

---

## **Abschlussbericht zum Vorhaben**

# **Solar unterstützte Wärmezentralen in Mehrfamilienhäusern**

---

Kurzbezeichnung: „SUW-MFH“

Förderkennzeichen: 03ET1212 A-B

Laufzeit(HSD): 01.09.2014-30.04.2018

Laufzeit (ISFH): 01.09.2014-28.02.2018

M. Adam, K. Backes, H. Wirth  
Hochschule Düsseldorf (HSD)

Zentrum für Innovative Energiesysteme

D. Eggert, S. Helbig  
Institut für Solarenergieforschung Hameln GmbH (ISFH)

August 2018

Gefördert durch:



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Energie

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

## **Verbundpartner und Verbundkoordination**

### **Hochschule Düsseldorf**

ZIES - Zentrum für Innovative Energiesysteme

Projektleiter: Prof. Dr. Mario Adam

weitere Ansprechpartner: Klaus Backes

Münsterstraße 156

40476 Düsseldorf

[www.hs-duesseldorf.de](http://www.hs-duesseldorf.de)

Hochschule Düsseldorf  
University of Applied Sciences

**HSD**

Zentrum für Innovative Energiesysteme  
Centre of Innovative Energy Systems

**ZIES**

## **Verbundpartner**

### **Institut für Solarenergieforschung Hameln (ISFH)**

Abteilung Solarthermie

Projektleiter: Daniel Eggert

weitere Ansprechpartnerin: Sonja Helbig

Am Ohrberg 1

31860 Emmerthal

[www.isfh.de](http://www.isfh.de)



## **Mitwirkende Industrieunternehmen**

### **Bosch Solarthermie GmbH**

Ansprechpartner: Alexander Neupert, Werner Hube

Prozessionsweg 10

48493 Wettringen

[www.bosch-thermotechnology.com](http://www.bosch-thermotechnology.com)



### **Parabel Energiesysteme GmbH**

Ansprechpartner: Bernhard Jurisch

Stephensonstraße 23

14482 Potsdam

[www.parabel-energiesysteme.de](http://www.parabel-energiesysteme.de)



### **Solvis GmbH**

Ansprechpartner: Helmut Jäger

Grotrian-Steinweg-Str. 12

38112 Braunschweig

[www.solvis.de](http://www.solvis.de)



### **Vaillant GmbH**

Ansprechpartner: Tobias Lingk, Frank Salg

Berghauser Str. 40

D-42859 Remscheid

[www.vaillant.de](http://www.vaillant.de)



### **Viessmann Werke GmbH & Co. KG**

Ansprechpartner: Bernd Hafner, Gero Erdtmann

Viessmannstraße 1

35108 Allendorf (Eder)

[www.viessmann.de](http://www.viessmann.de)



## **Danksagung**

Das Projekt wurde vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages gefördert. Die fachliche und administrative Projektbegleitung erfolgte durch den Projektträger Jülich (PtJ), namentlich Frau Kerstin Krüger, Frau Margitta Garz, Frau Lilli Fatjanov und Herrn Reiner Croy. Die sehr gute Zusammenarbeit mit den mitwirkenden Industrieunternehmen Bosch Solarthermie GmbH, Parabel Energiesysteme, Solvis GmbH, Vaillant GmbH und Viessmann Werke GmbH & Co. KG haben die Projektdurchführung erst möglich gemacht. Die Autoren bedanken sich bei allen Partnern, Mitwirkenden und beim Fördermittelgeber für die Unterstützung ihrer Arbeiten.

## Inhaltsverzeichnis

<b>Danksagung .....</b>	<b>iii</b>
<b>Nomenklatur.....</b>	<b>vi</b>
<b>1 Kurzdarstellung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation .....	1
1.2 Projektziele.....	2
1.3 Technischer und wissenschaftlicher Stand zu Projektbeginn .....	2
1.4 Planung und Ablauf des Vorhabens .....	5
<b>2 Konzepte der Hydrauliken und Regelungen .....</b>	<b>8</b>
2.1 Klassifizierung der Hydraulikkonzepte.....	8
2.2 Die zehn Konzepte in Beispiel-Hydrauliken.....	12
2.3 Die Komplexität von Hydrauliken.....	19
2.4 Marktrecherche .....	23
2.5 Auswahl der zu untersuchenden Konzepte .....	31
<b>3 Laborfeldtests.....</b>	<b>33</b>
3.1 Beschreibung des Mess- und Auswerteverfahren .....	33
3.2 Randbedingungen .....	52
3.3 Beschreibung und Typtageanalyse der Anlagen ausgewählter Konzepte..	76
<b>4 Vorsimulationen mit T-Sol .....</b>	<b>149</b>
<b>5 Jahressimulation .....</b>	<b>169</b>
5.1 Randbedingungen .....	169
5.2 Bewertungsgrößen .....	169
5.3 Benchmarkverfahren .....	174
5.4 TRNSYS Jahressimulationen .....	181
5.5 MATLAB Carnot Jahressimulationen .....	188
<b>6 Kostenanalyse .....</b>	<b>190</b>
6.1 Verfahrensbeschreibung und Bewertungsgrößen .....	190
6.2 Randbedingungen und Eingangsgrößen .....	191
<b>7 Anlagenbewertung der Konzeptbeispiele .....</b>	<b>193</b>
7.1 Funktionale Bewertung.....	193
7.2 Energetische Bewertung .....	193
7.3 Wirtschaftliche Bewertung .....	199
7.4 Komplexitätsbewertung .....	205
7.5 Gesamtbewertung .....	207
<b>8 Anlagenoptimierung für ein best-practice Konzept .....</b>	<b>211</b>
8.1 Energetischer Optimierungsansatz .....	211
8.2 Wirtschaftlichkeitsabschätzung .....	223
8.3 Komplexität der Optimierungen .....	226

<b>9 Praxisbeispiel: Parabel</b> .....	<b>229</b>
<b>10 Schlussfolgerungen</b> .....	<b>232</b>
<b>11 Veröffentlichungen und Präsentationen</b> .....	<b>236</b>
<b>12 Verwertbarkeit der Ergebnisse</b> .....	<b>238</b>
12.1 Wirtschaftliche Verwertungsaussichten .....	238
12.2 Wissenschaftlich-technische Verwertungsaussichten .....	238
12.3 Wissenschaftliche und Wirtschaftliche Anschlussfähigkeit .....	239
<b>13 Literatur</b> .....	<b>240</b>
<b>14 Abbildungen</b> .....	<b>247</b>
<b>15 Tabellen</b> .....	<b>256</b>
<b>16 Anhang</b> .....	<b>258</b>
16.1 Herstellertabelle Marktrecherche.....	258
16.2 Ermittlung der Komplexität .....	260

## Nomenklatur

Symbol	Bezeichnung	Einheit
$a$	Annuitätenfaktor	$a^{-1}$
$a_{dsc}$	Bedarfsbezogene Kollektorfläche (engl.: demand-specific collector area)	$m^2/MWh$
$A_{BedG}$	Bedarfsgebundene Kosten	$€/a$
$A_{BetG}$	Betriebsgebundene Kosten	$€/a$
$A_{KG}$	Kapitalgebundene Kosten	
$A_{Kol}$	Kollektorfläche (Brutto)	$m^2$
$AC_{CO_2}$	CO <sub>2</sub> -Vermeidungskosten (engl.: carbon abatement cost)	$€/tCO_2$
$AN$	Annuität	$€/a$
$aux$	Zusatzenergie (engl.: auxiliary)	
$CPF$	Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale (engl.: central performance factor)	-
$CPF_{plus}$	Jahresnutzungsgrad der Wärmeversorgung	-
$DWD$	Deutscher Wetterdienst	
$E_{End}$	Endenergiebedarf	$kWh/a$
$E_{End.ref}$	Endenergiebedarf des Referenzsystems	$kWh/a$
$E_{prim}$	Primärenergiebedarf	$kWh/a$
$E_{prim.ref}$	Primärenergiebedarf des Referenzsystems	$kWh/a$
$e_P$	Anlagenaufwandszahl	-
$EF_{CO_2}$	CO <sub>2</sub> -Emissionsfaktor	$gCO_2/kWh$
$f_{sav.EE}$	Endenergieeinsparung	%
$f_{sav.PE}$	Primärenergieeinsparung	%

f <sub>wGK</sub>	Mehrkosten gegenüber Referenz	%
HiL	hardware-in-the-loop	
HK	Heizkreis	
h <sub>RL.aux</sub>	Relative Speicheranslusshöhe des Gasthermen Rücklaufs	-
h <sub>RL.HK</sub>	Relative Speicheranslusshöhe des Heizkreis Rücklaufs	-
h <sub>s</sub>	Speicherhöhe	m
h <sub>VL.aux</sub>	Relative Speicheranslusshöhe des Gasthermen Vorlaufs	-
h <sub>VL.HK</sub>	Relative Speicheranslusshöhe des Heizkreis Vorlaufs	-
h <sub>VL.solar</sub>	Relative Speicheranslusshöhe des solaren Vorlaufs	-
HZ	Heizungswasser	
H <sub>zg</sub>	Heizung	
KW	Kaltwasser	
IEA SHC	Internationale Energieagentur, Solares Heizen und Kühlen (engl.: International energy agency, solar heating and cooling)	
K <sub>0</sub>	Kapitalwert	€
MFH	Mehrfamilienhaus	
MHZ	Stellventil für die Heizlastemulation	/
MHZ_SIM	Stellventil für die Heizvolumenstromemulation	/
MWW	Stellventil für die Warmwasser-Zapfemulation	/
Q <sub>Geb</sub>	Gebäudeenergiebedarf	kWh/a
Q <sub>HK</sub>	Raumwärmebedarf	kWh/a
Q <sub>Nutz</sub>	Nutzenergiebedarf	kWh/a

$Q_{TWW}$	Trinkwarmwasserwärmebedarf	kWh/a
$Q_{Verteil}$	Verteilwärmeverluste ohne TWW-Zirkulation	kWh/a
$Q_{Zirk}$	Wärmeverluste durch TWW-Zirkulation	kWh/a
$R_W$	Restwert	€
RL	Rücklauf	
t	Betrachtungszeitraum	a
$T_{HZ-VL}$	Temperatur Heizkreis Vorlauf vor der Mischerguppe	°C
$T_{HZ-RL}$	Temperatur Heizkreis Rücklauf vor der Mischerguppe	°C
$T_{KW}$	Temperatur Kaltwasser	°C
$T_{RL,HK,max}$	Korrespondierende Rücklauftemperatur bei Auslegungstemperatur des Heizkreises	°C
TRY	Testreferenzjahr (engl.: test reference year)	
$T_{S,max}$	Maximale Speichertemperatur	°C
$T_{S,min}$	Minimale Speichertemperatur	°C
$T_{VL,HK,max}$	Auslegungstemperatur des Heizkreises	°C
TWW	Trinkwarmwasser	
TZI	Temperatur Zirkulation	°C
$V_{aux}$	Bereitschaftsvolumen	m <sup>3</sup>
$V_{aux,max}$	Maximales Bereitschaftsvolumen	m <sup>3</sup>
$V_{HZ}$	Volumenstrom Heizkreis	m <sup>3</sup> /h
$V_{KW}$	Volumenstrom Kaltwasser	m <sup>3</sup> /h
VL	Vorlauf	
$V_S$	Speichervolumen	m <sup>3</sup>
$V_{S,krit}$	Kritisches Speichervolumen	m <sup>3</sup>

V_SOL	Solaremulator Volumenstrom Speicherkreis	m <sup>3</sup> /h
V_TH_RL	Thermen-Volumenstrom gemessen im Rücklauf	m <sup>3</sup> /h
WGK	Wärmegestehungskosten	€/kWh
WÜ	Wärmeübertrager	
z	Kalkulationszinssatz	%
Zirk	Zirkulation	

# 1 Kurzdarstellung

*Kapitel bearbeitet durch HSD*

Um den schwachen Markt thermischer Solaranlagen für Mehrfamilienhäuser besser zu erschließen, bewertet und optimiert das Projekt „*Solar unterstützte Wärmezentralen in Mehrfamilienhäusern*“ die hydraulischen Verschaltungen von Wärmezentralen großer Kombi-Solaranlagen in Mehrfamilienhäusern - im Hinblick auf gute Kompromisse zwischen Kosten, Anlagenkomplexität und Energieeinsparung.

## 1.1 Motivation

a) Das Potential für solare Wärme in Mehrfamilienhäusern ist groß.

In 2017 wurden erst ca. 0,63 % des deutschen Wärmebedarfs solar gedeckt [BMWi\_2018] und das zu erschließende Potential ist somit noch groß. Die Marktentwicklung beschränkt sich bisher fast ausschließlich auf den Ein- und Zweifamilienhaussektor [Grosol\_2007]. So entfielen bis 2006 knapp 98 % der installierten Anlagen aus dem Marktanreizprogramm auf diesen Sektor und unter 3 % auf Mehrfamilienhäuser mit mehr als 3 Wohneinheiten. Gleichzeitig befindet sich aber die Mehrzahl (53 %) laut „Datenbasis Gebäudebestand“ [IWU\_2010] aller Wohnungen in Deutschland in Mehrfamilienhäusern. Dies ergibt einen hohen, nicht solar gedeckten Wärmebedarf. Somit wird deutlich, dass die Solarthermiebranche den Markt für diesen Gebäudetyp mit typischen Kollektorflächen etwa zwischen 20 m<sup>2</sup> und 60 m<sup>2</sup> besser erschließen muss, um einen größeren Anteil des Wärmebedarfs im Wohnbereich solarthermisch zu decken.

b) Hemmnisse für solare Wärme in Mehrfamilienhäusern sind verringierbar.

Zur Integration von Solarthermie in die Wärmeversorgung von Mehrfamilienhäusern gibt es vielfältige hydraulische Konzepte. Hierbei variieren neben den Komponenten auch deren hydraulische Verschaltung und Regelung innerhalb der Wärmezentralen und die Art des Wärmeverteilnetzes.

Die unterschiedlichen Konzepte sind dabei für Planer und Installateure oft nicht vergleichbar, da durch die fehlende Gesamtbewertung die jeweiligen Vor- und Nachteile der Konzepte nicht ersichtlich sind. Darüber hinaus birgt die Vielfalt der hydraulischen Konzepte Risiken durch Planungs- und Auslegungsfehler der Anlagen und somit auch für deren effizienten Betrieb.

Markthemmnisse für Solaranlagen in Mehrfamilienhäusern sind neben dem ungünstigen Investor-Nutzer Verhältnis also auch „Unsicherheiten bei der Auswahl des optimalen Anlagenkonzepts, mangelnde Erfahrung der Planer und Installateure (sowie eine) mangelnde Standardisierung der Anlagen [...] [GroSol 2007]. Bei standardisierten und vorgefertigten Paketlösungen stellt sich oft eine höhere Endenergieeinsparung ein als bei individuell geplanten und realisierten Wärmezentralen [CombiSol\_2011], [Hafner\_2013]. Ursachen sind neben möglichen

Ausführungsmängeln komplexe Regelungs- und Hydraulikabläufe, die nicht immer vom Planer oder Installateur beherrscht werden.

## 1.2 Projektziele

Obige Markthemmnisse sollen mit diesem Forschungsprojekt verringert werden, um die Marktentwicklung positiv zu beeinflussen. Daher ist es das Ziel, die vielfältigen, in der Praxis angetroffenen und in den Planungsunterlagen der Hersteller vorgeschlagenen hydraulischen Verschaltungen von

Solarkollektorfeld - Speicher(n) - Wärmeerzeuger(n) - Verbraucherkreisläufe

für Heizung, Warmwasser und Zirkulation in Wärmezentralen großer Kombi-Solaranlagen, wie sie in Mehrfamilienhäusern vorzufinden sind, mit den zugehörigen Regelfunktionen und ihrer hydraulischen Einbindung funktional, energetisch und kostenmäßig zu bewerten und optimierte Systemkonzepte abzuleiten.

In Bezug auf die hydraulische Verschaltung, Regelung, Auswahl und Dimensionierung der Systemkomponenten sollen best-practice Lösungen definiert werden, sowie eine quantitative Bewertung häufig gemachter Konzeptfehler erfolgen. Dies soll Planern und Kunden die Sicherheit geben, dass die Erwartungen an End- und Primärenergieeinsparung durch große Kombi-Solaranlagen in der Praxis auch tatsächlich erreicht werden.

Gleichzeitig ist in der Solarthermie die Notwendigkeit zu Kostensenkungen noch aktuell. Daher werden die Gesamtkosten, d. h. die Kosten für Komponenten, Installation, Wartung und Instandhaltung, in die Systembewertung einbezogen.

Als „optimales“ Konzept ist deshalb nicht immer das mit der höchsten Energieeinsparung zu verstehen, sondern das, welches bezüglich hoher Energieeinsparung, geringer Anlagenkomplexität (und damit hoher Betriebssicherheit) und niedrigen Gesamtkosten den besten Kompromiss darstellt.

## 1.3 Technischer und wissenschaftlicher Stand zu Projektbeginn

### 1.3.1 Technologieverbreitung

Zur Minderung der Hemmnisse bei der Verbreitung großer Solaranlagen hatten das BMU und die Industrie Maßnahmen zur Information und Verbreitung initiiert und gefördert.

Eine dreijährige Kampagne „So heizt man heute“ wurde von drei regional in Deutschland verteilten Kompetenzzentren zur Beratung des Fachhandwerks und von Planern unterstützt. Sie wurde im März 2012 beendet.

Insbesondere zu den Gebieten Technisches, Rechtliches und Finanzielles gab es Informationen auf der Internetseite „So heizt man heute“ ([www.solarwaerme-info.de](http://www.solarwaerme-info.de) [Solar-Info\_2012]). In der Fachbibliothek fand man eine große Anzahl an Fachberichten, so auch den Bericht zum Projekt GroSol-Recht [Oppen\_2009]. Die

technischen Informationen auf der Internetseite waren im Projekt GroSol-Technik erarbeitet worden [Luchterhand\_2009], [Solarpraxis\_2011], insbesondere Übersichten zu unterschiedlichen Systemschaltungen. Diese Übersichten waren als reine Funktionsschemata, nicht als Auslegungshilfe oder Unterstützung der Detailplanung gedacht. Auch eine Bewertung, die z. B. als Entscheidungshilfe für Anwender wichtig ist, fehlte [Oberzig\_2011] und Aussagen zu den in Mehrfamilienhäusern typischerweise angetroffenen Netz- und Versorgungssituationen waren nicht ausreichend betrachtet.

Dies war der Stand zu Projektbeginn, aktuell in 2018 stehen diese Informationen auf der Webseite nicht mehr zu Verfügung.

### **1.3.2 Technologieweiterentwicklung**

Technischer Weiterentwicklungsbedarf der Produkte wurde insbesondere in Richtung Standardisierung und Kostensenkung festgestellt [Grosol 2007], um die Verfügbarkeit der erwarteten Erträge zu sichern. Im CombiSol-Projekt wurde auf europäischer Ebene bestätigt, dass sich bei standardisierten und vorgefertigten Paketlösungen eine höhere energetische Qualität (d. h. höhere Endenergieeinsparung) einstellt [CombiSol\_2011]. Der notwendige hohe Grad der Vorfertigung wird von einigen Herstellern bereits verfolgt und in Form von Produkten angeboten. In Mehrfamilienhäusern sind jedoch noch oft individuell zusammengestellte Systeme vorzufinden [ISFH\_2013]. Selbst bei solar unterstützten Heizungen in Ein- und Zweifamilienhäusern findet man häufig individuell zusammengestellte Lösungen.

Vanoli zeigte, welche Fehler heute in typischen Solaranlagen (meist MFH- Anlagen) auftreten [Vanoli\_2010]. Zahlreiche Mängel resultieren bereits aus dem Planungsprozess, da Planer oft auf nicht typische Extremsituationen auslegen, was Anlagen komplexer und anfälliger macht. Hydraulische, regelungstechnische und Auslegungsmängel (Speicher und Wärmeübertrager) werden in den gebauten Anlagen oft vorgefunden. Allerdings werden die Mängel selten im Solarkreis aufgedeckt, sondern meist im konventionellen Teil oder an der Schnittstelle zwischen dem solaren und dem konventionellen Anlagenteil.

Fink und Kollegen (AEE Intec) haben in mehreren österreichischen Projekten Lösungen für die Integration von Solarwärme in Mehrfamilienhäusern untersucht. Dabei haben sie solare Heizungsunterstützung mit 2- bzw. 4-Leiternetzen betrachtet [Fink\_2006]. Dimensionierungsvorschläge liegen im Bereich von 1 m<sup>2</sup> Kollektor pro Person, wobei sommerliche Volldeckung bei etwa 2 m<sup>2</sup> erreicht werden sollte. Die Richtlinie VDI 6002 Blatt 1 [VDI6002], entwickelt aus den Ergebnissen der Forschungs- und Demonstrations-Programme ST2000 und ST2000plus, geht wegen der ausschließlichen Trinkwasserbereitung und der Vermeidung von sommerlichen Überschüssen von deutlich kleineren Kollektorflächen aus.

### 1.3.3 Endenergie statt Solarertrag

Die Schwerpunkte zahlreicher Forschungsvorhaben der Vergangenheit zur thermischen Solartechnik wie beispielsweise die Projekte der Zentralstelle für Solartechnik (ZfS) oder des AEE Intec lagen in der Untersuchung und Optimierung der Komponenten und Systeme der Solartechnik selbst. Systembetrachtungen zu Solaranlagen hatten vielfach die am Solarspeicher ein- und ausgekoppelten Energiemengen als Bilanzgrenze.

Das in 2012 abgeschlossene BMU-Projekt „Integration von Heizkesseln in Wärmeverbundsysteme mit großen Solaranlagen“ bezog im Gegensatz dazu die Rückwirkungen der Solaranlage auf den Nutzungsgrad und das Betriebsverhalten des in der Regel vorhandenen Heizkessels mit ein. So richtete es so den Fokus auf die mit thermischen Solaranlagen erzielbare Endenergieeinsparung, d. h. die Einsparung an Gas und Öl zur Deckung eines Wärmebedarfs [Jagnow\_2013]. TRNSYS- Simulationen auf Basis eines neuen Modells für Gas- und Öl-Heizkessel zeigen, dass Solaranlagen den Jahres-Nutzungsgrad des Heizkessels nur unwesentlich beeinflussen [Glembin\_2013] und dass negative Einflüsse auf den Betrieb einer Solaranlage (wie z.B. die Rücklaufanhebung) und positive (wie z.B. die Reduzierung des ungünstigen Kessel-Sommerbetriebs) sich häufig gegenseitig kompensieren. Durch die Solaranlage wird die Taktzahl des Kessels reduziert, während die mittlere Betriebszeit pro Takt zunimmt. Der relative Anteil an Zeiten eines gleichzeitigen Betriebs von Kessel und Solaranlage ist sehr gering im Vergleich zur Summe der Einzelbetriebszeiten. Die Endenergieeinsparung war in allen simulierten Fällen geringfügig höher als die solar bereitgestellte Nutzwärme.

