – 27 mm hergestellt und haben eine hohe Biegefestigkeit. Für die Konstruktion eines Speicherhüllenaufbaus für einen KWWS sind die Vollkunststoffplatten theoretisch geeignet. So wäre es denkbar große Vakuumkammern aus den Vollkunststoffplatten herzustellen, die auf der Baustelle mithilfe von Kunststoffschweißgeräten zusammengefügt werden. Dagegen spricht allerdings der hohe Preis des Materials von 56 €/m<sup>2</sup>, sowie die hohe Wärmeleitfähigkeit der Aluminium-Schichten, die am Rand der Vakuumkammern Wärmebrücken darstellen. Zur Vermeidung dieses Problems wäre für die Konstruktion der Vakuumkammern eine Kombination der Alkus Vollkunststoffplatten mit preiswerteren PP-Platten, für den Randbereich, denkbar. Der Konstruktions- und Montageaufwand wird aber als sehr hoch eingeschätzt im Vergleich zu weiter unten genannten Alternativen.

### **5.5.1.3 PE-HTR-Folie**

Die hochtemperaturbeständige Dichtungsbahn aus PE-HTR (PE: Polyethylen) der Firma AGRU Kunststofftechnik GmbH, verfügt im Gegensatz zu herkömmlichen PE-Folien eine deutlich verbesserte Alterungsbeständigkeit für die in Erdbecken-Wärmespeichern üblichen Temperaturen von 40 °C – 80 °C. So beträgt die Dauerbeständigkeit der PE-HTR-Folie, ohne Zuschlag von Sicherheitsbeiwerten, bei 80 °C 41 Jahre und bei 40 °C 100 Jahre [9]. Die Dauerbeständigkeit von herkömmlichem PE liegt bei 60 °C bei 5 Jahren und bei 40 °C bei 50 Jahren [10]. Da in der Realität in einem saisonalen Wärmespeicher immer unterschiedliche Temperaturen herrschen, ist bei bekanntem Temperaturverlauf mithilfe des Arrhenius

Ansatzes auf Basis von Literaturwerten nach [4] eine grobe Dauerbeständigkeitsabschätzung möglich.

Die PE-HTR Folie ist diffusionsoffen für Wasserdampf und lässt sich bei tieferen Temperaturen aufgrund der zunehmenden Steifigkeit aufwändiger verarbeiten. Die PE-HTR Folie ist im Gegensatz zur PP-H Folie (siehe unten) besser form- und biegsam. Die PE-HTR Folie lässt sich sehr gut schweißen und ist kostengünstig.

#### **5.5.1.4 PP-H-Folie**

Die PP-H-Folie (PP: Polypropylen) ist ein am Markt verfügbares Produkt das in unterschiedlichen Stärken von bspw. 1 mm – 2,5 mm und einer Breite von 5 m als Endlosmaterial hergestellt wird [11]. PP-H ist sehr gut schweiß- und verarbeitbar, als Rohmaterial temperaturbeständiger als PE, allerdings nimmt die Temperaturbeständigkeit durch die Verarbeitung zu Folie ab. PP-H-Folie ist im Vergleich zu PE-Folie deutlich steifer. Die PP-H Folie ist nicht UV stabil, diffusionsoffen für Wasserdampf und bei niedrigen Temperaturen sehr spröde. PP-H-Folie findet bspw. Verwendung als Gartenteich- oder Schwimmbeckenbahnen. Das in dieser Studie untersuchte PP-H Material hat die Produktbezeichnung PP-DWU-AlphaPlus.

## **5.6 Wärmedämmstoffe**

Aufgrund des hydrostatischen Druckes im Speicher sollte die Dämmung in den Seitenwänden und am Boden besonders druckfest sein. Feuchteempfindliche Dämmstoffe benötigen eine Dampfsperre und schüttfähige Dämmstoffe eine Schalung bzw. einen Behälter. Wird der gleiche Dämmstoff für alle Bereiche verwendet, ergeben sich häufig durch große Abnahmemengen ein niedrigerer Preis und dadurch eine verbesserte Wirtschaftlichkeit. In bisher umgesetzten Projekten wurden in der Regel SGS für den Boden und BGG für die Seitenwände und den Deckel verwendet [4]. Für die Wärmedämmung von KWWS werden folgende grundsätzlichen Eigenschaften definiert, die eingehalten werden sollten: Langzeit-Druck-, Hydrolyse- und eine permanente Temperaturbeständigkeit bis 95 °C. Weitere vorteilhafte Eigenschaften sind beispielsweise ein gutes Trocknungsverhalten und eine geringe Wärmeleitfähigkeit im trockenen und feuchten Zustand.

Wird in dem Dämmsystem ein Unterdruck erzeugt, sind vor allem Vakuumdämmstoffe wie Aerogelmatten, expandierte Perlite und pyrogene Kieselsäure wegen ihrer niedrigen Wärmeleitfähigkeiten im Vakuum interessant.

Abbildung 5-6 zeigt den Verlauf der effektiven Wärmeleitfähigkeit für einige Vakuumdämmstoffe in Abhängigkeit des Absolutdrucks.

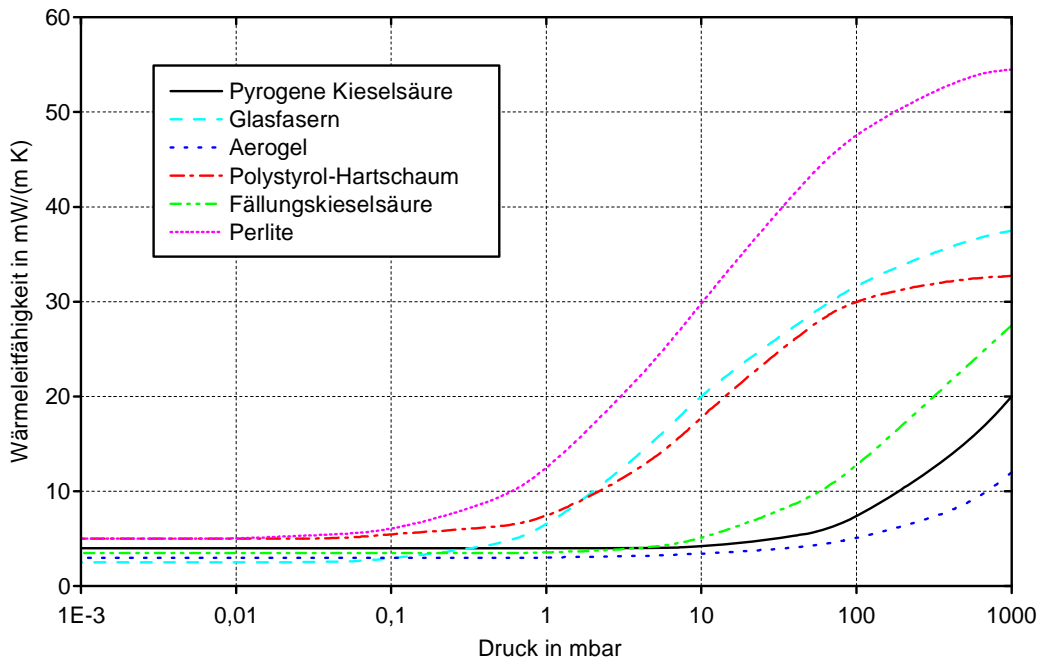


Abbildung 5-6: Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeiten  $\lambda$  unterschiedlicher Dämmstoffe (u.a. Aerogelmatten und pyrogene Kieselsäure) vom Druck [12-16]

Hervorzuheben sind hier v.a. die Aerogelmatten und die (verpresste) pyrogene Kieselsäuren, die schon bei kleinen Unterdrücken von ca. 10 mbar eine sehr geringe effektive WLF von ca.  $4 \frac{\text{mW}}{\text{m}\cdot\text{K}}$  aufweisen.

Bisher wurde auf einen Einsatz dieser Dämmstoffe aufgrund ihrer hohen Kosten sowie z. T. sehr spezifischen Eigenschaften verzichtet.

### 5.6.1 Marktrecherche Wärmedämmstoffe

Die in Tabelle 5-4 aufgelisteten Dämmstoffe erwiesen sich ausgehend von einer Marktrecherche als möglicherweise geeignete Dämmstoffe für den Einsatz in evakuierbaren WDVS für saisonale erdvergrabene Wärmespeicher. Dabei wurden neben den bisher eingesetzten Dämmstoffen wie SGS und BGG v. a. Dämmstoffe, die auch in einer Vakuumdämmung eingesetzt werden können, wie Aerogelmatten, pyrogene Kieselsäure (PKS) und Perlit untersucht.

**Tabelle 5-4: Eigenschaften von Dämmstoffen**

Eigen-schaften	BGG	SGS	Aerogel-matten <sup>31</sup>	PKS	Expandierte Perlite
<b>Wärmeleit-fähigkeit bei Umgebungs-druck</b> $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$	0,07 [17] nach DIN EN 12667	0,08 – 0,13 <sup>32</sup> trocken ohne Konvektion nach DIN EN 12667 bzw. DIN EN 12939	0,016 – 0,021 <sup>33</sup> bei 10 °C bzw. 67 °C	0,029 – 0,039 <sup>33</sup> bei 10 °C bzw. 48 °C unverpresst	0,045 – 0,052 <sup>33</sup> bei 11 °C bzw. 49 °C unverpresst
<b>Kosten</b> $\left[\frac{€}{m^3}\right]$	80 – 140 <sup>34</sup>	50 – 120 <sup>35</sup>	3.470 <sup>36</sup>	180 - 380 <sup>37</sup>	62,80 -85,90 <sup>40</sup>
<b>Form</b>	Schüttgut	Schüttgut	Matte	Schüttgut	Schüttgut
<b>Korngröße [mm]</b>	0,1 – 8 [17]	4 – 90 [18]	-	$1,5 \cdot 10^{-4} - 1 \cdot 10^{-2}$ <sup>38</sup>	0 - 15 <sup>40</sup>
<b>(Schütt-) dichte [kg/m<sup>3</sup>]</b>	Bei Körnung 4 mm - 8 mm: 170 Bei Körnung 0,1 mm - 0,3 mm: 450 [17]	unverdichtet <sup>39</sup> : 125 - 240 verdichtet 1:1,38: 195 - 310	150	40 [20]	53 <sup>40</sup>

In Abbildung 5-7 sind die Dämmstoffe BGG, pyrogene Kieselsäure, Perlit und Aerogelmatten dargestellt.

<sup>31</sup> Produkt „Spaceloft grey“ der Firma Aspen Aerogels. Produktbezeichnung des Lieferanten Stadur Süd: „stadurwall“

<sup>32</sup> Bemessungswert (zu verwenden für den rechnerischen Nachweis des ausreichenden Wärmeschutzes von Bauwerken) [19]

<sup>33</sup> Messung im Rahmen des Forschungsprojektes „StoEx“ (BMW i, FKZ: 0325992B)

<sup>34</sup> Dennert Poraver GmbH 2003

<sup>35</sup> Preisanfrage vom 8.8.2014 bei MISAPOR Deutschland GmbH für Misapor 10/25, Misapor 10/50 und Misapor 10/75

<sup>36</sup> Angebot der Firma Stadur Süd vom 05.02.2014.

<sup>37</sup> Preisanfrage bei Wacker Chemie AG für HDK T30 vom 02.05.2013

<sup>38</sup> Information von Wacker Chemie AG per E-Mail vom 03.05.2013

<sup>39</sup> Spektrum der Schüttdichte verschiedener Schaumglasschotterhersteller und Korngrößen 10 mm - 75 mm

<sup>40</sup> Preisliste 2013 Industrie-euoperl [www.euoperl.com](http://www.euoperl.com)





Abbildung 5-7: Links oben: BGG [21], rechts oben: pyrogene Kieselsäure [22], links unten: Perlit [23], rechts unten: Aerogelmatten [24]

### 5.6.1.1 Schaumglasschotter (SGS)

Ausgangsrohstoffe für die Herstellung von Schaumglas sind entweder Recycling-Scherben oder Quarzsand mit Spezialzusätzen wie Calciumcarbonat, Feldspat und Eisenoxyd.

Schaumglas ist aufgeschäumtes, geschlossenzelliges silikatisches Glas<sup>41</sup>, das entweder als Schaumglasplatten oder als SGS-Körner erhältlich ist. Der Herstellungsprozess sowie die Eigenschaften von SGS werden in Abschnitt 4.2 erläutert. Hauptvorteile von SGS sind die Langzeit- Druck-, Hydrolyse- und permanente Temperaturbeständigkeit bis 95 °C. Die effektive Wärmeleitfähigkeit von SGS beträgt bei trockenem Einbau und ohne Konvektion in der Schüttung  $0,08 \frac{W}{m \cdot K}$  –

<sup>41</sup> Gläser deren Hauptbestandteil Siliziumdioxid ( $SiO_2$ ) ist, werden als Silikatisches Glas bezeichnet [25].

$0,12 \frac{W}{m \cdot K}$ . Der verwendete SGS der Firma Misapor hat eine Korngröße von 10-25 mm und eine Schüttdichte von  $190 \frac{kg}{m^3} - 240 \frac{kg}{m^3}$ .

### 5.6.1.2 Blähglasgranulat (BGG)

Ebenso wie SGS ist BGG ein Recyclingstoff aus Altglas. Das Herstellungsverfahren ähnelt dem des SGS, mit dem entscheidenden Unterschied, dass nachdem das Altglas zerkleinert wurde, die Körner im Drehrohrföfen gesintert und aufgeschäumt werden. Am Ende liegt BGG als kleines, rundes und bruchfreies Granulat vor. [21]

Wie SGS ist auch BGG druckfest, hydrolyse- und langzeitstabil und hat eine permanente Temperaturbeständigkeit bis 95 °C.

Die effektive Wärmeleitfähigkeit von BGG beträgt bei trockenem Einbau und ohne Konvektion in der Schüttung  $0,07 \frac{W}{m \cdot K}$ . Das verwendete Material der Firma Dennert Poraver hat bei einer Korngröße von 2-4 mm eine Schüttdichte von  $170 \frac{kg}{m^3} - 210 \frac{kg}{m^3}$ .

### 5.6.1.3 Pyrogene Kieselsäure (PKS)

Grundlage dieses Dämmmaterials aus sehr feinem Pulver ist Siliciumtetrachlorid ( $SiCl_4$ ), welches mithilfe der Flammenhydrolyse zu Siliciumdioxid ( $SiO_2$ ) verändert wird. Primärteilchen aus  $SiO_2$  versintern zu Aggregaten. Beim Erstarren ergibt sich aus den Aggregaten eine kettenförmige Agglomeration, die hochporös ist und eine hohe spezifische Oberfläche aufweist. Aufgrund des geringen Porendurchmessers (Mittlere Porengröße unverpresster PKS: 13  $\mu m$ ) wird die Luftwärmeleitung vermindert. Zudem wird wegen der kleinen Kontaktflächen zwischen den Kieselsäureteilchen die Festkörperwärmeleitung reduziert. Während das Verdichten der PKS die Festkörperwärmeleitung erhöht, wird der Porendurchmesser und somit die Luftwärmeleitung weiter reduziert. Unverpresste PKS erreicht unter Atmosphärendruck eine Wärmeleitfähigkeit von  $0,029 \frac{W}{m \cdot K}$ , verpresste PKS erreicht  $0,02 \frac{W}{m \cdot K}$ . Bei einem Absolutdruck von 10 mbar erreicht verpresste PKS eine Wärmeleitfähigkeit von ca.  $0,004 \frac{W}{m \cdot K}$ . Neben der guten Dämmwirkung im Vakuum ist PKS gut verpressbar, chemisch und thermisch beständig sowie nicht toxisch. PKS ist leicht hydrophil.

Die im Versuch verwendete PKS ist HDK T30 der Firma Wacker. Die Stampfdichte, also die Schüttdichte nach Stampfen bzw. Rütteln des feinen Pulvers, wird von Wacker mit  $40 \frac{kg}{m^3}$  beziffert [20]. Die Verarbeitung von PKS sollte mithilfe von Handschuhen und Mundschutz aufgrund der extremen Staubentwicklung zum

Schutz der Gesundheit erfolgen. Die Einfüllung der PKS in die WDVS erfolgt mithilfe eines an einen Industriestaubsauger angeschlossenen Zyklonabscheiders.

#### 5.6.1.4 Aerogelmatten

Aerogele werden in einem speziellen Verfahren, dem sogenannten Sol-Gel-Verfahren, aus Kieselsäure – eine Sauerstoffsäure des Elements Silicium, welches aus Sand gewonnen wird – produziert. Hierbei wird nach der Gelierung der Kieselsäure das Wasser entfernt [26], sodass Siliciumdioxid ( $\text{SiO}_2$ ) entsteht. In Aerogelmatten werden Aerogelpulver in Fasermatten eingearbeitet. Zusätzlich kann ein Infrarottrübungsmittel wie Graphit zugesetzt werden, wie im Fall der verwendeten Aerogelmatten („Spaceloft grey“ bzw. „stadurwall“).

Die verwendeten Aerogelmatten weisen unverdichtet unter Atmosphärendruck Wärmeleitfähigkeiten von  $0,016 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$  –  $0,021 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$  auf. Nicht mehr auf dem deutschen Markt verfügbare Aerogelmatten einer früheren Generation werden in verdichtetem Zustand mit Wärmeleitfähigkeiten von  $0,013 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$  –  $0,017 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$  [24] angegeben. Im Vakuum wird die Luftwärmeleitung stark reduziert, sodass die Wärmeleitfähigkeit, wie in Abbildung 5-6 dargestellt, noch weiter sinkt. So beträgt die Wärmeleitfähigkeit bei einem Gesamtdruck von 10 mbar nur noch ca.  $0,004 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$ .

Mit der sehr geringen Wärmeleitfähigkeit der Aerogele sind wesentlich geringere Dämmstärken als unter Verwendung von SGS oder BGG umsetzbar. Zudem sind die Aerogelmatten hydrophob und diffusionsoffen sowie weich und flexibel, weshalb sie leicht zu verarbeiten sind. Die im Versuch verwendete Aerogelmatte „Spaceloft grey“ der Firma Stadur Aspen Aerogels (bezogen von der Firma Stadur Süd) hat im unverpressten Zustand eine Dichte von  $150 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ .

#### 5.6.1.5 Expandierte Perlite

Das zur Herstellung von Perlit verwendete Rohmaterial ist ein schmelzbares, glasartiges Vulkangestein mit eingeschlossenem Kristallwasser, das durch vulkanische Aktivitäten im Meer oder unter Eis entstanden ist. Das Rohmaterial wird gebrochen oder gemahlen und in speziellen Öfen auf ca.  $1.000^\circ\text{C}$  erhitzt. Dabei verdampft das eingeschlossene Wasser und bläht die Körner auf das 20-fache Volumen auf. Nachdem der Wasserdampf sich verflüchtigt hat bleiben Luft- bzw. Gaspartikel übrig. Die Art des Erstarrungsprozesses beeinflusst die innere Struktur sowie die Oberfläche des Korns.

Das untersuchte expandierte Perlit ist ein zellular expandiertes Vulkangestein mit dem Produktnamen Technoperl C1,5 der Firma Stauss Perlite GmbH, das durch ein spezielles Herstellungsverfahren eine gesteuerte Zellstruktur sowie eine reproduzierbare Materialqualität aufweist [27].

Die WLF liegt bei  $0,045 \frac{W}{m \cdot K} - 0,052 \frac{W}{m \cdot K}$  bei 11 °C bzw. 49 °C. Die Schüttdichte liegt bei  $53 \frac{kg}{m^3}$ .

Das untersuchte expandierte Perlit erweist sich bei Aufbringung einer Last als sehr brüchig, sodass der Einsatz in einem KWWS aufgrund des hydrostatischen Druckes in der Boden bzw. Seitendämmung als nicht geeignet eingestuft wird. Eine signifikante Verringerung der effektiven Wärmeleitfähigkeit auf unter  $0,03 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$  tritt erst in einem Druckbereich unterhalb von 10 mbar auf, der in einem WDVS aus Kunststoffdichtungsbahnen technisch nicht umsetzbar ist. Aus diesen Gründen wurde die Untersuchung dieses Dämmstoffes nicht weiter untersucht.

## **5.7 Experimentelle Untersuchung neuartiger Materialkombinationen aus Kunststoffdichtungsbahn und Wärmedämmmaterial für erdvergrabene Wärmedämm- Verbundsysteme**

Ziel dieser experimentellen Untersuchung ist es, geeignete Materialpaarungen aus den oben als geeignet eingestuften Kunststoffdichtungsbahnen und Wärmedämmstoffen zu finden. Folgende Aspekte sollen dabei untersucht werden:

Kunststoffdichtungsbahnen:

- Verarbeitbarkeit
- Herstellung eines vakuumdichten Behälters und Sicherstellung der Dichtigkeit
- Verhalten des Materials und des WDVS bei Evakuierung sowie hohen und tiefen Temperaturen
- Massenstromdichte von Wasserdampf durch Diffusion

Dämmmaterial:

- Verarbeitbarkeit
- Verhalten im WDVS bei und nach der Evakuierung sowie im Wasserbad
- Trockenhaltung durch regelmäßiges Evakuieren

Um diese Aspekte zu untersuchen, werden kleine vakuumdichte WDVS mit einer Kantenlänge von ca. 980 mm x 980 mm x 70 mm aus den zu untersuchenden Kunststoffdichtungsbahnen hergestellt und mit entsprechendem Dämmmaterial gefüllt. Der Versuchsbehälter erhält einen Vakuumflansch, der die Evakuierung mithilfe einer Vakuumpumpe ermöglicht und die Anschlusskabel von jeweils drei Feuchtigkeitssensoren<sup>42</sup> aus dem Innern des Paketes herausführt. Abbildung 5-8 zeigt das PE-HTR und PP-Paket gefüllt mit SGS beim Befüllen, Verschweißen und Evakuieren.

---

<sup>42</sup> Der DHT22-Sensor der Firma AOSONG besteht aus einem hygroskopischen Hygrometer und einem Thermistor [28]



**Abbildung 5-8:** links oben: PE-HTR Behälter gefüllt mit SGS 10/25; rechts oben: PE-HTR Behälter kurz vor anschweißen des Deckels; mitte links: angeschweißter ISO-KF DN25 Flansch aus Kunststoff und Kabel zum Anschluss der Feuchtigkeitssensoren; mitte rechts: evakuierter PP Behälter, Anschluß des Drucksensors über ein T-Stück; unten links: PP-Behälter befüllt mit SGS 10/75; rechts unten: Herstellung des PP Behälters mittels Extrusionsschweißgerät

### 5.7.1 Verarbeitbarkeit der Kunststofffolien

Sowohl die PE-HTR Folie als auch die PP-Folie sind sehr gut zur Verarbeitung geeignet. Grundsätzliche Unterschiede ergeben sich im Umformvermögen des Materials. Während die PE-HTR Folie bspw. mithilfe eines Heißluftfönes gut

verformbar ist, können mit dem PP Material bspw. nur sehr schwierig scharfe Kanten gebogen werden.

Das Verbinden beider Materialien erfolgt für lange und breite Nähte mit dem Extrusionsschweißgerät bzw. zum Heften oder Verschließen kleiner Löcher mit dem Handschweißgerät (Warmgasziehschweißen). Als Schweißdraht wird jeweils ein Endlosdraht mit einem Durchmesser von 4 mm aus PE bzw. PP Rundmaterial verwendet.

### **5.7.2 Herstellung eines vakuumdichten Behälters und Sicherstellung der Dichtigkeit**

Aufgrund der unterschiedlichen Flexibilität der Kunststoffe ergeben sich sowohl für den Versuchsbehälter als auch für ein größeres WDVS unterschiedliche Behälterkonstruktionen. Die PE-HTR Folie wird mit Hilfe eines Heissluftföns in einer Metallwanne ausgeformt und lediglich die eingeschnittenen Kanten sowie der flache Deckel mit dem Extrusionsschweißgerät verschweißt. Für den Behälter aus PP Folie werden Deckel, Boden und Seitenwände separat zurechtgeschnitten und nacheinander zu einem Quader zusammenschweißt. Die höhere Anzahl an Schweißnähten erhöht die Wahrscheinlichkeit einer Undichtigkeit. Generell ist bei der Herstellung der Behälter darauf zu achten, dass alle Flächen, die evakuiert werden oder an der Abdichtung beteiligt sind, mit fettlösendem Isopropanol gereinigt werden. Um einen vakuumdichten Behälter zu erhalten ist bei der Ausführung der Schweißnähte auf besondere Genauigkeit und Qualität zu achten. Anschließend wird das mit Dämmmaterial gefüllte Paket auf Dichtheit geprüft. Dies erfolgt im ersten Schritt durch einsprühen von technischem Stickstoff bis auf leichten Überdruck des Paketes. Mithilfe einer Spülmittellösung sind größere Leckagen an der Blasenbildung sehr schnell zu erkennen. Nach Reparatur erfolgt anschließend die Evakuierung des Pakets bei konstanter Paket- und Raumtemperatur auf ca. 50 mbar, um über eine Zeit von ca. 3 h den Druckanstieg im Paket zu messen. Sind aufgrund des Druckanstiegs weitere Undichtigkeiten zu vermuten, sollte für die nächste Dichtheitsprüfung das WDVS weitgehend getrocknet sein und im Paketinnern sollte eine niedrige relative Luftfeuchtigkeit von 5 - 10 % herrschen. Um dies zu erreichen wird das Paket mehrmals hintereinander mit trockenem Stickstoff gefüllt, in einem Wärmeschrank auf hohe Temperaturen von 60 - 80 °C erwärmt und anschließend evakuiert. Dadurch ist es möglich, dass sich ein Großteil der am Füllmaterial anhaftenden Wassermoleküle an den Stickstoff binden und sich somit von der Vakuumpumpe absaugen lassen. Anschließend wird das evakuierte WDVS<sup>43</sup> in ein

---

<sup>43</sup> Unterdruck gemäß der Dampfdruckkurve so wählen, dass bei der vorherrschenden Temperatur das Wasser in jedem Fall verdampft

Wasserbad gleicher Temperatur getaucht. Tritt Wasser durch eine Leckage in das WDVS ein, würde die relative Luftfeuchtigkeit durch die Verdampfung des Wassers im Vakuum innerhalb des betrachteten Zeitraums sehr schnell ansteigen. Steigt die relative Luftfeuchtigkeit im Paket nicht an, so ist sichergestellt, dass das untersuchte WDVS gegenüber flüssigem Wasser undurchlässig ist.

### 5.7.3 Verhalten der verarbeiteten Kunststoffdichtungsbahnen bei Evakuierung sowie bei hohen und tiefen Temperaturen

Wie in Abbildung 5-10 an den Testpaketen gefüllt mit SGS zu erkennen, verformt sich durch das Evakuieren sowohl die PE-HTR als auch die PP-Folie stark und legt sich dicht an die einzelnen SGS-Körner an.



**Abbildung 5-9: Oberfläche des PE-HTR Pakets(links) und des PP Pakets (rechts) nach mehreren Evakuierungsvorgängen**

Durch die Evakuierung wird der SGS verdichtet. Dieser Prozess ist begleitet mit einem deutlich zu vernehmenden mahlenden Geräusch, das mit einem Brechen der SGS-Körner assoziiert wird. Späteres Öffnen des Pakets zeigt allerdings, dass die einzelnen SGS Körner dem Druck standgehalten haben und die physikalische Struktur des Materials weitgehend erhalten blieb.

Die Oberfläche des PP Pakets zeigt nach mehreren Evakuierungsvorgängen und längeren Zeitintervallen in heißem Wasser im Gegensatz zur PE-HTR Folie Farbänderungen an Stellen sehr starker Zugbelastung wie bspw. entlang scharfer Kanten oder an den Kontaktstellen zwischen SGS-Korn und Folie. Dies deutet auf eine Materialveränderung durch „Fließen“ des Kunststoffes hin und bedeutet eine Materialschwächung.

Mit abnehmender Temperatur sinkt die Schlagfestigkeit von Kunststoff und weist eine geringere Elastizität auf. Da dieses Verhalten v.a. für die PP-Folie bekannt ist, wurde das Paket auch in kaltem Wasser von 1 °C evakuiert und getestet. Es konnten allerdings keine zusätzlichen Versprödungserscheinungen oder erhöhte Leckagen festgestellt werden.



Um Spannungsspitzen zwischen SGS und Kunststoff zu reduzieren, wäre es möglich, ein Schutzfließ zwischen Dämmung und Abdichtungsbahn zu verlegen. Den Herstellerunterlagen ist zu entnehmen, dass die Belastungsgrenze des Kunststoffes bei erhöhten Temperaturen stark abnimmt. Eine offensichtliche Veränderung beider Folien nach einer Zeitdauer von 2 Wochen in heißem Wasser von 80 °C war nicht zu beobachten.

#### **5.7.4 Bestimmung der Massenstromdichte von Wasserdampf durch die Kunststoffdichtungsbahn sowie Trockenhaltung der Dämmung durch regelmäßiges Evakuieren**

Die Durchfeuchtung des WDVS soll im Betrieb des KWWS verhindert werden. Zum einen besteht die Möglichkeit zwischen Speicherwasser und Dämmschicht eine Kunststoffdichtungsbahn aus Verbundfolie mit Metalleinlage einzusetzen. Zum anderen ist es möglich das WDVS aus kostengünstiger Kunststoffdichtungsbahn herzustellen und den eindringenden Wasserdampf über regelmäßiges evakuieren mittels Vakuumpumpe auszutragen. Zur Abschätzung der Laufzeit einer Vakuumpumpe zur Trockenhaltung eines realen WDVS ist es notwendig die Massenstromdichte des Wasserdampfes unter realen Bedingungen zu kennen. Aus diesem Grund wird ein mit Wasser gefüllter, beheizbarer Behälter eingesetzt, in den die zu untersuchenden WDVS unter Wasser eingespannt und evakuiert werden. Abbildung 5-10 zeigt links die regelbare Heizplatte und rechts den Wärmedämmten Behälter zur Aufnahme der Pakete. Die Wassertemperatur in den Versuchen beträgt schrittweise 40, 60 und 80 °C.

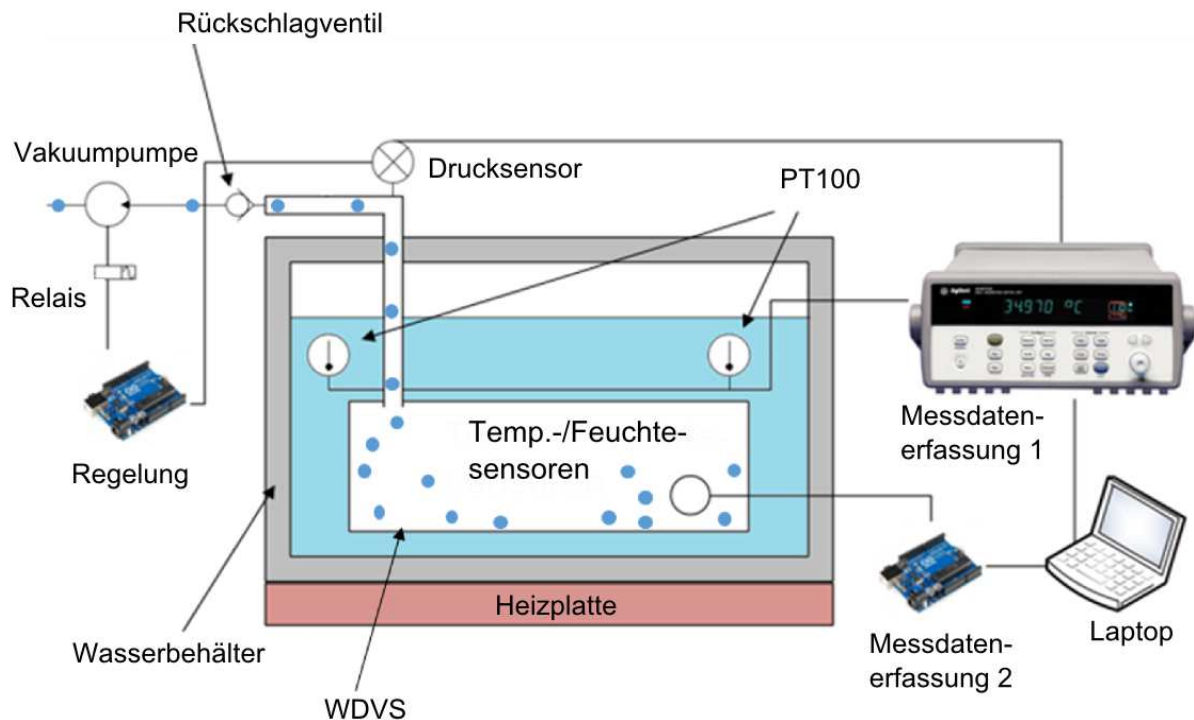


**Abbildung 5-10: links: regelbare Heizplatte mit 2000 W Leistung; rechts: Wasserbehälter mit Wärmedämmung aus expandiertem Polystyrol an den Seitenwänden und Mineralwolle auf dem Deckel**

Eine kontinuierliche Messdatenaufzeichnung des Paketinnendrucks, der Paketinnentemperatur und -feuchtigkeit sowie der Badtemperatur, ermöglichte es,

die diffundierte Wasserdampfmenge zu berechnen. Dazu wurde wahlweise über eine druck- oder feuchtegesteuerte Hystereseregulierung eine Vakuumpumpe an- bzw. ausgeschaltet mit dem Ziel, die relative Luftfeuchtigkeit im Innern des Pakets so zu kontrollieren, dass kein Wasser in der Dämmung kondensiert.

Nach Gleichung (5-12) nimmt die Teilchendichte durch die Dampfdiffusion im WDVS zu, weshalb bei konstanter Temperatur auch der Druck im WDVS ansteigt. Mit Zunahme der Wasserteilchen steigt der Partialdruck des Wasserdampfes und somit die relative Luftfeuchtigkeit, wie durch Gleichung (5-7) deutlich wird. Das bedeutet, dass die Größe des Druckanstiegs ein Indiz für die Menge des diffundierten Wasserdampfes ist, sofern der Anteil am Druckanstieg durch Leckage bekannt ist. Gemäß Abschnitt 5.2.1 kondensiert Wasser erst mit Erreichen des Sättigungsdampfdrucks. Wird der Druck im WDVS unterhalb dieser Grenze eingeregelt, wird sichergestellt, dass der diffundierte Wasserdampf nicht kondensiert. In Abbildung 5-11 ist der schematische Versuchsaufbau abgebildet:



**Abbildung 5-11: Schematischer Versuchsaufbau**

Ein Rückschlagventil verhindert, dass während dem Stillstand der Vakuumpumpe Luftmoleküle durch die Vakuumpumpe in das System eindringen. Über ein Kugelhahnventil ist es möglich, das Paket mit Stickstoff zu spülen. Die am WDVS angebrachten vakuumdichten Kabeldurchführungen erlauben die Auswertung der Feuchte- und Temperatursensoren im Innern des Paketes. Der Drucksensor erfasst den Druck des Gesamtsystems.

Die Messdatenerfassung erfolgt für den Drucksensor und die Temperaturfühler im Wasserbad mithilfe des Digitalmultimeters 34972A der Firma Keysight. Die Erfassung der Feuchtigkeits- und Temperaturwerte im WDVS erfolgt mithilfe der digitalen Sensoren DHT22 der Firma AOSONG und dem Messdatenerfassungssystem Arduino UNO Board. Mithilfe des Arduino UNO Boards ist es möglich, abhängig vom Druck oder abhängig von der Feuchtigkeit im Paket ein Relais zu schalten, das die Vakuumpumpe aktiviert oder deaktiviert.

### **5.7.5 Durchführung und grafische Auswertung der Versuche**

Zwei Versuchspakete bestehend aus der PE-HTR und der PP Folie werden zur Berechnung der Massenstromdichte von Wasserdampf in Anlehnung an die reale Einbausituation in einem KWWS hergestellt und bei jeweils 40°C, 60°C und 80°C im Wasserbehälter getestet. Dazu werden die Pakete im Voraus mit Stickstoff getrocknet, evakuiert und vollständig unter Wasser im Wasserbehälter arretiert. Die Hystereseregulierung der Vakuumpumpe wird mit Hilfe der Dampfdruckkurve, dem Paketinnendruck und der Pakettemperatur so eingestellt, dass in keinem Fall eine Luftfeuchtigkeit von 100% erreicht wird. Der in Abbildung 5-12 abgebildete Messdatenverlauf wurde für ein Paket aufgezeichnet, das aus der PE-HTR Folie, gefüllt mit SGS besteht. Die Wassertemperatur beträgt 80 °C, die Reglergrenzen für das An- bzw. Ausschalten der Vakuumpumpe betragen 150 mbar bzw. 195 mbar. Die relative Luftfeuchtigkeit korreliert mit dem Paketdruck und bewegt sich zwischen 23 % und 32 %.

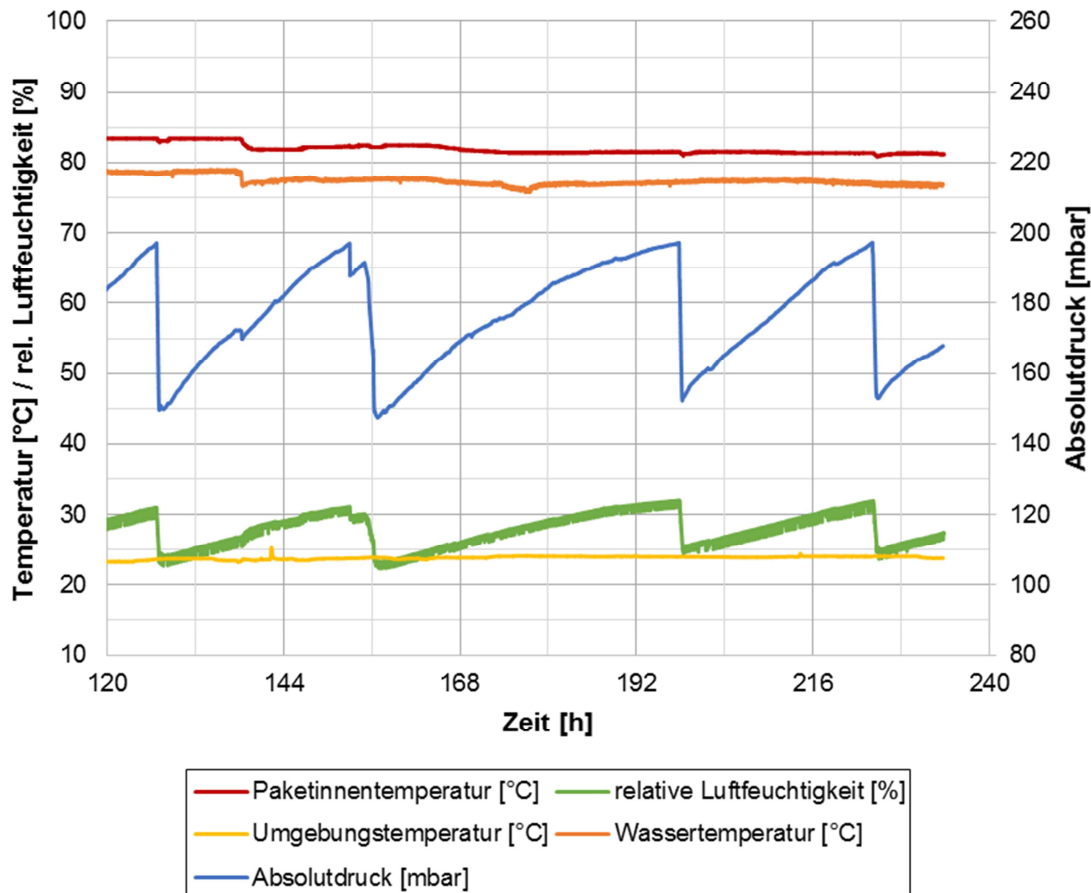


Abbildung 5-12: Messdatenverlauf während der Trockenhaltung eines WDV

Die Temperaturdifferenz zwischen Wasserbadtemperatur und Paketinnentemperatur resultiert daraus, dass das Paket das Wasserbad in eine obere und unter Hälfte unterteilt, dadurch Konvektionsvorgänge minimiert und somit keine vollständig homogene Temperatur im Wasserbad erreicht werden konnte. Der Temperatursensor liegt im oberen Teil des Wasserbades. Deutlich zu erkennen sind die vier Pumpvorgänge anhand der plötzlichen Reduktion des Drucks. Es ist ein linearer Zusammenhang zwischen Druck und Luftfeuchtigkeit zu erkennen.

Die Versuche zeigen, dass es grundsätzlich möglich ist WDV aus nicht vollständig diffusionsdichten Kunststoffdichtungsbahnen herzustellen und mittels regelmäßigen Evakuierens trocken zu halten.

Zur Erklärung des Zusammenhangs der Verläufe von Druck und relativer Luftfeuchtigkeit eignet sich die nach der relativen Luftfeuchtigkeit umgeformte Gleichung (5-8):

$$\varphi = \frac{p_G}{p' \cdot \left( \frac{0,622}{x} + 1 \right)} \quad (5-15)$$

Unter der Annahme, dass der Dampfgehalt  $x$  bzw. das Mischungsverhältnis von Wasser- und Luftteilchen  $N_w/N_l$  nach der Evakuierung des WDV dasselbe wie zu

Beginn ist, gilt Gleichung (5-16). Hierbei wird vorausgesetzt, dass die Dauer des Pumpvorgangs klein ist, so dass die Diffusion von Wasserteilchen in dieser Zeit vernachlässigt werden kann.

$$x = \frac{m_w}{m_l} = \frac{M_w}{M_l} \cdot \frac{N_w}{N_l} = \text{const.} \quad (5-16)$$

mit

$$M_w = M_l = \text{const.}$$

und

$m_w$	Masse des Wassers	[kg]
$m_l$	Masse der trockenen Luft	[kg]
$M_w$	Molmasse des Wassers	[kg/mol]
$M_l$	Molmasse der trockenen Luft	[kg/mol]
$N_w$	Teilchenanzahl des Wassers	[mol]
$N_l$	Teilchenanzahl der trockenen Luft	[mol]

Neben dem Dampfgehalt  $x$  wird auch die Temperatur und somit der Sättigungsdampfdruck  $p'$  als konstant angenommen. Infolgedessen ist die relative Luftfeuchtigkeit direkt proportional zum Gesamtdruck  $p_G$  im WDVS.

Das leicht degressive Verhalten der relativen Luftfeuchtigkeit gegenüber dem Druckverlauf während des Druckanstiegs in Abbildung 5-12 resultiert aus dem mit steigender relativer Luftfeuchtigkeit abnehmenden Partialdruckgefälle des Wasserdampfes  $\partial p_d$  in Gleichung (5-10) zwischen Außen- und Innenseite der Kunststoffdichtungsbahn. Je kleiner das Partialdruckgefälle wird, desto weniger Wasserdampf dringt in das Innere des Paketes ein und desto langsamer steigt die relative Feuchtigkeit an.

Zu Beginn des Versuches liegt im Paketinnern ein Gasgemisch aus Luft und Wasserdampf vor. Mit jedem Pumpvorgang verringert sich der Luftanteil bis schließlich nur noch Wasserdampf in der Paketatmosphäre vorliegt. Geht der Dampfgehalt  $x$  gegen Unendlich, so strebt die durchschnittliche relative Luftfeuchtigkeit gegen den Quotienten aus  $p_G$  und  $p'$ .

### 5.7.6 Rechnerische Auswertung der Versuche

Zur Ermittlung der Massenstromdichten des Wasserdampfes werden die Verläufe der relativen Luftfeuchtigkeit, der Paketinnentemperatur und des Drucks aus den Messreihen bei unterschiedlichen Wasserbadtemperaturen für das PE-HTR und das PP Paket herangezogen. Das Ende einer Evakuierung wird als Anfangszustand ( $t_1$ ) und der Beginn der nächsten Evakuierung als Endzustand ( $t_2$ ) definiert.

Zur Auswertung werden nur Zeitintervalle herangezogen, in denen die Messdaten keine ungewöhnlichen Verläufe aufweisen d.h. Wasserbad-, Umgebungs- und Paketinnentemperatur konstant sind und zwischen Anfangs- und Endzustand die relative Luftfeuchte sowie der Druck ansteigen.

Für die Berechnung der Massenstromdichte von Wasserdampf wird Gleichung (5-2) herangezogen und nach der Masse des Wassers  $m_w$  umgestellt. Unter Berücksichtigung des Zeitintervalls ( $t_2 - t_1$ ) zwischen Anfangs- und Endzustand und der Oberfläche  $A_{WDVS}$  des WDVS gilt demnach für die Massenstromdichte  $\hat{m}$  folgende Gleichung.

$$\hat{m} = \frac{(m_{l,2} \cdot x_2) - (m_{l,1} \cdot x_1)}{(t_2 - t_1) \cdot A_{WDVS}} \quad (5-17)$$

mit

$m_{l,1}$	Masse der trockenen Luft zum Zeitpunkt $t_1$	[kg]
$m_{l,2}$	Masse der trockenen Luft zum Zeitpunkt $t_2$	[kg]
$t_1$	Zeit zum Beginn einer Messung	[s]
$t_2$	Zeit am Ende einer Messung	[s]
$x_1$	Dampfgehalt zum Beginn der Messung	[-]
$x_2$	Dampfgehalt am Ende der Messung	[-]
$A_{WDVS}$	Oberfläche des Wärmedämmverbundsystems	[m <sup>2</sup> ]

Die Dampfgehalte  $x_1$  und  $x_2$  werden mithilfe der gemessenen relativen Luftfeuchtigkeiten über Gleichung (5-8) bestimmt. Die ebenso benötigten Sättigungsdampfdrücke folgen aus Gleichung (5-1) in Abhängigkeit von der WDVS-Innentemperatur. Die vom Wasserdampf durchdrungene Fläche  $A_{WDVS}$  wird am Testpaket ausgemessen. Die Masse der trockenen Luft  $m_l$  im WDVS folgt aus der Dichte der trockenen Luft  $\rho_l$  und dem Volumen  $V_l$  der trockenen Luft.

$$m_l = \rho_l \cdot V_l \quad (5-18)$$

mit

$$\rho_l = \frac{p_l}{R_s \cdot T} \quad (5-19)$$

Das Volumen der trockenen Luft  $V_l$  bildet sich wiederum aus dem Volumen des WDVS  $V_{WDVS}$ , das anhand der Wasserverdrängung des evakuierten WDVS im Wasserbehälter bestimmt wird, und dem Hohlraumvolumenanteil der jeweiligen Schüttung  $\psi$  im Paket.

$$V_l = V_{WDVS} \cdot \psi \quad (5-20)$$

$p_l$	Partialdruck der trockenen Luft	[Pa]
$R_s$	Spezifische Gaskonstante <sup>44</sup>	[J/(kg·K)]
$T$	Temperatur	[K]
$V_{WDVS}$	Volumen des WDVS	[m <sup>3</sup> ]
$\psi$	Hohlraumvolumenanteil	[-]

Der Partialdruck der trockenen Luft  $p_l$  ergibt sich aus der Differenz des gemessenen Gesamtdruckes  $p_G$  im Paket und dem Partialdruck des Wasserdampfes  $p_d$  bestimmt mit Gleichung (5-7).

Tabelle 5-5 stellt die berechneten Massenstromdichten  $\hat{m}$  für die jeweiligen Kunststoffdichtungsbahnen und Temperaturen gegenüber.

**Tabelle 5-5: Gegenüberstellung der berechneten Massenstromdichten  $\hat{m}$  in [g/(m<sup>2</sup>·d)] unter realen Einsatzbedingungen in einem WDVS für die PE- HTR Folie, die PP-Folie sowie einer HDPE-Folie**

Temperatur	$\hat{m}$ in g/(m <sup>2</sup> ·d) für PE-HTR Folie	$\hat{m}$ in g/(m <sup>2</sup> ·d) für PP-Folie	$\hat{m}$ in g/(m <sup>2</sup> ·d) für HDPE-Folie nach [4]
40 °C	0,005	0,03	< 0,25
60 °C	0,045	0,06	≈ 0,25
80 °C	0,240	0,28	≈ 1

Es ist zu erkennen, dass die Massenstromdichten der PE-HTR Folie in allen Fällen leicht unterhalb der Massenstromdichten der PP-Folie liegen und die PE-HTR Folie somit geringfügig besser abschneidet. Wiederholende Messungen zeigen eine gute Reproduzierbarkeit der Werte.

Eine große Diskrepanz liegt quantitativ im Vergleich zu den Literaturwerten vor. Die großen Unterschiede sind v. a. auf die unterschiedlichen Messverfahren und die nicht identischen Materialproben zurückzuführen. So wurde zum Erhalt der in der Literatur angegebenen Werte konstante Wasserdampfpartialdrücke aufgeprägt und die diffundierte Wasserdampfmasse gravimetrisch gemessen. Weiterhin erfolgt die Messung bei höheren Partialdruckgefällen, da die Probe zwischen Wasser und einem Raum mit einer relativen Luftfeuchtigkeit von 0 – 2 % eingespannt ist. Bei dem im Rahmen dieser Studie durchgeführten Verfahren beträgt die relative Luftfeuchtigkeit zwischen 30 % und 40 %.

<sup>44</sup> Spezifische Gaskonstante für trockene Luft  $R_s = 287,058 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

### 5.7.7 Verarbeitbarkeit der Dämmstoffmaterialien

SGS und BGG sind als schüttfähige Dämmstoffe grundsätzlich sehr gut zur Verarbeitung in einem WDVS geeignet. Wie der Bau des KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen gezeigt hat, lässt sich SGS in Big Bags oder als loses Schüttgut mit dem LKW anliefern und mithilfe von Baustellengeräten wie bspw. Schaufelladern gleichmäßig verteilen. Die Verdichtung mithilfe einer Rüttelplatte ist zu empfehlen. Große Korngrößen (70 mm) führen im WDVS allerdings zu größeren Lufttaschen, die bei der Evakuierung die Kunststoffdichtungsbahn stark verformen lassen und unter Umständen die Schweißnähte stark belasten. BGG lässt sich aufgrund der Kugelform mit einem Silofahrzeug anliefern und mithilfe von Druckluft direkt in die WDVS einblasen. Aufgrund der kleineren Korngröße (max. 8 mm) lassen sich die Ecken der WDVS gut ausfüllen und große Hohlräume vermeiden. SGS und BGG sollten grundsätzlich trocken eingebaut werden. Der entstehende Staub besteht hauptsächlich aus Glasabrieb und lässt sich bspw. problemlos absaugen.

Die Aerogelmatten werden als Rollmaterial angeliefert und sind in ihrer Geometrie dem jeweiligen WDVS anzupassen. Aufgrund der faserigen Struktur der Matte empfiehlt sich das zerschneiden mit einem Teppichmesser bzw. einer Säge. Die Staubentwicklung bei der Verarbeitung ist groß. Haut- und Augenkontakt sowie Inhalation sollte vermieden werden. Laut Hersteller wird das Produkt als textilgradig und nicht karzinogen eingestuft [29]. Die Aerogelmatten lassen sich in mehreren Lagen übereinander verlegen und anschließend leicht verdichten, sodass für eine bestimmte zu gewährleistende Dämmhöhe mehr Material vorgesehen werden sollte. Die Aerogelmatten sind stark hydrophob.

PKS ist aufgrund der kleinen Korngröße pulverartig und entwickelt bei der Verarbeitung sehr viel Staub, der weder in Berührung mit Schleimhäuten kommen noch in größeren Mengen eingeatmet werden sollte. Die Befüllung des WDVS erfolgt aufgrund der Pulverform mithilfe eines Zyklonabscheiders, angetrieben durch den Luftzug eines Industriestaubsaugers. PKS lässt sich nach dem Befüllen noch stark verdichten. Da ein Befüllen mit Hilfe des Zyklonabscheiders aber nur in geschlossenen WDVS funktioniert, ist ein anschließendes Verdichten und entsprechendes Auffüllen nicht ohne weiteres möglich. D. h. es kommt bei der Evakuierung wiederum zu starken Verformungen der Kunststoffdichtungsbahn und entsprechender Belastung der Schweißnähte. Ein verdichtetes Einbringen von PKS in ein WDVS mithilfe von Zyklonabscheidung ist nicht möglich. PKS ist leicht hydrophil.