Die in der Praxis vorgefundenen Ertrags- und Wirkungsgradeinbußen durch Verschaltungsfehler sind meist nicht auf die Solaranlage zurückzuführen, sondern auf die misslungene Kopplung beider Anlagenteile oder die Funktion des konventionellen Bereichs. Die Zunahme der Komplexität einer Wärmezentrale mit zwei Wärmeerzeugern wird häufig unterschätzt [Wolff\_2013].

Aus dem Kessel-Solar-Projekt und weiteren Projekten aus den Programmen Solarthermie 2000 und Solarthermie 2000plus, wie dem Verbundprojekt Kombianlagen [Croy\_2007] und Phase 4 des Programms ST2000+ [Croy\_2011] – lassen sich grundsätzliche Prinzipien für große und mittelgroße solarthermisch unterstützte Anlagen ableiten:

- Die Wärmebereitstellung durch Solaranlage und Kessel ist energetisch strikt zu trennen; Kesselwärme darf nicht in den Solarpuffer gelangen und Wärmeverluste des Solarpuffers dürfen nicht vom Heizkessel gedeckt werden.
- Verbraucherkreise mit unterschiedlichen Rücklauftemperaturen sind ebenfalls getrennt und temperaturorientiert an das Solarsystem anzukoppeln

- Kesselpuffer sind zu vermeiden bzw. es sollten Wärmeerzeuger gewählt werden, die unter den anlagenseitigen Randbedingungen ohne Kesselpuffer auskommen.
- Bei der Dimensionierung von Solaranlagen sind die (solar gedeckten) Trinkwarmwasser-, Zirkulations- und Bereitschaftsverluste einzubeziehen. Das führt zu größeren Solaranlagen. Das wiederum verlangt funktionierende Stagnationskonzepte, die u.a. nach den Arbeiten von Scheuren [Scheuren\_2007] vorliegen.
- Eine geringe Anlagenkomplexität ist anzustreben, mit überschaubarer Hydraulik und verständlichen Regelalgorithmen, zu Gunsten reduzierter Kosten und verringerter Fehleranfälligkeit, auch unter Verzicht auf die -häufig nur erwartete- allerletzte Maximierung der Nutzungsgrade.
- Die Dokumentation der Wärmezentrale muss umfassend und verständlich sein.

## 1.4 Planung und Ablauf des Vorhabens

### 1.4.1 Planung

Das Projekt „Solar unterstützte Wärmezentralen in Mehrfamilienhäusern“ (SUW-MFH) ist ein Verbundprojekt der Hochschule Düsseldorf (HSD) und des Instituts für Solarenergieforschung Hameln (ISFH). Die HSD fungierte als Verbundkoordinator.

Am Projekt sind außerdem fünf Industrieunternehmen beteiligt:

- Bosch Thermotechnik GmbH,
- Parabel Energiesysteme GmbH,
- Solvis GmbH,
- Vaillant GmbH,
- Viessmann Werke GmbH & Co. KG

Das Projekt begann am 01.09.2014 mit einer geplanten Laufzeit von 36 Monaten.

Das Projekt gliedert sich in 6 Arbeitspunkte (AP):

- AP1: Hydraulikkonzepte und Regelalgorithmen
- AP2: Modellbildung und Simulation
- AP3: Laborfeldtests
- AP4: Kostenanalyse
- AP5: Konzeptbewertung, Systemoptimierung

- AP6: Projektmanagement, Veröffentlichungen

In AP1 werden Konzepte recherchiert, die in der Praxis vorgefunden, von Herstellern angeboten oder in Literatur beschrieben sind. Danach werden die Konzepte klassifiziert.

In AP2 werden zu simulierende Konzepte ausgewählt und deren Simulationsmodelle erstellt. Danach werden Jahressimulationen und Parametervariationen gerechnet.

In AP3 werden reale Anlagen aus zu untersuchenden Konzepten ausgewählt, beschafft, aufgebaut und vermessen - an typischen Tagen jeder Jahreszeit.

In AP4 werden anhand konkreter Angebote die Gesamtkosten der Anlagen betrachtet.

In AP5 werden die Anlagen bewertet und optimale Konfigurationen abgeleitet. Ein best-practice Konzept wird weiter optimiert, z.B. bezüglich geschichteter Be- und Entladung, Zirkulationseinbindung, usw.

AP6 beinhaltet das Projektmanagement und Veröffentlichungen auf Konferenzen und im Internet sowie auf einem abschließenden Projekt-Workshop.

#### 1.4.2 Ablauf

Messungen und Simulationen wurden planmäßig durchgeführt. In Absprache mit dem Fördermittelgeber wurde aber im Verlaufe des Projektes der Fokus von solaren Wärmezentralen um Wohnungs-basierte Konzepte erweitert, bei denen die konventionelle Nachheizung in den individuellen Wohneinheiten eines MFH erfolgt. Die Definition dieser De-/Zentralität und die Klassifizierung der Konzepte finden sich im folgenden Kapitel.

Aufgrund dieser thematischen Erweiterung und den nötigen Umbauten der Laborteststände für die Vermessung entsprechend kleinerer, wohnungszentraler Anlagen wurde eine Projektverlängerung für die HSD bis zum 30.4.2018 vereinbart; die Projektlaufzeit des ISFH wurde bis zum 28.2.2018 verlängert.

Im Februar 2018 wurde im Rahmen des Projektabschlusses ein öffentlicher Workshop zum Thema *solar unterstützte Wärmezentralen in Mehrfamilienhäusern* an der Hochschule in Düsseldorf veranstaltet. Dabei konnte nicht nur eine Anlage auf dem Teststand, sondern auch eine reale Anlage im Betrieb in einem Mehrfamilienhaus besichtigt werden. Die Vorträge finden sich auf der Webseite<sup>1</sup> beider Projektpartner.

---

<sup>1</sup> [https://zies.hs-duesseldorf.de/forschung-und-entwicklung/erneuerbare-energien/Projekte\\_e2/Seiten/SUW-MFH.aspx](https://zies.hs-duesseldorf.de/forschung-und-entwicklung/erneuerbare-energien/Projekte_e2/Seiten/SUW-MFH.aspx)  
<https://isfh.de/forschung/solare-systeme/projekte/solar-unterstuetzte-waermezentralen-in-mehrfamilienhaeusern/>

### 1.4.3 Abschlussbericht

Der vorliegende Abschlussbericht wurde von HSD und ISFH gemeinsam erstellt.

Die in Kapitel 1.4.1 aufgeführten 6 Arbeitspakete sind den Kapiteln des Abschlussberichts wie folgt zugeordnet:

<b>Kapitel im Abschlussbericht</b>	<b>Arbeitspaket</b>
Kapitel 2: Konzepte der Hydrauliken und Regelungen	AP 1
Kapitel 3: Laborfeldtests	AP 3
Kapitel 4: Jahressimulationen	AP 2
Kapitel 5: Kostenanalyse	AP 4
Kapitel 6: Anlagenbewertung der Konzeptbeispiele	AP 5
Kapitel 7: Anlagenoptimierung für ein best practice Konzept	AP 5
Kapitel 8: Beispielanlage im Betrieb	
Kapitel 9: Schlussfolgerungen und Planungshinweise	AP 5
Kapitel 10: Veröffentlichungen und Präsentationen	AP 6

## 2 Konzepte der Hydrauliken und Regelungen

*Kapitel bearbeitet durch HSD*

In diesem Kapitel werden die vorhandenen Konzepte zuerst klassifiziert und sortiert. Dann wird die Marktrelevanz aller Konzepte mit einer Marktrecherche überprüft. Abschließend wird für jedes Konzept eine beispielhafte Hydraulik gezeigt und deren Komplexität bewertet.

In diesem Bericht wird mit dem Begriff Konzept eine theoretische hydraulische Verschaltung bezeichnet, die nach den Kriterien im folgenden Kapitel 2 definiert und klassifiziert ist – dieses theoretische Konzept lässt noch Freiheitsgrade in der realen hydraulischen Ausführung.

Hingegen wird im Bericht der Begriff Konzeptbeispiel oder Hydraulikbeispiel für eine bestimmte, festgelegte Hydraulik ohne Freiheitsgrade verwendet. Und der Begriff Anlage wird für eine reale, vom Hersteller gelieferte Wärmezentrale oder dezentrale Heizanlage ohne Freiheitsgrade verwendet.

### 2.1 Klassifizierung der Hydraulikkonzepte

Recherchen in Fachliteratur, Planungsunterlagen und auf Internetseiten sowie Auskünfte der kooperierenden Solaranlagen-Hersteller lieferten Informationen für eine Klassifizierung der Solarsysteme für Mehrfamilienhäuser. Die gefundenen Konzepte lassen sich anhand der folgenden Kriterien unterscheiden:

- I. Zentralität der Anlagen
- II. Energiebereitstellung für Warmwasser
- III. Energiebereitstellung für Heizung und Warmwasser-Zirkulation

#### 2.1.1 Kriterium I: Zentralität der Konzepte

Erfolgen die Heizungs- und die Warmwasser-Erzeugung zentral (z. B. im Keller des Mehrfamilienhauses), so werden Warmwasser (TWW) und Heizungswasser (HZ) in getrennten Vor- und Rücklaufleitungen über ein 4-Leiter-Netz verteilt, siehe Spalte 1 in Abbildung 2.1. (Konzeptnummern 1 bis 7)

Wird das Warmwasser erst dezentral in den Wohnungen erzeugt, reicht ein 2-Leiter-Netz, siehe Spalte 2 in Abbildung 2.1. Das Konzept erhält die Konzeptnummer 8.

Erfolgt auch die konventionelle Nachheizung erst dezentral in den Wohnungen, so handelt es sich ebenfalls um ein 2-Leiter-Netz und alle Verluste des Netzes sind (nur) solare Verluste, siehe Spalte 3 (Konzeptnummer 9) in Abbildung 2.1.

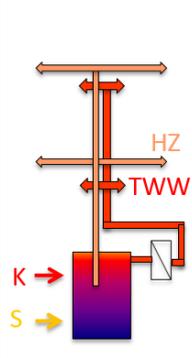
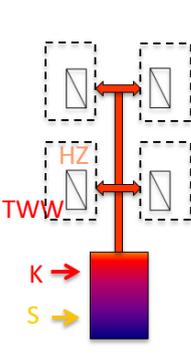
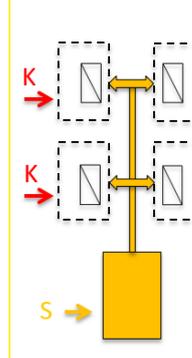
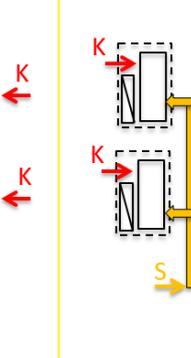
<b>Funktionen:</b>				
TWW.-bereitung:	<i>zentral</i>	<i>dezentral</i>	<i>dezentral</i>	<i>dezentral</i>
Nachheizung:	<i>zentral</i>	<i>zentral</i>	<i>dezentral</i>	<i>dezentral</i>
Speicher:	<i>zentral</i>	<i>zentral</i>	<i>zentral</i>	<i>dezentral</i>
Netzstruktur:	4-Leiter	2-Leiter	2-Leiter	2-Leiter
Konzept-Nummer:	1 bis 7	8	9	10
Wohnungsstation: S = Solarwärme K = Kesselwärme (Nachheizung) TWW = Trinkwarmwasser HZ = Heizung				

Abbildung 2.1: Zentralität der Konzepte für solar unterstützte Wärmeversorgung

In Spalte 4 sind Systeme, die zudem die Wärme dezentral speichern, sie erhalten die Konzeptnummer 10.

Zur Unterscheidung werden also die in der Abbildung genannten Funktionen in dieser Reihenfolge herangezogen.

In der Praxis finden sich meist 4-Leiter-Netze, seltener 2-Leiter-Netze. Systeme mit dezentraler Nachheizung (Spalte 3, Konzept 9) sind im Versuchsstadium. Ein solches Konzept wurde mit Simulationen untersucht. Ein System, bei dem auch der Solarspeicher dezentral ist (Spalte 4, Konzept 10) wurde als weiteres Konzept untersucht.

2-Leiter-Netze könnten aufgrund der geringeren Anzahl an Leitungen energetisch besser abschneiden, denn jede Netzleitung bedeutet Wärmeverluste. Daher wird angenommen, dass mit steigender Dezentralisierung der Komponenten (also Abbildung 2.1 von links nach rechts) die energetische Effizienz steigt. Bei den Konzepten in den letzten beiden Spalten können die Netzverluste beispielsweise komplett solar gedeckt werden. Beim letzten Konzept in Spalte 4 können die Speicherverluste im Winter genutzt werden, da sich die Speicher in den Wohnungen befinden. Aus wirtschaftlicher Sicht können jedoch durchaus 4-Leiter-Netze attraktiver sein [Brillinger\_2004], [Brillinger\_2009], [Heimrath\_2002].

Konzepte (1 bis 7), die die Funktion Warmwasserbereitung **zentral** ausführen, werden im Folgenden „**zentral**“ genannt. Es sind 4-Leiter-Netze.

Konzepte (8, 9 und 10), die die Funktion Warmwasserbereitung **dezentral** ausführen, werden im Folgenden „**dezentral**“ genannt.

### 2.1.2 Kriterium II: Energiebereitstellung für Warmwasser

Bestimmend für die Unterscheidung der Systeme ist neben der Zentralität die Art der Warmwasserbereitung, also z. B. ob Frischwasserstationen oder Warmwasserspeicher verwendet werden [VDI\_2009], [Thür\_2011]. Die hier gewählte Einteilung ähnelt derjenigen in der Studie Grosol [Styri-Hipp\_2007]. Hier wie dort sind zwei Kriterien maßgeblich:

1. die Übergabe der Solarwärme (in Abbildung 2.2: **S**→) an das Warmwasser erfolgt entweder
  - a. im Durchfluss, also durch die solare Vorwärmung des Kaltwassers per Wärmetauscher oder Frischwasserstation (Zeile 1 in Abbildung 2.2, Konzepte 1 bis 3) oder
  - b. über eine Speicherbeladung (Zeile 2 in Abbildung 2.2, Konzepte 4 bis 7).
2. Die konventionelle Nachheizung (in Abbildung 2.2: **K**→) erfolgt entweder
  - a. im Kesseldurchlauf (Spalte 4 in Abbildung 2.2, Konzept 3 und 7) oder
  - b. auf Speicher (Spalte 1 bis 3 in Abbildung 2.3, Konzepte 1, 2, 4, 5 und 6), Pufferspeicher oder TWW-Speicher (mono- oder bivalent).

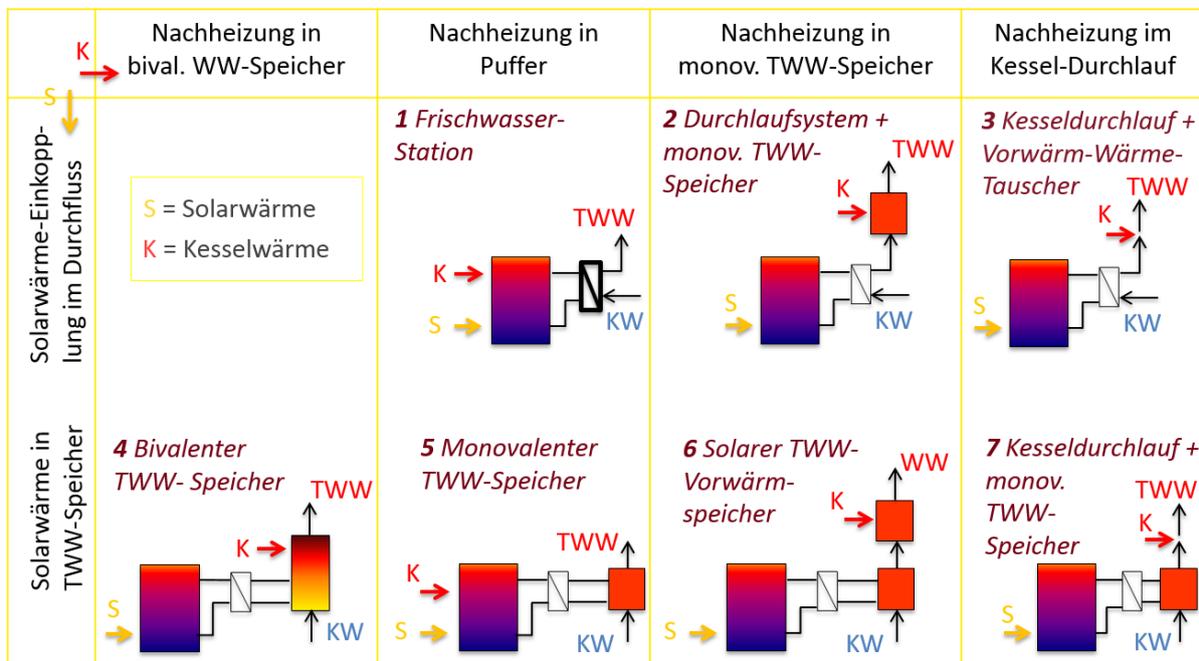
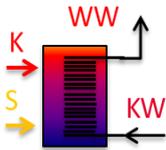


Abbildung 2.2: Zentrale Konzepte sortiert nach Kriterium II (Energiebereitstellung für Warmwasser)

Das Konzept „Durchlaufsystem + monovalenter TWW-Speicher“ (Konzept 2 in Abbildung 2.2) kann mit einer (baulich kompakt integrierten) Frischwasserstation

bzw. mit einem externen Wärmetauscher aufgebaut werden („Solarer Vorwärm-Wärmetauscher“).



Ein „interner Wärmeübertrager (WÜ)“ (s. Abbildung 2.3) ist in allen Konzepten mit Pufferspeicher alternativ zum externen Wärmetauscher möglich und deshalb in Abbildung 2.2 nicht zusätzlich dargestellt.

Abbildung 2.3: Konzept „interner Wärmetauscher“

Tank-in-Tank-Speicher sind hier nicht aufgeführt, denn sie ermöglichen nur kleine Warmwasser-Leistungen und sind deshalb im Mehrfamilienhaus ungebräuchlich.

TWW-Nachheizung im Kesseldurchlauf (rechte Spalte in Abbildung 2.2) ist laut Marktrecherche (siehe unten) unüblich [Zaß\_2011], da der Kessel im Extremfall die gesamte TWW-Leistung erzeugen muss und daher im MFH entsprechend groß ausfällt. Bei neuen Gebäuden besteht generell bereits das Problem, dass nach Heizlast ausgelegte Kessel kaum die geforderte TWW-Leistung erbringen, was sich im Konzept des Kessel-Durchlaufs weiter verschärft. Die Recherche erbrachte, dass solche Systeme für Einfamilienhäuser am Markt sind, für Mehrfamilienhäuser hingegen (aus den genannten Gründen) nicht. Auf eine weitere Untersuchung wurde daher verzichtet.

### 2.1.3 Kriterium III: Energiebereitstellung für Heizung und Zirkulation

1) Solare Erwärmung des Heizungskreises:

nach der Art der Einbringung der Solarwärme in den Heizungskreis werden die Anlagen unterschieden in Heizungspuffersysteme und Systeme mit Rücklaufanhebung.

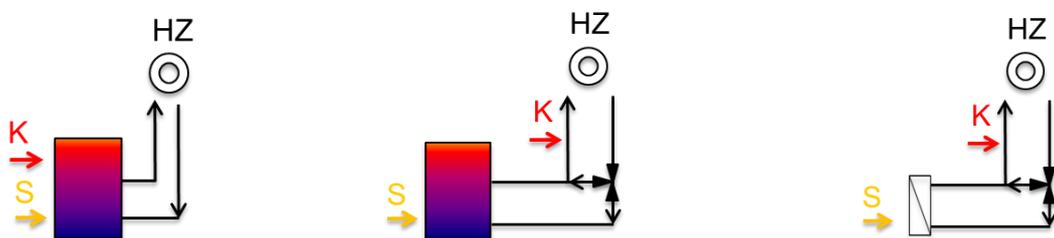


Abbildung 2.4: Hydraulische Konzepte zur solaren Erwärmung des Heizungskreises, links - Heizungspuffer für Kessel- und Solarwärme, mittig - Solarpuffer mit Kessel-Rücklaufanhebung, rechts - Kessel-Rücklaufanhebung über Solar-Wärmetauscher

Zudem spielt die **Warmwasser-Zirkulation** im MFH eine sehr große Rolle, denn ihre Wärmeverluste sind meist in gleicher Größenordnung wie die TWW-Nutzwärme [Wolff\_2012]. Daher beziehen sich die letzten beiden Kriterien auf die Zirkulation:

## 2) Solare Erwärmung der Zirkulation:

die Zirkulation wird entweder nicht solar erwärmt oder sie wird solar erwärmt über einen zusätzlichen Plattenwärmetauscher oder durch den Rücklauf der Zirkulation in einen solaren TWW-Speicher.

## 3) (Konventionelle) Nachheizung der Zirkulation:

die Zirkulation (Zi) wird mittig oder unten in einen nachgeheizten TWW-Speicher zurückgeführt oder (wie in Abbildung 2.5 rechts) über einen separaten Zirkulations-Nachheiz-Wärmetauscher erwärmt.

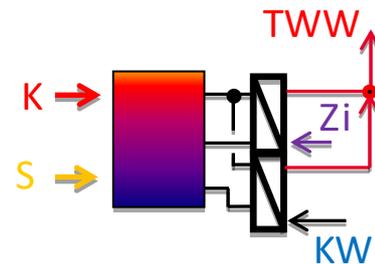


Abbildung 2.5: Zirkulations-Nachheiz-Wärmetauscher

## 2.2 Die zehn Konzepte in Beispiel-Hydrauliken

Da die Konzepte nur die Grundzüge einer Hydraulik festlegen und einzelne hydraulische Details frei wählbar bleiben, können innerhalb eines Konzepts unterschiedliche Varianten bestehen.

Für jedes der zehn oben (Abbildung 2.1 und Abbildung 2.2) eingeführten Konzepte wird unten beispielhaft je eine konkrete Hydraulikvariante gezeigt.