### 5.7.8 Verhalten des Dämmmaterials im WDVS bei und nach der Evakuierung sowie im Wasserbad

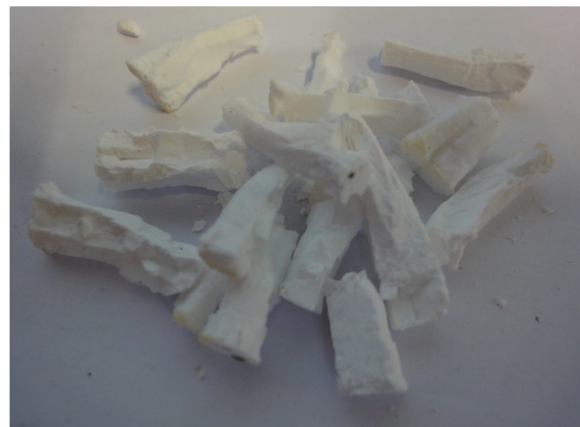
Bei der erstmaligen Evakuierung wird der SGS verdichtet. Dieser Prozess ist begleitet mit einem deutlich zu vernehmenden mahlenden Geräusch, das mit einem Brechen der SGS-Körner assoziiert wird. Späteres Öffnen des Pakets zeigt allerdings, dass die einzelnen SGS Körner dem Druck standgehalten haben und die physikalische Struktur des Materials weitgehend erhalten blieb. An den Kontaktstellen der einzelnen SGS Körner ist leichter Abrieb und somit eine leichte Abflachung zu erkennen.

Die Evakuierung eines mit BGG gefüllten WDVS verläuft ohne Auffälligkeiten.

Im KWWS treten bei einer angenommenen Wassersäule von 10 m und einem Absolutdruck von 100 mbar im WDVS eine Druckspannung von ca. 188 kPa auf. Diese liegt noch unterhalb des Bemessungswertes der Druckspannung für SGS<sup>45</sup> von 200 kPa und weit unter der Kornfestigkeit von BGG von 1,9 MPa [17]. Eine Materialveränderung von SGS und BGG zwischen vor und nach den durchgeführten Versuchen war nicht festzustellen.

PKS wird durch das Evakuieren des Paketes um etwa die dreifache Wärmedämmdicke verdichtet. Um eine vorgegebene Wärmedämmdicke in einem WDVS zu erreichen, muss also die dreifache Menge an PKS eingesetzt werden.

Abbildung 5-13 zeigt den Zustand der PKS im WDVS nach Evakuierung und Exposition im Wasserbad.



**Abbildung 5-13: PKS nach Evakuierung und Exposition im Wasserbad**

Die pyrogene Kieselsäure ist zu etwa 1 bis 10 mm großen „Stiften“ verpresst. Diese weisen eine spröde Struktur auf und zerfallen beim Zermahlen in kleinere, kompakte Bruchstücke. Es ist zu vermuten, dass bei der Belüftung d. h. Volumenzunahme des

---

<sup>45</sup> Misapor 10/75

WDVS die verpresste PKS zu unten abgebildeten einzelnen Stiften zerfallen ist. Durch Zermahlen ist es nicht möglich den äußerst feinkörnigen Ausgangszustand der PKS wiederherzustellen.

## 5.8 Kostenreduktion des Speicherhüllenaufbaus des KWWS

Neben den beschriebenen Materialuntersuchungen in den Abschnitten 5.5 und 5.6 hinsichtlich der Materialeignung verschiedener Kunststoffdichtungsbahnen und Dämmstoffe, wurde eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung des Gesamtsystems zur Reduktion der Gesamtkosten des Wärmedämmsystems eines KWWS durchgeführt. Hierfür wurden die realen Speicherabmessungen, Dämmstärken und Speichertemperaturen des KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen übernommen und mehrere Varianten betrachtet. Grundsätzlich wird der (Vakuum-) Dämmstoff vakuumdicht in einem WDVS eingepackt und mithilfe regelmäßigen Evakuierens trocken gehalten. Je nach eingesetzter Folie ergeben sich durch Diffusionsprozesse unterschiedliche Wasserdampf-, und Luftmassenströme. Eine angenommene Leckrate berücksichtigt bei der Herstellung nicht vermeidbare Leckagen durch Schweißnähte und kleinere Undichtigkeiten.

Dadurch variieren je nach eingesetzter Kunststoffdichtungsbahn und Dämmmaterial die jährlichen Kosten für das Aufrechterhalten des Unterdrucks. Ebenfalls variieren die berechneten Wärmeverluste sowie die Aushubkosten für den Speicher.

Tabelle 5-6 listet die untersuchten Materialkombinationen aus Dämmstoff und Kunststoffdichtungsbahn für den Einsatz als WDVS in einem KWWS für die folgende Kostenvergleichsrechnung auf.

**Tabelle 5-6: Ausführungsvarianten des WDVS für einen KWWS als Kombinationen aus Kunststoffdichtungsbahn und Dämmmaterial für die Kostenvergleichsrechnung**

Eingesetzte Kunststoffdichtungsbahn	SGS + BGG	SGS	BGG	Aerogelmatten	PKS
PE-HD – Al - PE-HD	nicht evakuiert	-	-	-	-
PE-HTR Folie	-	evakuiert	evakuiert	evakuiert	evakuiert
PP-Folie	-	evakuiert	evakuiert	evakuiert	evakuiert

### 5.8.1 WDVS ohne Unterdruck

Grundsätzlich sind SGS, BGG und Aerogelmatten für einen Einsatz in einem WDVS ohne Unterdruck geeignet. Allerdings ist es, wie am Beispiel des KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen festgestellt werden musste, trotz Einsatz einer

Kunststoffdichtungsbahn aus Verbundfolie zur Reduktion der Wasserdampfpermeation nicht möglich, den Dämmstoff über längere Zeit trocken zu halten. Die effektive Wärmeleitfähigkeit der durchfeuchteten Dämmung steigt stark an. Eine Ausführung des WDVS ohne Unterdruck wird somit nicht als sinnvoll erachtet und aus diesem Grund in der folgenden Kostenvergleichsrechnung nicht weiter beachtet.

### **5.8.2 WDVS mit technisch schwierig handhabbarem Vakuum hoher Güte**

Wie die in 5.7 dokumentierten Versuche zeigen, ist es nicht möglich mit überschaubarem Fertigungsaufwand ein WDVS herzustellen, das dicht genug ist, technisch schwierig handhabbares Vakuum hoher Güte, sogenanntes Feinvakuum von ca. 0,01 – 1 mbar zu realisieren. Da reine expandierte Perlite als Wärmedämmstoff nur in diesem Druckbereich große Vorteile gegenüber anderen Wärmedämmstoffen besitzen und als unvermischt eingesetztes Material der hohen Druckbelastung in einem WDVS nicht standhalten, wird diese Variante in der Kostenvergleichsrechnung ebenfalls nicht weiter betrachtet.

### **5.8.3 WDVS mit leichtem Unterdruck**

Die Realisierung eines WDVS mit leichtem Unterdruck (ca. 300 mbar) ist prinzipiell möglich. Wie Abbildung 5-1 allerdings zu entnehmen ist, liegt eingedrungene Feuchtigkeit bei diesem Druck erst bei mittleren Paketinnentemperaturen von über 70 °C dampfförmig vor. Dies schließt eine Dämmstofftrocknung mittels Vakuumpumpe aus. Aus diesem Grund wurden diese Varianten in der Kostenvergleichsrechnung ebenfalls nicht weiter betrachtet.

### **5.8.4 WDVS mit technisch einfach handhabbarem Vakuum**

Wie die in 5.7 dokumentierten Versuche zeigen, ist es möglich WDVS mit technisch einfach handhabbarem Grobvakuum von 5 -100 mbar herzustellen und zu betreiben. Dieser Druckbereich bietet je nach eingesetztem Dämmstoff drei unterschiedliche Vorteile: In diesem Druckbereich ist es möglich eingedrungene Feuchtigkeit mithilfe der Vakuumpumpe aus dem Dämmstoff auszutragen. Mögliche Luftkonvektionsbewegungen in Dämmstoffschüttungen von SGS und BGG sind in diesem Druckbereich vollständig unterdrückt. Die Vakuumdämmstoffe Aerogelmatten und PKS verzeichnen, wie Abbildung 5-6 zu entnehmen ist, in diesem Druckbereich einen signifikanten Rückgang der effektiven WLF. In der Kostenvergleichsrechnung

wurden aus diesen Gründen alle WDVS bei technisch einfach handhabbarem Vakuum untersucht.

### 5.8.5 Erläuterungen zur Kostenvergleichsrechnung

Für die Kostenvergleichsrechnung werden die Investitionskosten für die jeweilige Wärmedämmung, die jeweilige Kunststoffdichtungsbahn, Vakuumpumpe und die Vakuumperipherie mit einbezogen. Außerdem beinhaltet die Kostenvergleichsrechnung die Betriebskosten für die Vakuumpumpe und die Wärmeerzeugung zur Deckung der Wärmeverluste des gesamten KWWS. Weiterhin werden die Kosten für den Erdaushub berücksichtigt, der zusätzlich zum reinen Speichervolumen durch die Wärmedämmung erforderlich ist. Ausgelegt werden die Kosten für einen Betriebszeitraum von 40 Jahren. Als geometrische Referenz wird das in Eggenstein-Leopoldshafen realisierte WDVS ausgewählt. Als rechnerische Referenz wird trockener SGS angenommen, da SGS im Vergleich der untersuchten Dämmstoffe die höchste Wärmeleitfähigkeit aufweist.

Zur Bestimmung der Wärmeverluste bzw. der temperaturabhängigen Wärmeleitfähigkeiten sowie zur Bestimmung der temperaturabhängigen Massenstromdichten des eindiffundierenden Wasserdampfes der jeweiligen WDVS, wird der KWWS in fünf Bereiche eingeteilt und monatliche durchschnittliche Speichertemperaturen angenommen. Bei der Betrachtung evakuierter WDVS wird von einer vollständigen Trocknung des Dämmstoffes ausgegangen. Bei den Vakuumdämmstoffen wird zusätzlich die Reduktion der Wärmeleitfähigkeit durch Unterdruck bestimmt<sup>46</sup>.

Die Berechnung der zum Systemvergleich notwendigen äquivalenten Wärmedämmstärken  $s_{\ddot{a}q,DM}$  [m] der unterschiedlichen Dämmstoffe, wird auf Basis der jährlichen Wärmeverluste sowie der verbauten Dämmstärken des KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen nach Gleichung (5-21) durchgeführt.

$$s_{\ddot{a}q,DM} = s_0 \cdot \frac{\lambda_{eff,DM}}{\lambda_{eff,0}} \quad (5-21)$$

mit

$s_0$	Dämmstärke der Referenz (SGS)	[m]
$\lambda_{eff,DM}$	Effektive Wärmeleitfähigkeit des Dämmstoffs	[W/(m·K)]
$\lambda_{eff,0}$	Effektive Wärmeleitfähigkeit der Referenz (SGS)	[W/(m·K)]

---

<sup>46</sup> Angenommene durchschnittliche WLF bei durchschnittlicher mittlerer Temperatur in der Dämmung von 30 °C und 20 mbar: BGG:  $0,07 \frac{W}{m \cdot K}$ , SGS:  $0,1 \frac{W}{m \cdot K}$ , PKS:  $0,015 \frac{W}{m \cdot K}$  [31], Aerogelmatten:  $0,005 \frac{W}{m \cdot K}$

Mithilfe der äquivalenten Wärmedämmstärke werden die Investitionskosten für die benötigten Wärmedämmstoffe (vgl. Tabelle 5-4) sowie die Kosten für den zusätzlichen Erdaushub<sup>47</sup> berechnet.

Die Wärmeverluste des KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen werden rechnerisch mit einem Gas-Wärmeerzeuger ausgeglichen. Für die Berechnung der Kosten zur Wärmeerzeugung wird ein Gaspreis von 3,61 Cent/kWh angenommen [30].

Die Investitionskosten für die Kunststoffdichtungsbahn ergeben sich entsprechend der benötigten Oberfläche des jeweiligen WDVS nach berechneter äquivalenter Wärmedämmstärke. Die Materialkosten der Kunststoffdichtungsbahnen sind Tabelle 5-3 zu entnehmen<sup>48</sup>.

Für die Investitionskosten der Vakuumpumpe und der Vakuumperipherie werden für zwei trockenlaufende Schrauben-Vakuumpumpen jährliche Kosten von 819,83 €/a über eine Betriebszeit von 40 Jahren angenommen. Zusätzlich werden Wartungskosten von 500 €/a veranschlagt. Die Vakuumperipherie besteht aus 30 Drucksensoren, die 92,90 €/Stück kosten, sowie aus Druckschläuchen mit einer Gesamtlänge von 1.500 m und 3,58 €/m. Demnach betragen die jährlichen Kosten für die Vakuumperipherie 203,93 €/a.

Die Betriebskosten setzen sich aus den Stromkosten und dem Stromverbrauch der Vakuumpumpe zusammen. Der Stromverbrauch der Vakuumpumpe ergibt sich aus einer angenommenen Leistung von 3 kW und der Betriebsdauer der Vakuumpumpe. Diese ergibt sich aus dem Saugvolumen der Vakuumpumpe von  $V_{Saug} = 30 \text{ m}^3/\text{h}$ <sup>49</sup> und der Gasmasse, die in das WDVS eindringt. Diese berechnet sich wiederum aus dem durch die Kunststoffdichtungsbahn eindringenden Wasserdampf (auf Seite des Speicherwassers), der durch die Kunststoffdichtungsbahn eindringenden Luftmasse (auf Seite des Erdreiches) und dem Luftmassenstrom, der durch nicht ideal ausgeführte Schweißnähte und Abdichtungen eindringt. Die für die Kostenvergleichsrechnung angenommene Leckrate beträgt in Anlehnung an die Leckageprüfungen der in Abschnitt 5.7 beschriebenen WDVS  $4,52 \cdot 10^{-4} \frac{\text{mbar} \cdot \text{l}}{\text{s}}$ .

Für die Berechnung des Druckanstiegs aufgrund der Wasserdampfdiffusion wird auf die in Tabelle 5-5 hinterlegten Massenstromdichten zurückgegriffen. Die Massenstromdichten werden in Abhängigkeit von der Wassertiefe  $z$  [m] den mittleren Speichertemperaturen  $\vartheta_{m,Sp}$  der fünf Speicherbereiche und aller Monate im Jahr berechnet. So ergibt sich für die Berechnung des Massenstroms des Wassers

---

<sup>47</sup> Die Kosten werden mit 60 Euro pro Kubikmeter Erde veranschlagt.

<sup>48</sup> Für den KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen wird für die PE-Al-Folie auf der Innenseite des Speichers ein Preis von 50 €/m<sup>2</sup> und für die PE-Folie auf der Außenseite ein Preis von 10 €/m<sup>2</sup> angenommen

<sup>49</sup> Saugvolumen trockenlaufende Schrauben Vakuumpumpe der Firma Oerlikon 30-80 m<sup>3</sup>/h

$\dot{m}_w$  [kg/s] infolge der gesamten Wasserdampfdiffusion über die Flächen aller WDVS im KWWS, die mit Speicherwasser benetzt sind, folgende Gleichung:

$$\dot{m}_w = \sum_{i=1}^5 \sum_{j=1}^{12} \hat{m}_{i,j}(\vartheta_{m,Sp,i,j}, z_i) \cdot A_i \quad (5-22)$$

Mit

$\hat{m}_{i,j}$	Massenstromdichte im Bereich i und Monat j	[kg/(m <sup>2</sup> ·s)]
$\vartheta_{m,Sp,i,j}$	Mittlere Speichertemperatur im Bereich i und Monat j	[°C]
$z_i$	Mittlere Wassertiefe des Bereichs i	[m]
$A_i$	Wasserbenetzte Oberfläche des Bereichs i	[m <sup>2</sup> ]

Der Luftmassenstrom  $\dot{m}_{Luft,diff}$ , der durch die Flächen der Kunststoffdichtungsbahn des WDVS eindringt, die nicht mit Speicherwasser benetzt sind, berechnet sich im Mittel folgendermaßen:

$$\dot{m}_{Luft,diff} = q_{Luft} \cdot \rho \cdot A \cdot \Delta p \quad (5-23)$$

Mit

$q_{Luft}$	Luftdurchlässigkeit	[cm <sup>3</sup> /(m <sup>2</sup> ·d·bar)]
$\rho$	Mittlere Luftdichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$A$	nicht mit Wasser benetzte Oberfläche des WDVS	[m <sup>2</sup> ]
$\Delta p$	Druckdifferenz zwischen Paketinnen- und Paketaußenseite	[bar]

Dabei sind nach [32] angenommene Gasdurchlässigkeiten  $q_{Luft} = 12,96 \frac{cm^3}{m^2 \cdot d \cdot bar}$  für die PP Folie und  $q_{Luft} = 12,1 \frac{cm^3}{m^2 \cdot d \cdot bar}$  für die PE-HTR Folie berücksichtigt.

Der durch Leckagen eindringende Luftmassenstrom  $\dot{m}_{Luft,leak}$  [kg/s] berechnet sich folgendermaßen:

$$\dot{m}_{Luft,leak} = \frac{J_L}{R_s \cdot T} \quad (5-24)$$

mit

$J_L$	Leckrate	[mbar·l/s]
$T$	Mittlere Temperatur im WDVS	[°C]
$R_s$	Spezifische Gaskonstante feuchter Luft	[J/(kg·K)]

Die Betriebszeit  $t_B$  [h/a] der Vakuumpumpe berechnet sich wie folgt:

$$t_B = \left( \frac{\dot{m}_w}{\rho_{H2O}} + \frac{\dot{m}_{Luft,diff}}{\rho_{Luft}} + \frac{\dot{m}_{Luft,leak}}{\rho_{Luft}} \right) \cdot \frac{1}{\dot{V}_{saug}} \quad (5-25)$$

mit

$\dot{V}_{saug}$	Durchschnittliches Saugvolumen der Vakuumpumpe	[m <sup>3</sup> /h]
$\rho_{H_2O}$	Dichte von Wasserdampf	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_{Luft}$	Luftdichte	[kg/m <sup>3</sup> ]

Für eine mittlere Jahrestemperatur in der gesamten Wärmedämmung von 30 °C ergeben sich die in Tabelle 5-7 dargestellten Betriebszeiten.

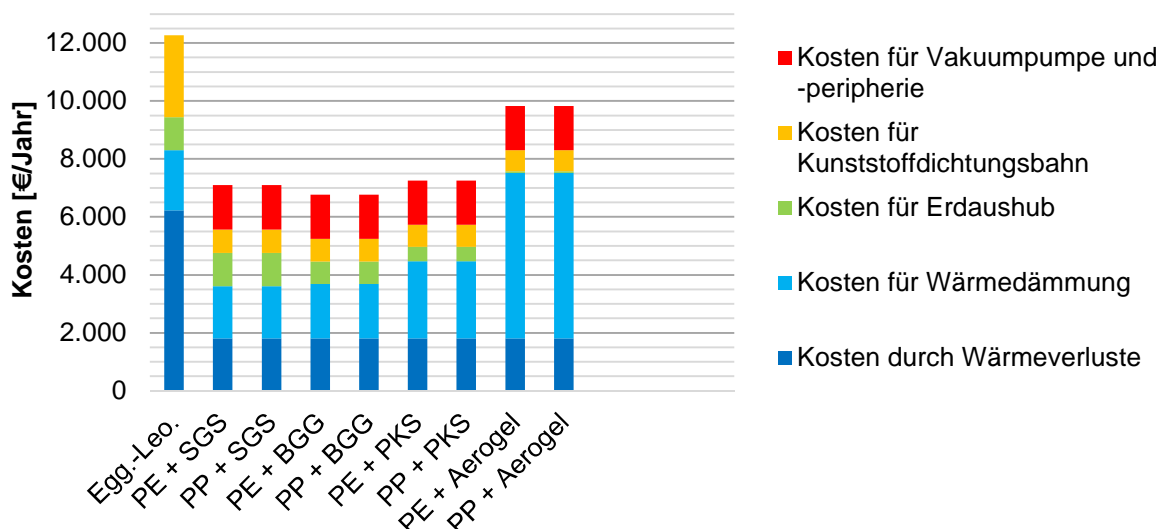
**Tabelle 5-7: Berechnete Wasser- und Luftmassenströme, die in das WDVS eindringen und die daraus resultierenden Betriebszeiten  $t_B$  der Vakuumpumpe bei Verwendung der PE- und PP-Folie für den gesamten KWWS**

	$\dot{m}_w$ [kg/a]	$\dot{m}_{Luft\_leck}$ [kg/a]	$\dot{m}_{Luft\_diff}$ [kg/a]	$t_B$ [h/a]
PE-Folie	9,925	0,5	11,12	12,59
PP-Folie	14,112	0,5	11,9	17,3

Der Verlust des Speicherwassers durch die Diffusion von Wasserdampf in die WDVS wird in der Kostenvergleichsrechnung aufgrund der geringen Massen des eindringenden Wasserdampfes vernachlässigt.

### 5.8.6 Ergebnisse der Kostenvergleichsrechnung

In Abbildung 5-14 sind die durch die Kostenvergleichsrechnung erhaltenen jährlichen Kosten für die unterschiedlichen Materialkombinationen aus Kunststoffdichtungsbahn und Dämmmaterial für einen Abschreibungszeitraum von 40 Jahren dargestellt.



**Abbildung 5-14: jährliche Kosten der untersuchten Materialkombinationen für WDVS in KWWS**

Die Kosten des im KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen eingesetzten WDVS sind als Vergleich ebenfalls dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass alle untersuchten Varianten weniger Kosten als das realisierte WDVS im KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen aufweisen. Grund für die hohen jährlichen Kosten des Referenzsystems von 12.262 €/a sind die hohen Wärmeverluste, ausgelöst durch eindringende Feuchtigkeit und in den Wärmedämmsystemen auftretende Luftkonvektionsströmungen. Trotz Kunststoffdichtungsbahn aus Verbundfolie im verbauten WDVS ist eine Durchfeuchtung des Dämmstoffes nicht zu vermeiden.

Die Kosten der Wärmeverluste sind, um die Vergleichbarkeit der Varianten zu gewährleisten, in allen untersuchten Varianten konstant bei 1.807 €/a. Diese Kosten berechnen sich für einen Speicherhüllenaufbau in Anlehnung an die geometrischen Maße von Eggenstein-Leopoldshafen gefüllt mit vollständig getrocknetem SGS.

Für die WDVS gefüllt mit anderen Dämmstoffen als SGS bedeutet dies, dass sich die jeweilige äquivalente Wärmedämmstärke nun so berechnet, dass sich ein Wärmeverlust in Höhe von 1.807 €/a ergibt.

Das teuerste WDVS unter den Alternativen bildet der Materialverbund PE und Aerogel bzw. PP und Aerogel mit knapp 10.000 €/a. Trotz der sehr niedrigen effektiven Wärmeleitfähigkeit von Aerogel und der damit verbundenen geringen Wärmedämmstärke sind die Materialkosten für die Wärmedämmung außerordentlich hoch, da der Preis pro Kubikmeter Aerogelmatten die Preise der anderen Dämmstoffe um das bis zu 69-fache übersteigt.

Der Unterschied zwischen PE-HTR und PP-Folie fällt in allen untersuchten Varianten aufgrund ähnlicher Massenstromdichten für die Wasserdampfdiffusion und Luftdiffusion nur sehr geringfügig aus. Aufgrund der Erkenntnisse aus Abschnitt 5.7 bezüglich der Verarbeitbarkeit und der Gebrauchstauglichkeit der PP-Folie erscheint jedoch eine Verwendung der PE-HTR Folie als empfehlenswert.

Nur unwesentlich unterscheiden sich auch die Varianten der WDVS gefüllt mit SGS und BGG. Der Unterschied ergibt sich vorwiegend durch die leicht niedrigere Wärmeleitfähigkeit von BGG gegenüber SGS. Angenommen der KWWS in Eggenstein-Leopoldshafen würde ebenfalls nur Wärmeverluste in der Größenordnung von 1.807 €/a aufweisen, wären dennoch die alternativen WDVS, hergestellt aus der PE-HTR Folie in Kombination mit einer Vakuumpumpe, günstiger als der Einsatz einer Kunststoffdichtungsbahn aus Verbundfolie.

Das WDVS gefüllt mit PKS liegt mit jährlichen Kosten von 7.250 €/a preislich oberhalb der Varianten mit SGS und BGG. Grund hierfür sind vor allem die höheren Kosten für das Dämmmaterial. Wie die Versuche in Abschnitt 5.7 zeigen, wird während des Evakuierens PKS um etwa die dreifache Wärmedämmdicke des WDVS verdichtet. Nach [14] reicht diese Verdichtung aber noch nicht aus, um die WLF von



PKS signifikant gegenüber unverdichtetem Material zu reduzieren. Das untersuchte Verfahren zur Befüllung des WDVS mit PKS mittels Zyklon ist nicht geeignet eine bestimmte Wärmedämmdicke zu gewährleisten. Andere Herstellungs- und Befüllungsverfahren sind zu untersuchen. Dieser Umstand wurde in der Kostenvergleichsrechnung nicht berücksichtigt.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass sowohl in den experimentellen Untersuchungen als auch in der Kostenvergleichsrechnung die Materialpaarung PE-HTR und SGS bzw. BGG zum Bau eines verbesserten WDVS als geeignet erscheint. Die PE-HTR Folie erfüllt weitgehend alle Kriterien, die für den Einsatz als Kunststoffdichtungsbahn in einem KWWS bestehen. Dazu gehört die Langzeitbeständigkeit, die gute Formbarkeit und Verarbeitbarkeit, die thermische Langzeitstabilität und Wasserdampfdichtigkeit und die geringen Kosten. Vorteile gegenüber der PP Folie sind v.a. die bessere Formbarkeit und die damit zusammenhängende Reduktion von Schweißnähten sowie die bessere Beständigkeit des Materials gegenüber hohen Spannungsspitzen.

SGS und BGG besitzen zwar im Vergleich zu den anderen untersuchten Wärmedämmstoffen die höchsten Wärmeleitfähigkeiten, heben sich aber v. a. durch ihre hohe Druckbeständigkeit und die relativ geringen Kosten gegenüber PKS, expandiertem Perlit und Aerogelmatten ab. Die angenommene Dämmwirkung kann nur in Verbindung mit einem im Unterdruck stehenden und regelmäßig nachevakuiertem WDVS erfolgen. Die Umsetzbarkeit sowie Stabilität und Eignung dieses neuartigen evakuierten WDVS, bestehend aus der PE-HTR Folie und SGS, wurden, wie im folgenden Abschnitt 5.9 beschrieben, durch den Bau eines 3 m<sup>2</sup> großen Prototyps überprüft sowie Schlussfolgerungen für eine industrielle Fertigung gezogen.

## **5.9 Konzeptionierung, Realisierung und Prüfung des Prototypen in realer Größe**

Reale WDVS unterscheiden sich von den im Labor untersuchten WDVS nicht nur in den absoluten Abmessungen sondern sind geometrisch auch stark beeinflusst durch die jeweilige Gestalt des KWWS. So sind bspw. die einzelnen Pakete für die Seitenwände der KWWS derart zu konzipieren, dass diese auf der Böschung aufliegen und an Boden und Deckel mit Nachbarmodulen dicht verschweißbar sind. So werden Wärmebrücken zwischen den einzelnen WDVS vermieden. Aus diesem Grund ist der Modularität beim Entwurf eines WDVS viel Beachtung beizumessen. Bestenfalls werden die einzelnen Module des WDVS vorgefertigt, geprüft und nach Anlieferung auf der Baustelle direkt miteinander verschweißt. Vorteile der Vorfertigung liegen vor allem in der leichteren Konditionierung des Dämmmaterials

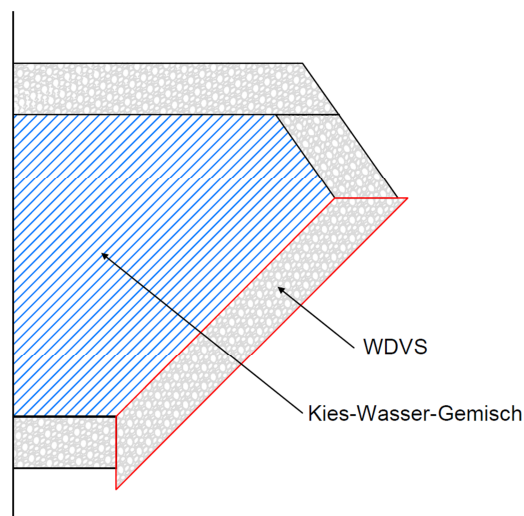
hinsichtlich des Feuchtegehalts und einer Dichtheitsprüfung mit direkter Nachbehandlung der undichten Stellen. Dadurch steigt die Qualität der einzelnen WDVS und es sinkt die Wahrscheinlichkeit negativer Spätfolgen durch unsachgemäße Fertigung.

Neben einer hohen Lebensdauer sind auch ein schneller Fertigungsablauf sowie die Vereinfachung der Arbeitsschritte eine wichtige Anforderung für ein kostenoptimiertes WDVS. Daher wurde beim Entwurf auf eine geringe Schweißnahtlänge Wert gelegt. Dies reduziert neben den Schweißkosten Schwachstellen für mechanische und thermische Einflüsse, da die Reißfestigkeit der Kunststoffdichtungsbahn an den Nähten stark abnimmt.

### 5.9.1 Geometrieentwurf des Prototyps

Die Geometrie des Prototyps orientiert sich an der späteren Lage des WDVS im KWWS.

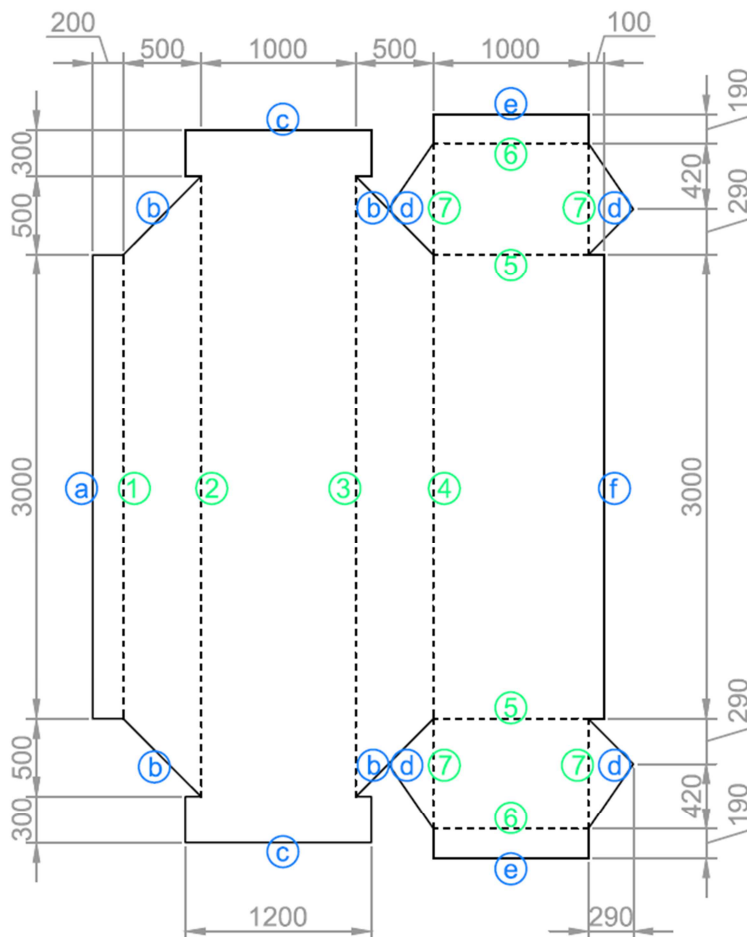
Abbildung 5-15 zeigt einen vereinfachten Querschnitt durch den Randbereich eines exemplarischen KWWS mit einheitlichen Dämmstärken zur Verdeutlichung der Form und geplanten Lage des Prototyps.



**Abbildung 5-15: Stark vereinfachter Querschnitt durch den Randbereich eines exemplarischen KWWS mit einheitlichen Dämmstärken zur Verdeutlichung der Form und geplanten Lage des Prototyps (rot)**

Das Konzept sieht als Grundgeometrie einen Quader vor, der am oberen und unteren Ende zum Anschluss an benachbarte Pakete schräg abgeflacht ist. Zur Vereinfachung der Herstellung wurde die Abhängigkeit der Dämmstärke von der Speicherhöhe und Breite des WDVS vom Speicherradius außer Acht gelassen. Abbildung 5-16 veranschaulicht das Schnittmuster und die Faltkanten des Prototyps.

Der große Vorteil dieses Entwurfs ist die monolithische Bauweise aus einem Stück PE-HTR Folie, welche das Verschweißen getrennt hergestellter Einzelbauteile vermeidet. Sowohl zur Ausgestaltung der dreidimensionalen Form als auch zum Verschließen des WDVS sind daher keine zusätzlichen Bauteile aus PE-HTR Folie erforderlich. Außerdem reduzieren die vielen Knickkanten im Schnittmuster erheblich die Anzahl der Schweißnähte. So wird die Form eines Quaders bereits durch Knicken der Kanten (1) bis (4) in einem rechten Winkel erreicht. Lediglich zur Fixierung ist eine lange Schweißnaht entlang der Kante (f) in einem Abstand von 100 mm zur Kante (a) notwendig. Dieses Gestaltungskonzept sieht vor, dass nach Einbringung des WDVS auf der Baustelle durch Verschweißen der vom Paket abstehenden Kante (a) mit dem Nachbarmodul ein einheitliches WDVS entsteht. Im Bodenbereich sowie am oberen Kegelstumpf wird der Anschluss ebenfalls durch eine solche Überlappung geschaffen.



**Abbildung 5-16: Schnittmuster (durchgezogene Linien) für WDVS inkl. der Faltkanten (gestrichelte Linien), an denen die PE-Folie geknickt wird – mit Bemaßung in mm und Beschriftung der Schnitte (a) bis (f) und Knickkanten (1) bis (7)**

## 5.9.2 Fertigung des Prototyps

Nach Übertragung der Schnittkanten auf die PE-HTR Folie wurde mithilfe eines Heißluftgebläses das Material erhitzt und mit einem Teppichmesser die Folie zugeschnitten. Nach Abschluss der Schneidarbeiten erfolgte die Formung der Folie zum Prototyp (s. Abbildung 5-17).



**Abbildung 5-17: Links: Biegung der Kanten mit Gewichten und T-Stahlträger in einem 90° Winkel, rechts: Der fertig gebogene Prototyp behält ohne Schweißnaht seine Form**

Im nächsten Schritt erfolgte das Verschweißen der Kante (f) in einem Abstand von 100 mm zur Kante (a) sowie das Verschweißen der Kanten (d) und (e). Eine Frontseite blieb zur Befüllung des Pakets offen und wurde später zugeschweißt. Eine angeschweißte Lasche aus verstärktem PE-HTR Kunststoff bietet, wie in Abbildung 5-18 links dargestellt, die Möglichkeit das Paket an einem Kran zu befestigen und aufzurichten. Der Vakuumanschluss wurde durch einen ISO-KF-Flansch aus PE realisiert, der auf die Stirnseite des Pakets aufgeschweißt wurde. Zur Stabilisierung der Seitenwände wurde das Paket auf Europaletten gelegt und mit Spanngurten und seitlich angebrachten Holzlatten versteift.

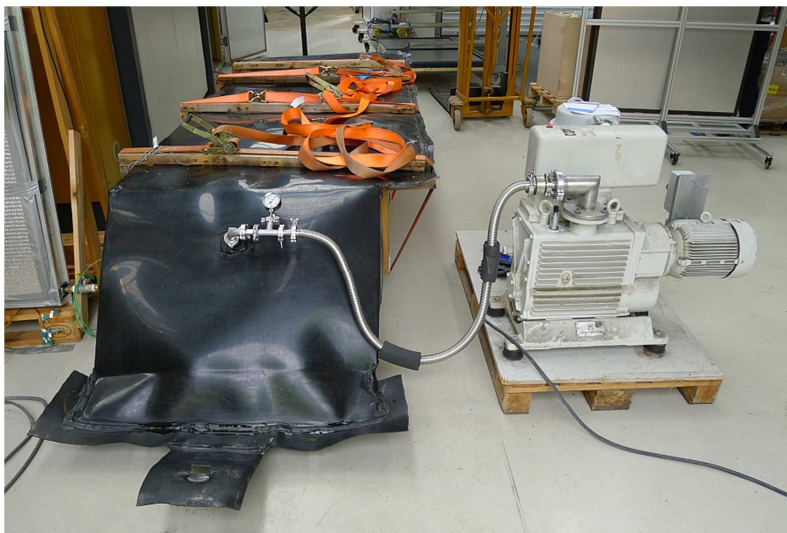


**Abbildung 5-18:** Links: Lasche zur Befestigung des Prototyps am Kran, rechts: Versteifung des Prototyps mittels Spanngurten und seitlichen Holzlatten während der Befüllung mit SGS

### 5.9.3 Untersuchung der Praxistauglichkeit des Prototyps

Für Aussagen bzgl. der Formstabilität und der Dichtheit des Prototyps wurden Prüfungen im evakuierten Zustand durchgeführt. Zunächst wurden jedoch vor der Evakuierung die Spanngurte sowie die Dielen bzw. Bohlen entfernt. Es war festzustellen, dass der Prototyp ohne die stützenden Elemente seine Form behielt und sich an keiner Stelle nennenswert wölbte.

Zur Erzeugung des Unterdrucks im Prototyp wurde die Vakuumpumpe vom Typ E-150 des Herstellers Leybold Heraeus, wie in Abbildung 5-19 erkennbar, angeschlossen.



**Abbildung 5-19:** An die Vakuumpumpe angeschlossener Prototyp

Zwischen Prototyp und Vakuumpumpe wurde ein mechanisches Druckmessgerät eingesetzt, mit dessen Hilfe im späteren Verlauf eine Bewertung der Dichtheit des Pakets vorgenommen wurde.

Die Evakuierung auf einen Absolutdruck von 30 mbar erfolgte aufgrund der leistungsstarken Pumpe innerhalb von wenigen Minuten. Wie in Abbildung 5-20 zu sehen, verformte sich die PE-HTR Folie oberhalb der abgeschrägten Flächen mangels SGS in diesen Bereichen stark. Die Folie zog sich dort stark zusammen und legte sich an die Körnung des SGS an.



**Abbildung 5-20: Verformungen des Prototyps infolge der Evakuierung mittels Vakuumpumpe auf einen Druck von 30 mbar**

Der Prototyp wurde im evakuierten Zustand mithilfe eines Hubwagens und eines Krans kontrolliert in eine vertikale Position gebracht, s. Abbildung 5-21. Dabei behielt der Prototyp seine Form.



**Abbildung 5-21: Links: Der Prototyp schwebt im evakuierten Zustand frei an der Kranaufhängung, rechts: kontrolliertes Herablassen des Prototypen mithilfe eines Hubwagens**

#### 5.9.4 Schlussfolgerungen und Optimierungsmaßnahmen

Während die Versuche im Wasserbad insbesondere das thermische Verhalten der untersuchten Folien und die Auswirkungen der Feuchtigkeit auf die untersuchten Dämmstoffe charakterisierten, wurden die Untersuchungen am Prototyp hauptsächlich für Rückschlüsse auf die Umsetzbarkeit, Stabilität und Eignung sowie Schlussfolgerungen für eine industrielle Fertigung genutzt.

Die deutlichen Verformungen des Prototyps während und nach der Evakuierung deuten auf eine unzureichende Befüllung mit SGS hin. Im eingebauten Zustand könnten diese Verformungen dazu führen, dass in den Bereichen in denen andere Module anliegen, Wärmebrücken infolge von Spaltbildungen entstehen. Außerdem beanspruchen die Verformungen die Schweißnähte sehr stark. Hier ist auf eine reißfeste Ausführung der Nähte zu achten bzw. eine vollständige Befüllung des Pakets zu gewährleisten. Der Dämmstoff sollte nicht lose eingefüllt, sondern mithilfe einer Rüttelplatte sowie einer stabilen Schalung zur Stabilisierung der seitlichen Wände eingebracht werden. Dadurch wird es während der Evakuierung nur noch zu kleinen Formänderungen kommen.

Die Prüfung mit dem Lastenkran deutet darauf hin, dass evakuierte WDVS ausreichend formstabil sind, um ohne Verlust der Form oder der mechanischen Stabilität von der Fertigungsstelle zum Lkw bzw. vom Lkw zur Einbaustelle mit einem

Kran transportiert zu werden. Trotz des Eigengewichts des SGS von 420 kg<sup>50</sup> und der Zusatzbelastung durch die Evakuierung rissen weder die Lasche noch eine Schweißnaht am Paket. Der Versuch zeigte, dass der Prototyp mit ca. 4 m Länge kontrolliert aufzunehmen und wieder abzulegen ist.

Die Überprüfung der Dichtheit des großen Pakets verdeutlichte, dass für die Ausführung der Schweißnähte viel Erfahrung, aber auch viel Aufwand für die anschließende Lecksuche notwendig ist. Zwar konnten am Paket keine offensichtlichen Leckagen festgestellt werden, dennoch wäre die gemessene Leckrate von 21,9 mbar·l/s für eine reale Anwendung zu hoch. Auch bei einer professionellen Herstellung der Pakete ist nicht zu erwarten, dass eine hohe Dichtheit der WDVS automatisch erzielt wird. Bei der Ablaufplanung des Projekts ist deshalb genügend Zeit für die Suche und Ausbesserung von Leckagen einzuplanen.

## 5.10 Literaturverzeichnis zu Kapitel 5

- [1] SALZMANN, W (2009). *Dampfdruck und Verdampfung*, online verfügbar unter <http://www.physik.wissenstexte.de/dampfdruck.htm>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [2] SONNTAG, D. et al.: *Sättigungsdampfdruck- und Sättigungsdampfdichtetafeln für Wasser und Eis: mit 21 Tabellen* (1. Auflage), Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1982.
- [3] RICHTER, E. et al.: *Lehrbuch der Bauphysik*, 6. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2008.
- [4] OCHS, F.: *Forschungsbericht zum Vorhaben Weiterentwicklung der Erdbecken-Wärmespeichertechnologie FKZ 0329607E*. Insitut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Stuttgart, 2008.
- [5] UMRATH, W. et al.: *Grundlagen der Vakuumtechnik*, Oerlikon Leybold Vacuum, Köln, 1997.
- [6] Pfeiffer Vacuum GmbH: *The Vacuum Technology Book Volume II*, Asstar, 2013.
- [7] BAUER, D. et al.: *Solarthermie2000plus: Wissenschaftlich-technische Begleitung des Förderprogramms Solarthermie2000plus zu solar unterstützter Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicherung*, Forschungsbericht zum BMU-Vorhaben 0329607P, (August 2008 bis September 2012), Stuttgart, 2008.
- [9] Information von AGRU Kunststofftechnik GmbH, Pesendorfer-Straße 31, 4540 Bad Hall, Österreich
- [10] Deutscher Verband für Schweißtechnik und verwandte Verfahren (DVS): *Temperatur-*

---

<sup>50</sup> Annahmen: Volumen = 1,75 m<sup>3</sup>, Schüttdichte = 240 kg/m<sup>3</sup>, unverdichtet



- Zeit-Grenzen der Wärmealterung*, Richtlinie DVS 2201-1, Beiblatt 5, im Anhang S, 2006.
- [11] AGRU Kunststofftechnik GmbH (2016), *Produktkatalog*, online verfügbar unter <http://www.agru.at/de/produkte/lining-systems/produktkatalog/>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [12] SIMMLER, H., et al.: *Vacuum Insulation Panels – Study on VIP-components and Panels for Service Life Prediction of VIP in Building Applications*, Annex 39 “HiPTI – High Performance Thermal Insulation” of IEA/ECBCS-Implementing Agreement, Report on Subtask A, 2005
- [13] SORGE, W: *Vakuumdämmung im Bauwesen, Block II: Grundlagen der VIP-Technologie*, Vorlesungsumdruck angefertigt im Auftrag des Bayrischen Zentrums für Angewandte Energieforschung e. V. (ZAE Bayern), Nürnberg, 2009.
- [14] Info-Plattform Vakuum-Isolations-Paneele am Bau: *Wie funktioniert ein VIP?*, online verfügbar unter [http://www.vip-bau.de/d\\_pages/technik/vip/funktionsweise.htm](http://www.vip-bau.de/d_pages/technik/vip/funktionsweise.htm), aufgerufen am 06.01.2016
- [15] *Vakuumdämmung*, BINE Projektinfo 4/01, Fachinformationszentrum Karlsruhe, Gesellschaft für wissenschaftlich-technische Information mbH, ISSN 0937 - 8367
- [16] Hummelsberger Schlosserei GmbH: *Sonnenheizung bis zu 100 %*, Produktflyer, online verfügbar unter <http://vakuum-pufferspeicher.de/pdf/Flyer.pdf>, aufgerufen am 06.01.2016
- [17] Liaver GmbH & Co KG (2016). *Blähglasgranulat – Liaver*. Online verfügbar unter <http://www.liaver.com/index.php?id=33&L=%2Fproc%2Fself%2Fenviro>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [18] Bauweise.net (2016). *Schaumglasschotter*. Online verfügbar unter <http://www.bauweise.net/grundlagen/baustoffe/schaumglas/schaumglas1.htm>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [19] HOLM, A. et al. (2013). *Der „kleine“ Unterschied zwischen  $\lambda$ ,  $\lambda D$  und  $\lambda_{Grenz}$* , Energie KOMPAKT – 7-8, S. 42 – 43, 2013.
- [20] Wacker Chemie AG: *HDK® T30 Pyrogene Kieselsäure*, Technisches Datenblatt für HDK® T30, Version 1.10, Überarbeitungsdatum: 10.11.2014
- [21] Dennert Poraver GmbH: *VON GLAS-RECYCLING ZU PORAVER®*, online verfügbar unter <http://www.poraver.com/nachhaltigkeit/glas-recycling/> aufgerufen am 06.01.2016.
- [22] Wacker Chemie AG (2010). *Wacker konsolidiert Produktion von pyrogenen Kieselsäuren*, Pressemitteilung, online verfügbar unter

- <http://www.farbeundlack.de/Markt-Branche/Unternehmen-und-Maerkte/Wacker-konsolidiert-Produktion-von-pyrogenen-Kieselsaeuren>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [23] Profifitra B.V.: *Supplier of Perlite: Harborlite en Europerl*, online verfügbar unter <http://www.profiltra.nl/en/business-units/perlite>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [24] Stadur-Süd GmbH (2010). *Aerogels - Daten und Fakten, Spaceloft®, Pyrogel® XT, Pyrogel® XTF, Cryogel® Z*, Produktdatenblatt, 2010
- [25] Schäfer Glas GmbH (2016): *Einteilung von Glas*, Online verfügbar unter <http://schaeferglas.de/blog/einteilung-von-glas/>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [26] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR): *Forschungsthemen – Aerogele*, online verfügbar unter [http://www.dlr.de/mp/Desktopdefault.aspx/tabid-1820/2553\\_read-3933/](http://www.dlr.de/mp/Desktopdefault.aspx/tabid-1820/2553_read-3933/), aufgerufen am 06.01.2016.
- [27] Stauss-Perlite GmbH (2016). *Ursprung - Rohmaterial „Naturglas“*, online verfügbar unter <http://www.europerl.com/europerl/produkte/index.html>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [28] Aosong(Guangzhou) Electronics Co. Ltd: *Temperature and humidity module AM2302 Product Manual*, Gebrauchsanweisung, 2016
- [29] Aspen Aerogels, Inc: *Sicherheitsdatenblatt Spaceloft®*, Sicherheitsdatenblatt, 2009
- [30] Europäische Kommission, Eurostat: *Gas prices for industrial consumers - bi-annual data (from 2007 onwards)*, online verfügbar unter [http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg\\_pc\\_203&lang=en](http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg_pc_203&lang=en), aufgerufen am 06.01.2016.
- [31] KIM, J. et al.: *Vacuum insulation properties of glass wool and opacified fumed silica under variable pressing load and vacuum level*, Int. J. Heat, vol. 64, pp. 783-791, 2013
- [32] Simona AG: *SIMCHEM-CD: Grundlagen\Kunststoffe und Chemikalien\Verhalten der Kunststoffe\Permeation*, Datenträger.

## **6 Untersuchung von innovativen saisonalen Wärmespeichern mit einem Volumen von 50 bis 1.000 m<sup>3</sup>**

### **6.1 Einleitung**

Der Markt für thermische Solaranlagen mit hohen solaren Deckungsanteilen für mehrgeschossige Wohngebäude ist, insbesondere im Hinblick auf den Gebäudebestand, groß. Für eine erfolgreiche Implementierung dieser Technologie werden jedoch u. a. preiswerte saisonale Wärmespeicher mit einem Volumen zwischen ca. 50 und 1.000 m<sup>3</sup> benötigt, die bisher nicht am Markt verfügbar sind. Das im Vergleich zu sehr viel größeren saisonalen Wärmespeichern relativ große Oberflächen/Volumen-Verhältnis erschwert preiswerte Konstruktionen mit niedrigen Wärmeverlusten. Der Einsatz einer Solarthermie-Wärmepumpen-Kombination könnte jedoch die Wärmeverluste des Wärmespeichers und somit den finanziellen Aufwand zur Wärmedämmung deutlich reduzieren. Vorstellbar sind dann insbesondere auch Erdbecken-Wärmespeicher und Mikro-Erdsondenwärmespeicher, die z. B. platzsparend unter Freiflächen wie z. B. Parkplätzen, Grünflächen oder Garageneinfahrten installiert werden könnten.

Im Rahmen einer theoretischen Machbarkeitsstudie wurde untersucht, ob die Überführung der erprobten Technologie zur saisonalen Wärmespeicherung im Großmaßstab auf kleinere Speichergrößen für den Einsatz in Anlagen für Ein- und Mehrfamilienhäuser wirtschaftlich und energetisch möglich ist. Dafür wurde im Simulationsprogramm TRNSYS eine Anlagenkonfiguration aufgebaut, die im nächsten Schritt auf die unterschiedlichen Verbrauchergößen angepasst wurde. Die Entladung des saisonalen Wärmespeichers erfolgte dabei je nach Speichertemperaturniveau entweder direkt oder mithilfe von Wärmepumpen. Die Untersuchung verschiedener Speichertypen erfolgte bei vier unterschiedlichen mittleren Speichertemperaturniveaus von 30 °C, 40 °C, 50 °C und 60 °C. Die Vergleichbarkeit der verschiedenen Systeme mit unterschiedlichen Speichertypen ist dadurch gegeben, dass durch die Variation der Speichergröße die effektive Wärmekapazität des Gesamtspeichers immer die gleiche ist, die hydraulische Verschaltung gleich bleibt und alle Systemvariationen einen solaren Deckungsgrad von mindestens 80 % erreichen. Anhand mehrjähriger Simulationen wurden die jeweiligen anlagenspezifischen Kennwerte wie Systemarbeitszahl, solarer Deckungsanteil, Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe, Speicherwirkungsgrad, Primärenergie- und CO<sub>2</sub>-Einsparung bestimmt und gegenübergestellt. Die wirtschaftliche Betrachtung der unterschiedlichen Systeme lässt letztendlich einen Systemvergleich auf Basis der berechneten Wärmepreise zu.

## 6.2 Untersuchte Speichertechnologien zur saisonalen Speicherung von Solarwärme

Die in dieser Studie betrachteten saisonalen Wärmespeicher sind Behälterwärmespeicher, Erdbeckenwärmespeicher und Erdsondenwärmespeicher. Eine detaillierte Beschreibung dieser Speichertypen sowie deren Funktionsprinzip kann u.a. [1] entnommen werden.

## 6.3 Anlagenspezifische Kennwerte

Zur Bewertung der untersuchten Anlagenkonzepte mit saisonalen Wärmespeichern werden folgende komponenten- und anlagenspezifischen Kennwerte verwendet:.