Um dabei die aufgrund der Konzepte vorhandenen Unterschiede herauszustellen, werden andere hydraulische Details für alle Konzepte einheitlich festgelegt zu:

- Heizung über solare Rücklaufanhebung,
- keine geschichtete solare Einspeisung.
- Keine gesonderten Maßnahmen zur geschichteten Einbindung der Zirkulationsrücklauferwärmung
- Keine gesonderten Maßnahmen zur solaren Zirkulationsdeckung
- Interne Wärmeübertrager in den Speichern (externe WÜ erscheinen nur wenn vom Konzept verlangt als Frischwasserstation oder Vorwärm-WÜ)
- ein Heizkreis mit Mischer

Die im späteren Projektverlauf vermessenen realen Herstelleranlagen in Kapitel 3.3 und weitere simulierte Konzeptbeispiele haben davon abweichende Ausführungsdetails. Dies ist insbesondere bei der Einordnung der Ergebnisse bzgl. der Effizienz, aber auch der Kosten zu berücksichtigen.

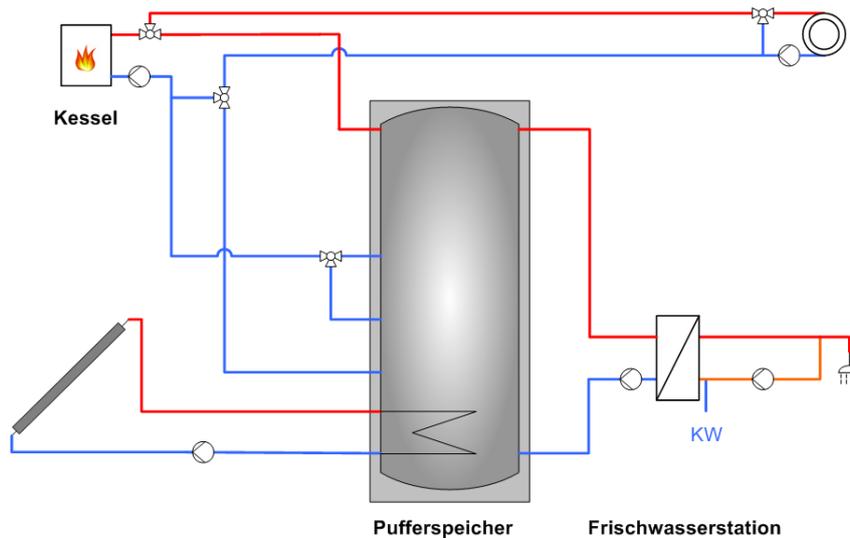


Abbildung 2.6: Hydraulikbeispiel A zu Konzept 1 mit Frischwasserstation

Abbildung 2.6 zeigt Hydraulikbeispiel A für Konzept 1 „Frischwasserstation“. Hier findet die TWW-Erzeugung über einen Pufferspeicher und eine Frischwasserstation statt. Der Pufferspeicher dient auch als Solarspeicher. Das Umschaltventil im Vorlauf der Gastherme schaltet um zwischen Heizungsbetrieb und TWW-Nacherwärmung im Pufferspeicher. Ein TWW-Zirkulationssystem ist vorhanden, der Zirkulationsrücklauf wird mit dem Kaltwasser vermischt in den KW-Eingang der Frischwasserstation geführt.

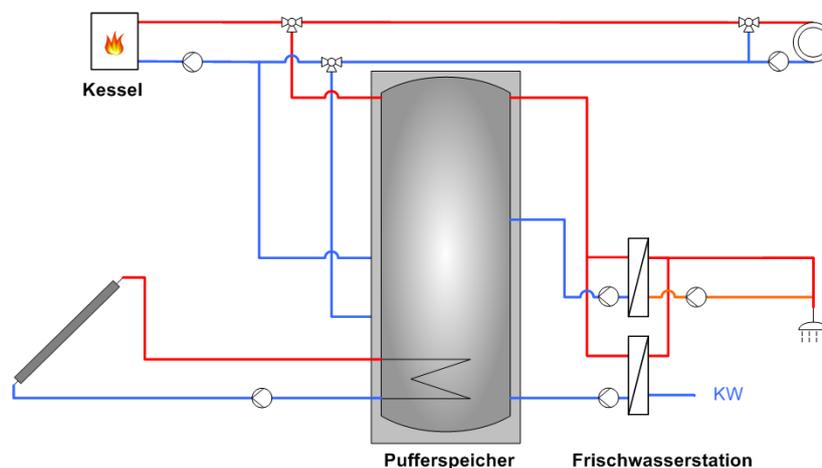


Abbildung 2.7: Hydraulikbeispiel B zu Konzept 1: „Frischwasserstation mit separatem Wärmetauscher zur Zirkulationserwärmung“

Abbildung 2.7 zeigt Hydraulikbeispiel B für Konzept 1 „Frischwasserstation“, das mit einem (zusätzlichen) separaten Plattenwärmetauscher zur Zirkulationserwärmung ausgestattet ist - so wird eine Rückspeisung des relativ warmen Zirkulationsrücklaufs in eine höherliegende Speicherschicht ermöglicht und daher findet im Gegensatz zur Hydraulik in Abbildung 2.6 keine Speicherdurchmischung durch den Zirkulationsbetrieb statt.

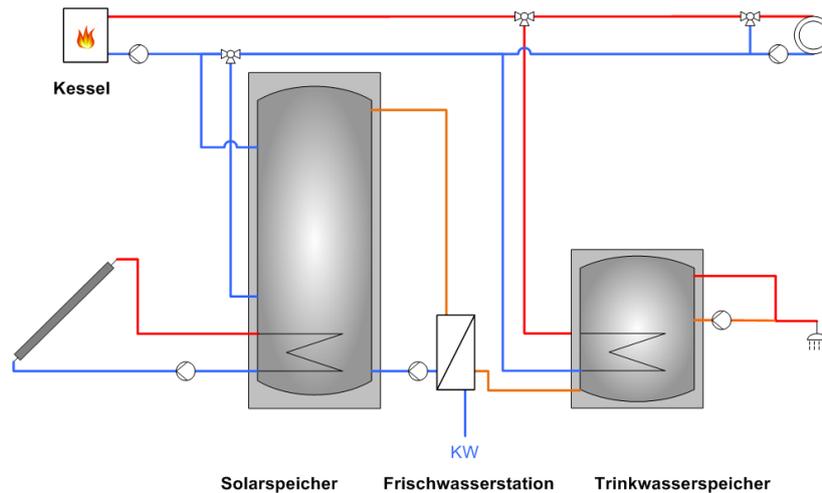


Abbildung 2.8: Hydraulik zu Konzept 2

Abbildung 2.8 zeigt ein Hydraulikbeispiel des zentralen Konzepts 2 „Durchlaufsystem plus monovalenter TWW-Speicher“.

Die TWW-Erzeugung wird über einen Trinkwasserspeicher realisiert. Dieser kann sowohl konventionell über eine Gastherme (über einen internen Wärmetauscher), als auch solar über einen externen Plattenwärmetauscher aus einem Solarpuffer erwärmt werden. Der Heizungsvorlauf wird durch die Gastherme direkt erwärmt und / oder solar per Rücklaufanhebung über den Solarspeicher. Ein TWW-Zirkulationssystem ist vorhanden, der Rücklauf wird hier etwa mittig in den TWW-Speicher zurückgeführt.

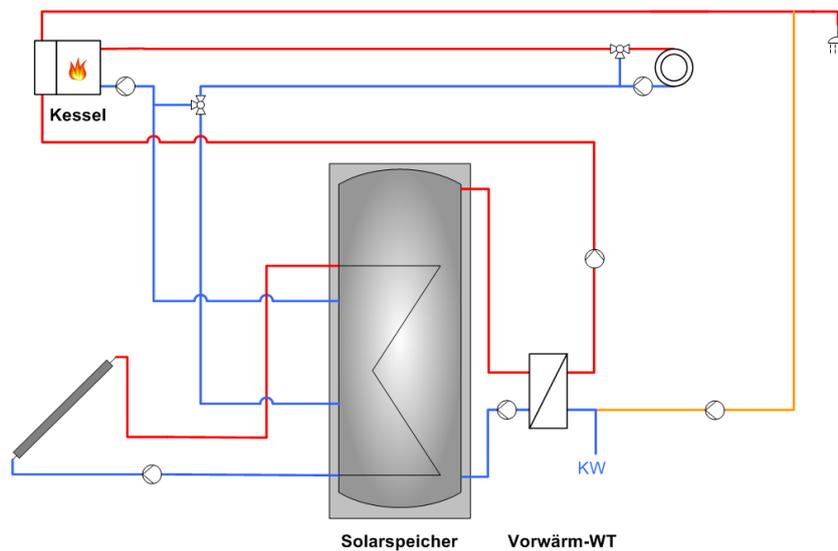


Abbildung 2.9: Hydraulik zu Konzept 3

Abbildung 2.9 zeigt ein Hydraulikbeispiel für das zentrale Konzept 3 „Kesseldurchlauf plus Vorwärm-Wärmetauscher“.

Das Trinkwasser wird bei vorhandener Solarwärme über einen Plattenwärmetauscher aus dem Pufferspeicher vorgewärmt. In der Gastherme wird das solar vorgewärmte Trinkwasser ggf. im Durchlauf nacherwärmt. Der

Heizungsvorlauf wird durch die Gastherme direkt ohne Pufferung erwärmt. Ein TWW-Zirkulationssystem ist vorhanden, der Rücklauf wird mit dem Kaltwasser vermischst in den KW-Eingang des Vorwärm-Wärmetauschers geführt.

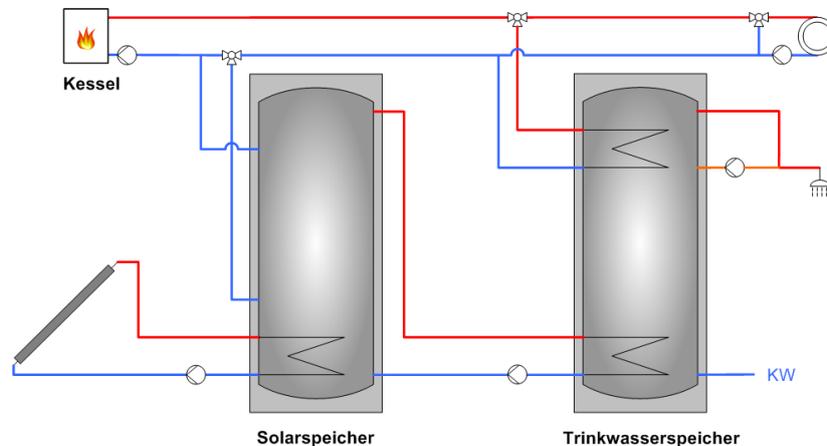


Abbildung 2.10: Hydraulik zu Konzept 4

Abbildung 2.10 zeigt ein Hydraulikbeispiel des zentralen Konzepts 4 „Bivalenter TWW-Speicher“. Hier gibt es einen Solarspeicher und einen Trinkwasserspeicher. Letzterer wird über einen internen Wärmetauscher solar beheizt - oder konventionell über eine Gastherme. Der Heizungsvorlauf wird durch die Gastherme ohne Pufferung direkt erwärmt. Ein TWW-Zirkulationssystem ist vorhanden.

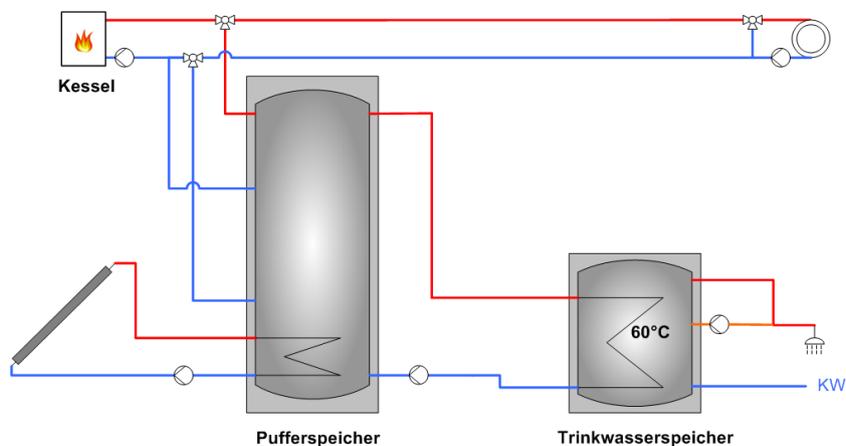


Abbildung 2.11: Hydraulik zu Konzept 5

Abbildung 2.11 zeigt ein Hydraulikbeispiel des zentralen Konzepts 5 „Monovalenter TWW-Speicher“. Es beinhaltet einen Pufferspeicher, der sowohl konventionell, als auch solar erwärmt wird, und einen Trinkwasserspeicher, der nur über den Pufferspeicher erwärmt wird. Der Heizungsvorlauf wird durch die Gastherme direkt ohne Pufferung erwärmt. Ein TWW-Zirkulationssystem ist vorhanden.

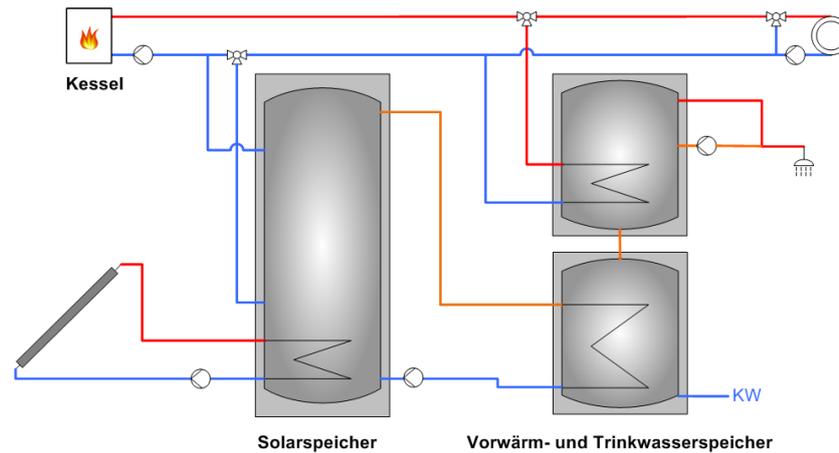


Abbildung 2.12: Hydraulik zu Konzept 6

Abbildung 2.12 zeigt ein Hydraulikbeispiel des zentralen Konzepts 6 „Solarer TWW-Vorwärmerspeicher“. Es enthält 3 separate Speicher: einen Solarpuffer, einen Vorwärm- und einen Trinkwasserspeicher. Der Vorwärmerspeicher kann über den Solarpuffer erwärmt werden, dort wird das bei TWW-Zapfung zugeführte Kaltwasser vorgewärmt. Im Trinkwasserspeicher wird das Wasser bei Bedarf konventionell nacherwärmt. Der Heizungsvorlauf wird durch die Gastherme ohne Pufferung direkt erwärmt, ein TWW-Zirkulationssystem ist vorhanden.

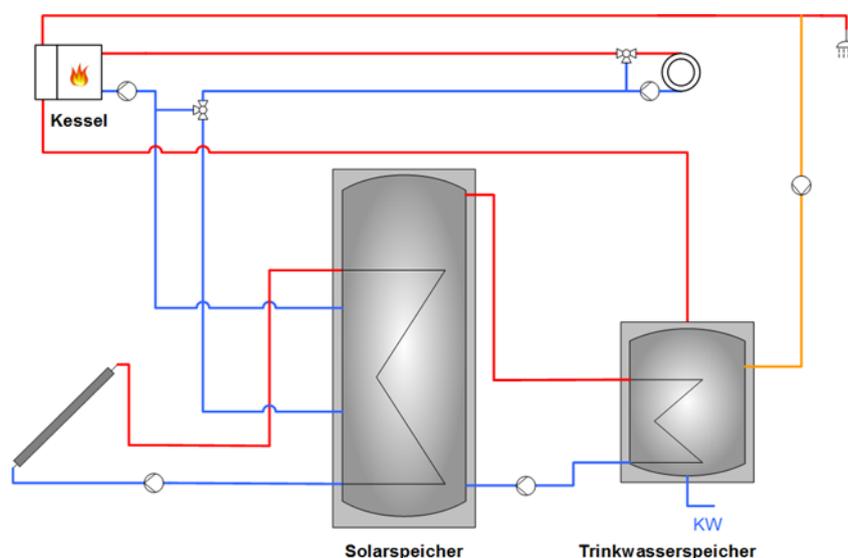


Abbildung 2.13: Hydraulik zu Konzept 7

Abbildung 2.13 zeigt ein Hydraulikbeispiel des zentralen Konzepts 7 „Kesseldurchlauf plus monovalenter TWW-Speicher“. Es enthält einen Solarpufferspeicher, sowie einen Trinkwasserspeicher. Letzterer kann solar erwärmt werden, bei Bedarf wird das TWW über die Gastherme nacherwärmt. Der Heizungsvorlauf wird durch die Gastherme direkt ohne Pufferung erwärmt. Ein TWW-Zirkulationssystem ist vorhanden.

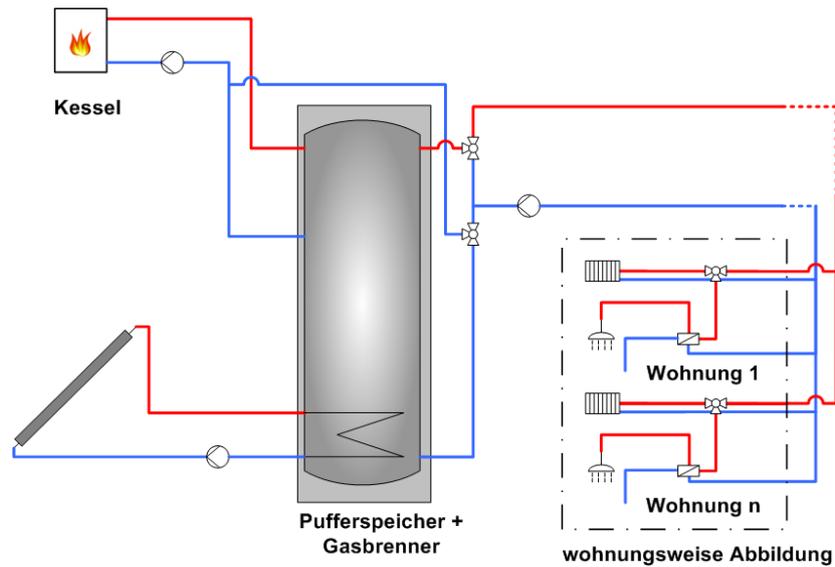


Abbildung 2.14: Hydraulik zu Konzept 8a

Abbildung 2.14 zeigt ein Hydraulikbeispiel des Konzepts 8a, bei dem Nachheizung und Pufferspeicher zentral sind, die TWW-Bereitung jedoch über Wohnungsstationen dezentral erfolgt.

Der zentrale Pufferspeicher wird sowohl solar als auch konventionell erwärmt. Die Heizkörper werden durch dezentrale (in der Wohnung befindliche) Umschaltventile erwärmt. Ein Zirkulationssystem ist nicht vorhanden. Das gestrichelte Rechteck umfasst jeweils die dezentralen (also wohnungszentralen) Komponenten.

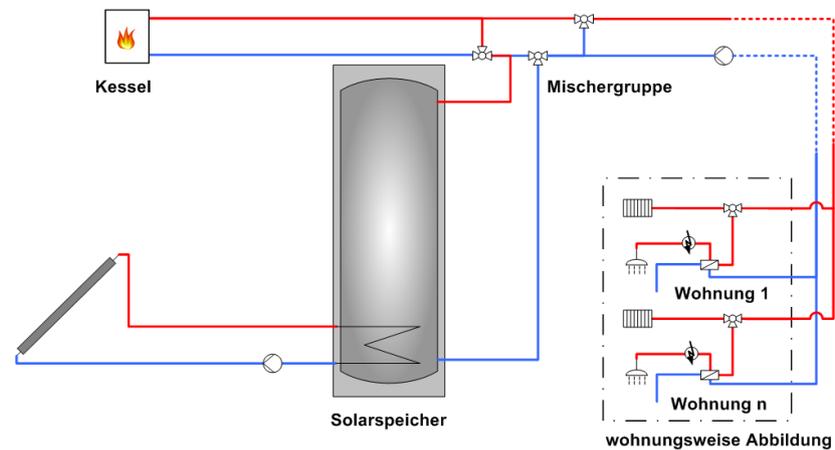


Abbildung 2.15: Hydraulik zu Konzept 8b

Abbildung 2.15 zeigt ein Hydraulikbeispiel des Konzepts 8b. Im Gegensatz zu Konzept 8a ist hier der zentrale Speicher ein reiner Solarspeicher, der Solarwärme per Rücklaufanhebung in den Kesselrücklauf einbindet. Eine zentrale Gasterme bedient die Vorlaufleitung zu den Wohnungen direkt auf niedrigerer Temperatur als in Konzept 8a. Dies wird ermöglicht durch eine dezentrale, elektrische Nachheizung für die TWW-Erzeugung. Ein Zirkulationssystem ist nicht vorhanden.

Die drei Ventile in der Zeichnung sind von links nach rechts: Kesselumgehung, Rücklaufanhebung und Heizungsmischer.

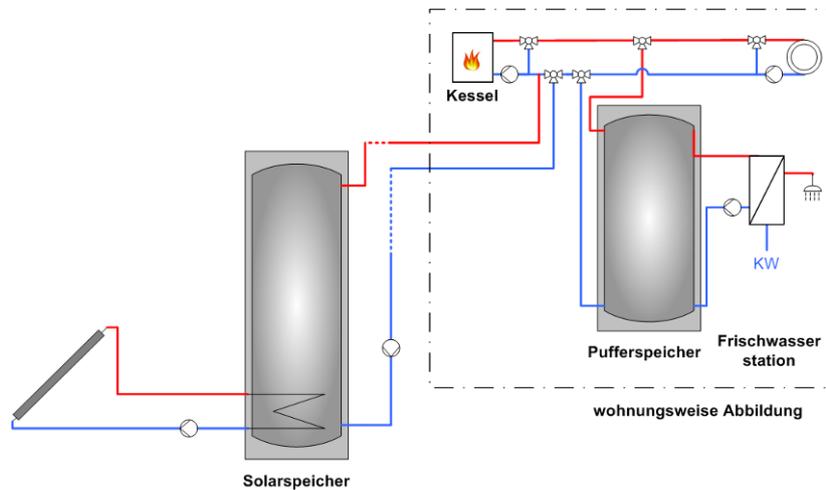


Abbildung 2.16: Hydraulik zu Konzept 9

Abbildung 2.16 zeigt ein Hydraulikbeispiel des Konzepts 9, bei dem es nur einen zentralen Solarspeicher gibt. Die TWW-Bereitung sowie die Nachheizung erfolgen dezentral in den Wohnungen. In jeder Wohnung befinden sich ein kleiner Pufferspeicher, eine Frischwasserstation und eine Gastherme. Die Heizkörper werden von dem dezentralen Wärmeerzeuger ohne Pufferung direkt beheizt. Ein Zirkulationssystem ist nicht vorhanden.

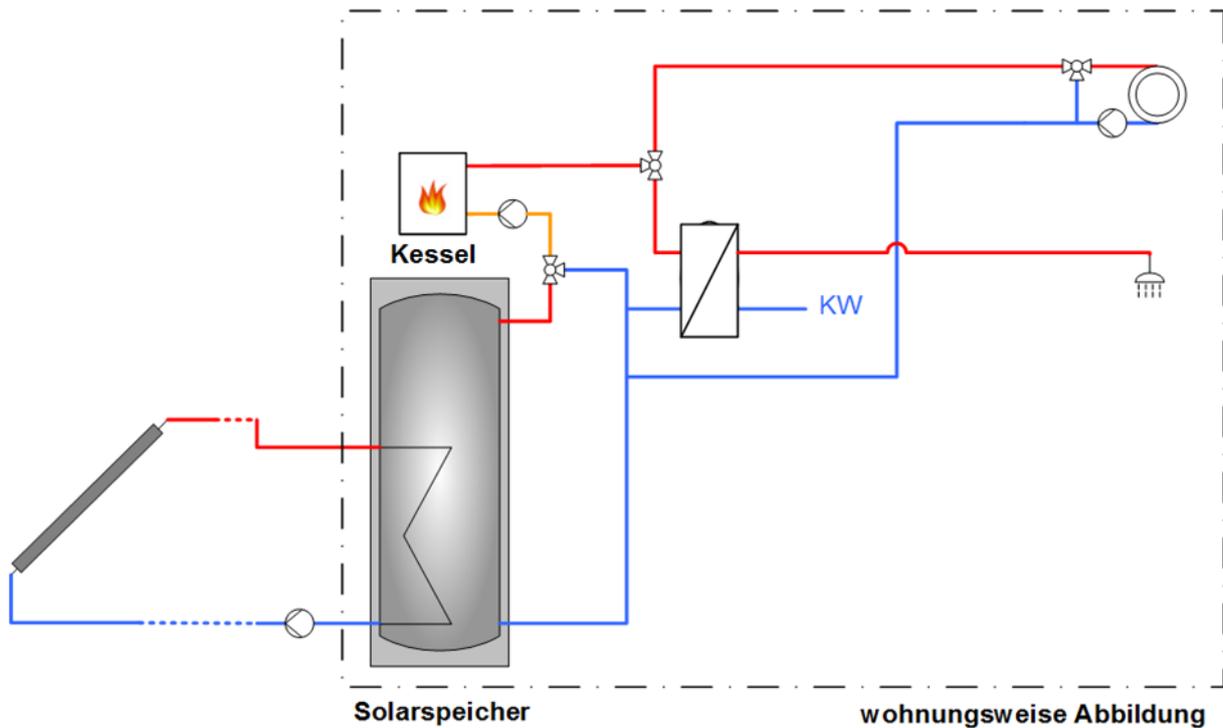


Abbildung 2.17: Hydraulik zu Konzept 10

Abbildung 2.17 zeigt ein Hydraulikbeispiel des dezentralen Konzepts 10, bei dem es außer der Solaranlage keine zentralen Komponenten gibt.

In jeder Wohnung befindet sich eine kompakte Gastherme mit kleinem Solarspeicher. Heizung und TWW-Bereitung erfolgen direkt ohne Pufferung über ein in der Therme integriertes Umschaltventil und einen Plattenwärmeübertrager. Bei vorhandener Solarwärme wird diese über ein Mischventil in den Rücklauf der Gastherme eingebracht. Fehlt Solarwärme, so wird der Solarspeicher über das Mischventil umgangen. Ein Zirkulationssystem ist nicht vorhanden.

## 2.3 Die Komplexität von Hydrauliken

Die Komplexität der oben gezeigten Konzeptbeispiele wird anhand von 4 Kriterien bewertet:

1. Anzahl der hydraulischen Komponenten
2. Anzahl der Regelungssensoren
3. Verständlichkeit / Einfachheit des Hydraulikschemas
4. Verständlichkeit / Einfachheit des Regelkonzepts

In jedem Kriterium werden Punkte vergeben, in den Kriterien 1 und 2 werden diese durch Zählen ermittelt, in Kriterium 3 und 4 durch subjektive Einschätzung und Erfahrung. Die „**Komplexität**“ einer Hydraulik bzw. eines Konzepts ist am Ende einfach die **Summe ihrer Punkte** in den 4 Kriterien.

### Kriterium 1

ist eine Punktebewertung, die mit 1 beginnt. Je geringer der Wert ist, desto weniger Komponenten benötigt die Hydraulik und desto weniger komplex ist sie.

Als Referenz mit der niedrigsten Anzahl an hydraulischen Komponenten wird die Hydraulik aus Kapitel 8, Abbildung 8.1 verwendet. (Abweichend zu der Abbildung wird von einem internen Solarwärmetauscher ausgegangen und der Heizungsmischer entfällt.) Die Referenz hat 5 Pumpen, 2 Wärmetauscher und 1 Speicher, also insgesamt 8 Komponenten, siehe Tabelle.

Die Komponentenanzahl 8 ist also die niedrigstmögliche für Hydraulikkomponenten und wird mit 1 Punkt bewertet. Für jede Komponente mehr erhalten zu bewertende Hydrauliken einen Punkt mehr. Bei den hier vorliegenden Hydrauliken ist der höchste verteilte Punktwert 7, aber es gibt natürlich andere, nicht betrachtete Hydrauliken, die höhere Punktzahlen bekämen.

Frischwasserstationen können je nach Hersteller auch Mischventile enthalten. Hier wird pauschal von Frischwasserstationen ohne Mischventil ausgegangen.

### Kriterium 2:

Ist auch eine Punktebewertung, die bei 1 beginnt. Die Anzahl der Regelungssensoren wird gezählt. Die Referenz für die niedrigste Anzahl der

Regelsensoren ist Konzept 3, da es nur 11 Regelsensoren benötigt –11 Sensoren werden mit 1 Punkt bewertet.

**Kriterium 3**

Ist eine Punktebewertung von „1“ bis maximal „5“. „1“ steht für „sehr einfach zu durchschauen“, „5“ steht für „sehr schwer zu durchschauen“. Unter Einfachheit der Hydraulik wird die Verständlichkeit und Einfachheit der Verschaltung verstanden. Das heißt: sind z.B. die einzelnen Hydraulikkreise und Strömungsrichtungen direkt erkennbar und einleuchtend nachvollziehbar?

**Kriterium 4**

Ist ebenfalls eine Punktebewertung von „1“ bis maximal „5“. „1“ steht für „sehr einfach zu durchschauen“, „5“ steht für „sehr schwer zu durchschauen“. Die Verständlichkeit und Einfachheit des Regelkonzepts wird bewertet.

**Bestimmung der Komplexität für Konzeptbeispiel 1**

Tabelle 2-1: Ermittlung der Komplexität für zentrale Systeme, hier Konzeptbeispiel 1

Krit.	<b>zentrale Konzepte</b>	<b>1</b>	<b>1</b>
		absolut	<b>Punkte</b>
	<b>Anzahl hydraulische Komponenten mit Speicher:</b>		
	Kollektor und Kessel werden nicht mitgezählt		
	Pumpen	5	
	Ventile	4	
	Wärmetauscher	2	
	Speicher	1	
I	<b>Komponenten Hydraulik insgesamt:</b>	<b>12</b>	<b>5</b>
	<b>Anzahl Regelsensoren:</b>		
	Beladung Vorwärm Speicher	-	
	Beladung Trinkwarmwasserspeicher	-	
	geschichteter Rücklauf vom Speicher zur Therme	1	
	Speicherumgehung Rücklaufanhebung	1	
	Speichersensor für Maximalbeladung des Solarpuffers	1	
	Solarregelung (Vorlauf, Rücklauf und Strahlungssensor)	3	
	Frischwasserstation (3 Temperatursensoren, 1 Durchflusssensor)	4	
	Heizung: (Mischer)	1	
	Kessel: (Vorlauf, Rücklauf, V_pkt, Speicher, Außentemp.)	5	
	Trinkwarmwasserbereitung über Plattenwärmetauscher		
II	<b>Komponenten Regelung insgesamt:</b>	<b>16</b>	<b>6</b>
III	<b>einfaches Regelkonzept?</b>	-	<b>1</b>
IV	<b>Hydraulisches Schema gut nachvollziehbar?</b>	-	<b>1</b>
	<b>Komplexität</b>		<b>13</b>

Für die Hydraulik nach Konzept 1 aus dem vorherigen Kapitel wird eine beispielhafte Auswertungstabelle (Tabelle 2-1) gezeigt. Das Referenzkonzept (Ref.) erhält die Komplexität „6“, Konzeptbeispiel 1 im Vergleich dazu „13“. Dies liegt an der höheren Anzahl an hydraulischen Komponenten und Regelsensoren. Das Hydraulikschema ist aber leicht nachzuvollziehen, die Regelungen sind einfach.

### Komplexität dezentraler Konzepte

Das einfache Zählen aller Komponenten würde bei dezentralen Hydrauliken (mit Komponenten in jeder Wohnung) dazu führen, dass die Komplexität eine Funktion der Anzahl der Wohneinheiten wäre und dazu, dass die Komplexitätszahlen sehr hoch wären und die Komplexität der Zentrale darin verschwindet. Um dies zu vermeiden, werden bei dezentralen Hydrauliken lediglich die Komponenten der Zentrale und die Komponenten in **einer** Wohneinheit gezählt und nicht in allen Wohneinheiten – im Grunde so wie es auch in den Hydraulikzeichnungen zu sehen ist: Nur eine Wohnung ist abgebildet.

Die Komplexitätszahlen von zentralen Konzepten (Konzeptnummern 1 bis 7) sind daher nicht direkt mit denen der dezentralen zu vergleichen! Nur innerhalb der beiden Gruppen macht der Vergleich Sinn.

Natürlich steigen bei dezentralen Anlagen bei steigender Wohnungsanzahl in der Realität dennoch die Gesamtzahl der hydraulischen Komponenten (aufgrund der weiteren Komponenten und Sensoren für jede WE). Somit steigen die Möglichkeiten für Fehler und der Wartungs- und Instandhaltungsaufwand.

Für die Hydraulik nach Konzept 8a aus dem Kapitel 2.2 wird eine beispielhafte Auswertungstabelle (Tabelle 2-2) gezeigt. Betrachtet man nur eine Wohneinheit ist dieses Konzeptbeispiel mit 9 hydraulischen Komponenten und 13 Regelsensoren sehr einfach aufgebaut. Auch die Regelprinzipien sind einfach, das Hydraulikschema ist gut zu überblicken.

*Tabelle 2-2: Ermittlung der Komplexität für dezentrale Systeme, hier Konzeptbeispiel 8a*

Krit.	<b>dezentrale Konzepte</b>	<b>8a</b>	<b>8a</b>
		absolut	<b>Punkte</b>
	<b>Anzahl hydraulische Komponenten mit Speicher (für eine WE):</b>		
	Kollektor und Kessel werden nicht mitgezählt		
	Pumpen	3	
	Ventile	3	
	Wärmetauscher	2	
	Speicher	1	
	Heizstab		
I	Hydraulik, insgesamt:	9	<b>2</b>
	<b>Anzahl Regelsensoren:</b>		

	Beladung Vorwärm Speicher	-	
	Beladung Trinkwarmwasserspeicher	-	
	geschichteter Rücklauf vom Speicher zur Therme	-	
	Speicherumgehung Rücklaufanhebung	1	
	Speichersensor für Maximalbeladung des Solarpuffers	1	
	Solarregelung (Vorlauf, Rücklauf und Strahlungssensor)	3	
	Frischwasserstation (3 Temperatursensoren, 1 Durchflusssensor)	-	
	Heizung: (Mischer)	1	
	Kessel: (Vorlauf, Rücklauf, V_pkt, Speicher, Außentemp.)	5	
	Trinkwarmwasserbereitung über Plattenwärmetauscher	2	
II	Komponenten Regelung insgesamt:	13	<b>3</b>
III	einfaches Regelkonzept?		<b>1</b>
IV	Hydraulisches Schema gut nachvollziehbar?		<b>1</b>
	<b>Komplexität</b>		<b>7</b>

Bewertet nach diesem Schema ergeben sich folgende Komplexitäten für die Konzeptbeispiele aus dem Kapitel 2.2:

Tabelle 2-3: Ergebnisse für die Komplexität

Konzepte	Kriterium 1	Kriterium 2	Kriterium 3	Kriterium 4	Komplexität
<b>Zentrale Konzepte</b>					
1	5	6	1	1	<b>13</b>
1b	6	5	1	2	<b>14</b>
2	6	4	1	2	<b>13</b>
3	4	1	2	2	<b>9</b>
4	6	3	2	2	<b>13</b>
5	5	2	2	2	<b>11</b>
6	7	3	2	2	<b>14</b>
7	4	2	3	3	<b>12</b>
<b>Dezentrale Konzepte</b>					
8a	2	3	1	1	<b>7</b>
8b	4	3	2	2	<b>11</b>
9	7	5	3	4	<b>19</b>
10	2	3	2	2	<b>9</b>

Die Begründungen für die Punkteverteilung in jedem Konzept finden sich im Anhang.

### Fazit:

Die zwölf Konzeptbeispiele aus Kapitel 2.2 werden nach ihrer Komplexität bewertet. Diese Konzeptbeispiele unterscheiden sich nur durch die konzeptbedingten Unterschiede (Klassifizierungsmerkmale aus Kapitel 2.1). So gelten die

grundlegenden Erkenntnisse dieses Vergleichs nicht nur für diese Beispiele, sondern auch für die Konzepte an sich.

Dezentrale Konzepte: Die Komplexitäts-Unterschiede sind groß, Konzept 8a hat die niedrigste Komplexität (7), darauf folgt Konzept 10 (9). Die höchste Komplexität im Vergleich besitzt Konzept 9 (19). Die Komplexitätszahlen sind nicht direkt mit denen der zentralen Konzepte vergleichbar.

Zentrale Konzepte: Die Konzepte 3 und 7 besitzen niedrige Komplexitäten, denn diese Konzepte mit „TWW-Erwärmung im Kesseldurchlauf“ haben einen Kessel mit 4 Anschlüssen für TWW und HZ, der nur als eine Komponente gezählt wird. Nimmt man diese Konzepte aus (auch weil die Kessel für Mehrfamilienhäuser nicht zur Verfügung stehen, wie das folgende Kapitel zeigt), so sind die Unterschiede in der Komplexität der zentralen Konzepte nicht sehr groß: maximal 14, minimal 11.

Um aus der Komplexität abzuschätzen, wie robust eine Hydraulik arbeitet, fehlt noch eine Bewertung des Ausfallrisikos der einzelnen Hydraulik-Kreise und eine Einschätzung, wie sehr sich der Ausfall eines Kreises auf den Endenergieverbrauch der gesamten Wärmezentrale, auf Kosten und Komfort auswirkt. Dies erfolgt in Kapitel 8.3 für die Optimierungen einer Hydraulik des Konzeptes 1.

## 2.4 Marktrecherche

Für die Marktrecherche wurden 54 Hersteller angefragt (für eine neue Anlage in einem Mehrfamilienhaus mit 8 Wohneinheiten) bzw. auf Webseiten recherchiert. Am Ende konnten **64 Hydrauliken** von 30 Herstellern einbezogen werden, davon waren 14 dezentrale Hydrauliken sowie 50 zentrale Hydrauliken mit 4-Leiter-Netzen (mit zentraler TWW-Bereitung).

### 50 zentrale Hydrauliken mit 4-Leiter-Netzen

Die Grafik in Abbildung 2.18 zeigt, wie sich die gefundenen zentralen Konzepte zahlenmäßig aufteilen - sortiert nach der Energiebereitstellung für das Warmwasser.

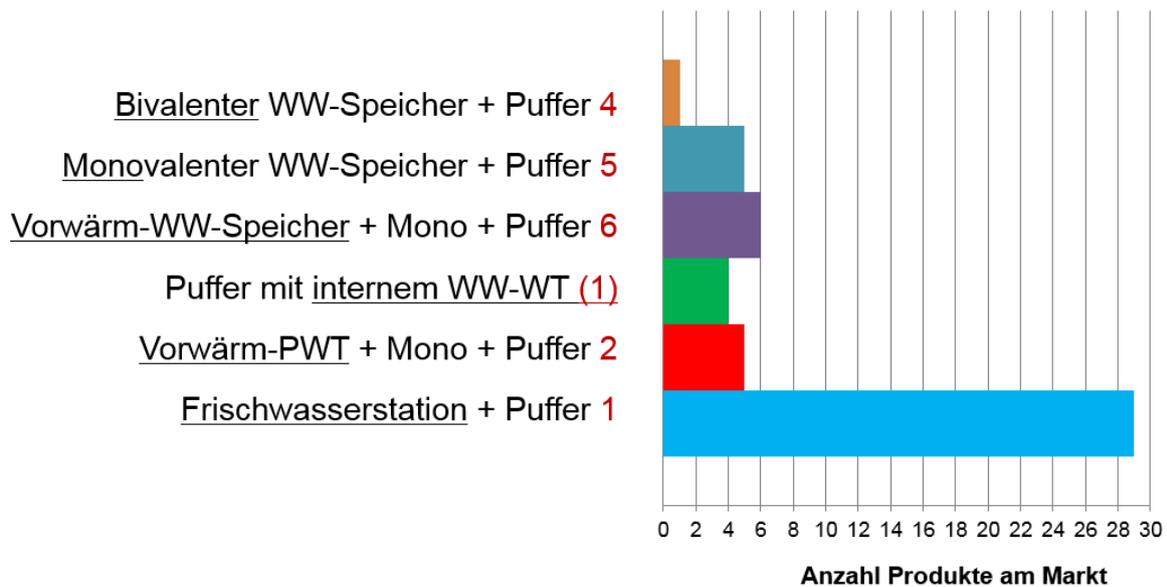


Abbildung 2.18: Anzahl der angebotenen zentralen Systeme

Hydrauliken mit Kessel-Durchlauf hat kein Hersteller für zentrale Konzepte angeboten. Meist werden bei zentralen Konzepten Frischwasserstationen (ohne TWW-Speicher) (Konzept 1) angeboten: 29 Stück von 50 Hydrauliken (Abbildung 2.18).

Standardangebot für Mehrfamilienhäuser ist also heutzutage ein zentraler Pufferspeicher mit Frischwasserstation (1). Warmwasser-Speicher kommen seltener zum Einsatz, vor allem bei vorhandenen Warmwasserspeichern werden sie kombiniert mit solarer Vorwärmung über Frischwasserstation bzw. Plattenwärmetauscher (2). Mit deutlichem Abstand folgen Konzepte mit internem TWW-Wärmetauscher (8), mit solarem Vorwärmpeicher (6) oder Konzepte bestehend aus Puffer und monovalentem TWW-Speicher (5) und solche mit bivalentem Speicher (4). Für die Zukunft prognostizieren einige Hersteller, dass mehr Systeme mit Wohnungsstationen gebaut werden, die Warmwasser dezentral erzeugen.

### Einbindung der solaren Wärme in den Heizkreislauf

Solare Wärme kann parallel oder seriell eingebunden werden. Abbildung 2.19 zeigt die parallele Einbindung per Heizungspuffersystem. Abbildung 2.20 zeigt die serielle Einbindung per Rücklaufanhebung. Bei der Rücklaufanhebung sind Kessel, Heizung und Speicher seriell hintereinandergeschaltet. Über Temperaturfühler am Heizungsrücklauf und am Puffer sorgt das Rücklaufanhebeventil dafür, dass der solar erwärmte Puffer nur dann eingebunden wird, wenn er nutzbare Wärme über dem Niveau der Heizungsrücklauftemperatur anbietet.