### 6.3.1 Wärmepumpe

Für die Beurteilung der Effektivität einer Wärmepumpe dienen die Jahresarbeitszahl und die Leistungszahl. Die *Leistungszahl*  $COP^{51}$  [-] ist in Gleichung (6-1) definiert als das Verhältnis des Nutzwärmestroms  $\dot{Q}_{nutz}$  [W], der von der Wärmepumpe abgegeben wird, zur gesamten aufgenommenen elektrischen Leistung des Verdichters  $P_{Verd}$  [W] und der Hilfsaggregate  $P_{Agg}$  [W], wie z. B. Pumpen und Regelung:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{nutz}}{P_{Verd} + P_{Agg}} \quad (6-1)$$

Die *Jahresarbeitszahl* JAZ der Wärmepumpe ist in Gleichung (6-2) als das Verhältnis der von der Wärmepumpe im Zeitraum eines Jahres abgegebenen Nutzwärmemenge  $Q_{nutz}$  zu der im selben Zeitraum aufgenommenen elektrischen Energie  $E_{Verd}$  definiert.

$$JAZ = \frac{Q_{nutz}}{E_{Verd}} \quad (6-2)$$

### 6.3.2 Wärmespeicher

Zur Bewertung der saisonalen Wärmespeicher wird im Folgenden der so genannte *Speichernutzungsgrad* verwendet, der in Gleichung (6-3) als das Verhältnis der

---

<sup>51</sup> Engl.: coefficient of performance

innerhalb eines Zyklus entnommenen Wärmemenge  $Q_{Ent}$  zu der dem Speicher im selben Zyklus zugeführten Wärmemenge  $Q_{Bel}$  definiert ist.

$$\eta_{Sp} = \frac{Q_{Ent}}{Q_{Bel}} \quad (6-3)$$

### 6.3.3 Gesamtanlage

Die *Systemarbeitszahl*  $SAZ$  des betrachteten Systems gibt das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand an. Der Nutzen stellt bei den betrachteten Anlagensystemen die dem Endverbraucher über ein Jahr gelieferte Wärmemenge  $Q_{Bedarf}$  [MWh] dar. Der Aufwand ist die vom Wärmepumpenverdichter aufgenommene elektrische Energie  $E_{Verd}$  [MWh] und der Energieaufwand zum Ausgleich thermischer Verluste durch Nachheizung  $Q_{Nach}$  [MWh].

$$SAZ = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{Q_{Bedarf}}{Q_{Nach} + E_{Verd}} \quad (6-4)$$

Die *Primärenergieeinsparung*  $PEE$  [-] gibt nach Gleichung (6-5) an, wie viel Primärenergie mit einer Solaranlage  $PE_{Solar}$  [MWh] im Vergleich zu einem Referenzsystem  $PE_{Ref}$  [MWh] eingespart wird. [2] Als Referenzsystem wird eine Gas-Brennwertanlage herangezogen.

$$PEE = 1 - \frac{PE_{Solar}}{PE_{Ref}} \quad (6-5)$$

Die Primärenergie  $PE$  berechnet sich gemäß Gleichung (6-6) aus dem Produkt des Primärenergiefaktors  $f_p$  [-] und der Endenergie  $E_{End}$  [MWh] [3].

$$PE = f_p \cdot E_{End} \quad (6-6)$$

Im Referenzsystem entspricht die Endenergie  $E_{End}$  dem gedeckten Wärmebedarf. Derer Primärenergiefaktor  $f_p$  für Erdgas wurde zu 1,1 angenommen, der für elektrische Energie zu 2,6 [4].

Um die Wirtschaftlichkeit der Anlagensysteme zu vergleichen, werden die *Wärmegestehungskosten*  $k_{WG}$  [€/MWh] herangezogen. Dazu werden, wie in Gleichung (6-7) dargestellt, die jährlichen kapitalgebundenen Kosten  $K_{Kap}$  [€], die jährlichen betriebsgebundenen Kosten  $K_{Betrieb}$  [€] und die jährlichen bedarfsgebundenen Kosten  $K_{Bed}$  [€] zum jährlich gedeckten Wärmebedarf  $Q_{Bedarf}$  ins Verhältnis gesetzt.

$$k_{WG} = \frac{K_{Kap} + K_{Betrieb} + K_{Bed}}{Q_{Bedarf}} \quad (6-7)$$

## 6.4 Systematik und Aufbau der Simulationsstudien

In Abbildung 6-1 ist ein Überblick über die durchgeführten Simulationen dargestellt. Dabei erfolgt die grundsätzliche Unterscheidung zwischen Nieder- und Hochtemperatursystem anhand des mittleren Temperaturniveaus in den Monaten Juli – September im saisonalen Wärmespeicher. Erdsondenwärmespeicher wurden nur für das Niedertemperatursystem untersucht. Die Entladung des saisonalen Wärmespeichers erfolgt je nach Speichertemperaturniveau entweder direkt oder mithilfe von parallel oder kaskadiert arbeitenden Wärmepumpen, sodass abhängig von der gewählten mittleren Speichertemperatur im saisonalen Speicher, leicht unterschiedliche Anlagenschemata existieren. Es wurden die Gebäudetypen Einfamilienhaus (EFH), Zweifamilienhaus (ZFH), Mehrfamilienhaus mit 8 Wohneinheiten (MFH 8WE) und Mehrfamilienhaus mit 30 Wohneinheiten (MFH 30WE) betrachtet. In Summe wurden 11 verschiedene Systeme (System 0...10) für 4 verschiedene Gebäudetypen betrachtet.

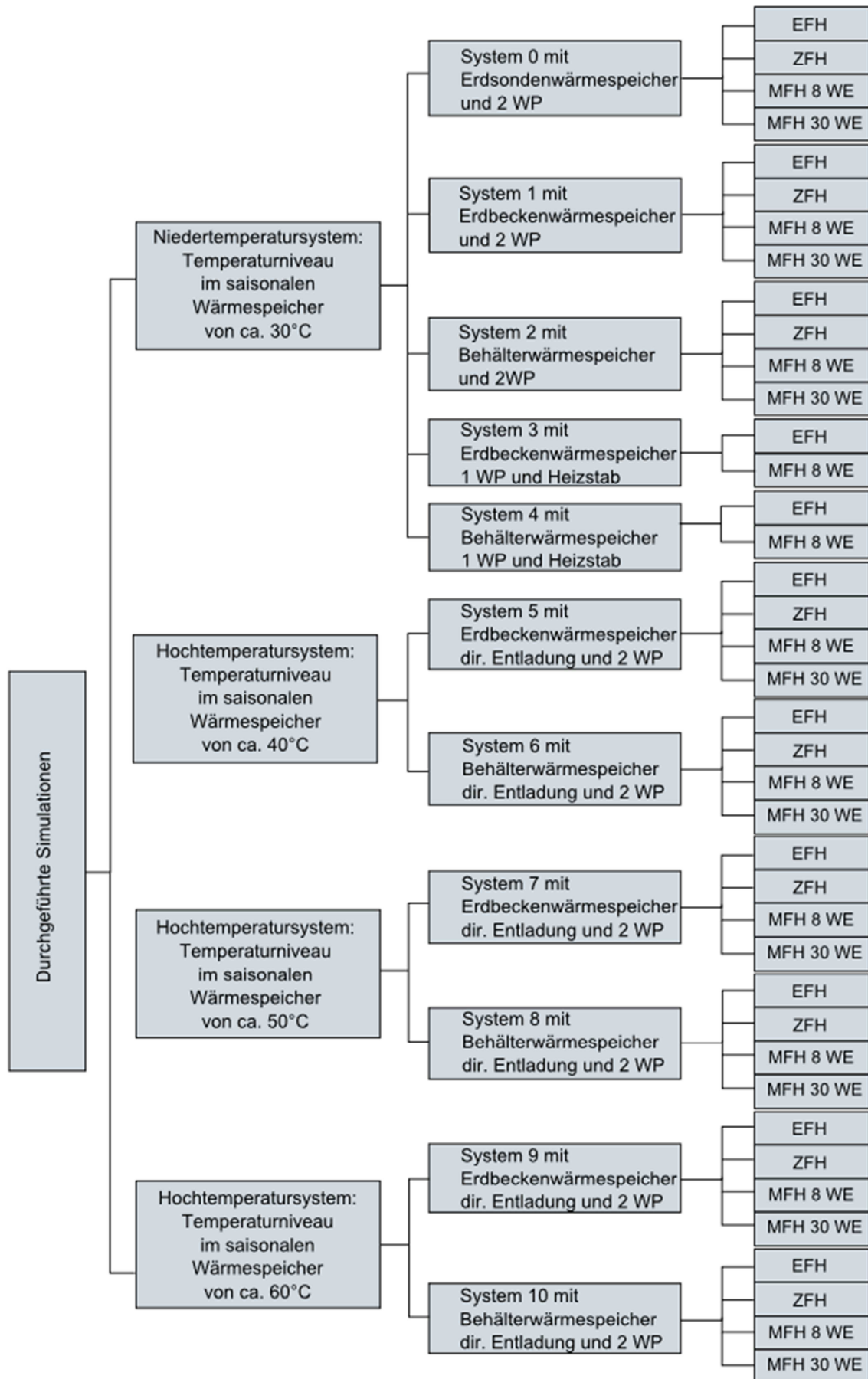


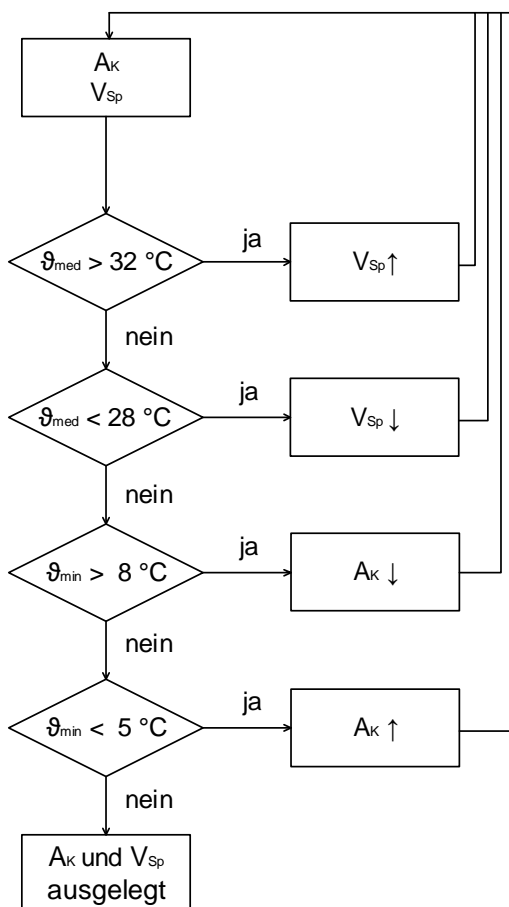
Abbildung 6-1: Überblick über die durchgeführten Simulationen; WP: Wärmepumpe.

Die Dimensionierung des saisonalen Wärmespeichers und der Kollektorfläche erfolgt iterativ. Die Erhöhung des Wärmespeichervolumens führt im Jahresverlauf zu einer kleineren Temperaturamplitude im saisonalen Wärmespeicher. Die maximale Wärmespeichertemperatur im Sommer nimmt ab und die minimale Wärmespeichertemperatur im Winter nimmt zu.

Eine Erhöhung bzw. Verringerung der Kollektorfläche hat zur Folge, dass der jährliche Temperaturverlauf im saisonalen Wärmespeicher nach oben bzw. nach unten verschoben wird.

Die Auslegung der Wärmespeichergröße  $V_{Sp}$  [m<sup>3</sup>] erfolgt anhand der mittleren Wärmespeichertemperatur im Sommer  $\vartheta_{med}$  [°C] und der minimalen Wärmespeichertemperatur  $\vartheta_{min}$  [°C] im Winter. Durch Variation der Speichergröße und der Kollektorfläche  $A_K$  [m<sup>2</sup>] werden die jeweils gewünschten Temperaturen von  $\vartheta_{med} = 30\text{ °C}/40\text{ °C}/50\text{ °C}/60\text{ °C}$  erreicht. Die minimale Wärmespeichertemperatur  $\vartheta_{min}$  ergibt sich durch die minimal zulässige Verdampfvorlauftemperatur der Wärmepumpe von 5 °C.

Die iterative Vorgehensweise ist schematisch in Abbildung 6-2 dargestellt.



**Abbildung 6-2: Schematische Darstellung der Vorgehensweise beim Dimensionieren der Kollektorfläche und des Volumens des saisonalen Wärmespeichers für eine mittlere Wärmespeichertemperatur im Sommer von 30 °C**



## 6.5 Allgemeingültige Randbedingungen

### 6.5.1 Getroffene Annahmen

Für alle im Rahmen dieser Studie durchgeführten Simulationen werden folgende Annahmen getroffen:

- Wärmeverluste entlang der Rohrleitungen und im Pufferspeicher werden vernachlässigt.
- Die Wetterdaten eines Testreferenzjahres für Würzburg werden verwendet.
- Die durch die Pumpen aufgenommene elektrische Arbeit wird nicht berücksichtigt.
- Die Simulationsschrittweite beträgt eine Minute. Die Simulationsdauer variiert, beträgt jedoch mindestens ein Jahr und neun Monate.
- Die Erdreichtemperatur wird mit 10 °C als konstant angenommen.
- Im gesamten System werden Stoffwerte von Wasser für das Wärmeträgerfluid verwendet.
- Für die Berechnung der Kosten zur Wärmezeugung wird ein Gaspreis von 3,61 Cent/kWh angenommen [5].

### 6.5.2 Verbraucher

Tabelle 6-1 fasst für die in dieser Studie verwendeten unterschiedlichen Verbrauchergrößen (EFH, ZFH, MFH 8 Wohneinheiten, MFH 30 Wohneinheiten) die wichtigsten Verbraucherdaten zusammen. Die angegebene Dachfläche gibt die für solarthermische Nutzung zur Verfügung stehende angenommene Fläche an. Für EFH, ZFH und MFH 8 WE werden Satteldächer angenommen, für das MFH 30 WE ein Flachdach.

**Tabelle 6-1: Verbraucherdaten der verschiedenen Verbrauchergrößen**

	<b>EFH</b>	<b>ZFH</b>	<b>MFH 8 WE</b>	<b>MFH 30 WE</b>
Wohnfläche [m <sup>2</sup> ]	128	220	640	2400
Warmwasserbedarf [l/d]	200	400	1600	6000
Heizwärmebedarf [kWh/(m <sup>2</sup> ·a)]	71	71	55	55
Dachfläche [m <sup>2</sup> ]	40	80	150	500
Pufferspeichervolumen [m <sup>3</sup> ]	1	1	3	12

### 6.5.3 Kollektoren

Als Solarkollektoren werden Flachkollektoren angenommen. Die kollektorspezifischen Parameter sind Tabelle 6-2 zu entnehmen. Für die Simulation der Kollektoren wird der „non-standard Type 301“ verwendet.

**Tabelle 6-2: Verwendete kollektorspezifische Parameter**

optischer Kollektorwirkungsgrad (Konversionsfaktor) $\eta_0$ [-]	0,81
erster Wärmeverlustkoeffizient des Kollektors $a_1$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	4,138
zweiter Wärmeverlustkoeffizient des Kollektors $a_2$ [W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>2</sup> )]	0,008

### 6.5.4 Wärmepumpen

Die Wärmepumpen werden durch den „non-standard Type 850“<sup>52</sup> in TRNSYS abgebildet. Bei diesem Type wird der thermodynamische Wärmepumpenprozess inklusive der Wärmeübergänge im Kondensator und Verdampfer betrachtet. Als Arbeitsmittel wird R134a angenommen.

### 6.5.5 Wärmespeicher

Erdsondenwärmespeicher sind grundsätzlich befahrbar, sodass zur effektiven Flächennutzung dessen Grundfläche an die einer Garageneinfahrt (EFH) bzw. Doppel-Garageneinfahrt (ZFH) angepasst wird. Bei den Mehrfamilienhäusern werden allerdings deutlich größere Speichervolumina und damit größere Grundflächen benötigt.

Die Anzahl und die Tiefe der Erdsonden werden für jeden Gebäudetyp separat ermittelt. Die identifizierten Konfigurationen der Erdsondenwärmespeicher sind in Tabelle 6-3 für die untersuchten Gebäudetypen dargestellt.

**Tabelle 6-3: Konfigurationen der Erdsondenwärmespeicher für die untersuchten Gebäudetypen**

	EFH	ZFH	MFH 8 WE	MFH 30 WE
Sondentiefe [m]	5	7	10	15
Sondenanzahl [ - ]	25	25	40	40
Dämmstärke Deckel [m]	0,3	0,3	0,3	0,3

<sup>52</sup> Am ITW entwickelt im Rahmen der Doktorarbeit von R. Marx [6]

Wärmekapazität Speichermedium [kJ/(kg·K)]	2,016
Wärmeleitfähigkeit Speichermedium [W/(m·K)]	2

Der Erdsondenwärmespeicher wird in TRNSYS mit dem „Non-Standard-Type 557“ (DST model) abgebildet.

Der untersuchte Kies-Wasser-Erdbeckenwärmespeicher wird durch den „non-standard Type 342“ (XST-Type) in TRNSYS abgebildet.

Die identifizierten Konfigurationen der Erdbeckenwärmespeicher für die untersuchten Gebäudetypen sind in Tabelle 6-4 aufgeführt.

**Tabelle 6-4: Konfigurationen der Erdbeckenwärmespeicher für die untersuchten Gebäudetypen**

	EFH	ZFH	MFH 8 WE	MFH 30 WE
Höhe [m]	3	3,5	5	7
Dämmstärke oben [m]	0,55	0,6	0,6	0,6
Dämmstärke seitlich [m]	0,55	0,6	0,6	0,6
Dämmstärke unten [m]	0,55	0,6	0,6	0,6
Wärmekapazität Speichermedium [kJ/(kg·K)]	2,98			
Wärmeleitfähigkeit Speichermedium [W/(m·K)]	2,4			

Der Behälterwärmespeicher wird durch den „non-standard Type 340“ (MULTIPOINT Store Model) abgebildet.

Tabelle 6-5 führt die identifizierten Konfigurationen auf.

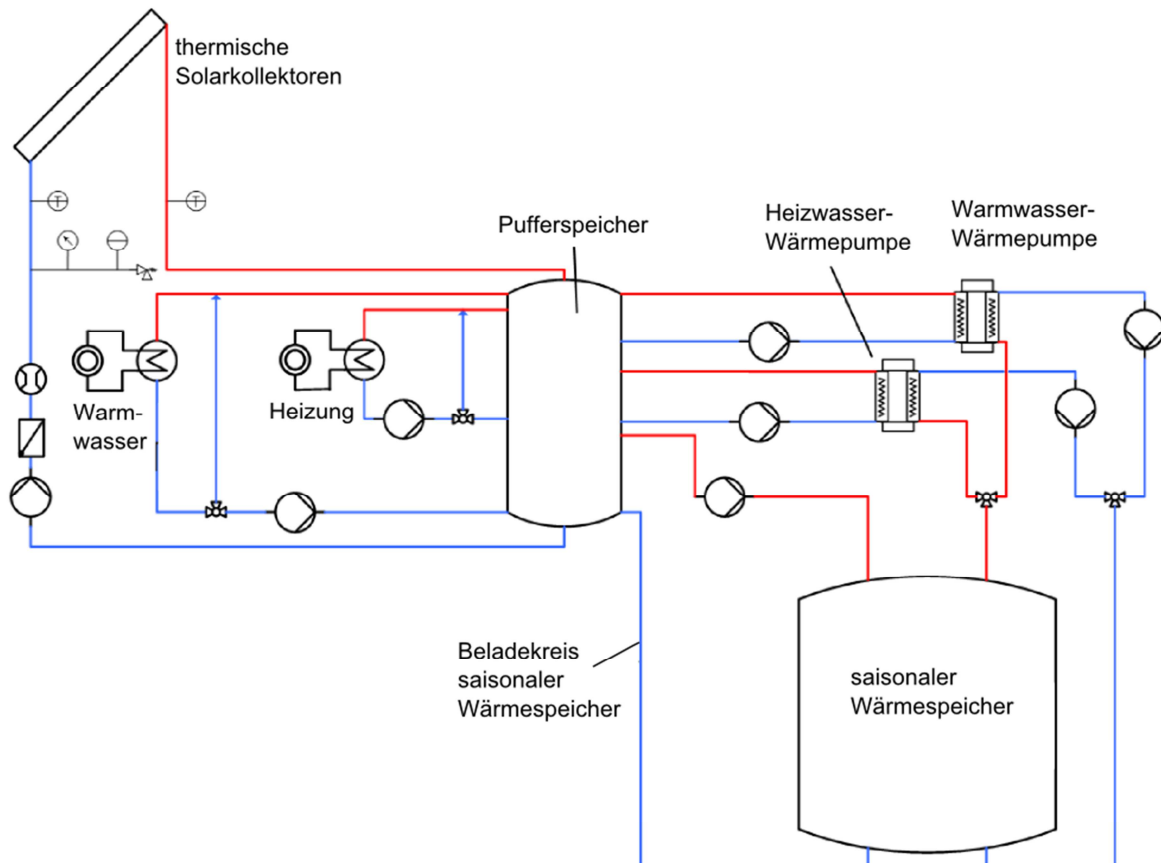
**Tabelle 6-5: Konfigurationen der Behälterwärmespeicher für die untersuchten Gebäudetypen**

	EFH	ZFH	MFH 8 WE	MFH 30 WE
Höhe [m]	3	3,5	5	7
Dämmstärke [m]	0,55	0,6	0,6	0,65
Wärmekapazität Speichermedium [kJ/(kg·K)]	4,19			

## 6.6 Systembeschreibungen

### 6.6.1 Niedertemperatursysteme mit zwei Wärmepumpen

In Abbildung 6-3 ist die in TRNSYS implementierte Anlagenkonfiguration für die Niedertemperatursysteme (System 0 – System 2) dargestellt.



**Abbildung 6-3: Anlagenkonfiguration der Niedertemperatursysteme System 0 – System 2**

Die Wärmeversorgung der Verbraucher erfolgt über die thermischen Solarkollektoren sowie durch zwei parallel arbeitende Wärmepumpen, die den saisonalen Wärmespeicher entladen. Die im saisonalen Wärmespeicher herrschenden Temperaturen von durchschnittlich 30 °C sind zu gering, damit eine direkte Entladung in den Pufferspeicher möglich wäre. Die Entladung mittels Warmwasser-Wärmepumpe ermöglicht die Wärme auf einem höheren Temperaturniveau von 55 °C zur Deckung des Trinkwasserbedarfs bereit zu stellen. Die Heizwasser-Wärmepumpe stellt die Wärme zur Deckung des Heizwärmebedarfs bei 35 °C zur Verfügung. Durch den kleineren Temperaturhub der Heizwasser-Wärmepumpe ergibt sich somit für diese Wärmepumpe auch eine bessere Jahresarbeitszahl. Da das

hydraulische Schema nicht von der Speichertechnologie beeinflusst wird, gilt es für Erdsonden-, Behälter- und für Erdbeckenwärmespeicher.

Die Wärme der thermischen Solarkollektoren wird zunächst im Pufferspeicher zwischengespeichert. Der Pufferspeicher stellt Wärme für die Warmwasserbereitung im oberen Bereich und für die Heizwärme im mittleren Bereich (70 % Pufferspeicherhöhe) bereit. Das in den Wärmeübertragern für Heizungs- und Warmwassererwärmung abgekühlte Pufferspeicherwasser wird über eine Schichtbeladeeinheit in den unteren Teil des Pufferspeichers zurückgespeist.

Erreicht der Pufferspeicher eine Temperatur von 65 °C, so wird der Erdsondenwärmespeicher beladen. Wird eine Temperatur von 47 °C im Warmwasserbereitschaftsvolumen und 37 °C im Heizwasserbereitschaftsvolumen unterschritten, so werden die Wärmepumpen eingeschaltet und entladen den saisonalen Wärmespeicher. Das Warmwasserbereitschaftsvolumen nimmt die obersten 20 % des Pufferspeichervolumens ein. Das Heizwasserbereitschaftsvolumen befindet sich unterhalb des Warmwasserbereitschaftsvolumens und nimmt 30 % des Pufferspeichervolumens ein.

Die notwendige Kollektorfläche und das Volumen des saisonalen Wärmespeichers sind für die Niedertemperatursysteme aufgrund der teilweisen Nutzung geothermischer Wärme für Erdsondenwärmespeicher kleiner als für Erdbecken- und Behälterwärmespeicher. Je kleiner die betrachtete Verbrauchergroße, desto stärker ausgeprägt zeigt sich dieser Effekt. Der Erdsondenwärmespeicher wird dabei eher als zeitlich versetzte Wärmequelle und Wärmesenke als als Wärmespeicher betrieben.

Tabelle 6-6 zeigt die für die Niedertemperatursysteme mit zwei Wärmepumpen (System 0 - System 2) dimensionierten Komponenten für alle Verbrauchergroßen.

**Tabelle 6-6: Dimensionierte Komponentengröße für die Niedertemperatursysteme 0 bis 2 für alle Verbrauchergroßen**

System	EFH		ZFH		MFH 8 WE		MFH 30 WE	
	0	1 + 2	0	1 + 2	0	1 + 2	0	1 + 2
Kollektorfläche [m <sup>2</sup> ]	20	35	40	70	130	180	700	720
Erdbeckenwärmespeicher [m <sup>3</sup> ]	-	400	-	830	-	2.800	-	9.000
Behälterwärmespeicher [m <sup>3</sup> ]	-	280	-	590	-	2.000	-	6.400

Erdsonden- wärmespeicher [m <sup>3</sup> ]	125		245		1.000		7.500	
Warmwasser- Wärmepumpe [kW]	6	6	12	12	45	45	108	108
Heizwasser- Wärmepumpe [kW]	12	12	24	24	60	60	216	216

Die angenommene, für solarthermische Nutzung zur Verfügung stehende, Dachfläche ist für das Ein- und Zweifamilienhaus ausreichend. Für die Mehrfamilienhäuser ist die Dachfläche zu gering.

### 6.6.2 Niedertemperatursysteme mit Heizstab

In Abbildung 6-4 ist die in TRNSYS implementierte Anlagenkonfiguration für die Niedertemperatursysteme mit Heizstab (System 3 – System 4) dargestellt. Die Warmwasser-Wärmepumpe wird im Gegensatz zum Niedertemperatursystem mit zwei Wärmepumpen durch einen in den Pufferspeicher integrierten Heizstab ersetzt. Dieser ist bei 70 % der Pufferspeicherhöhe seitlich angebracht. Das Anlagensystem wird nur für die zwei Verbrauchergrößen EFH und MFH 8 WE betrachtet. Die Leistung der Heizwasser-Wärmepumpe in der Anlagenkonfiguration des EFH wird im Vergleich zu System 0 – System 2 erhöht, da sonst die vorgegebene Heizungsvorlauftemperatur nicht erreicht wird. Grund hierfür ist, dass die Heizwasser-Wärmepumpe im Vergleich zu System 0 – System 2 den Warmwasserbereich des Pufferspeichers ebenfalls vorwärmt und somit größer zu dimensionieren ist. Der Heizstab erwärmt das Warmwasser nur noch von ca. 40 °C auf 50 °C. Die Leistung der Heizwasser-Wärmepumpe für das MFH 8 WE bleibt unverändert, da alle vorgegebenen Temperaturen erreicht werden. Die Kollektorfläche und die Volumina der saisonalen Wärmespeicher sinken, da die Wärme für eine zweite Wärmepumpe nicht vorgehalten wird.

Tabelle 6-6 zeigt die für das Niedertemperatursystem (System 3 und System 4) dimensionierten Komponenten für alle Verbrauchergrößen.