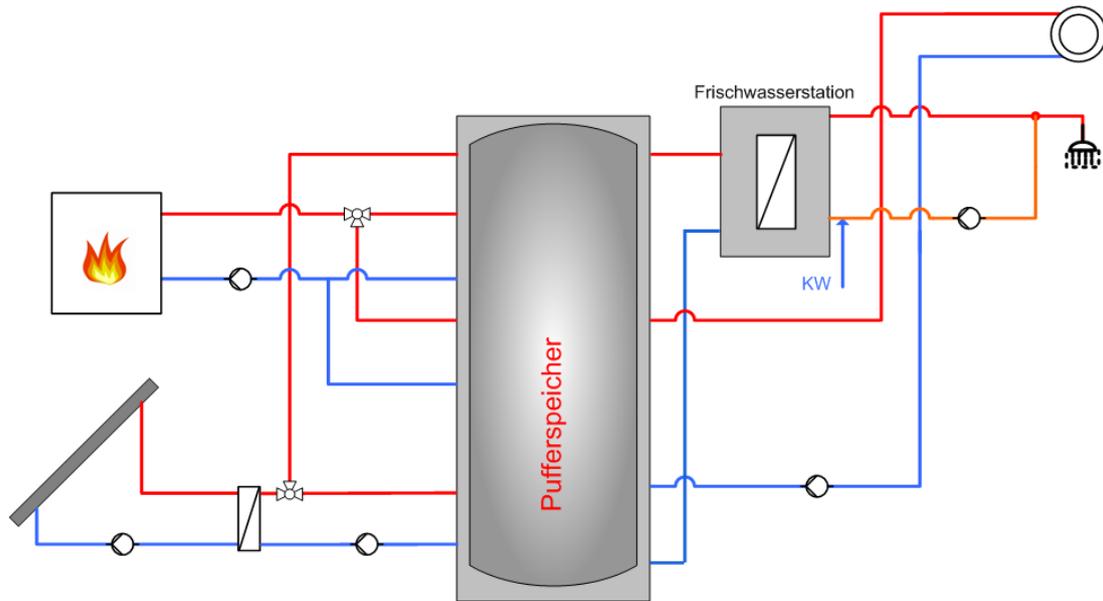


Abbildung 2.19: Hydraulik für Puffer mit Frischwasserstation, hier als Heizungspuffersystem

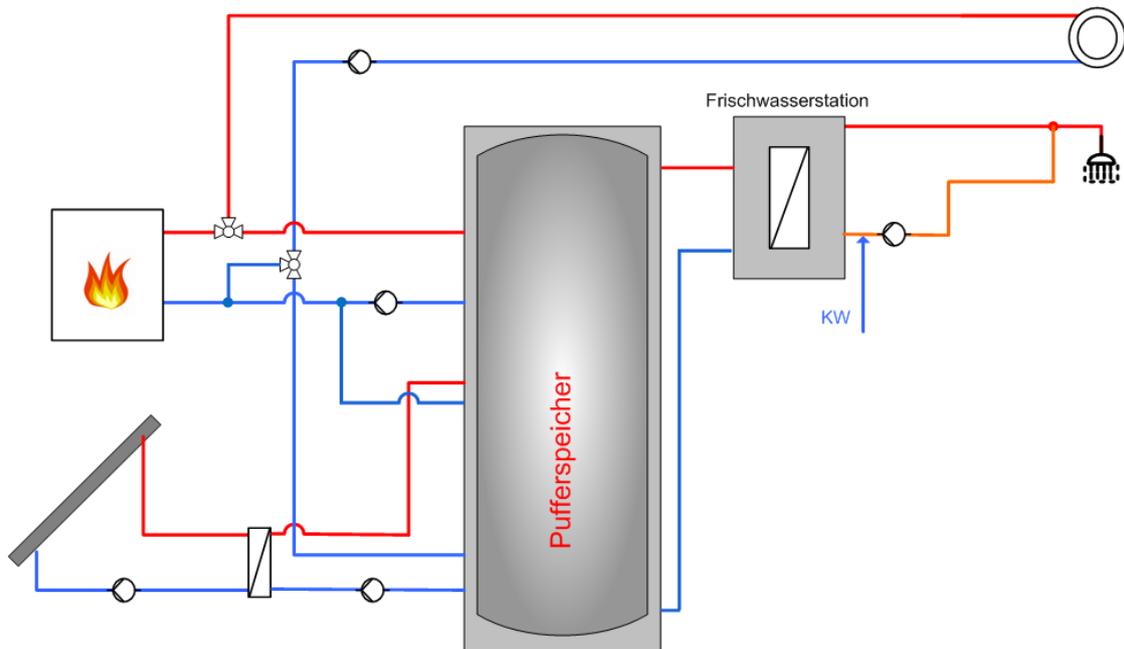


Abbildung 2.20: Rücklaufanhebung

Von den 50 zentralen Hydrauliken sind 19 als Heizungspuffersystem und 28 als Rücklaufanhebung ausgeführt, d.h. 56 % sind mit Rücklaufanhebung. Dabei wird die Rücklaufanhebung eingeteilt in „normale“ Rücklaufanhebung über den Pufferspeicher und in Systeme mit einem Solar-Wärmetauscher im Heizkreisrücklauf, das sind 2 von 28, siehe Abbildung 2.21.

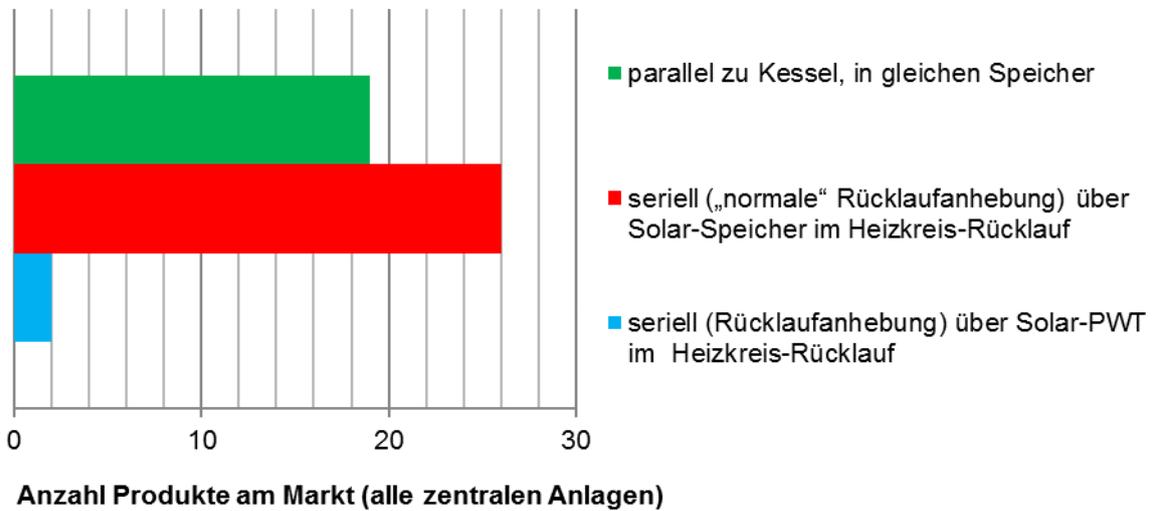


Abbildung 2.21: Solare Wärmeeinbindung in die Heizung (nur Frischwasserstationen mit Puffer)

Betrachtet man nur die Hydrauliken mit Frischwasserstation, so ist die Rücklaufanhebung prozentual noch etwas häufiger (21 von 34), nämlich 62 %.

**Zirkulation**

Im Mehrfamilienhaus ist Zirkulation üblich, daher bieten 46 der 64 Hydrauliken einen zusätzlichen Zirkulationsanschluss. 23 davon führen die Zirkulation unten zurück in den TWW-Speicher oder an den KW-Anschluss, 14 mittig zurück in den TWW-Speicher und drei verfügen über separate Zirkulations-Nachheiz-Wärmetauscher (Abbildung 2.22).

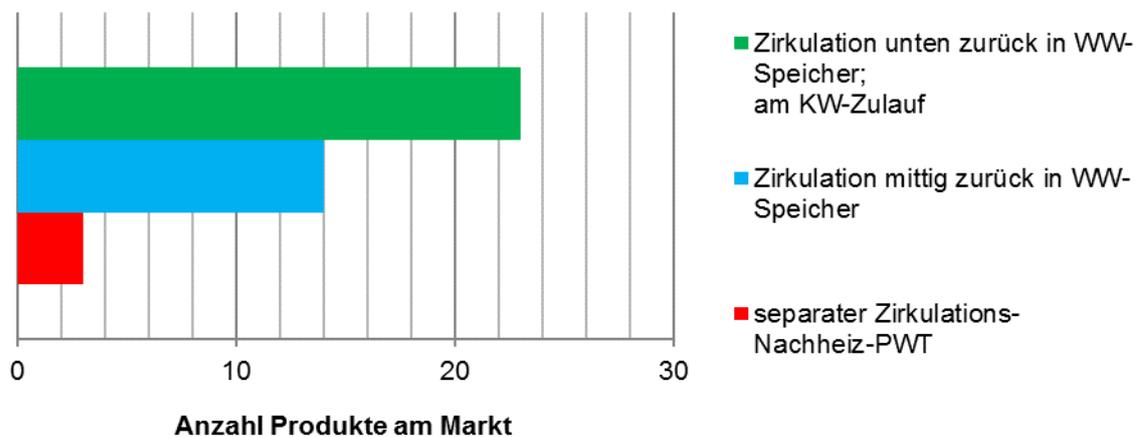


Abbildung 2.22: Anzahl und Art des Zirkulationsrücklaufs der Hydrauliken

## Zirkulation in Anlagen mit Frischwasserstation

Von den 34 Wärmезentralen mit Frischwasserstation besitzen 28 einen Zirkulationsanschluss, davon nutzen 2 Systeme einen separaten Zirkulationswärmetauscher. Auf fünf Hydrauliken war kein Zirkulationsanschluss sichtbar. Das Prinzip eines separaten Zirkulationswärmetauschers zeigt die Abbildung 2.23. Die Fa. Solvis nennt das System „Zirkulationsentkopplung“.

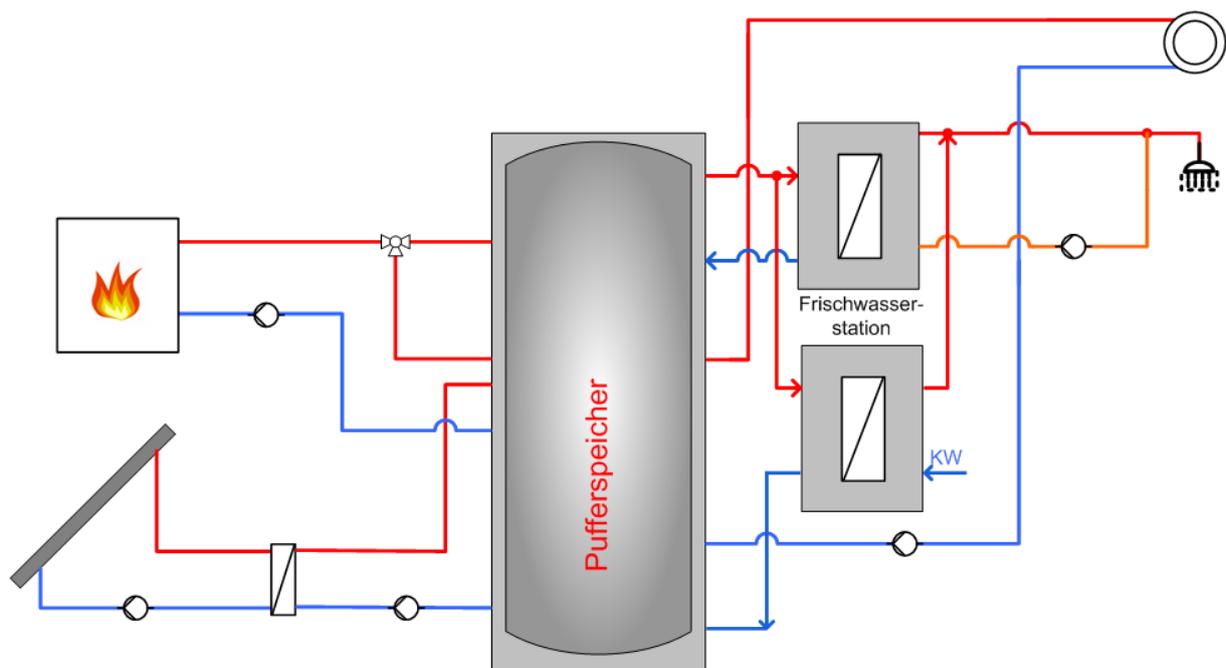


Abbildung 2.23: Puffer, Frischwasserstation und separater Zirkulationswärmetauscher

## Solarwärmeeinspeisung

Mehr als die Hälfte aller Hydrauliken (33 von 64) bieten eine geschichtete Solarwärme-Einspeisung in den Speicher an, davon sind 11 über Einbauten im Speicher realisiert und 22 über externe 3-Wege-Ventile. Bei zwei Hydrauliken ist die Solarwärme-Einspeisung unklar, weshalb sie nicht in Abbildung 2.24 auftauchen.

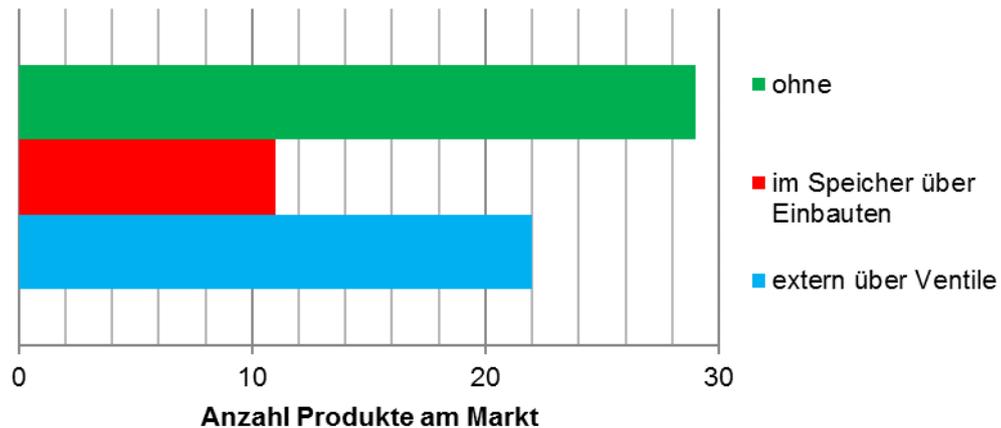


Abbildung 2.24: Anzahl der gefundenen Hydrauliken mit / ohne Schichtung im Solarvorlauf

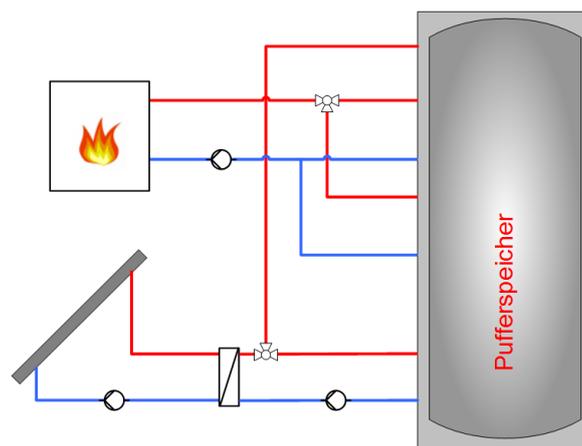


Abbildung 2.25: Hydraulik mit Schichtungsventil im Solarvorlauf

## 14 dezentrale Konzepte

Von den insgesamt 14 gefundenen dezentralen Anlagen sind 12 die „üblichen“ Wohnungsstationen ohne dezentrale Speicher, also Konzept 8. Außerdem wurde eine Remasol-Hydraulik (Abbildung 2.28) mit zusätzlichen dezentralen Speichern gefunden, die aber auch in das Konzept 8 fällt. Außerdem gibt es eine Hydraulik von Junkers „Cerapur“ (Abbildung 2.26) mit kompakter Gastherme und einem „kleinen“ Solarpuffer für Einfamilienhäuser. Diese lässt sich jedoch auch für einzelne Wohnungen in Mehrfamilienhäusern verwenden und wurde daher in die Auswertung miteinbezogen. Dann sind Solarpuffer und Gastherme wohnungsweise vorhanden, das ist Konzept 10.

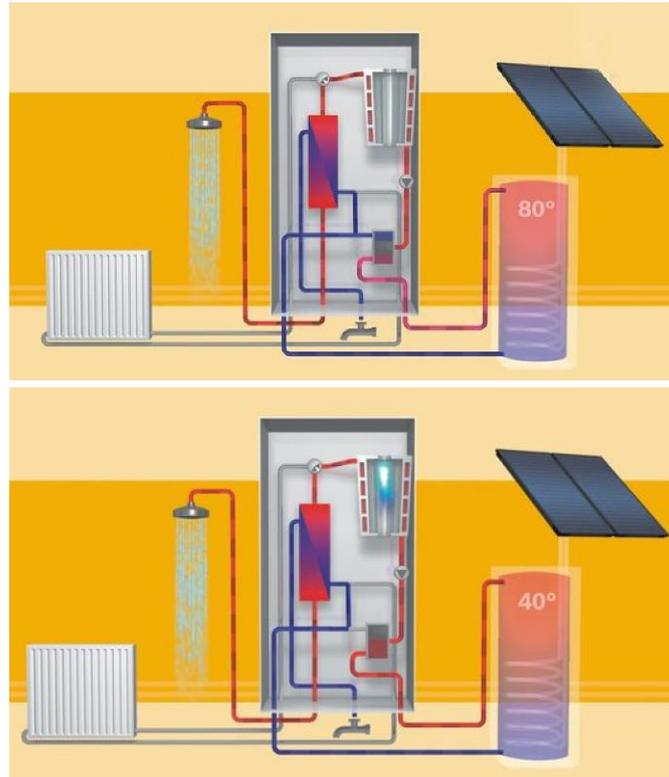


Abbildung 2.26: Junkers Cerapur, Einbindung der Solarwärme [Lustig\_2018]

Die Besonderheit dieses Systems ist die Ausführung des Rücklaufanhebeventils als Mischventil - statt wie üblich als 3-Wege-Ventil, und die Ventil-Integration in eine Gastherme (14 / 24 kW), die das TWW im Durchlauf auf die Solltemperatur erwärmt und daher keinen Bereitschaftsteil im Solarpufferspeicher vorhalten muss. Dadurch entstehen keine Bereitschaftsverluste.

Das Mischventil kann zu hohe Solarspeichertemperaturen abfangen. Diese Situation zeigt das obere Bild in Abbildung 2.26 (Pumpensymbole zeigen in die falsche Richtung, da Bilder aus Animation stammen), der Brenner ist dann aus.

Mit dem Ventil kann der Solarpuffer auch komplett umgangen werden, falls die Puffertemperatur kleiner als die Rücklauftemperatur des Brenners ist.

Ist die Speichertemperatur kleiner als die Solltemperatur, aber höher als der Rücklauf (hier: vom TWW-Wärmetauscher) so heizt der Brenner nach (Bild unten in Abbildung 2.26).

Beispielhaft für das Konzept 8 einer Wohnungsstation ohne dezentrale Speicher zeigt die untenstehende Abbildung 2.27 die Hydraulik mit der Wohnungsstation „Regudis W“ von Oventrop. Das Konzept beinhaltet zentrale Solarpufferung und zentrale konventionelle Nachheizung sowie Verteilung über ein 2-Leiter-Netz auf die einzelnen Wohnungsstationen, die wohnungsweise Warmwasser erzeugen.

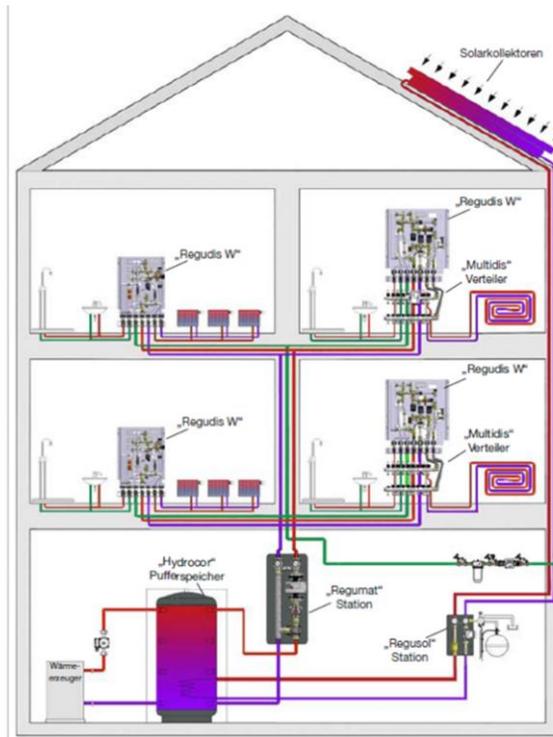


Abbildung 2.27: Hydraulik für Wohnungsstation „Regudis W“ von Oventrop

Abweichend vom obigen Konzept zeigt Abbildung 2.28 eine Hydraulik von Remasol, in der die Wärme auch dezentral gespeichert wird. Ein 2-Leiter-Netz mit zentralem Solarpuffer und Kesselspeicher versorgt die in jeder Wohneinheit montierten dezentralen Pufferspeicher mit internem Wärmetauscher für TWW. Damit handelt es sich bei diesem System um eine Variation von Konzept 8.

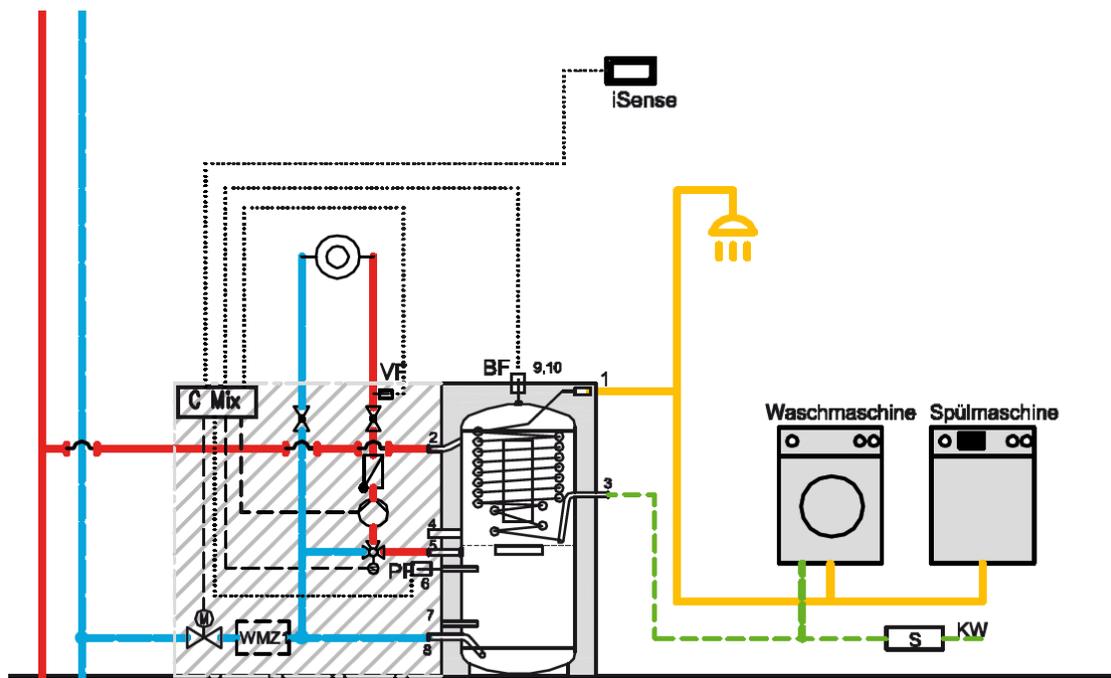


Abbildung 2.28: Anlage der Fa. Remasol mit dezentralen Pufferspeichern, Konzept 8

Nicht angetroffen wurde das Konzept eines kleinen dezentralen TWW-Speichers.

## 2.5 Auswahl der zu untersuchenden Konzepte

### 2.5.1 Zentrale Konzepte

Nach der Marktrecherche in 2.4 werden Systeme mit Frischwasserstationen am häufigsten angeboten. Diese wurden bereits 1999 in einer reinen Simulationsstudie des Bremer Energie Instituts und des ISFH [Jahn\_1999] unter den zentralen Konzepten als besonders effizient identifiziert.

Vorsimulationen mit Hilfe von T\*SOL (siehe Kapitel 4) weisen auch das Konzept 2 als effizientes Konzept aus.