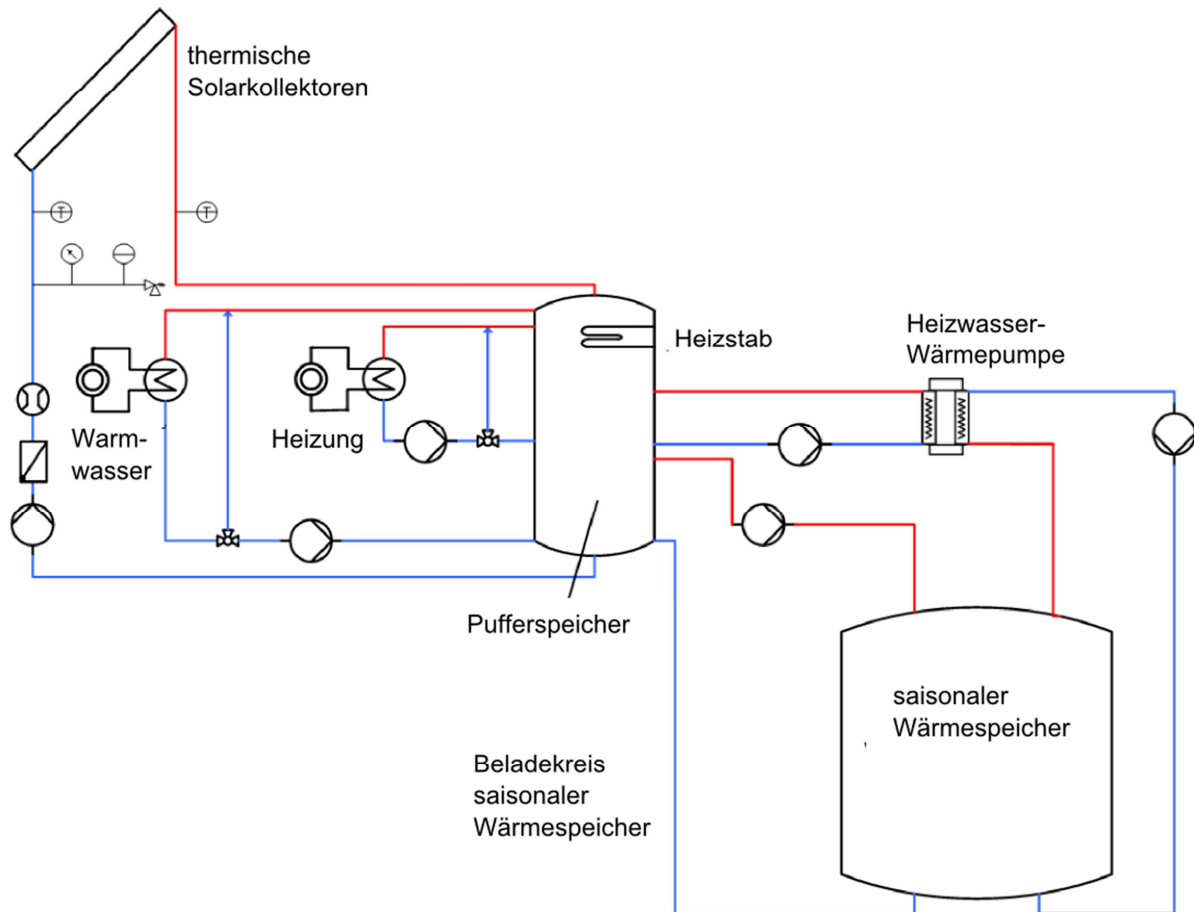


Abbildung 6-4: Anlagenkonfiguration der Niedertemperatursysteme System 3 – System 4

Tabelle 6-7: Dimensionierte Komponentengröße für die Niedertemperatursysteme System 3 und System 4 für die Verbrauchergrößen EFH und MFH 8WE

	EFH	MFH 8 WE
Kollektorfläche [m <sup>2</sup> ]	35	150
Erdbeckenwärmespeicher [m <sup>3</sup> ]	350	1800
Behälterwärmespeicher [m <sup>3</sup> ]	250	1280
Heizstabelleistung [kW]	10	30
Heizwasser-Wärmepumpe [kW]	18	60

Die für solarthermische Nutzung zur Verfügung stehende Dachfläche ist für das EFH ausreichend. Für das MFH 8 WE ist die Dachfläche für die benötigte Kollektorfläche zu gering.

### 6.6.3 Hochtemperatursysteme

In Abbildung 6-5 ist die in TRNSYS implementierte Anlagenkonfiguration für die Hochtemperatursysteme (System 5 – System 10) dargestellt. Im Gegensatz zum Niedertemperatursystem besteht hier die Möglichkeit der direkten Entladung des saisonalen Wärmespeichers in den Pufferspeicher ab einer Speicherwassertemperatur von 39 °C. Der jeweilige saisonale Wärmespeicher wird in diesem Anlagenschema auf höheren mittleren Temperaturniveaus von 40 °C, 50 °C oder 60 °C betrieben.

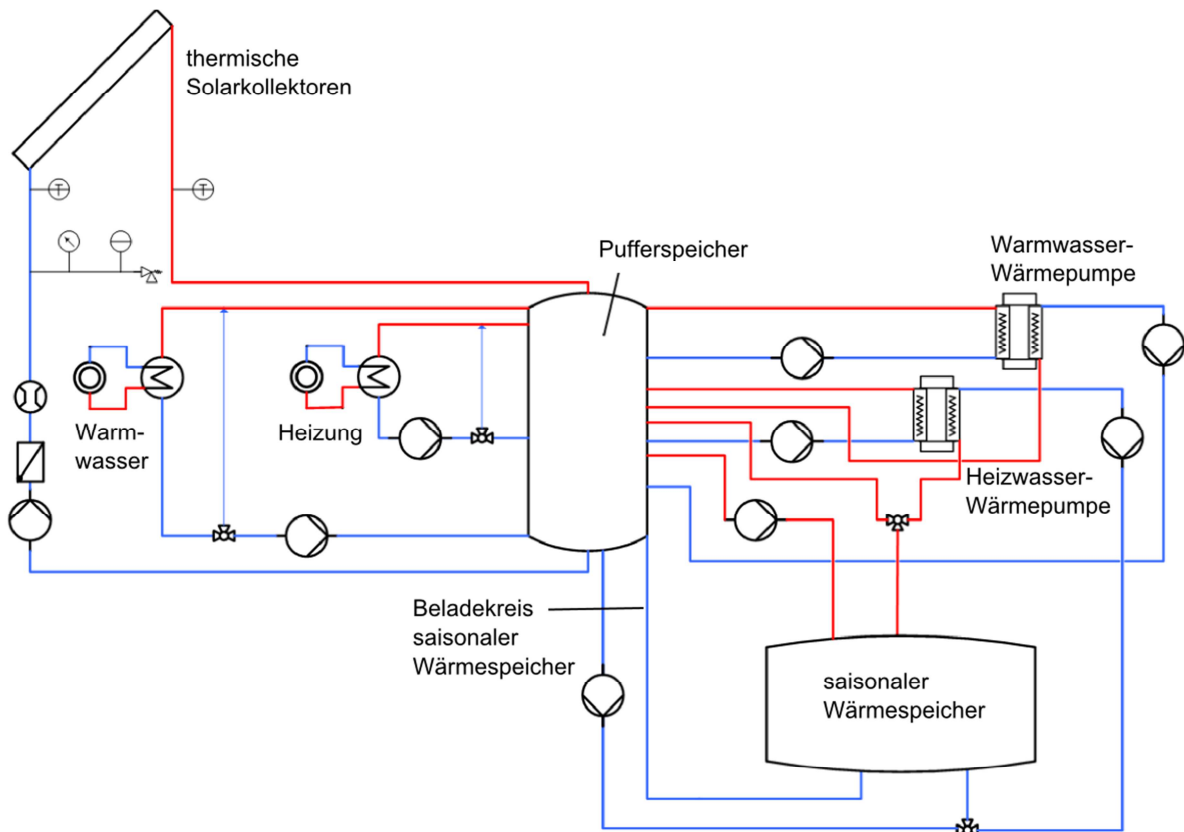


Abbildung 6-5: Anlagenkonfiguration der Hochtemperatursysteme System 5 – System 10

Die Einbindung der Warmwasser-Wärmepumpe unterscheidet sich im Vergleich zum Niedertemperatursystem insofern, dass verdampferseitig die Wärme statt aus dem saisonalen Wärmespeicher aus dem Heizwasserbereitschaftsvolumen im Pufferspeicher entnommen wird. Die Warmwasser-Wärmepumpe arbeitet somit in einer Kaskade zur Heizwasser-Wärmepumpe und realisiert einen geringen Temperaturhub von ca. 10 K bis 15 K. Dadurch arbeitet die Warmwasserpumpe mit höherem durchschnittlichen COP.

Die saisonalen Wärmespeichervolumina und die Kollektorflächen werden so ausgelegt, dass im saisonalen Wärmespeicher im Sommer eine mittlere Temperatur



von 40 °C, 50 °C oder 60 °C erreicht wird. Mit steigender Zieltemperatur nimmt die Kollektorfläche zu und die Speichervolumina ab. Die genauen Werte sind für das EFH und das MFH 8 WE Tabelle 6-8 zu entnehmen.

**Tabelle 6-8: Dimensionierte Komponentengröße der Hochtemperatursysteme 5 bis 10 für verschiedene Zieltemperaturen im saisonalen Wärmespeicher am Beispiel des EFH und des MFH 8 WE**

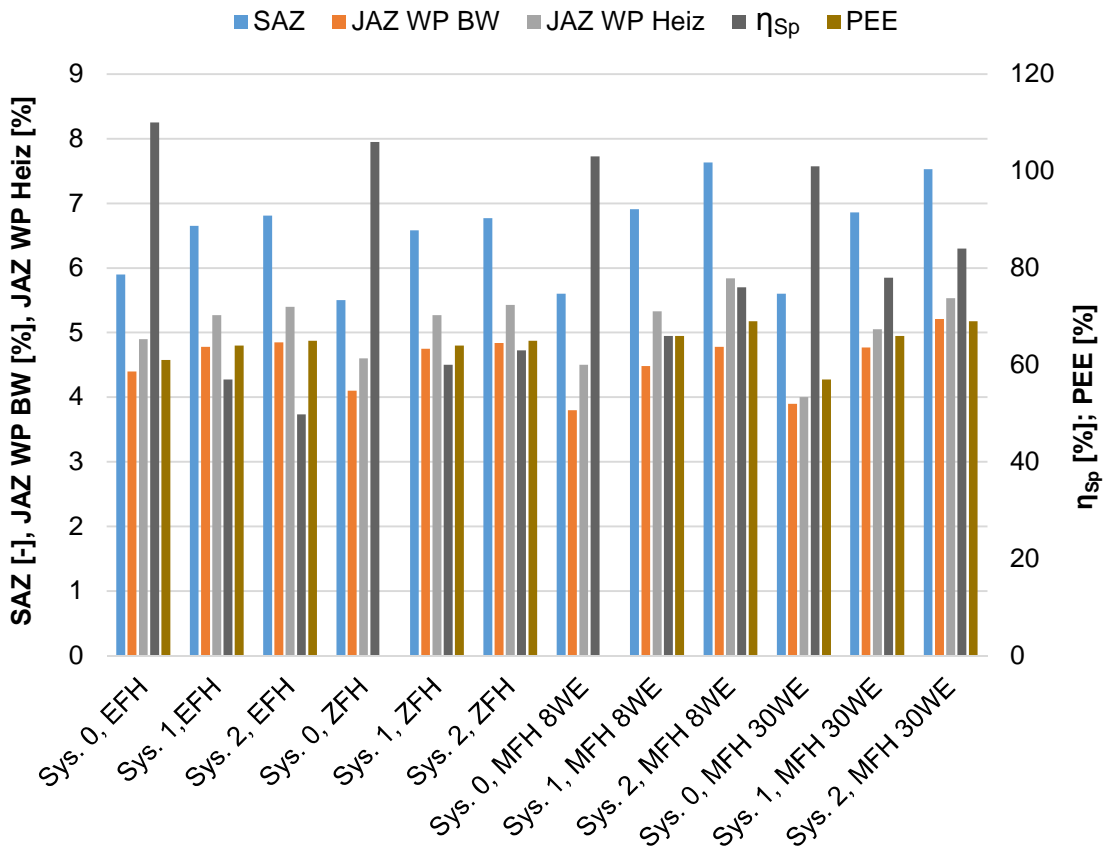
	EFH			MFH 8 WE		
Speichertyp	EWS <sup>53</sup> / BS <sup>53</sup>	EWS/ BS	EWS/ BS	EWS/ BS	EWS/ BS	EWS/ BS
Zieltemperatur [°C]	40	50	60	40	50	60
Kollektorfläche [m <sup>2</sup> ]	45/35	55/35	60/43	180/180	180/180	200/200
Erdbeckenwärmespeicher [m <sup>3</sup> ]	300	260	210	1.400	1.000	800
Behälterwärmespeicher [m <sup>3</sup> ]	160	140	110	1.000	715	570
Warmwasser-Wärmepumpe [kW]	6	6	6	45	45	45
Heizwasser-Wärmepumpe [kW]	12	12	12	60	60	60

## 6.7 Simulationsergebnisse

### 6.7.1 Niedertemperatursysteme mit zwei Wärmepumpen

Die vom Simulationsprogramm TRNSYS ausgegebenen Ergebnisse für Wärmeströme und Temperaturen ermöglichen es, für jedes simulierte System die in Abschnitt 6.3 definierten jährlichen anlagenspezifischen Kennwerte zu berechnen und anschließend miteinander zu vergleichen. Abbildung 6-6 zeigt für die untersuchten Niedertemperatursysteme die erreichten Speichernutzungsgrade  $\eta_{Sp}$ , Systemarbeitszahlen SAZ, die Jahresarbeitszahlen der Warmwasser- (JAZ WP BW) und Heizwasser-Wärmepumpe (JAZ WP Heiz) und die Primärenergieersparnis PEE. Der solare Deckungsgrad liegt in allen Anlagenkonfigurationen bei ca. 80 %.

<sup>53</sup> EWS = Erdsondenwärmespeicher; BS = Behälterwärmespeicher



**Abbildung 6-6: Vergleich der Niedertemperatursysteme mit Erdsondenwärmespeicher (EWS), Erdbeckenwärmespeicher (EB) und Behälterspeicher (BS)**

Bei allen Verbrauchergrößen schneidet der BS (System 2) im Hinblick auf die SAZ, die JAZ und die PEE am besten ab.

Die SAZ ist abhängig von der Verbrauchergröße und nimmt in der Anlagenkonfiguration mit EB (System 1) und BS (System 2) mit zunehmender Verbrauchergröße zu. In der Anlagenkonfiguration mit EWS (System 0) nimmt die SAZ mit steigender Verbrauchergröße leicht ab.

Der Erdsondenwärmespeicher besitzt im EFH aufgrund der Nutzung geothermischer Energie einen Speichernutzungsgrad von 110 %. Mit steigender Verbrauchergröße nimmt der Speichernutzungsgrad von 110 % auf 101 % ab. Bei Erdbecken- und Behälterwärmespeicher wird ein gegenläufiges Verhalten festgestellt: Mit steigender Verbrauchergröße bzw. Wärmespeichervolumen steigt der Speichernutzungsgrad aufgrund des niedrigeren Oberfläche/Volumen-Verhältnisses um bis zu 24 %-Punkte. Es werden Speichernutzungsgrade zwischen 57 % und 84 % erreicht. Der Behälterwärmespeicher erreicht minimal höhere Speichernutzungsgrade im Vergleich zum Erdbeckenwärmespeicher, weil dieser bei allen Verbrauchergrößen eine geringere Oberfläche und folglich geringere Wärmeverluste aufweist.

Die Heizwasser-Wärmepumpe weist im Gegensatz zur Warmwasser-Wärmepumpe eine höhere *JAZ* auf und arbeitet somit effizienter aufgrund des geringeren Temperaturhubs zwischen saisonalem Wärmespeicher und Heizwasserbereitschaftsteil des Pufferspeichers. Insgesamt weisen die Wärmepumpen in System 2 die höchsten *JAZ* bei jeder Verbrauchergröße auf, gefolgt von System 1. Es wird keine eindeutige Abhängigkeit der *JAZ* von der Verbrauchergröße festgestellt.

Die Primärenergieeinsparung ist abhängig vom Energieverbrauch der Wärmepumpen. Liegen hohe *JAZ* der Wärmepumpen vor, wie z.B. in System 2, so steigt die *PEE*. Die *PEE* steigt mit zunehmender Verbrauchergröße. Die *PEE* sind bei System 0 am geringsten.

Abbildung 6-7 zeigt beispielhaft, welche monatlichen Energiemengen zur Deckung des Wärmebedarfs des EFH mit Erdbeckenwärmespeicher auftreten.

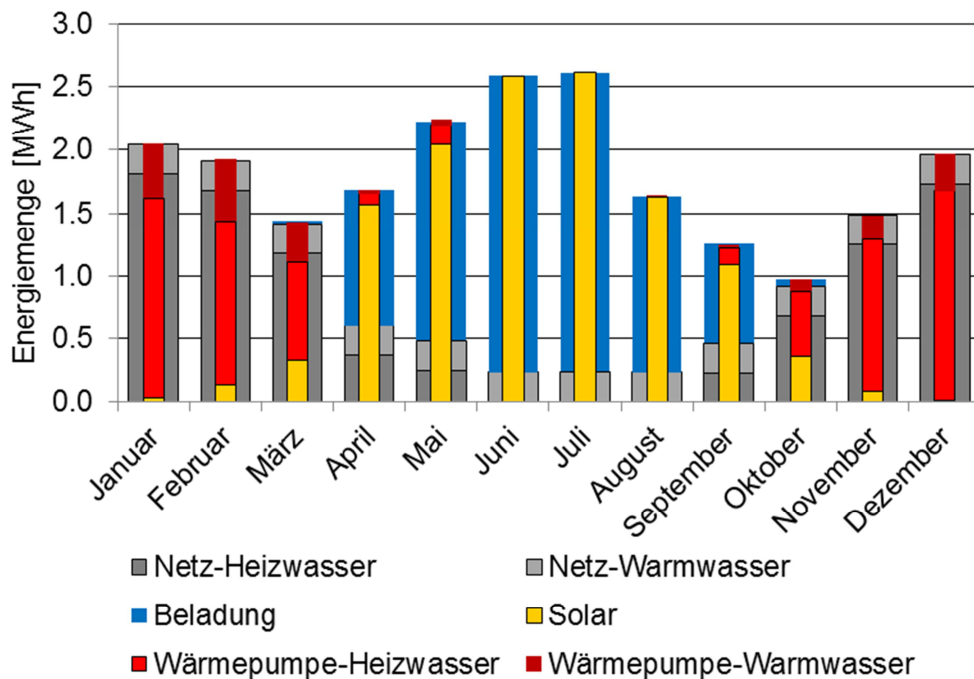


Abbildung 6-7: monatliche Energiemengen am Beispiel des EFH mit Erdbeckenwärmespeicher

### 6.7.2 Niedertemperatursysteme mit Heizstab

Abbildung 6-8 zeigt die Ergebnisse der Niedertemperatursysteme mit Heizstab. Es ist zu erkennen, dass die Anlagenkonfigurationen mit Behälterwärmespeicher bei beiden Verbrauchergrößen im Vergleich zum Erdbeckenwärmespeicher geringfügig besser abschneiden.

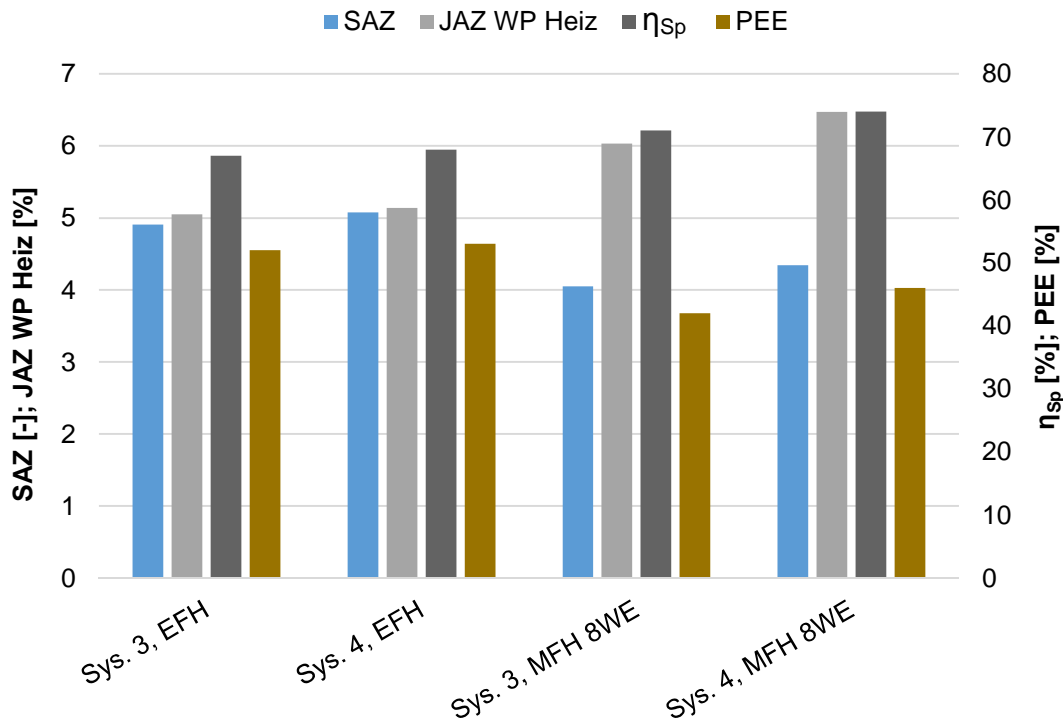


Abbildung 6-8: Vergleich der Niedertemperatursysteme mit Heizstab

Beim MFH 8 WE wird mit diesem Anlagensystem der geforderte solare Deckungsanteil von mindestens 80 % nicht erreicht. Im Vergleich zu den Niedertemperatursystemen mit Heizwasser- und Warmwasser-Wärmepumpe schneiden die Systeme mit Heizstab im Hinblick auf die *PEE* um 12 % schlechter (EFH) bzw. 24 % schlechter (MFH 8 WE) ab.

### 6.7.3 Hochtemperatursysteme

Abbildung 6-9 zeigt die Ergebnisse für die Hochtemperatursysteme mit einer mittleren Speichertemperatur von 60 °C. In den Hochtemperatursystemen arbeiten die Wärmepumpen kaskadiert. Da die Warmwasser-Wärmepumpe quellenseitig das von der Heizwasser-Wärmepumpe vorgewärmte Pufferspeicherwasser verwendet, erreicht diese in allen Anlagenkonfigurationen sehr hohe *JAZ* von 5 bis 9. Hervorzuheben ist, dass für die beiden kleinen Verbrauchergößen EFH und ZFH die Systemkonfiguration mit Erdbeckenwärmespeicher (System 9) eine höhere *SAZ* und damit auch eine höhere *PEE* aufweist, als für die Systemkonfiguration mit Behälterspeicher (System 10). Die direkt entladenen Wärmemengen aus dem saisonalen Wärmespeicher sind für die Verbrauchergößen EFH und ZFH in System 9 um 20 % – 45 % höher als bei System 10. D. h., dass die Warmwasser-Wärmepumpe im Jahresverlauf quellenseitig länger auf höheren Temperaturen

betrieben wird und somit der elektrische Energieverbrauch der Wärmepumpen im Vergleich System 10 kleiner ausfällt. Für größere Verbrauchergrößen (MFH 8 WE und MFH 30 WE) erreicht System 10 höhere Werte der SAZ und der PEE. Die direkt entladene Wärmemenge aus dem Behälterwärmespeicher ist hier um 20 % größer als bei System 9.

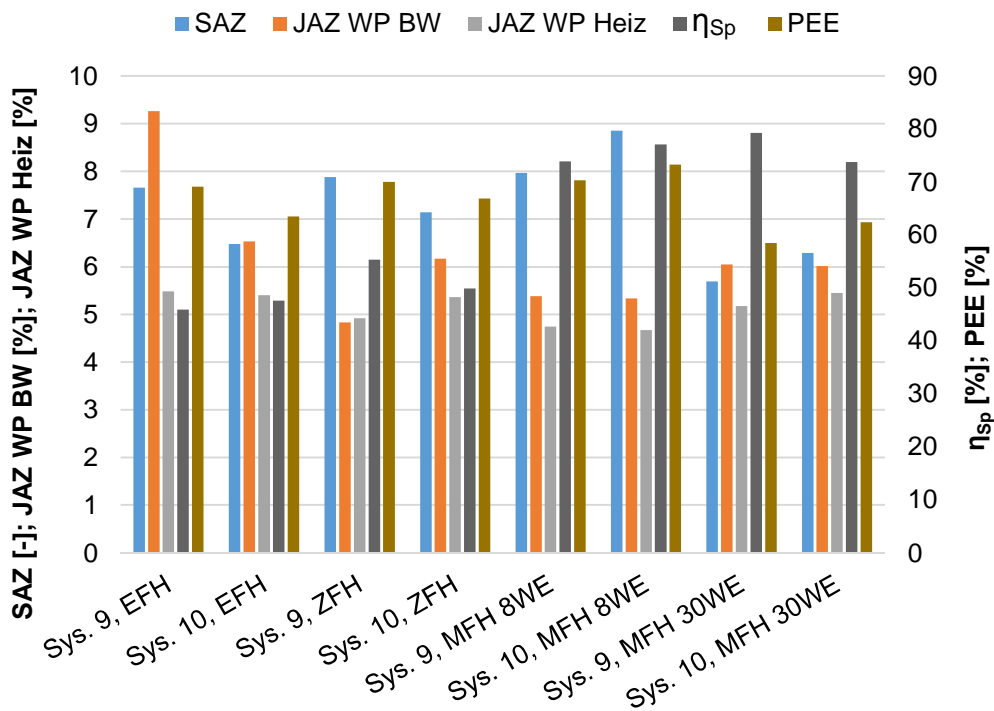


Abbildung 6-9: Vergleich der Hochtemperatursysteme mit einer mittleren Speichertemperatur von 60 °C

Der dargestellte Vergleich der SAZ in Abbildung 6-10 für bestimmte Verbrauchergrößen sowie Speichertypen und unterschiedliche mittlere Speichertemperaturen zeigt, dass die SAZ für die Verbrauchergröße MFH 30 WE bei niedriger mittlerer Speichertemperatur von 30 °C die höchsten Werte erreicht. Für die Verbrauchergröße MFH 8 WE werden die höchsten Werte der SAZ bei einer hohen mittleren Speichertemperatur von 60 °C erreicht. Der Behälterwärmespeicher weist dabei für alle Speichertemperaturen die höchste Effizienz auf.

Der Vergleich der SAZ der Verbrauchergröße ZFH zeigt die höchsten Werte bei hohen mittleren Speichertemperaturen. Für hohe mittlere Speichertemperaturen ist ein System mit integriertem Erdbeckenwärmespeicher effizienter, für niedrigere mittlere Speichertemperaturen weisen die Systeme mit integriertem Behälterwärmespeicher eine höhere Effizienz auf.

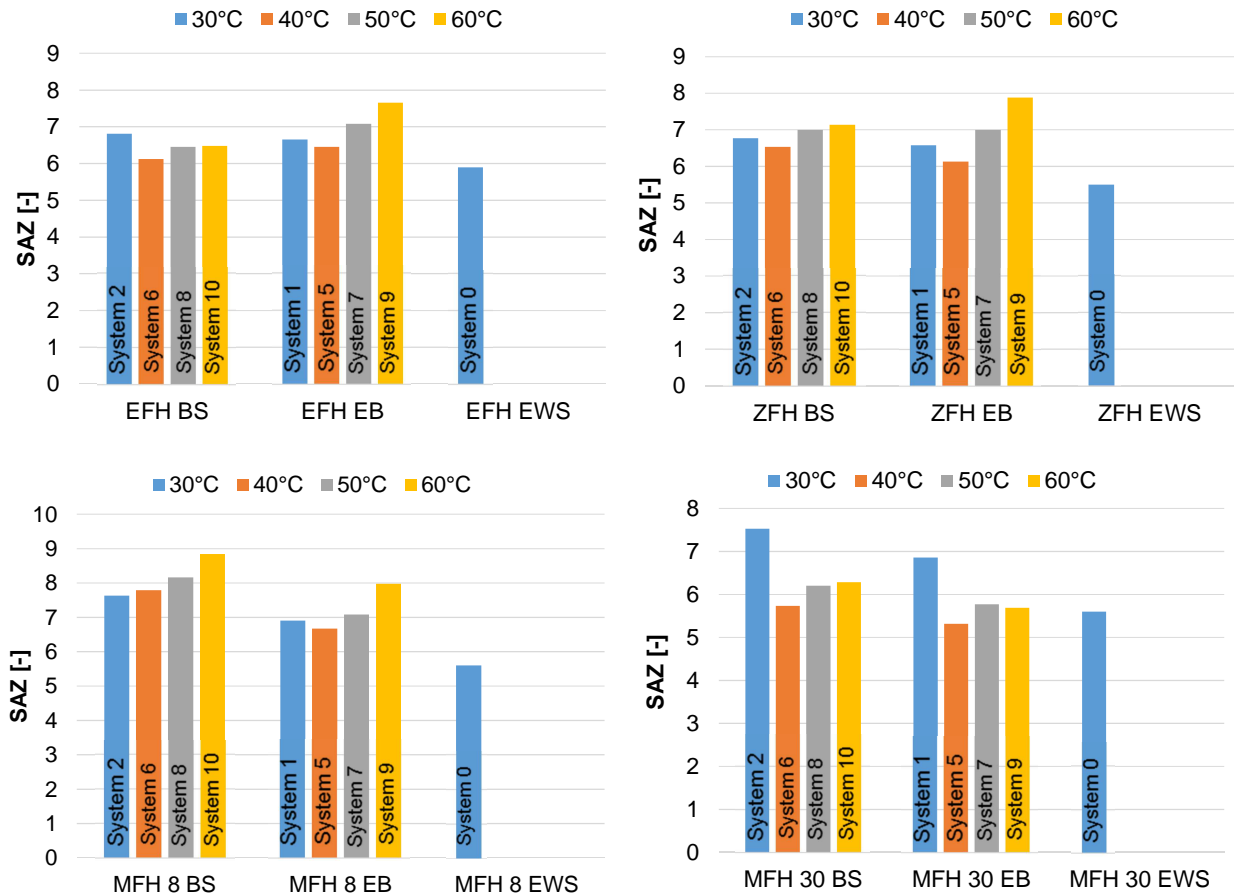


Abbildung 6-10: Vergleich der Systemarbeitszahlen (SAZ) für unterschiedliche mittlere Speichertemperaturen für alle Verbrauchergößen (EFH, ZFH, MFH 8WE, MFH 30WE)

Das System zur Versorgung des EFH verhält sich ähnlich. Für mittlere bis hohe Speichertemperaturen (40 °C, 50 °C, 60 °C) ist ein System mit integriertem Erdbeckenwärmespeicher effizienter, bei niedrigeren mittleren Speichertemperaturen (30 °C) ist der Behälterwärmespeicher effizienter.

Die SAZ der Systeme mit Erdsondenwärmespeicher sind bei allen Verbrauchergößen sehr ähnlich und liegen mit Werten zwischen 5,5 und 5,9 etwas unterhalb der SAZ der Systeme mit anderen Speichertypen.

## 6.8 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

### 6.8.1 Bestimmung der Investitionskosten für die Behälterwärmespeicher

Die Investitionskosten für saisonale Wärmespeicher sind schwierig abzuschätzen, da jeder bisher realisierte saisonale Wärmespeicher eine Sonderanfertigung ist. Es werden neue Materialien erprobt oder neue Tragestrukturen eingesetzt. Außerdem

spielen die Beschaffenheit des Untergrunds und das Platzangebot eine wichtige Rolle.

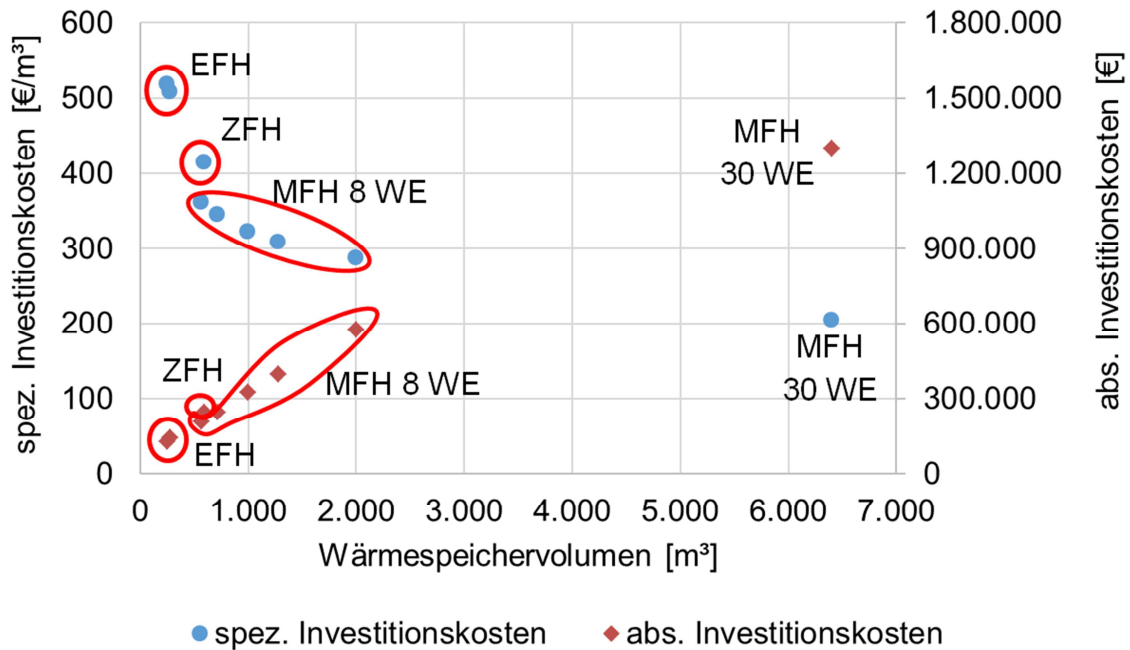
Die Bestimmung der Investitionskosten der untersuchten Behälterwärmespeicher geschieht auf Basis des Behälterwärmespeichers in München am Ackermannbogen mit einem Volumen von 5.700 m<sup>3</sup>. Der 2007 in Betrieb genommene Speicher weist Baukosten von 857.000 € auf, die sich wie in Tabelle 6-9 dargestellt zusammensetzen [7]:

**Tabelle 6-9: Zusammensetzung der Investitionskosten des Behälterwärmespeichers in München am Ackermannbogen**

Erdarbeiten	1,8 %	15.426 €
Erschließung des Speichervolumens	39 %	334.230 €
Wärmedämmung	17,5 %	149.975 €
Auskleidung	27,9 %	239.103 €
Be- und Entladeeinrichtung	4,3 %	36.851 €
Sonstiges	9,5 %	81.415 €

Die Kosten werden in oberflächenbezogene und volumenbezogene Kosten aufgeteilt. Oberflächenbezogene Kosten umfassen Kosten für die Erschließung des Speichervolumens (Betonbehälterwandung), Wärmedämmung und Auskleidung und betragen 723.308 €. Bei einer Oberfläche von 1500 m<sup>2</sup> ergeben sich spezifische oberflächenbezogene Kosten von 482,2 €/m<sup>2</sup>. Die volumenbezogenen Kosten umfassen Erdarbeiten und die Kosten für die Be- und Entladeeinrichtung und betragen 52.277 €. Es ergeben sich spezifische volumenbezogene Kosten von 9,17 €/m<sup>3</sup>. Die sonstigen Kosten werden im Weiteren nicht berücksichtigt.

Abbildung 6-11 zeigt die berechneten spezifischen und absoluten Investitionskosten für die Behälterspeicher der in der Simulationsstudie untersuchten Verbrauchergrößen.



**Abbildung 6-11: berechnete spezifische und absolute Investitionskosten für die Behälterwärmespeicher**

### 6.8.2 Bestimmung der Investitionskosten für die Erdbeckenwärmespeicher

Als Basis für die Bestimmung der Investitionskosten der untersuchten Erdbeckenwärmespeicher wird der Erdbeckenwärmespeicher der solaren Nahwärmanlage in Eggenstein-Leopoldshafen gewählt. Das Volumen dieses Erdbeckenwärmespeichers beträgt 4.500 m<sup>3</sup> und die Oberfläche 1.830 m<sup>2</sup>. Die Investitionskosten betragen 443.000 € und setzen sich anteilig gemäß Tabelle 6-10 zusammen [7]:

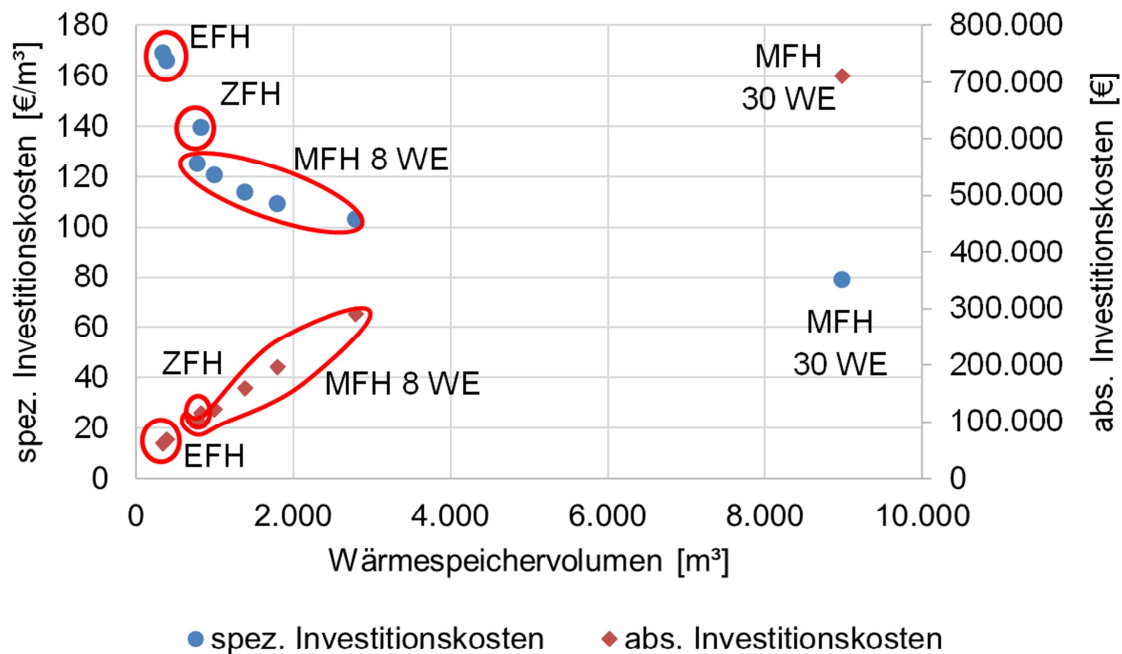
**Tabelle 6-10: Zusammensetzung der Investitionskosten des Erdbeckenwärmespeichers in Eggenstein-Leopoldshafen**

Erdarbeiten	4,8 %	21.326 €
Erschließung des Speichervolumens	14,4 %	63.979 €
Wärmedämmung	29,2 %	129.736 €
Auskleidung	31,9 %	141.732 €
Be- und Entladeeinrichtung	5,3 %	23.548 €
Sonstiges	16,3 %	72.421 €



Die Kosten werden in oberflächenbezogene und volumenbezogene Kosten aufgeteilt. Oberflächenbezogenen Kosten umfassen Kosten für die Wärmedämmung und Auskleidung und betragen 270.673 €. Damit ergeben sich die spezifischen oberflächenbezogenen Kosten von 147,91 €/m<sup>2</sup>. Die volumenbezogenen Kosten betragen 108.535 € und umfassen Erdarbeiten, die Kosten für die Be- und Entladeeinrichtung und für die Erschließung des Speichervolumens (Material- und Transportkosten für die Füllung des Erdbeckens). Somit ergeben sich spezifische volumenbezogene Kosten von 25,24 €/m<sup>3</sup>. Sonstige Kosten werden im Weiteren nicht berücksichtigt.

Abbildung 6-12 zeigt die berechneten spezifischen und absoluten Investitionskosten für die Erdbeckenwärmespeicher der in der Simulationsstudie untersuchten Verbrauchergrößen.



**Abbildung 6-12: berechnete spezifische und absolute Investitionskosten für die Erdbeckenwärmespeicher**

### 6.8.3 Bestimmung der Investitionskosten für die Erdsondenwärmespeicher

Den größten Kostenpunkt bei der Einbringung herkömmlicher Erdwärmesonden in das Erdreich stellen die Bohrarbeiten dar. Sehr kleine Erdsondenwärmespeicher, wie sie hier betrachtet werden, kommen mit geringen Bohrtiefen von 5–15 m aus. Bis zu dieser Tiefe können Erdwärmesonden an vielen Standorten auch gerammt werden, was zu geringeren Kosten führt. Mithilfe eines Hydraulikhammers wird dabei die Erdwärmesonde in den Untergrund getrieben. Eine spätere Verpressung entfällt, da

das Außenrohr der Erdwärmesonde in direktem Kontakt mit dem Erdreich steht. Die Firma Erwatec<sup>54</sup> bietet rambbare Koaxialerdwärmesonde an, deren äußerer Mantel aus Baustahl gefertigt wird und sich somit zum Einrammen in den Untergrund eignet. Das Außenrohr wird mit einer Rammspitze verbunden und direkt in den Untergrund gerammt. Das Innenrohr aus Polyethylen wird nachträglich eingeführt. Tabelle 6-11 führt Größe und angesetzte Investitionskosten der untersuchten Erdsondenwärmespeicher auf.

**Tabelle 6-11: Größe und angesetzte Investitionskosten der untersuchten Erdsondenwärmespeicher**

	<b>EFH</b>	<b>ZFH</b>	<b>MFH 8 WE</b>	<b>MFH 30 WE</b>
Anzahl der Erdsonden [-]	25	25	40	40
Erdsondenlänge [m]	5	7	10	15
Investitionskosten [€]	11.150	14.300	30.160	72.660

#### 6.8.4 Wärmegestehungskosten

Für die Bewertung der Wirtschaftlichkeit der untersuchten Anlagensysteme und Speichertechnologien werden die Wärmegestehungskosten herangezogen. Die Berechnungen werden gemäß der VDI-Richtlinie 2067 mit der Annuitätenmethode durchgeführt. Für die Berechnung der Wärmegestehungskosten werden folgende Posten berücksichtigt:

- Solarkollektoren
- Pufferspeicher
- Wärmepumpen
- Saisonaler Wärmespeicher
- Hydraulik und Regelungseinrichtung

Für die Solarkollektoren wird ein Preis von 400 €/m<sup>2</sup> angenommen [8]. Bedarfsgebundene Kosten entfallen. Betriebsgebundene Kosten betragen 0,5 % der Investitionskosten. [9]

Für die Pufferspeicher werden ausschließlich die kapitalgebundenen Kosten berücksichtigt. Es wird ein Preis von 1.000 €/m<sup>3</sup> Pufferspeichervolumen angesetzt [10].

<sup>54</sup> <http://erwatec.de/>

Die kapitalgebundenen Kosten der Wärmepumpen richten sich nach deren Leistung. Die Investitionskosten wurden gemäß Tabelle 6-12 angesetzt.

**Tabelle 6-12: angesetzte Investitionskosten für die Wärmepumpen in Abhängigkeit von der Leistung [11], [12], [13]**

Leistung [kW]	6	12	24	45	60	108	216
Kosten [€]	6.000	6.600	9.000	12.500	17.500	33.000	70.000

Die betriebsgebundenen Kosten betragen 4 % der Investitionskosten [9]. Die bedarfsgebundenen Kosten sind abhängig vom elektrischen Energieverbrauch. Es wird ein Arbeitspreis von 0,17 €/kWh elektrischer Energie angesetzt [14].

Die kapitalgebundenen Kosten für Erdbecken- und Behälterwärmespeicher werden bereits in Abschnitt 6.8.1 - 6.8.3 bestimmt. Es werden keine bedarfs- und betriebsgebundenen Kosten berücksichtigt.

Abbildung 6-13 zeigt die berechneten Wärmegestehungskosten für die unterschiedlichen Verbrauchergrößen und mittleren Temperaturen im saisonalen Wärmespeicher.

Die Anlagen mit Behälterwärmespeicher weisen in allen Konfigurationen die höchsten Wärmegestehungskosten auf. Grund dafür sind die im Vergleich zu den anderen Speichertechnologien angesetzten hohen Investitionskosten.

In Abbildung 6-13 ist eine Abhängigkeit der Wärmegestehungskosten von der mittleren Temperatur im saisonalen Wärmespeicher festzustellen. Höhere mittlere Speichertemperaturen führen zur Verringerung des notwendigen Speichervolumens und damit zur Verringerung der absoluten Investitionskosten, was geringere Wärmegestehungskosten zur Folge hat. Die Wärmegestehungskosten der Anlagenkonfiguration mit Behälterwärmespeicher nehmen mit zunehmender Temperatur im Mittel um 38 % ab. Diese Tendenz ist ebenfalls beim Erdbeckenwärmespeicher zu erkennen mit einer durchschnittlichen Abnahme von 24 %.

Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Wärmegestehungskosten mit steigender Verbrauchergröße sinken. So nehmen die Wärmegestehungskosten für die Anlagenkonfiguration mit Erdsondenwärmespeicher im Vergleich EFH und MFH 30WE um 23 % ab. Beim Behälterspeicher sind es 44 %, beim Erdbeckenwärmespeicher 35 %.

Das System mit Heizstab liefert in der Anlagenkonfiguration des EFH um 35 % reduzierte Wärmegestehungskosten, im MFH 8WE 27 % reduzierte Wärmegestehungskosten. Hierfür verantwortlich sind vor allem die hohen Investitionskosten für die zweite Wärmepumpe gegenüber den Investitionskosten für den Heizstab. Die Systemkonfiguration mit einem Erdsondenwärmespeicher liefert

für alle Verbrauchergrößen die geringsten Wärmegestehungskosten von 0,17 €/kWh - 0,22 €/kWh.

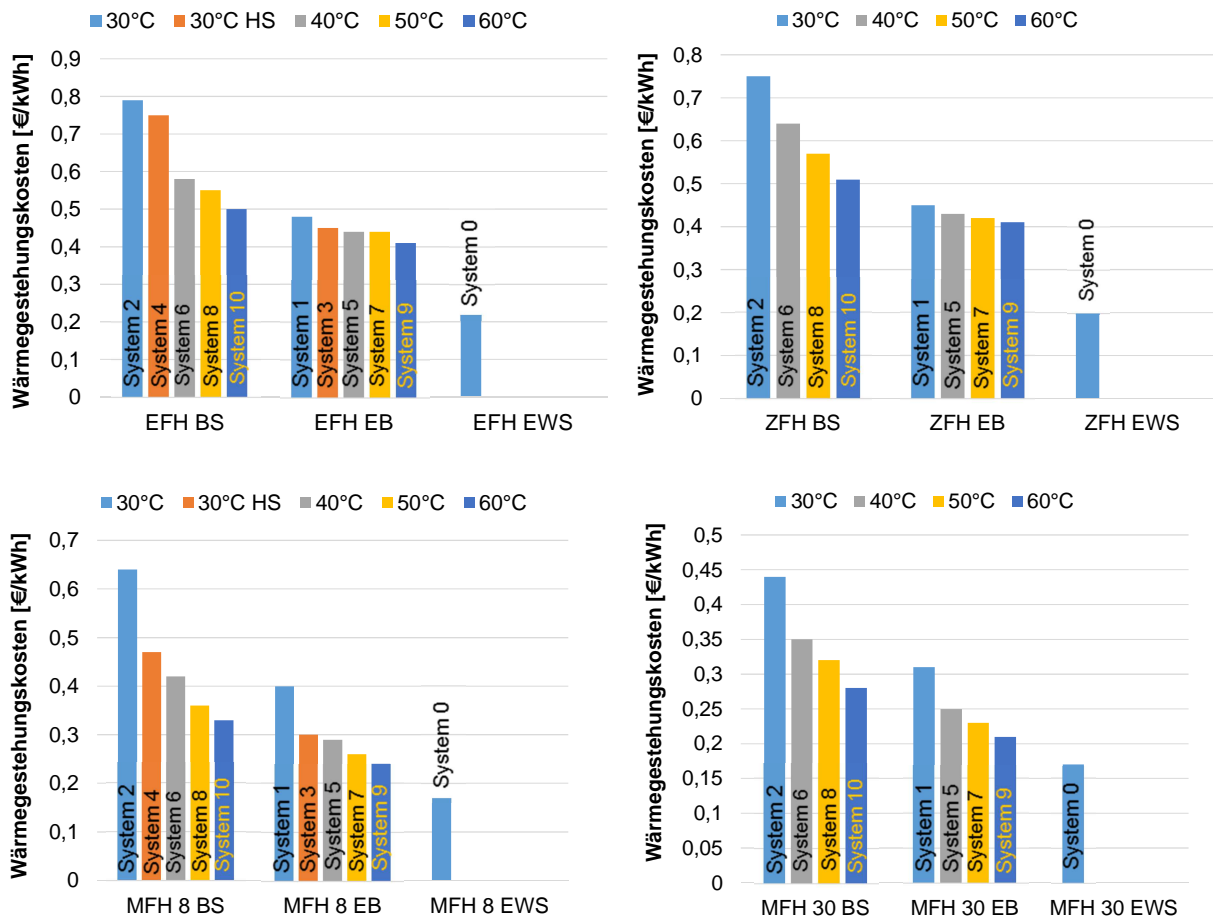


Abbildung 6-13: Vergleich der Wärmegestehungskosten für unterschiedliche mittlere Speichertemperaturen für alle Verbrauchergrößen (EFH, ZFH, MFH 8WE, MFH 30WE)

Die Referenzanlage zur Versorgung eines EFH mit Gas-Brennwertkessel erzeugt eine Kilowattstunde Wärme für ca. 0,165 €/kWh. Lediglich die Systemkonfigurationen mit Erdsondenwärmespeicher für die Verbraucher MFH 8WE und MFH 30WE erreichen ohne Berücksichtigung von Förderinstrumenten ähnliche Werte.

## 6.9 Fazit

Energetisch schneiden Anlagen mit Behälterwärmespeicher für fast jede Systemkonfiguration am besten ab, da diese durch ihre hohe spezifische Wärmekapazität ein kleineres Volumen und damit eine geringere Oberfläche als bspw. Erdbeckenwärmespeicher aufweisen und dementsprechend geringere

Wärmeverluste auftreten. In der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung sind Anlagen mit Behälterspeicher hingegen am teuersten.

Wird ein Behälterspeicher eingesetzt, so sind entsprechend zur Volumen- und damit Kostenreduktion höhere mittlere Speichertemperaturen anzusetzen.

Durch den Einsatz saisonaler Wärmespeicher wird der Verbrauch der fossilen Brennstoffe und CO<sub>2</sub>-Emissionen reduziert. Je nachdem welches Anlagensystem betrachtet wird, ergeben sich Primärenergieeinsparungen zwischen 42 % und 73 %.

## 6.10 Literaturverzeichnis zu Kapitel 6

- [1] Solites: *Saisonalspeicher.de. Das Wissensportal für die saisonale Wärmespeicherung.* Online verfügbar unter <http://www.saisonalspeicher.de>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [2] POHL, E. et al. (2015). *Primärenergieeinsparung durch KWK-Anlagen in der häuslichen Energieversorgung.* VDI Expertenforum: „Wie ‚smart‘ managen wir Energie wirklich?“, Karlsruhe, 19. – 20. March 2013.
- [3] Netzwerk Energieberater: *Primärenergiebedarf.* Online verfügbar unter <http://www.netzwerk-energieberater.de/wiki/Prim%C3%A4renergiebedarf>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [4] Bundesrepublik Deutschland: *Energieeinsparverordnung „EnEV“ 2009.* Bundesrechtsverordnung. 2009
- [5] Europäische Kommission, Eurostat (2015). *Gas prices for industrial consumers - bi-annual data (from 2007 onwards)*, online verfügbar unter [http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg\\_pc\\_203&lang=en](http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg_pc_203&lang=en), aufgerufen am 06.01.2016.
- [6] MARX, R.: *Integration von Wärmepumpen in solare Nahwärmanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung.* Dissertation, Shaker Verlag, Aachen, ISBN 978-3-8440-3476-9, 2015
- [7] BOLLIN, E. et al.: *Solare Wärme für große Gebäude und Wohnsiedlungen.* Fraunhofer IRB Verlag Stuttgart, 2013.
- [8] Bosch Thermotechnik: *Logasol SKT 1.0.* Preisliste, 2014.
- [9] VDI 2067: *Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen, Blatt 1*, VDI-Richtlinie, Verein Deutscher Ingenieure, 2012.
- [10] alternative-haustechnik.de: *Heizung, Sanitär & Klimatechnik: Solarbayer Schichtleit-Pufferspeicher SPS800, SLS-System.* Online verfügbar unter <http://www.alternative->

- [haustechnik.de/speicherbehaelter/pufferspeicher/speicher/solarbayer-schichtleit-pufferspeicher-sps800-sls-system](http://haustechnik.de/speicherbehaelter/pufferspeicher/speicher/solarbayer-schichtleit-pufferspeicher-sps800-sls-system), aufgerufen am 06.01.2016.
- [11] ElektroService Kunst GmbH: *Wärmetechnik Dimplex ... Wasser/Wasser-Wärmepumpen*. Online verfügbar unter <http://www.esk-shop.de/Waermetechnik-Dimplex/Waermepumpen-und-Zubehoer/Wasser-Wasser-Waermepumpen.htm?shop=kunst&SessionId=&a=catalog&t=1528&c=1537&p=1537>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [12] ThermoFLUX Deutschland GmbH: *Wärmepumpen*. Online verfügbar unter <http://www.klimaworld.com/heizen-kessel-kamine-ofen-gasthermen/warmepumpen.html>, aufgerufen am 06.01.2016.
- [13] Viessmann AG: *Wärmepumpen*. Online verfügbar unter [http://www.viessmann.ch/content/dam/internet-ch/pl\\_2014/pl\\_req11\\_wp\\_2014\\_neu1.pdf](http://www.viessmann.ch/content/dam/internet-ch/pl_2014/pl_req11_wp_2014_neu1.pdf), aufgerufen am 06.01.2016.
- [14] vB Internet GmbH: *Heizstrom*. Online verfügbar unter <http://www.stromanbietervergleich.de/waermepumpe/>, aufgerufen am 06.01.2016.