Somit wird ein Untersuchungsschwerpunkt auf TWW-Bereitung mit Frischwasserstationen (Konzept 1) bzw. Durchlaufsysteme (Konzept 2) gelegt. Konzept 2 kann entweder mit einer Frischwasserstation oder mit einem externen Wärmetauscher realisiert werden.

Konzepte 1 und 2 werden daher in folgenden Anlagenkonfigurationen auf dem Teststand untersucht und dann simuliert:

- Frischwasserstation in der Standardvariante (1)
- Frischwasserstation mit „Kaltwasser-Vorwärmung“, (1)
- Frischwasserstation mit separatem Zirkulations-Wärmetauscher (1)
- Frischwasserstation mit separatem Zirkulations-Wärmetauscher und Ultrafiltration (Legionellenbekämpfung) (1)
- Durchlaufsystem mit monovalentem TWW-Speicher (in Variante mit Frischwasserstation) (2)

Konzepte mit TWW-Erzeugung im Kessel-Durchlauf (Konzepte 3 und 7) gelten als effizient, da es dabei keinen Kesselspeicher gibt [BMU\_2012], [Zaß\_2011]. Diese Konzepte wurden aber nicht untersucht, denn sie erfordern für Mehrfamilienhäuser zu große Kesselleistungen und sind nicht marktgängig. Auch auf die Simulation dieser Konzepte wird daher verzichtet.

Alle anderen zentralen Konzepte 4, 5 und 6 werden per Jahressimulation untersucht.

### 2.5.2 Dezentrale Konzepte

Marktgängige Wärmezentralen nach Konzept 8 mit dezentraler TWW-Bereitung im 2-Leiter-Netz werden näher untersucht und auf dem Teststand in zwei Varianten vermessen:

- Konzept 8a: 2-Leiter-System mit direkt konventionell nachgeheiztem und solar beheiztem Pufferspeicher

- Konzept 8b: 2-Leiter-System mit Solarspeicher und nachgeschaltetem Kessel mit hydraulischer Weiche, in Varianten mit und ohne elektrischer dezentraler Nachheizung.

Nachdem das Projekt thematisch auf Konzepte mit dezentraler konventioneller Nachheizung erweitert wurde (dezentrale Konzepte 9 und 10), wurde zudem das innovative Konzept 10 mit dezentraler Nachheizung und dezentralen Speichern untersucht. Hierbei handelt es sich um einen Prototypen, ein solches System ist am Markt nicht zu finden, dessen Komponenten allerdings schon. Die Tauglichkeit des Systems für Mehrfamilienhäuser soll an dem Prototyp analysiert werden.

Das Konzept 9 wird per Simulation untersucht.

### **3 Laborfeldtests**

*Kapitel bearbeitet durch ISFH; darin die Unterkapitel 3.2.3.2, 3.2.6.2 3.3.1, 3.3.6 durch HSD*

Das erste Unterkapitel beschreibt allgemein das Messverfahren und die dazugehörigen Auswerteprozeduren. Anschließend werden die Teststände der HSD und dem ISFH präsentiert sowie die Randbedingungen der Simulationen für die Versuche definiert. Nach einer Vorstellung der untersuchten Anlagen werden neben einer funktionalen Analyse der einzelnen realen Anlagen auch die Simulationsmodelle dieser Anlagen validiert.

#### **3.1 Beschreibung des Mess- und Auswerteverfahren**

Das Ziel der durchgeführten Laborfeldtests ist die Bewertung und Optimierung von realisierten Wärmезentralen hinsichtlich des Zusammenspiels von Anlagenkomponenten und der Regelung. Dazu wurden die in Kapitel 2 ausgewählten Systeme in den Laboren aufgebaut und dynamischen Tests unterzogen.

##### **Messverfahren**

Die Untersuchungen der Systeme wurden mittels Hardware-in-the-loop (HiL)-Verfahren durchgeführt. Darunter versteht man allgemein eine dynamische Echtzeit-Laboruntersuchung eines Systems anhand von repräsentativen Betriebssituationen unter realitätsgetreuen, aber simulierten Randbedingungen. Die zu untersuchenden Systeme sind in diesem Projekt die mit einer thermischen Solaranlage ausgestatteten wärmetechnischen Anlagen zur Heizungs- und Trinkwasser(TWW-)erwärmung. Im Falle von zentralen und teildezentralen Anlagen wird nur der in der Heizzentrale befindliche Teil real untersucht. Im Falle einer vollständig dezentralen Konfiguration wird ein einzelnes dezentrales Subsystem real abgebildet. Die projektbezogene Definition der HiL-Untersuchungen beschreibt dynamische Echtzeit-Laboruntersuchungen an solar unterstützten Heizungsanlagen für ein Mehrfamilienhaus in Deutschland anhand von jahreszeitlich repräsentativen Tagen.

Die Verfahrensbeschreibung der an der HSD und dem ISFH praktizierten HiL-Messungen ist in Abbildung 3.1 schematisch dargestellt.

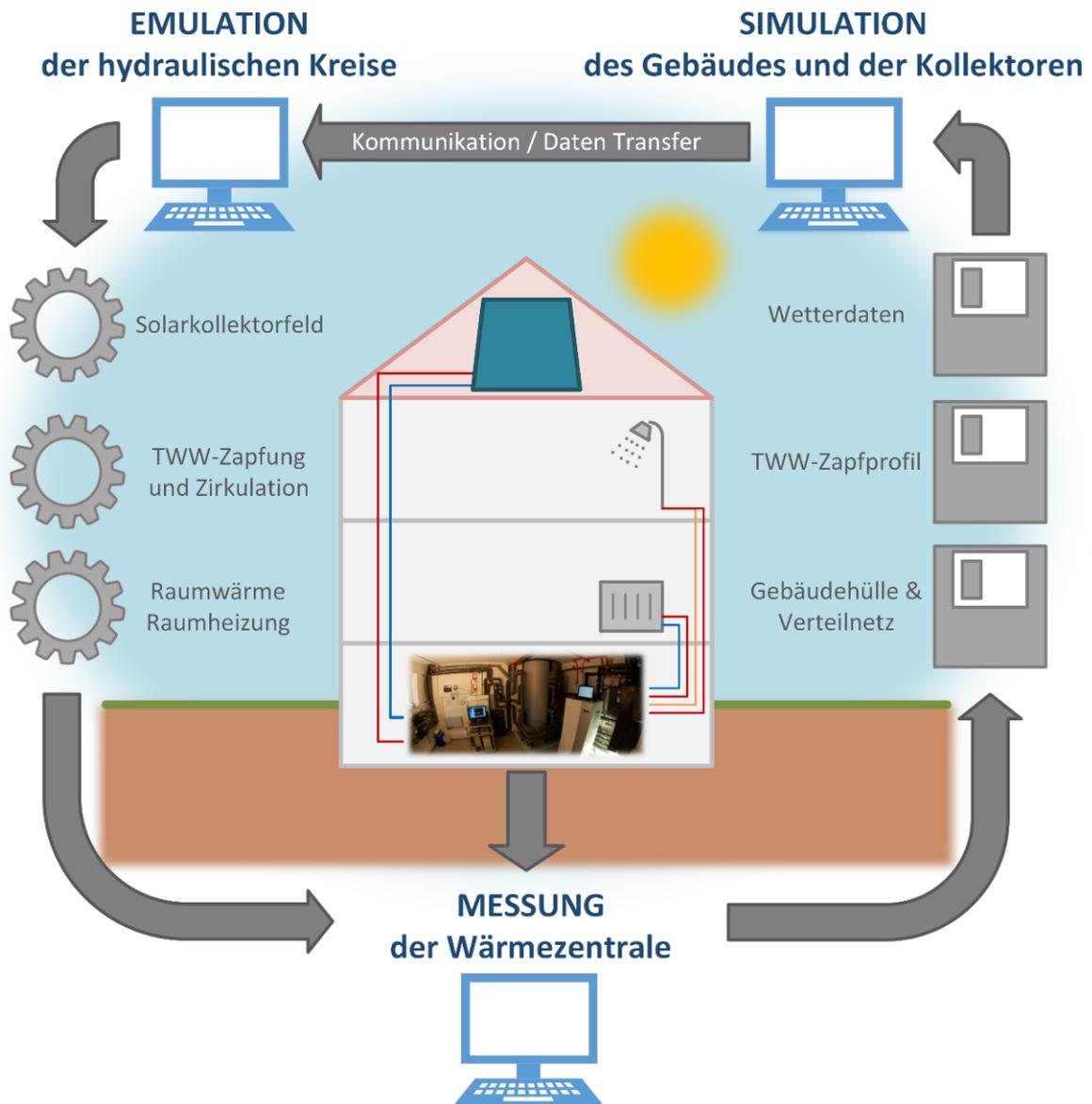


Abbildung 3.1: Allgemeine Beschreibung der Hardware-in-the-loop Typtagemessung

Für die Untersuchung einer im Labor aufgebauten Wärmezentrale werden mit der Simulation des zu versorgenden Gebäudes folgende Randbedingungen festgelegt:

- Wetterdaten
- Gebäudemodell mit Wärmeverteilstrom
- Kollektorfeld und Zuleitungen
- Trinkwarmwasserzapfprofil und Kaltwassertemperatur

Die Details dieser Randbedingungen sind in Kapitel 3.2 beschrieben. Damit die reale Wärmezentrale mit dem Gebäudesimulationsmodell interagieren kann, werden für die Schnittstellen zwischen Verteilstrom und Wärmezentrale Daten der Simulation und Emulatoren ausgetauscht. Dies geschieht mit einer Zeitschrittweite von 1/100

Sekunde an der HSD bzw. 60 Sekunden am ISFH. Die Messwertspeicherung zur Betriebsanalyse der Wärmezentrale erfolgt jeweils sekundlich.

Einige Emulatoren bestehen aus temperatur- und/oder volumenstromgeregelten hydraulischen Kreisen wie für die Emulation vom Kollektorfeld als regenerative Quelle, für die Abbildung der Raumheizlast, der Zirkulationsrücklaufemperatur (resultierend aus den Zirkulationsleitungsverlusten des Verteilnetzes), der Trinkwarmwasserzapfungen oder für die Konditionierung der Kaltwassertemperatur. Bei den Temperaturemulatoren für die Außen- und Kollektortemperatur werden die elektrischen Signale, die im realen Einsatz die angeschlossenen Temperatursensoren ausgeben, mit Hilfe ansteuerbarer Widerstände den Sensorkanälen der Anlagen- oder Komponentenregelung aufgeprägt. Alle eingesetzten Emulatoren sind in Abbildung 3.11 und den Prüfstandsbeschreibungen der Projektpartner noch einmal aufgeführt.

Nach Abbildung 3.1 erhalten die Emulatoren über die Mess- und Regelungssoftware zu jedem Zeitschritt Sollwerte von der Simulation. Parallel dazu werden an der Wärmezentrale die Messdaten in einem Intervall von einer Sekunde für die späteren Analysen des realen Anlagenverhaltens aufgenommen. Mit dem nächsten Simulationszeitschritt werden die realen Messdaten (Temperatur und/oder Massenstrom) der Schnittstellen zwischen Wärmezentrale und Verteilnetz an die Simulation übergeben. Das Simulationsmodell berechnet damit sofort das (Last)Verhalten des Gebäudes und des Kollektorfeldes und übergibt (nahezu zeitgleich) die Eingangswerte für die Emulatoren an die Mess- und Regelungssoftware. Somit schließt sich ein HiL-Zeitschritt und wiederholt sich bis ein kompletter Laborfeldtest über 24 Stunden (Simulations- und Echtzeit) aufgenommen wurde. Eine Labormessung mit diesem HiL-Verfahren wird auch als *HiL-Typtagmessung* bezeichnet, da mit ihm ein bestimmter Jahrestag abgebildet wird, repräsentativ für eine größere Anzahl von Tagen im Jahr eines definierten Standorts.

### **Auswerteverfahren**

Neben den HiL-Typtagmessungen gibt es Typtagsimulationen. Die Gebäudesimulation aus den HiL-Typtagmessungen wird für die Typtagsimulationen um eine Modellierung der realen Wärmezentrale ergänzt. Bis zu den Schnittstellen zur Wärmezentrale sind die beiden Simulationsmodelle somit identisch. Die Messdaten der HiL-Typtagmessungen mit der realen Wärmezentrale werden für die entsprechenden Typtage mit den Ergebnissen der Typtagsimulationen qualitativ und quantitativ verglichen (Abbildung 3.2). Mit diesen Vergleichen wird einerseits die reale Wärmezentrale funktional analysiert und andererseits die Modellierung der Wärmezentrale in der Typtagesimulation angepasst und validiert.

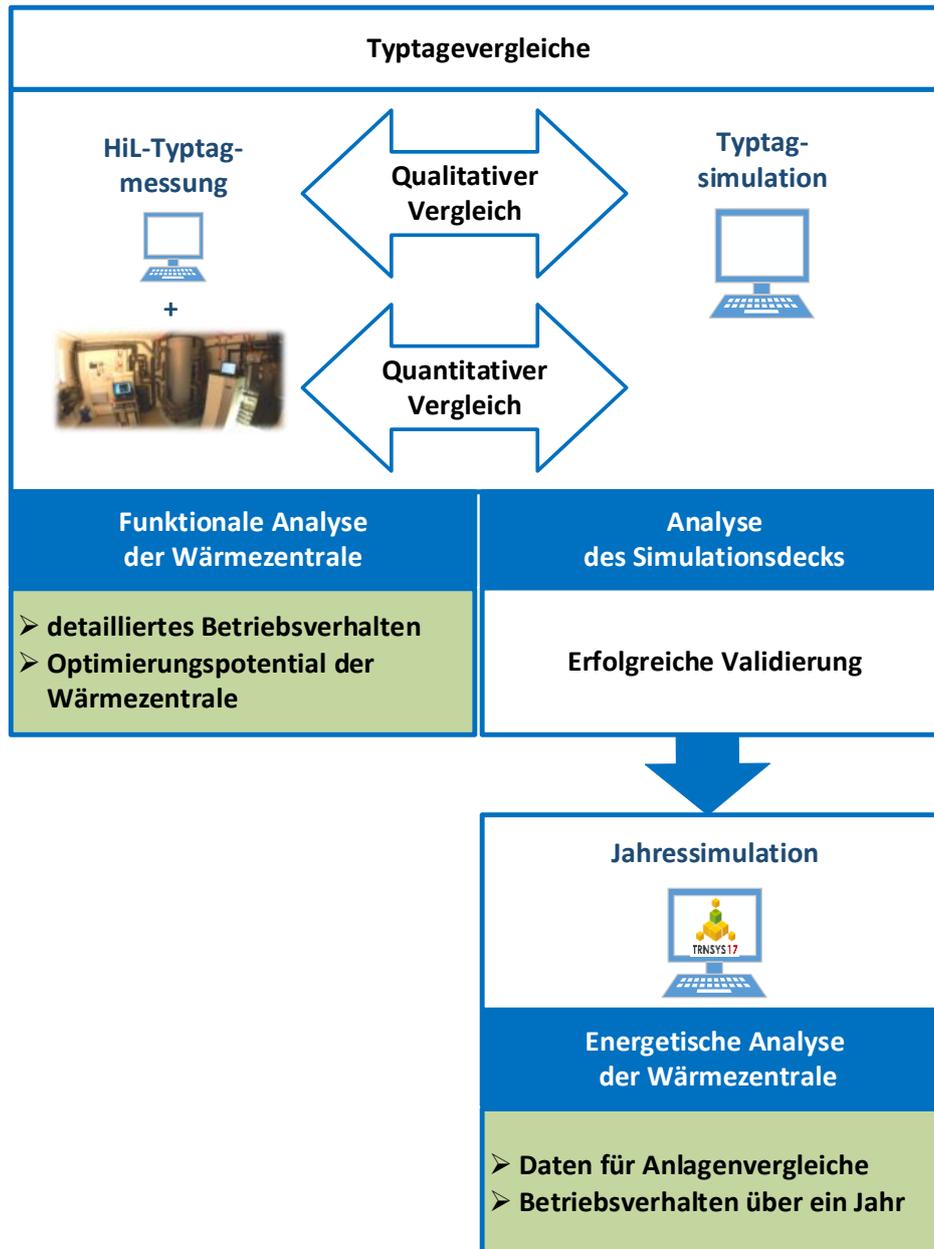


Abbildung 3.2: Verfahrensbeschreibung für die Untersuchung von Wärmezentralen

Beim qualitativen Vergleich werden die Verläufe der Messdaten mit den Simulationsdaten kontrolliert. Dabei kommt es nicht auf eine exakte Übereinstimmung an, sondern:

Für die funktionale Analyse der Wärmezentrale wird überprüft, ob die Anlage gemäß den Regelungseinstellungen arbeitet und ob das Anlagenverhalten plausibel ist oder es Auffälligkeiten gibt bzw. offensichtliche Anlagen- oder Komponentenfehler, die Optimierungspotential bieten. Auffälligkeiten können auch auf fehlerhaften Regelungseinstellungen beruhen. In diesem Fall muss nach Korrektur der Fehleinstellung die HiL-Typtagemessung wiederholt werden. Eine Wiederholung kann auch sinnvoll sein, wenn eine Optimierungsmaßnahme der Anlage schnell umgesetzt werden kann.

Der qualitative Vergleich wird auch zur Analyse des Typtagesimulationsmodells durchgeführt. Das Anlagenmodell der Typtagesimulation ist dabei auf Plausibilität zu überprüfen, insbesondere ob die Logik der Anlagen- und Komponentenregelung durch die im Modell verwendeten Regelalgorithmen korrekt abgebildet wird. Für die ersten Einstellungen der Modellparameter werden die Herstellerdatenblätter der Komponenten herangezogen oder Erfahrungswerte verwendet. Für die Regelparameter werden die Einstellungswerte der Anlage übernommen und Regelalgorithmen nach den Informationen der Hersteller ins Modell implementiert. Diese Messdaten der ersten Simulationseinstellungen werden iterativ an den Verlauf der HiL-Typtagmesswerte angepasst.

Beim quantitativen Vergleich wird auf eine wertemäßig möglichst exakte Übereinstimmung von Simulations- und Messdaten geschaut, um das Typtagesimulationsmodell genauer zu analysieren und letztendlich das Modell zu validieren. Eine exakte Abbildung des realen Betriebsverlaufes und somit eine Übereinstimmung zu jedem Zeitpunkt ist mit vertretbarem Aufwand nicht möglich. Daher werden zur quantitativen Beurteilung der Modellierungsgüte nicht die minütlichen Messdaten verglichen, sondern die wichtigsten energetischen Kennzahlen (und das Kesseltakten) ermittelt, die das tägliche Betriebsverhalten beschreiben.

Ist mit dem ersten Typtagvergleich

- 1) die funktionale Analyse der Wärmezentrale abgeschlossen und sind keine Änderungen an den Einstellungen der Wärmezentrale erforderlich und ist
- 2) die Analyse der Typtagsimulation abgeschlossen und sind keine Anpassungen der Parameter mehr erforderlich,

so kann die nächste HiL-Typtagmessung und Typtagesimulation mit einem anderen Typtag (Wetterdatensatz) durchgeführt werden. Sollten bei den anschließenden Analysen des neuen Typtagvergleichs wieder Veränderungen an der Wärmezentrale oder dem Simulationsmodell erforderlich sein, so muss mit den Veränderungen auch der erste Typtag wiederholt werden. Wenn keine Veränderungen erforderlich sind und der quantitative Vergleich gut übereinstimmt, ist das Simulationsmodell der Anlage erstmalig erfolgreich validiert. Für eine umfangreiche Validierung sollten möglichst alle definierten Typtage gemessen, simuliert und verglichen werden, um viele reale und typische Betriebszustände in die Validierung einbezogen zu haben.

Sobald das Simulationsmodell der Typtagesimulation anhand der realen Messdaten validiert wurde, können mit dem Modell Jahressimulationen durchgeführt werden. Mit den Jahresdaten können für die energetische Analyse der Wärmezentrale Betriebskennzahlen ermittelt werden, die einen Vergleich unterschiedlicher Beispielanlagen von Konzepten ermöglichen.

Zusammengefasst besteht ein Laborfeldtest einer Wärmezentrale in SUW-MFH aus dem Vergleich von mehreren HiL-Typtagmessungen mit entsprechenden Typtagsimulationen. Anhand der funktionalen Analyse dieser Vergleiche und einer

energetischen Analyse der validierten Jahressimulation werden Vor- und Nachteile der Wärmезentrale und somit auch des angewandten Konzepts ermittelt.

### **Vorteile des HiL-Verfahrens**

Das beschriebene Prüfverfahren bestehend aus Labormessungen unter realen Randbedingungen und detaillierter Abbildungen von Gebäude- und Anlagen-simulationen weist gegenüber Feldversuchen, reinen Simulationsstudien oder Komponentenuntersuchungen folgende Vorteile auf:

- Reale dynamische Verhaltensuntersuchung des Gesamtsystems
- Realitätsgetreue Abbildung der Randbedingungen wie Wärmelasten und Umgebungstemperaturen
- Reproduzierbare, valide Ergebnisse
- Variable orts- und gebäudespezifische Betrachtungen
- Jahreszeitunabhängig
- Zeitersparnis für Jahresanalysen
- Laborbedingungen (Mess- und Analysemöglichkeiten; keine Nutzer)

Somit bietet das HiL-Verfahren optimale Möglichkeiten, eine Wärmeversorgungsanlage Jahreszeiten- und Witterungs- und Nutzer-unabhängig unter beliebigen realistischen Betriebsbedingungen zu testen und zu optimieren, sobald ein Prototyp verfügbar ist. Es können spezifische Betriebssituationen angefahren werden und detaillierter als im Feld analysiert werden. Der Markt muss bei der Umsetzung von neuen Regelungsstrategien oder Versorgungskonzepten nicht mit einem fehlerbehafteten Versuchsstadium konfrontiert werden, sondern Hersteller haben mit dieser Technologie die Möglichkeit viele Reklamationen und Vor-Ort-Optimierungen im Vorfeld der Markteinführung zu vermeiden. Somit erreichen sie eine höhere Kundenzufriedenheit, einer Entlastung des Handwerks und des eigenen Service- und Entwicklungsbereiches. Diese Vorteile rechtfertigen den höheren Aufwand als standardisierte Komponentenprüfungen und stellen eine gute Balance aus detaillierter, flexibler Labormessung und –analyse sowie der realistischen Messung im Betrieb dar.

### **3.1.1 Prüfstände an der HSD**

In den Laboren des ZIES an der Hochschule Düsseldorf werden sowohl zentrale als auch dezentrale Anlagen untersucht, für die jeweils ein angepasster Prüfstand realisiert werden muss. Daher werden hier zwei Prüfstände vorgestellt.