## **7 Mitarbeit in der IEA-SHC Task 45 „Large Systems: Large Solar Heating/Cooling Systems, Seasonal Storage, Heat Pumps“**

Der Notwendigkeit der länderübergreifenden und interdisziplinären Zusammenarbeit wurde durch die Mitarbeit in der IEA-SHC Task 45 Rechnung getragen. Es wurde primär in der Subtask C „system“ mitgearbeitet, wobei auch zu Subtask B „storage“ beigetragen wurde. Die wesentlichen Beiträge kamen aus den Ergebnissen aus AP 3 zum optimalen Einsatz von Wärmepumpen in solaren Nahwärmanlagen. Diese Ergebnisse wurden bei den Treffen vorgestellt, diskutiert und die Inhalte der Subtask-Leiterin Sabine Putz von SOLID aus Österreich zur Einarbeitung in die Task-Deliverables zur Verfügung gestellt. Zudem erfolgte die Präsentation von Monitoringergebnissen aus AP 1–3.

## 8 Öffentlichkeitsarbeit und Technologietransfer

Über das Vorhaben wurde bei nationalen und internationalen Tagungen, Kongressen sowie in Fachzeitschriften berichtet. Zudem erfolgte ein Technologietransfer durch die Teilnahme am Arbeitskreis Langzeit-Wärmespeicher und bei der Zusammenarbeit mit der Universität Innsbruck. Im Folgenden sind die einzelnen Beiträge kategorisiert und aufgelistet:

Es ist geplant ein Abschlussworkshop zum Projekt „Weiterentwicklung innovativer Technologien zur solaren Nahwärme und saisonalen Wärmespeicherung“ zu veranstalten. Dieser Workshop soll im Rahmen des Arbeitskreis Langzeit-Wärmespeichers stattfinden, an dessen Mitglieder die Ergebnisse des Projekts vorrangig adressiert sind. Hierzu steht das ITW im Kontakt mit dem Leiter des Arbeitskreises Dirk Mangold. Da jedoch nach Abschluss des Projektes noch kein Treffen stattgefunden hat, konnte der Workshop bis zum derzeitigen Zeitpunkt nicht durchgeführt werden.

### **Besuchte Tagungen/Konferenzen:**

- ISES Solar World Congress 2013, Cancun, Mexiko, 3.-7.11.2013
- 24. OTTI-Symposium Thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 07.-09.05.2014
- IRES – Energiespeicher Tagung in Düsseldorf, 08.-11.03.2015
- Fachforum Energieeffizienzhaus-Plus, Hamburg, 14. – 15. Juli 2015

### **Konferenzbeiträge:**

MARX, R.; BAUER, D.; DRÜCK, H.: *Energy Efficient Integration of Heat Pumps into Solar District Heating Systems with Seasonal Thermal Energy Storage*. Energy Procedia, ISES Solar World Congress 2013, Cancun, Mexiko, 3.-7.11.2013.

MARX, R.; BAUER, D.; DRÜCK, H.: *Energetische und ökologische Bewertung einer solaren Nahwärmearanlage mit saisonalem Wärmespeicher und gasmotorisch angetriebener Wärmepumpe*. 24. OTTI-Symposium thermische Solarenergie, Kloster Banz, Bad Staffelstein, 07.-09.05.2014.

MARX, R.; BROSZA, K.; BAUER, D.; DRÜCK, H.: *Potentials for Solar Thermal Smart Grids in Germany*. 2<sup>nd</sup> International Solar District Heating Conference, Hamburg, 03.-04.06.2014.

PLAZ, T.; BAUER, D.; DRÜCK, H.: *Development, construction and comissioning of a guarded hot plate apparatus to measure the effective thermal conductivity of bulk*



*insulation materials for seasonal thermal energy stores.* IRES 2015, Düsseldorf. 08.-11.03.2015

LANG, S.; BAUER, D.; DRÜCK, H.: *Analyse und Simulation der solaren Nahwärmanlage in Crailsheim.* 1. Fachforum Energieeffizienzhaus-Plus, 14. – 15. Juli 2015, Hamburg.

JANETTI, M.B.; PLAZ, T.; OCHS, F.; KLESNIL, O.; FEIST, W.: *Thermal Conductivity of Foam Glass Gravels: A Comparison between Experimental Data and Numerical Results.* IBPC 2015, Turin

**Veröffentlichte Paper:**

MARX, R.; BAUER, D.; DRÜCK, H.: *Energy Efficient Integration of Heat Pumps into Solar District Heating Systems with Seasonal Thermal Energy Storage.* Energy Procedia, volume 57, pages 2706-2715, ISSN: 1876-6102, Elsevier Ltd., DOI:10.1016/j.egypro.2014.10.302, 2014.

JANETTI, M.B.; PLAZ, T.; OCHS, F.; KLESNIL, O.; FEIST, W.: *Thermal Conductivity of Foam Glass Gravels: A Comparison between Experimental Data and Numerical Results.* Energy Procedia, volume 78, pages 3258-3263, DOI:10.1016/j.egypro.2015.11.713, November 2015

**Teilnahme am Arbeitskreis Langzeit-Wärmespeicher:**

Frankfurt a.M., 14.10.2014

Frankfurt a.M., 03.02.2014

Frankfurt a.M., 29.04.2015

## 9 Nomenklatur

### 9.1 Abkürzungen

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
ALU	Aluminium
AP	Arbeitspaket
AWP	Absorptionswärmepumpe
BGG	Blähglasgranulat
BHKW	Blockheizkraftwerk
BS	Behälterwärmespeicher
BW	Trinkwarmwasser (Brauchwasser)
CFD	Computational Fluid Dynamics
dp	double port (Doppelanschluss des verwendeten Warmwasserwärmespeichermodells)
EEB	Arbeitsbereich für Energieeffizientes Bauen der Universität Innsbruck
EFH	Einfamilienhaus
EPDM	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk
EB	Erdbeckenwärmespeicher
EWS	Erdsondenwärmespeicher
EWSEnt	Simulationsmodell der solaren Nahwärmeanlage in Crailsheim mit optimierter Entladeregulung des Erdsonden-Wärmespeichers
FFG	Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft
FW	Fernwärme
g1	Schaumglasschotter „Technopor Typ 30-50 (Perimeter 50)“
g2	Schaumglasschotter „Misapor 10-75“
GLT	Gebäudeleittechnik
GMWP	gasmotorisch angetriebene Wärmepumpe
GW	Grundwasserspiegel
HDPE	High-Density Polyethylen
Heiz	Heizwasser
HR	Heizring
HW I	Wohngebiet Hirtenwiesen I in Crailsheim
HW II	Wohngebiet Hirtenwiesen II in Crailsheim
HWIIRL	Simulationsmodell der solaren Nahwärmeanlage in Crailsheim mit einer Absenkung der Netzurücklauftemperatur
ITW	Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität

	Stuttgart
Kol	Kollektor
KR	Kühlring
KWWS	Kies-Wasser-Wärmespeicher
LZWSP	Langzeitwärmespeicher
Mes	Messwerte
MFH	Mehrfamilienhaus
MSR	Mess- Steuer- und Regelungstechnik
NW	Nahwärme
PE	Primärenergie (Kapitel 4)
PE	Polyethylen
PKS	pyrogene Kieselsäure
PP	Polypropylen
PS1...2	Pufferspeicher 1...2
Ref	Referenzmodell für die solare Nahwärmanlage in Crailsheim
SGS	Schaumglasschotter
SIM	Simulationsergebnisse
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
SZWZ	Transfer von „Solarzentrale“ zur „Wallzentrale“
TOC	Total Organic Carbon
Trans	Transfer
TRY	Test Reference Year (Wetterdaten)
UV	Ultraviolett
V1...V4	Versuchsreihe 1...Versuchsreihe 4
Val	Validierungsmodell für die solare Nahwärmanlage in Crailsheim
VWÜ	Vorwärmeübertrager (Schnittstelle zwischen Solaranlage und Nahwärmenetz in Crailsheim)
WDVS	Wärmedämm-Verbundsystem
WE	Wohneinheit(en)
WLF	Wärmeleitfähigkeit
WP	Wärmepumpe
WSMP	Wärmestrommessplatte
WWS	Warmwasserspeicher
WZSZ	Transfer von „Wallzentrale“ zur „Solarzentrale“
XPS	extrudierter Polystyrolschaum
ZFH	Zweifamilienhaus

## 9.2 Lateinische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
$a$	$\text{m}^2/\text{s}$	Temperaturleitfähigkeit
$a_1$	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	Wärmedurchgangskoeffizient des Kollektors
$a_2$	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}^2)$	Koeffizient zur Berechnung des temperaturabhängigen Wärmedurchgangskoeffizienten des Kollektors
$a_{\text{eff}}$	$\text{m}^2/\text{s}$	effektive Temperaturleitfähigkeit
$a_p$	$1/\text{m}$	spezifische Oberfläche eines Haufwerks
$A$	$\text{m}^2$	Fläche
$A_E$	-	Ergun Konstante A
$A_K$	$\text{m}^2$	Kollektorfläche
$A_p$	$\text{m}^2$	Oberfläche eines Schaumglasschotterkorns
$A_{WDVS}$	$\text{m}^2$	Oberfläche des Wärmedämmverbundsystems
$b$	-	Wellenzahl
$b_{\text{krit}}$	-	kritische Wellenzahl
$B_E$	-	Ergun Konstante B
$c_p$	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	spezifische Wärmekapazität
$c_{p,Fl}$	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	spezifische Wärmekapazität des Fluids
$C_{Fl}$	$\text{J}/\text{K}$	Wärmekapazität des Fluids
$C_s$	$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K}^4)$	Strahlungskonstante
$COP$	-	(Coefficient of Performance) Leistungszahl der Wärmepumpe
$d$	$\text{m}$	Durchmesser
$d_{ch,por}$	$\text{m}$	charakteristischer Durchmesser des porösen Mediums
$D$	$\text{m}^2/\text{s}$	Diffusionskoeffizient
$D_0$	$\text{m}^2/\text{s}$	Bezugswert des Diffusionskoeffizienten
$\dot{e}_s$	$\text{W}/\text{m}^2$	Maximale Energiestromdichte, die durch Wärmestrahlung von einem Körper emittiert werden kann
$E_a$	$\text{J}/\text{mol}$	Aktivierungsenergie
$E_{a,D}$	$\text{J}/\text{mol}$	Aktivierungsenergie der Diffusion
$E_{a,S}$	$\text{J}/\text{mol}$	Aktivierungsenergie der Sorption
$E_{\text{End}}$	$\text{MWh}$	Endenergie
$E_{\text{glob}}$	$\text{W}/\text{m}^2$	Globalstrahlung
$E_{\text{Verd}}$	$\text{MWh}$	elektrische Energieaufnahme des Verdichters
$f$	-	Gewichtsfaktor im Modell von Krischer
$f_p$	-	Primärenergiefaktor

$f_{sol}$	-	solarer Deckungsanteil
$F_a$	N	Auftriebskraft
$F_g$	N	Gravitationskraft
$F_y$	N/m <sup>3</sup>	entgegen der Gravitation wirkende Volumenkraft
$g$	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
$GTZ_{15/20}$	K·d	Gradtagzahl mit Innentemperatur 20 °C und Heizgrenze 15 °C
$h$	m	Probenhöhe, gleichbedeutend mit Schüttungsschichtdicke
$I$	-	Einheitsmatrix
$j_{des}$	Pa·m/s	Desorptionsstromdichte
$J_{des}$	Pa·m <sup>3</sup> /s	Desorptionsstrom
$J_L$	Pa·m <sup>3</sup> /s	Leckrate
$J_y$	1/(m <sup>2</sup> ·s)	Teilchenstromdichte
$JAZ$	-	Jahresarbeitszahl
$K$	m <sup>2</sup>	Permeabilität
$JAZ$	-	Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe
$k$	J/K	Boltzmann-Konstante
$k_b$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	rückseitiger Wärmedurchgangskoeffizient
$k_{eff}$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	effektiver Wärmedurchgangskoeffizient
$k_f$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	frontseitiger Wärmedurchgangskoeffizient
$k_{WG}$	€/MWh	Wärmegestehungskosten
$K_{Bed}$	€	bedarfsgebundene Kosten
$K_{Betrieb}$	€	betriebsgebundene Kosten
$K_{Kap}$	€	kapitalgebundene Kosten
$Kn$	-	Knudsen-Zahl
$l_{ch}$	m	charakteristische Länge
$\hat{m}$	kg/(m <sup>2</sup> ·s)	Massenstromdichte
$\dot{m}_{Luft\_diff}$	kg/s	Luft-Massenstrom durch Diffusion
$\dot{m}_{Luft\_leck}$	kg/s	Durch Leckagen eindringender Luftmassenstrom
$m_G$	kg	Gesamtmasse der feuchten Luft
$m_{ges}$	kg	Gesamtmasse
$m_l$	kg	Masse der trockenen Luft
$m_w$	kg	Wassermasse
$\dot{m}_w$	kg/s	Wassermassenstrom
$M_w$	kg/mol	Molmasse des Wassers
$M_l$	kg/mol	Molmasse der trockenen Luft

$n$	-	Gesamtanzahl
$n_T$	1/m <sup>3</sup>	Teilchenzahldichte
$N_l$	-	Teilchenzahl der trockenen Luft
$N_T$	-	Teilchenzahl
$N_w$	-	Teilchenzahl des Wassers
$Nu$	-	Nusselt-Zahl
$P$	kg/(s·m·Pa)	Permeationskoeffizient
$p$	bar	Druck
$p'$	bar	Sättigungsdampfdruck
$p_{abs}$	bar	Absolutdruck
$p_d$	bar	Partialdruck des Wasserdampfes
$p_G$	bar	Gesamtdruck des Luftgemisches feuchter Luft
$p_l$	bar	Partialdruck der trockenen Luft
$P_{Agg}$	W	elektrische Leistungsaufnahme der Hilfsaggregate
$P_{el}$	W	elektrische (Heiz-)Leistung
$P_{Verd}$	W	elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters
$PE$	MWh	Primärenergie
$PE_{Ref}$	MWh	Primärenergiebedarf eines Referenzsystems
$PE_{Solar}$	MWh	Primärenergiebedarf einer Solaranlage
$PEE$	-	Primärenergieeinsparung
$Pr$	-	Prandtl-Zahl
$PSAZ$	-	primärenergetische Systemarbeitszahl
$q_{Luft}$	cm <sup>3</sup> / (m <sup>2</sup> ·d·bar)	Luftdurchlässigkeit
$\dot{q}$	W/m <sup>2</sup>	Wärmestromdichte
$\dot{Q}_{gesamt}$	W	gesamt übertragener Wärmestrom
$\dot{Q}_H$	W	Wärmestrom von heißer zu kalter Heizplatte
$\dot{Q}_{Leitung}$	W	durch Wärmeleitung übertragener Wärmestrom
$\dot{Q}_{nutz}$	W	Nutzwärmestrom
$\dot{Q}_{V,1}$	W	Verlustwärmestrom von der elektrischen Heizplatte zur probenabgewandten Seite der Ein-Plattenapparatur am ITW
$\dot{Q}_{V,2}$	W	Verlustwärmestrom vertikal durch den PP-Ring entlang der Probe der Ein-Plattenapparatur am ITW
$\dot{Q}_{V,3}$	W	Verlustwärmestrom vertikal durch den PP-Ring zwischen Heizplatte und Schutzheizung der Ein-Plattenapparatur am ITW

$\dot{Q}_{V,4}$	W	Verlustwärmestrom vom Zylindermantel an die Umgebung der Ein-Plattenapparatur am ITW
$Q_{\text{Bedarf}}$	MWh	Wärmebedarf
$Q_{\text{Bel}}$	MWh	Beladewärmemenge eines Wärmespeichers
$Q_{\text{Ent}}$	MWh	Entladewärmemenge eines Wärmespeichers
$Q_{\text{EWS,Bel}}$	MWh	Beladewärmemenge des Erdsonden-Wärmespeichers
$Q_{\text{EWS,Ent}}$	MWh	Entladewärmemenge des Erdsonden-Wärmespeichers
$Q_{\text{FW}}$	MWh	Zur Nachheizung verwendete Fernwärme aus dem Fernwärmenetz Hirtenwiesen I
$Q_{\text{HWI}}$	MWh	Wärmelieferung aus der solaren Nahwärmanlage an das Fernwärmenetz HWI
$Q_{\text{HWII}}$	MWh	Wärmelieferung gesamt in das Nahwärmenetz Hirtenwiesen II
$Q_{\text{Loss,Zentralen}}$	MWh	Wärmeverluste der Heizzentralen
$Q_{\text{Nach}}$	MWh	Nachheizwärmemenge
$Q_{\text{Nutz}}$	MWh	Nutzwärmemenge
$Q_{\text{SWÜ,g,s}}$	MWh	Gesamt gelieferte solare Wärme
$Q_{\text{SWÜG,s}}$	MWh	Wärmeertrag der Kollektorfelder auf den Gebäuden
$Q_{\text{SWÜO,s}}$	MWh	Wärmeertrag der Kollektorfelder auf Wall Ost
$Q_{\text{SWÜW,s}}$	MWh	Wärmeertrag der Kollektorfelder auf Wall West
$Q_{\text{Trans,SZWZ}}$	MWh	Transfer-Wärmemenge von Solarzentrale zu Wallzentrale
$Q_{\text{Trans,WZSZ}}$	MWh	Transfer-Wärmemenge von Wallzentrale zu Solarzentrale
$Q_{\text{VWÜ,s}}$	MWh	Vom Vorwärmeübertrager transferierte Wärmemenge
$Q_{\text{WP,Kond}}$	MWh	Vom Kondensator der Wärmepumpe abgegebene Wärmemenge
$Q_{\text{WP,Verd}}$	MWh	Vom Verdampfer der Wärmepumpe aufgenommene Wärmemenge
$R$	J/(mol·K)	Universelle Gaskonstante
$R_s$	J/(kg·K)	Spezifische Gaskonstante
$Ra$	-	Rayleigh-Zahl
$Ra_{\text{krit}}$	-	kritische Rayleigh-Zahl
$Ra_s$	-	Darcy-modifizierte Rayleigh-Zahl
$Re$	-	Reynolds-Zahl
$s$	J/(kg·K)	spezifische Entropie
$s_0$	m	Dämmstärke des Referenzmaterials Schaumglasschotter
$S_{\text{äq,DM}}$	m	Notwendige äquivalente Dämmstärke
$S$	kg/(m <sup>3</sup> ·Pa)	Sorptionskoeffizient
$S_0$	kg/(m <sup>3</sup> ·Pa)	Bezugswert des Sorptionskoeffizienten

$SAZ$	-	Systemarbeitszahl
$t$	s	Zeit
$t_0$	s	Bezugszeit zur Berechnung eines Desorptionsstroms
$t_1$	s	Zeit am Beginn einer Messung
$t_2$	s	Zeit am Ende einer Messung
$t_B$	h/a	jährliche Betriebszeit
$T$	K	Temperatur
$T_{heiß}$	K	Temperatur der heißen Seite der Probe
$T_{kalt}$	K	Temperatur der kalten Seite der Probe
$T_m$	K	mittlere Proben­temperatur zur Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit durch Infrarotstrahlung
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$V_G$	m <sup>3</sup>	mit Gas gefülltes Hohlraumvolumen einer Schüttung
$V_{G,Korn}$	m <sup>3</sup>	mit Gas gefülltes Hohlraumvolumen eines Schaumglasschotterkorns
$V_{ges,Korn}$	m <sup>3</sup>	Gesamtvolumen eines Schaumglasschotterkorns
$V_{ges}$	m <sup>3</sup>	Gesamtvolumen einer Schüttung
$V_{Korn}$	m <sup>3</sup>	Volumen des einzelnen Korns
$V_l$	m <sup>3</sup>	Volumen der trockenen Luft
$V_S$	m <sup>3</sup>	Festkörpervolumen
$\dot{V}_{saug}$	m <sup>3</sup> /h	Durchschnittliches Saugvolumen der Vakuumpumpe
$V_{Sp}$	m <sup>3</sup>	Speichervolumen
$V_{WDVS}$	m <sup>3</sup>	Volumen des Wärmedämmverbundsystems
$w$	m/s	Fluidgeschwindigkeit
$w_x$	m/s	Fluidgeschwindigkeit in x-Richtung
$x$	-	Wassergehalt von feuchter Luft
$x'$	-	Sättigungsdampfgehalt
$x_{Wand}$	m	Wandabstand
$y$	m	Wellenlänge
$z$	m	Wassertiefe



### 9.3 Griechische Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\alpha$	W/(m <sup>2</sup> ·K)	Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha_\varepsilon$	-	Porositätsfaktor 1 der Forchheimer-Gleichung
$\beta_{Fl}$	1/K	Volumenausdehnungskoeffizient des Fluids
$\beta_{WP}$	-	Arbeitszahl der Wärmepumpe
$\beta_\varepsilon$	-	Porositätsfaktor 2 der Forchheimer-Gleichung
$\gamma$	°	Kippwinkel der Ein-Plattenapparatur des EEB der Universität Innsbruck
$\Delta T$	K	antreibende Temperaturdifferenz
$\varepsilon$	-	Schüttungsporosität
$\varepsilon_s$	-	Emissionsgrad
$\eta$	[Pa·s]	dynamische Viskosität
$\eta_0$	-	optischer Kollektorwirkungsgrad (Konversionsfaktor)
$\eta_e$	[Pa·s]	effektive dynamische Luftviskosität
$\eta_{Koll}$	-	Kollektornutzungsgrad
$\eta_{SP}$	-	Speichernutzungsgrad
$\eta_{sto,EWS}$	-	Speichernutzungsgrad des Erdsonden-Wärmespeichers
$\eta_{th}$	-	thermischer Nutzungsgrad
$\vartheta$	°C	Temperatur
$\vartheta_{amb}$	°C	Umgebungstemperatur
$\theta_m$	°C	Probenmitteltemperatur
$\vartheta_{m,EWS}$	°C	Mitteltemperatur des Erdsonden-Wärmespeichers
$\vartheta_{m,EWS,April}$	°C	Mitteltemperatur des Erdsonden-Wärmespeichers Anfang April
$\vartheta_{m,Sp}$	°C	Mittlere Speichertemperatur
$\vartheta_{M1,40}$	°C	Temperatur im Erdsonden-Wärmespeicher an Messlanze 1 in 40 m Tiefe (ca. Mitte des Erdsonden-Wärmespeichers)
$\vartheta_{med}$	°C	mittlere Wärmespeichertemperatur im Sommer
$\vartheta_{min}$	°C	minimale Wärmespeichertemperatur im Winter
$\vartheta_{mittel,Fluid}$	°C	mittlere Fluidtemperatur
$\vartheta_{oben}$	°C	Temperatur der Probenoberseite
$\vartheta_{PS2,13}$	°C	Temperatur im Pufferspeicher 2 in einer Höhe von 10,25 m
$\vartheta_{PS2,13}$	°C	Temperatur im Pufferspeicher 2 in einer Höhe von 12,25 m
$\vartheta_{unten}$	°C	Temperatur der Probenunterseite
$\lambda$	W/(m·K)	effektive Wärmeleitfähigkeit ohne Konvektion

$\lambda_1$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit der parallel geschaltete Widerstände
$\lambda_2$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit der seriell geschalteten Widerstände
$\lambda_{diff}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit durch Porendiffusion
$\lambda_{eff}$	W/(m·K)	effektive Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_{eff,0}$	W/(m·K)	effektive Wärmeleitfähigkeit des Referenzmaterials Schaumglasschotter
$\lambda_{eff,DM}$	W/(m·K)	effektive Wärmeleitfähigkeit des Dämmstoffs
$\lambda_{eq}$	W/(m·K)	äquivalente Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_{Hohlraum}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit durch Wärmestrahlung im Hohlraum zwischen den Körnern einer Schüttung
$\lambda_{Konv}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit durch Konvektion
$\lambda_{Korn}$	W/(m·K)	effektive Wärmeleitfähigkeit eines Schüttungskorns
$\lambda_{L,Gas\_Pore}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit durch Wärmeleitung im Porengas
$\lambda_{L,Korn}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit durch Festkörperwärmeleitung in den Körnern einer Schüttung
$\lambda_{L,Luft}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit durch Wärmeleitung im Luftanteil
$\lambda_{L,Matrix}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit durch Wärmeleitung in der Feststoffmatrix
$\lambda_{L,Schüttung}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit durch Festkörperwärmeleitung zwischen den Körnern einer Schüttung
$\lambda_{Pore}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit durch Infrarotstrahlung in einer Pore des Schaumglasschotterkorns
$\lambda_S$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit durch Infrarotstrahlung
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\rho_{Fl}$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Fluids
$\rho_{Fl,heiß}$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Fluids auf der heißen Seite
$\rho_{Fl,kalt}$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Fluids auf der kalten Seite
$\rho_{H2O}$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte von Wasserdampf
$\rho_l$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte der trockenen Luft
$\rho_{Luft}$	kg/m <sup>3</sup>	Luftdichte
$\rho_S$	kg/m <sup>3</sup>	Festkörperdichte
$\sigma$	W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>4</sup> )	Stefan-Boltzmann-Konstante
$\varphi$	-	relative Luftfeuchtigkeit
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität
$\psi$	-	Hohlraumvolumenanteil