#### **3.1.1.1 Prüfstand für die zentralen Konzepte**

Die vermessene zentrale Anlage (Konzept 1) besteht wie in Abbildung 3.3 dargestellt aus einem 1500 l Pufferspeicher, einer Gastherme, einer Frischwasserstation, einer Solarstation sowie einem Heizkreismischer. Die zum HiL-Betrieb der Anlage

notwendigen Emulatoren sind die Hauptbestandteile der Prüfstände und werden hier erläutert. Auf Abbildung 3.3 sind alle Prüfstandssensoren abgebildet. Lediglich die Sensoren für Gasdruck, Gastemperatur und Gasvolumenstrom, die sich an der Gaszuleitung befinden, sind nicht enthalten.

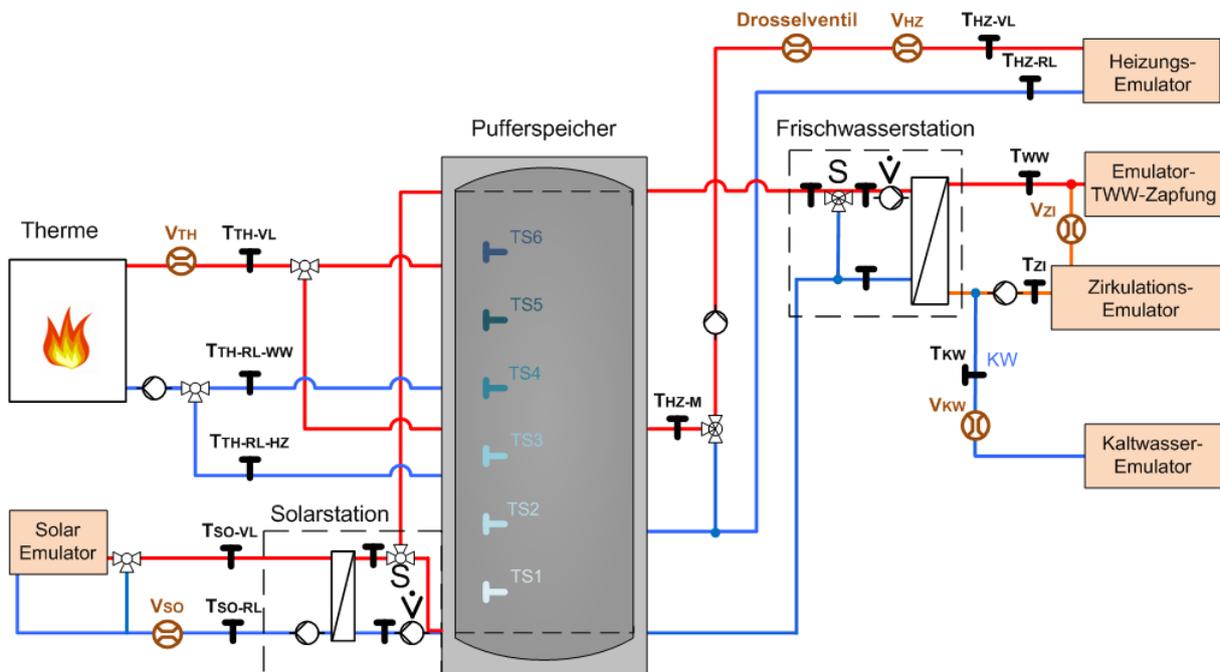


Abbildung 3.3: Hydraulikzeichnung der Testanlage mit Kennzeichnung der Sensoren

### Kaltwasseremulator

Die festgelegte Randbedingung für das zur Wärmezentrale fließende Kaltwasser (Frischwasser) ist eine konstante Temperatur von 10°C.

Um dies am Prüfstand zu realisieren, wird das ggf. wärmere Frischwasser aus der Kaltwasserleitung mit frischem Kaltwasser von 5°C gemischt, das durch eine Kältemaschine mit 200 l Speicher zur Verfügung gestellt wird. Das Mischventil wird über eine Softwareregulierung in der Simulationssoftware MATLAB automatisch geregelt und erzeugt nach einer kurzen Einschwingzeit die Solltemperatur von 10°C am Frischwasserstations-Kaltwassereingang.

### Zirkulationsverlustemulator

Um die in einem echten Gebäude anfallenden Zirkulationsverluste abbilden zu können, wird ein Emulator (Abbildung 3.4) verwendet, der das Warmwasser (ca. 60°C) nach Simulationsvorgabe auf ca. 56°C abkühlt. Dies geschieht in einem mit Frischwasser gekühlten Platten-WÜ. Damit die Zirkulationsrücklauftemperatur exakt auf die simulierte Solltemperatur abgesenkt werden kann, befindet sich auf der Frischwasserseite ein analoges Stellventil, das über eine Software-PID-Regelung auf den Sensor Tzi regelt. Die Solltemperaturvorgabe wird über ein Carnot-Rohrstreckenmodell unter Berücksichtigung des Volumenstroms und der Temperatur in der Zirkulationsleitung ermittelt.

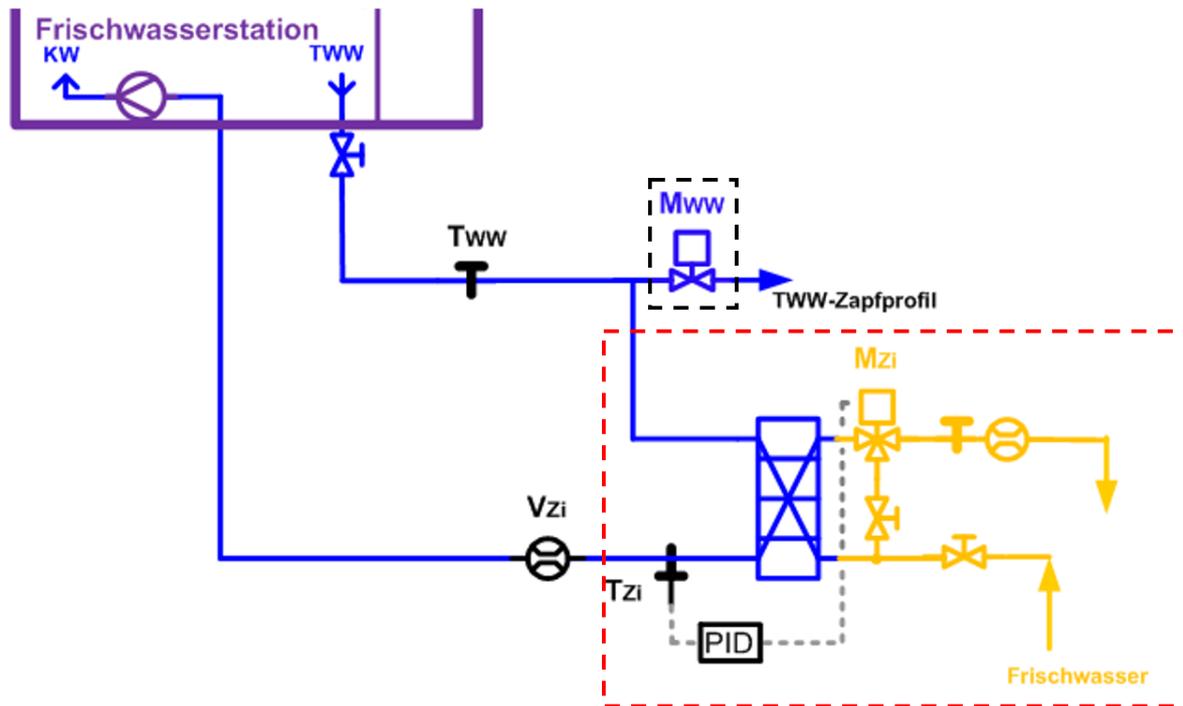


Abbildung 3.4: Ausschnitt der Prüfstands-Hydraulik, rot gestrichelt markiert ist die Zirkulationsemulation, schwarz gepunktet markiert die TWW-Zapfungsemulation

### Trinkwarmwasser-Zapfungsemulator

Die Trinkwarmwasser-Zapfungen, die durch das Zapfprofil als Randbedingung vorgegeben sind, werden über das analoge Stellventil „MWW“ realisiert. Dieses befindet sich im Zirkulationskreis und regelt auf den gemessenen Volumenstrom des Frischwasserzulaufs „V\_KW“.

### Heizlastemulator

Zur Erzeugung (Emulation) einer Heizlast für die Anlage wird auf die Sollwerte aus der Simulation zurückgegriffen: die Heizungsrücklauftemperatur aus dem Haus (-modell) zum Wärmeerzeuger dient als Solltemperatur für den Emulator. Dieser Sollwert wird dann – prinzipiell wie vorher bei der Zirkulationsemulation - über einen frischwassergekühlten Platten-WÜ und ein Stellventil im Heizkreis realisiert. Das Stellventil „MHZ“ befindet sich auf der Frischwasserseite (Abbildung 3.5, im rot gestrichelten Kasten).

Das Hausmodell erhält als eingehende Werte die reale Vorlauftemperatur des Heizkreises sowie einen aus der Simulation kommenden Heizungs-Volumenstrom.

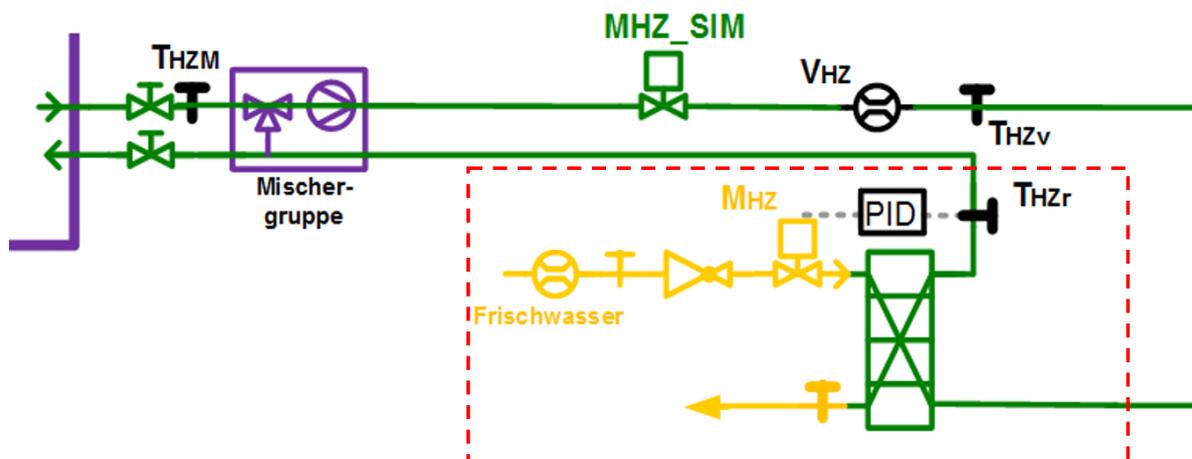


Abbildung 3.5: Ausschnitt der hydraulischen Übersicht, rot gestrichelt markiert ist die Heizlastemulation

### Heizungsvolumenstromemulator

Es ist wünschenswert, den Prüfstands-Heizungsvolumenstrom wie in der Simulation abzubilden, da dort im Carnot-Hausmodell unter anderem Rohrleitungsdruckverluste für den Heizkreis sowie das Öffnen und Schließen von Thermostatventilen abgebildet werden, was zu Druckverluständerungen und daraus resultierend zu Volumenstromänderungen führt. Um dies zu erreichen, wurde vereinfacht mit einem drosselnden Stellventil „MHZ\_SIM“ (Abbildung 3.6) im Prüfstands-Heizkreis eine Volumenstromemulation realisiert. Dieses Stellventil regelt über eine Software-PID-Regelung **auf den gemessenen Volumenstrom „V\_HZ“**. Die Regelung erhält ihren Sollwert also aus der parallel laufenden Haus-Simulation.

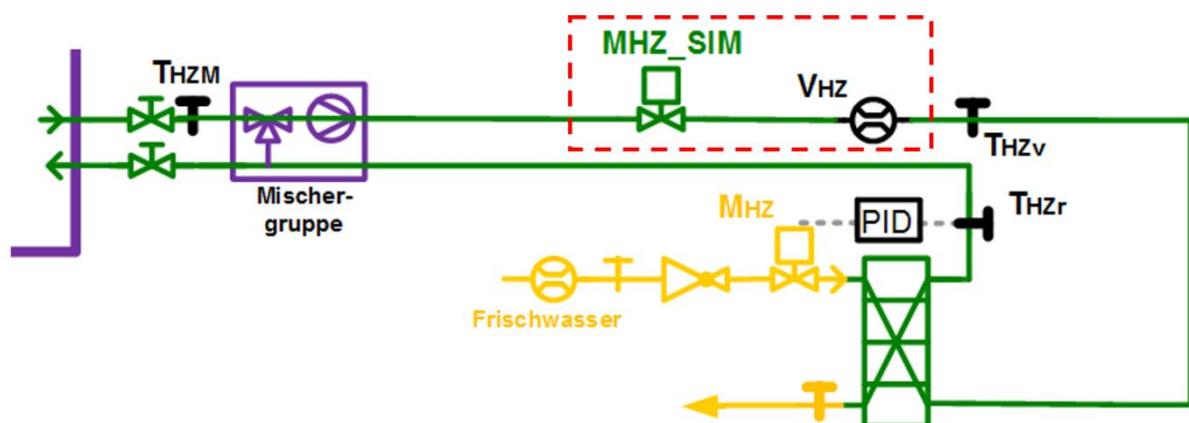


Abbildung 3.6: Ausschnitt der hydraulischen Übersicht, rot gestrichelt markiert ist die Heizungsvolumenstromemulation

### Solaremulator

Der Teststand enthält keinen realen Solarkollektor, sondern einen Emulator, der sich so verhält wie das **simulierte** Kollektorfeld. Die Aufgabe des Solaremulators

(Abbildung 3.7) besteht also in der Realisierung einer Soll-Solarvorlauftemperatur zur Übergabe an die reale Solarstation auf dem Prüfstand.

Der Soll- und Isttemperaturwert wird über eine Softwareregulierung verarbeitet und der daraus generierte Stellwert an die Steuerung der fünf Heizstäbe des Solaremulators (mit je maximal 6 kW) weitergeleitet.

1. 5 Heizpatronen a 6 kW  
(entsprechend etwa 60 m<sup>2</sup> Kollektorfläche bei 1000 W/m<sup>2</sup> Einstrahlung und 50% Wirkungsgrad)
2. Mischer
3. Wärmeübertrager
4. MID
5. Pumpen
6. Hydraulische Weiche

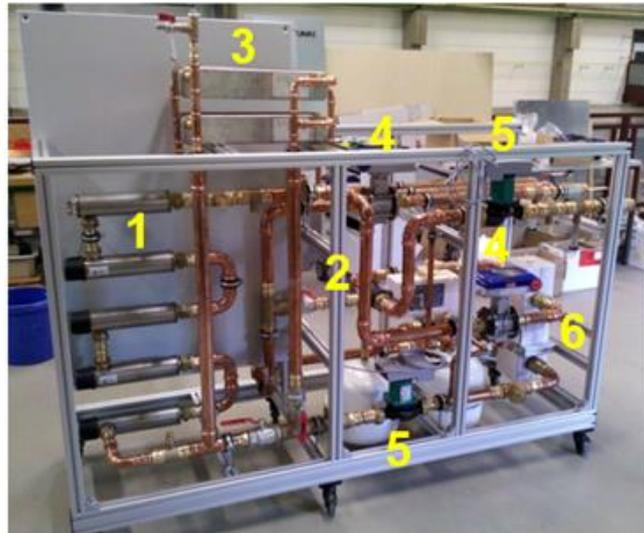


Abbildung 3.7: Der Solaremulator vor dem Umbau, die obere Pumpe wurde ausgebaut, da die Hersteller-Solarladestation bereits eine Pumpe enthält

## Rechner

Zur Aufnahme der Messdaten und zur Steuerung / Regelung des Prüfstandes während der Echtzeit-Versuche wurde ein Windows 7 Desktop PC (Dell Optiplex XE) mit Intel Core 2 Duo Zweikern-CPU und 4 GB Arbeitsspeicher und MATLAB Simulink verwendet. Zur Kommunikation zwischen Software und Hardware befinden sich im Rechner zwei Messkarten auf den PCI Steckplätzen des Mainboards. Bei der ersten Messkarte handelt es sich um eine National Instruments 6229 Karte mit 32 Analog Eingängen, 4 Analog Ausgängen und 48 Digitalkanälen. Der Solaremulator wird mit der Messkarte „Humusoft AD622“ betrieben, die auch in den Messrechner integriert wurde. Details zu den Messkarten befinden sich im Anhang.

## Software

Die Software MATLAB Simulink wird durch Toolboxen ergänzt, z. B. durch das Carnot-Blockset, das als quelloffene Erweiterung von MATLAB Simulink verschiedene Modelle für thermodynamische Systeme beinhaltet und zum Beispiel für die Modellierung von Speichern und Kollektoren in Solarsystemen verwendet wird. Es wurde in Zusammenarbeit mit dem Solarinstitut Jülich der FH-Aachen entwickelt und wird von der Benutzergruppe kontinuierlich weiterentwickelt.

Das Aufnehmen der Daten und die Ausführung der parallel laufenden Simulation in Echtzeit führt MATLAB über die „Simulink Desktop Real-Time“-Toolbox durch, eine Software, die diese Aufgaben auf einem üblichen PC erledigen kann.

Um während den HiL-Versuchen den Prüfstand zu steuern / regeln, die Messwerte zu erfassen und zu kontrollieren wurde in MATLAB Simulink eine grafische Oberfläche erstellt. Hierin sind ebenfalls die zu emulierenden Modelle wie Gebäude und Kollektor enthalten, die als Simulation parallel zu den Versuchen in Echtzeit mitlaufen und dynamisch die Sollwerte generieren. Die grafische Oberfläche mit den Modellen ist auf dem Prüfstandsrechner gespeichert und muss von dort aus in MATLAB aufgerufen, kompiliert, mit den Messkarten verbunden und gestartet werden.

Für die Abtastrate wurden wegen der Impulsmessung des Gasvolumenstromzählers 100 Hz gewählt, die Messwerte werden jede Sekunde gespeichert.

### **Temperatursensoren**

Die Temperaturen am Gebäudeemulator werden mit Hilfe von PT100 Sensoren der Genauigkeitsklasse „A“ in Vierleiterschaltung gemessen.

### **Volumenstrommessung**

Magnetisch induktive Durchflussmesser von der Firma Krohne sind sowohl im Solaremulator, als auch im Gebäudeemulator zur Durchflussmessung verbaut. Wobei am Solaremulator Geräte mit einem Nenndurchmesser von 40 mm und am restlichen Prüfstand Geräte mit 25 mm verbaut sind (Optiflux 1100).

### **Regelung des Prüfstands, Parametrierung der PID-Regler**

Die Regelungen der Mischventile am Prüfstand werden zum schnellen, automatischen Einstellen der dynamischen Sollwertvorgaben aus der Simulation mit der Software MATLAB-Simulink realisiert. Das bedeutet, dass nur mit dem laufenden Prüfstandsrechner die gewünschten Sollwerte auch eingeregelt werden. Die verschiedenen Regelgrößen werden separat mit PI(D)-Modulen (in MATLAB) geregelt. Dies ist problemlos möglich, da die einzige nennenswerte Kopplung zwischen der TWW-Zapfvolumenstromregelung und der Zirkulationsregelung besteht. Die Simulink PID-Regler besitzen in der verwendeten Version (2012) neben den Hauptfunktionen von Proportional, Integral- und Differentialanteil auch „Clamping“, was eine „Anti-Windup-“ Funktion darstellt. Dies erlaubt in Kombination mit dem im Modul integrierten Saturation-Block ein besseres Regelverhalten, da alle verwendeten Regelungen einen Integralanteil besitzen und es zu Situationen kommen kann, bei denen sich durch große Regelabweichungen durch den I-Anteil sehr große Stellwerte ergeben. Der Clamping-Mechanismus stoppt die Integration und hält das Ausgangssignal auf einem maximalen oder minimalen Stellbereich. Dies führt dazu, dass die Stellgröße in einem sinnvollen Bereich bleibt und die Regelung nach einer längeren oder größeren Regelabweichung schnell ansprechbar ist.

### **Emulation eines Außentemperaturfühlers**

Die Regelung der Heizungstherme erwartet zwingend ein Außentemperaturfühler-Signal. Da der Prüfstand unabhängig von realem Wettergeschehen sein soll, d. h. da die Außentemperatur des jeweiligen Tages am untersuchten Standort (hier: Zürich) im Labor nicht existiert, kann der Außentemperaturfühler selbst nicht verwendet werden. Stattdessen muss die Außentemperatur aus der MATLAB-Simulation (genauer: aus den Wetterdaten) dem Regler als elektrischer Widerstand vorgetäuscht werden.

Die Erzeugung dieses elektrischen Widerstandes erfolgt mit Hilfe eines digitalen Potentiometers, das von einem Mikrocontroller gesteuert wird. Den aktuellen Solltemperaturwert erhält der Microcontroller als Spannungssignal über den analogen Ausgang der Messkarte direkt aus MATLAB und wandelt ihn in ein entsprechendes Widerstandssignal für den Thermenregler um.

#### **3.1.1.2 Prüfstand für dezentrale Konzepte**

Für die Vermessung des dezentralen Konzepts (statt der zentralen Wärmezentralen) musste der Prüfstand stark umgebaut werden, da jetzt eine Wohnungs-Zentrale vermessen wird, dies bedeutet geringere Volumenströme und Wärmemengen (ca. ein Zehntel).

Die dezentrale Anlage, die im Labor der HSD untersucht wurde, ist eine Anlage nach Konzept 10. In Abbildung 3.8 ist dargestellt, welche realen Geräte bei der Vermessung der Anlage tatsächlich im Labor vorhanden sind und welche Komponenten durch Emulatoren ersetzt wurden. Zudem ist der hydraulische Aufbau der Verschaltung erkennbar.

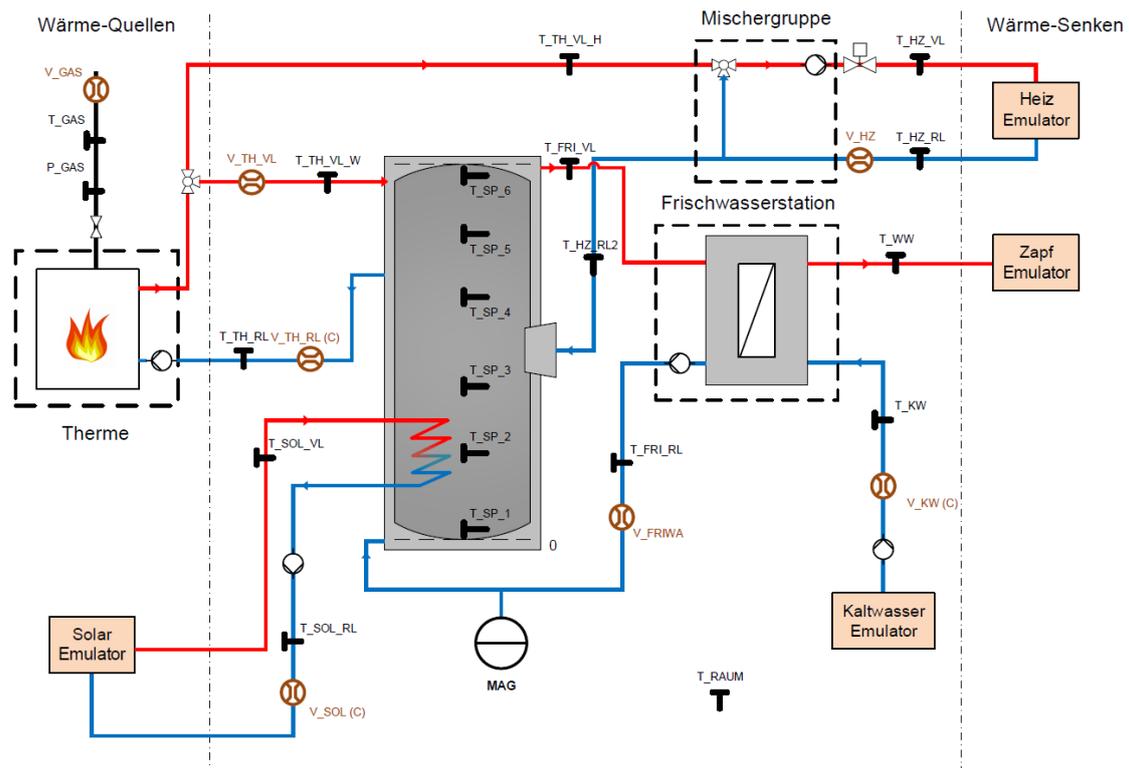


Abbildung 3.8: Hydraulik der Testanlage mit Kennzeichnung der Sensoren und Emulatoren

### Aufgebaute Gesamtanlage im Labor

Abbildung 3.9 zeigt den Prüfstands-aufbau mit Messrechner in der Mitte, links den Gebäude- und Zapfemulator, rechts die Gastherme und im Hintergrund den Pufferspeicher.

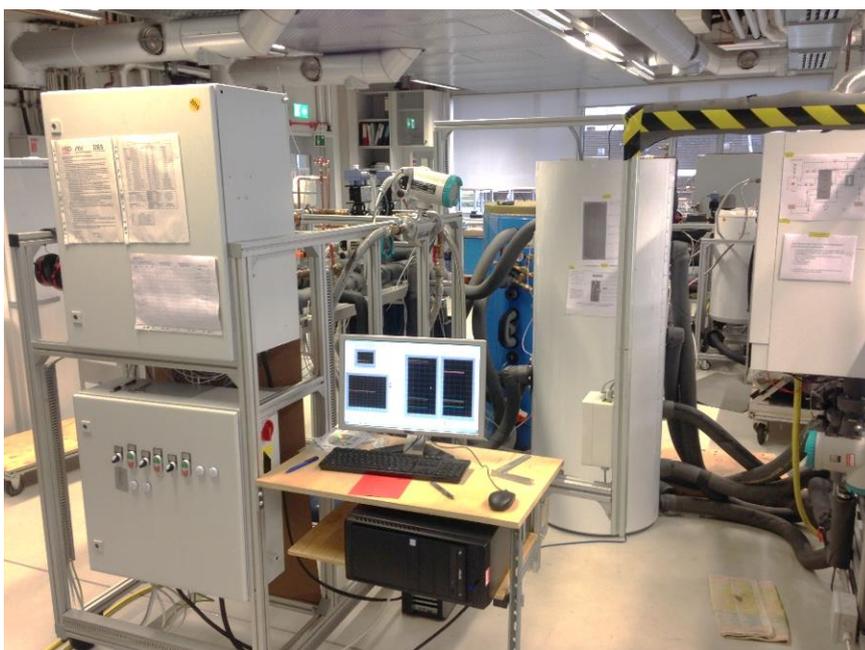


Abbildung 3.9: HiL-Prüfstand

## Geänderte Emulatoren und Messtechnik

Für den Prüfstand mussten die benötigten Hydraulikkreise sowie die Messtechnik auf die am dezentralen System vorherrschenden Volumenströme angepasst werden, daher wurden vier magnetisch induktive Durchflussmesser zur Volumenstrom-Messung durch genauere, flexibler einsetzbare Coriolis-Messgeräte (Siemens Sitrans FC430 DN15) ersetzt.

Der Außentemperatur-Emulator, der Kaltwasser-Emulator und der Solaremulator entsprechen im Wesentlichen dem beschriebenen Aufbau im vorhergehenden Kapitel 3.1.1.1.

Die Kühlung des neuen Gebäudeemulators wird nicht mehr über Frischwasser, sondern über einen geschlossenen Solekreis mit Erdsonden durchgeführt.

Der Trinkwarmwasser-Zapfemulator wurde neu konzipiert, um auch bei unterschiedlichsten Zapfvolumenströmen mit dem neuen Zapfprofil eine gute Regelgüte zu erhalten:

Die TWW-Zapfungen, die durch ein spezielles Wohnungs-Zapfprofil als Randbedingung vorgegeben sind, werden über zwei parallel geschaltete, analoge Stellventile (einmal Siemens MXG461.15 mit KVS 0,6 m<sup>3</sup>/h und einmal mit KVS 1,5 m<sup>3</sup>/h) realisiert (Abbildung 3.10). Sie regeln auf den Volumenstrom des Frischwasserzulaufs „V\_KW“, der über ein Coriolis-Durchflussmessgerät im Zulauf der Frischwasserstation erfasst wird. Die parallele Verschaltung zweier Ventile kann den großen Dynamikbereich der vorgegebenen Volumenströme von 0,12 m<sup>3</sup>/h - ca. 1 m<sup>3</sup>/h schneller einregeln als ein einzelnes Ventil. Dazu wird bei einer Zapfung das größere Ventil (KVS 1,5 m<sup>3</sup>/h) abhängig vom Sollwert über eine Funktion mit einem festen Öffnungswert belegt, der grob im Bereich des Sollwertes liegt. Gleichzeitig regelt das kleinere Ventil über eine PID-Regelung die restliche Differenz zum Sollvolumenstrom ein.

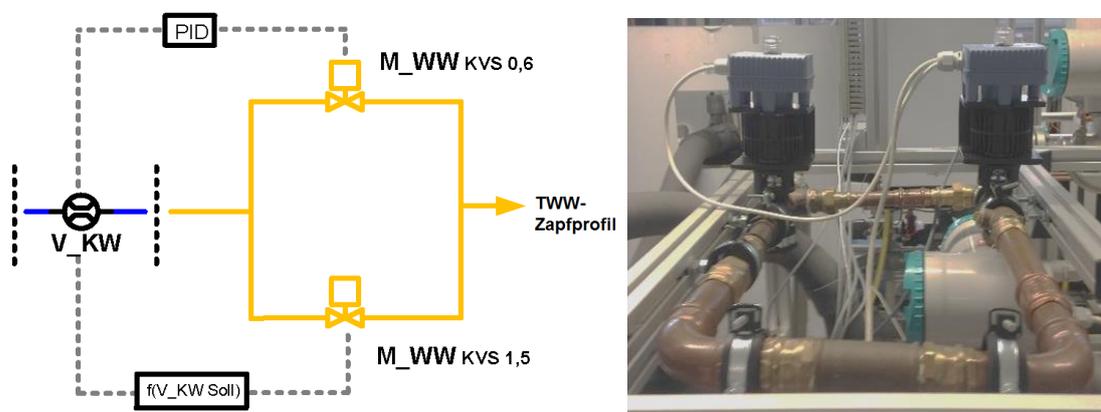


Abbildung 3.10: links: Hydraulischer Aufbau des Zapfemulators, rechts: Foto Zapfemulator

### 3.1.2 Prüfstand am ISFH

Am ISFH gibt es zu Projektbeginn keinen HiL-Prüfstand. Dieser wird im Rahmen des Projektes selbst entwickelt, installiert und in Betrieb genommen. Der prinzipielle Aufbau der Emulatoren im Teststand ähnelt dem Aufbau der HSD (siehe Abbildung 3.11).

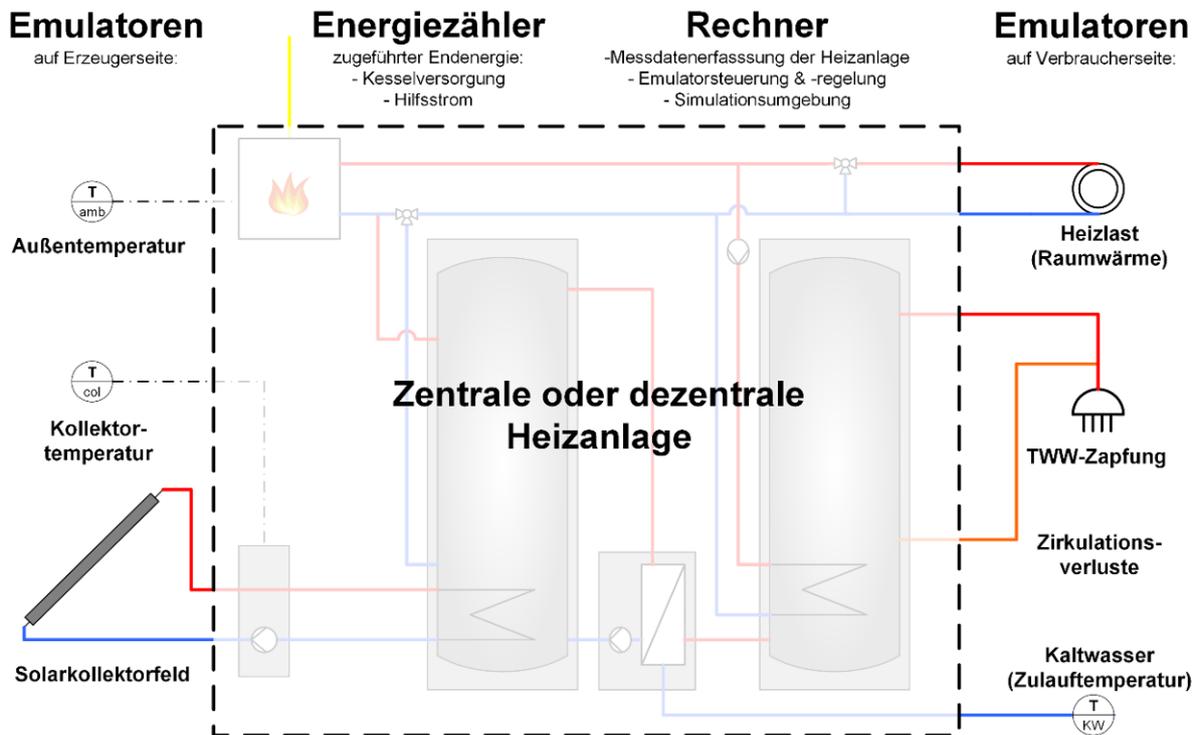


Abbildung 3.11: HiL-Prüfstandskomponenten zur Untersuchung von zentralen oder dezentralen Heizanlagen

Die größten Unterschiede liegen in der Simulationsumgebung (siehe Kapitel 3.2.3) und der Dimensionierung der hydraulischen Emulatorkreise. Das ISFH hat nach der Vorhabenbeschreibung die Aufgabe zwei bis drei Wärmezentralen für größere Gebäude oder auch Gebäude mit größeren Wärmeverlusten zu untersuchen, dementsprechend haben die Emulatoren für die Gebäudeheizlast und dem Kollektorfeld (siehe Abbildung 3.12) Wärmeübertragungsleistungen von bis zu 60 kW.



Abbildung 3.12: Teilansicht vom HiL-Prüfstand am ISFH mit eingebauter Wärmezentrale: Solaremulator (links), Gastherme der Wärmezentrale (Mitte, links), Speicher der Wärmezentrale sowie Mess- und Regelrechner (Mitte, rechts), Heizlastemulator (rechts)

## Emulatoren

Es folgt eine Kurzbeschreibung der hydraulischen Emulatoren bestehend aus:

1. Kaltwasseremulator
2. TWW-Zapfungemulator
3. Zirkulationsverlustemulator
4. Heizlastemulator
5. Solaremulator (Kollektorfeld-)

1. Die zu untersuchende Anlage wird zur Trinkwasserversorgung an eine konditionierte Kaltwasserleitung angeschlossen. Am ISFH wird die Konditionierung über einen 1000 Liter Pufferspeicher realisiert.
2. Das von der Wärmezentrale erwärmte Kaltwasser wird entnommen über den TWW-Anschluss (Vorlauf) der Heizanlage und einer ca. 20 m langen Verteilleitung an einer Zapfstelle mit Massenstrommessgerät und zwei parallel angeordneten schnell reagierenden Regelventilen mit unterschiedlichen Bereichen zur Massenstromregelung. Je nach zu emulierender TWW-Zapfung wird das entsprechende Regelventil angesprochen. Diese Anordnung ist aufgrund der großen und schnellen Massenstromwechsel erforderlich.
3. Die zu emulierenden Verluste der abzubildenden Zirkulationsleitung werden zum (Groß-)Teil über die 40 m lange reale Zirkulationsstrecke (20 m Vorlauf, 20 m

Rücklauf) erzeugt. Zusätzlich wird der Zirkulationsrücklauf bei Bedarf über einen Plattenwärmetauscher ca. 0,5 K unter Solltemperatur gekühlt um mit einem Heizstab auf die exakte Zirkulationsrücklauftemperatur zu regeln.

4. Der von der Wärmezentrale erwärmte Heizkreisvorlauf ist an einen Thermostaten mit Massenstromregelung angeschlossen, der über einen Wärmetauscher die Heizlast des Gebäudes abführt. Ein Regelventil stellt den Heizkreismassenstrom entsprechend der Vorgabe der Gebäudesimulation ein. Bevor die Heizkreisleitung der Anlage im Rücklauf wieder zugeführt wird, regelt ein dem Wärmetauscher nachgeschaltetes Heizelement auf die resultierende exakte Soll-Rücklauftemperatur der Simulation.
5. Ähnlich wie der Heizlastemulator (4.) ist der Emulator für den Solarkollektorkreis aufgebaut. In diesem Fall wird der Rücklauf der zur Heizanlage gehörenden Solarstation an einen Thermostaten angeschlossen, der über einen Wärmetauscher die solare Wärmeleistung des simulierten Kollektorfeldes inklusive der Verluste der Zuleitung dem Vorlauf des Solarkreises zuführt. Der Massenstrom im Solarkreis wird über die Pumpe der Solarstation anlagenseitig geregelt und vom Massenstromsensor des Emulators erfasst. Stillstandssituationen im Solarkollektorkreis können bis zu einer Fluidtemperatur von ca. 90 °C vor der Solarstation dynamisch abgebildet werden. Hierbei ist von Vorteil, dass im Pumpenstillstand der Solarstation die Primärseite des Wärmeübertragers vom Solaremulator auf die simulierte Temperatur vor der Solarstation geregelt werden kann. So ist es möglich, dass größere Temperaturerhöhungen im Kollektorfeld, die im Solarkreisstillstand unter Einstrahlung erzeugt werden und beim Anlaufen der Solarkreispumpe an die Solarstation übertragen werden, sehr schnell abgebildet werden können.

Die Außen- und Kollektortemperatur können nicht über die üblicherweise eingesetzten Sensoren gemessen werden, da die Wetterbedingungen und das Kollektorfeld nur in der Simulation vorhanden sind. Daher werden die elektrischen Signale, die im realen Einsatz die angeschlossenen Temperatursensoren ausgeben, mit Hilfe einer ansteuerbaren Widerstandskaskade den Sensorkanälen der Anlagen- oder Komponentenregelung aufgeprägt. In Abbildung 3.13 ist der am ISFH selbst entworfene Temperaturemulator zur Abbildung von zwei Temperaturkanälen zu sehen.



Abbildung 3.13: Emulator für elektrische Temperatursignale: relaisangesteuerte Widerstandskaskade für zwei Temperaturkanäle (Eigenbau)

Je nach zu untersuchender Heizanlage besteht die Möglichkeit, dass ein Emulator für die Kollektortemperatur, Kaltwassertemperatur, Zirkulationsverluste oder der TWW-Zapfung nicht benötigt wird. Der Solaremulator, Heizlastemulator und der Temperaturemulator werden hingegen für alle Typtaguntersuchungen verwendet.

### Steuerung und Regelung

Während der Typtagmessungen müssen einmal in der Minute Daten von Zuständen der abfließenden Energieströme aus der Heizanlage (Ist-Werte) an die Echtzeitgebäudesimulation übertragen werden. Gleichzeitig müssen aus der Simulation auch Soll-Werte der Zustände von in die Heizanlage fließenden Energieströmen, sowie andere simulierte Randbedingungen die den Betrieb der Heizanlage beeinflussen an die Emulatoren übertragen werden. Wie in Abbildung 3.14 beschrieben verwendet das ISFH dazu gemeinsam für alle Emulatoren eine Kopplung der Gebäudesimulationssoftware TRNSYS mit der Mess- und Regelungssoftware LabVIEW. Der Datenaustausch der beiden Programme erfolgt über eine Exceldatei die in jeder Minute einmal von Beiden ausgelesen, beschrieben und übergeben wird. Innerhalb dieser Minute regeln die Emulatoren die von Labview eingelesenen Soll-Werte ein.

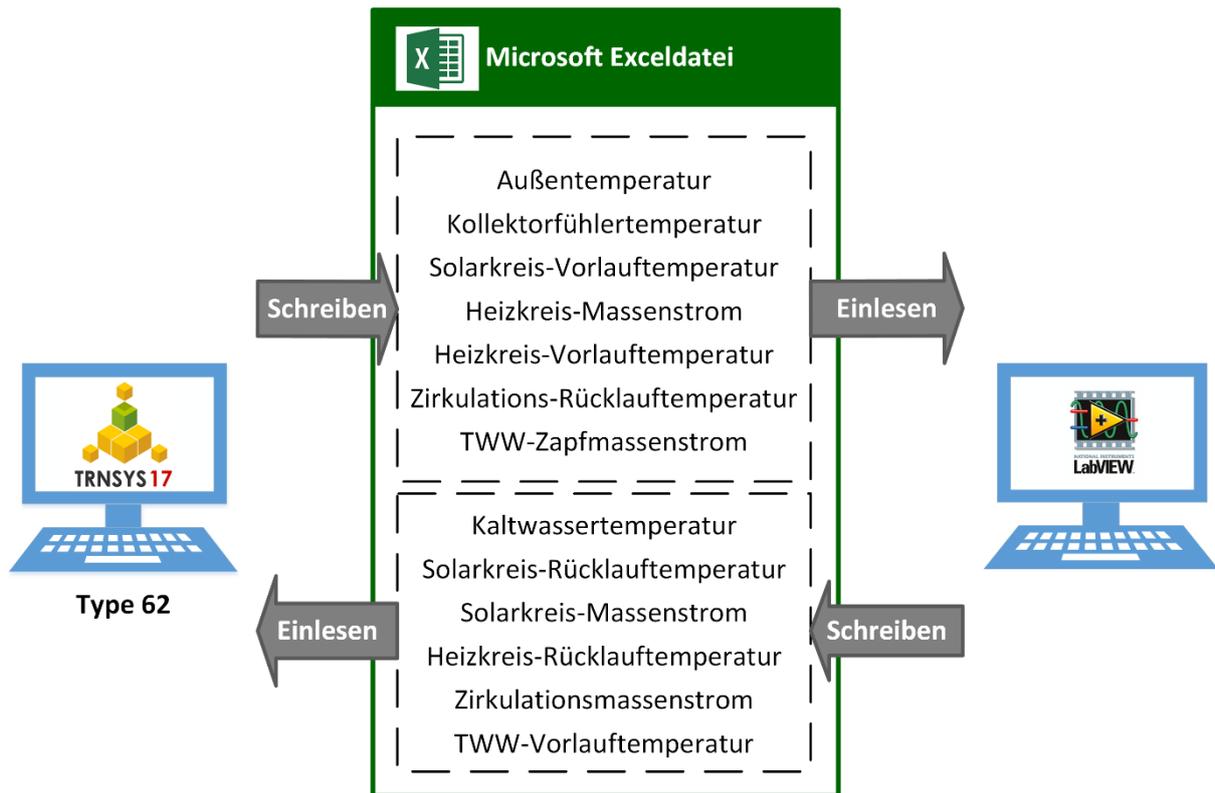


Abbildung 3.14: Minütlicher Datenaustausch zwischen TRNSYS und LabVIEW mit Hilfe von Excel zur Kopplung von Simulation und Emulation in den HiL-Untersuchungen des ISFH

### Messwerterfassung

Für die Messwerterfassung wird hardwaretechnisch die Produktreihe Q.bloxx der Firma Gantner Instruments eingesetzt. Die Messwertspeicherung und -verarbeitung wird von LabVIEW übernommen parallel zum Datenaustausch mit TRNSYS. Die Messdaten werden mit einer Abtastrate von 10 Hz und einer Mittelwertspeicherung von einer Sekunde aufgenommen. Die Impulzzählung des Gasvolumenstroms erfolgt permanent.

### Endenergiezähler

Neben der Erfassung der Sensoren in den Emulatoren und der Heizanlage wird auch die zugeführte Endenergie für die energetische Bilanzierung der Heizanlagen benötigt. Der Hilfsstrom wird über Stromzähler erfasst und der Gasverbrauch über einen werkskalibrierten Balgengaszähler mit Impulzzählung, da in SUW-MFH nur erdgasbetriebene Heizkessel als fossile Brennstoffquelle eingesetzt werden. Um die zugeführte Energie des Erdgases möglichst genau zu bestimmen, wird der momentane Gaszustand während der HiL-Messungen erfasst. Neben Sensoren für den Absolutdruck und der Temperatur des Gases wird der Wobbeindex und die Dichte mit einem am ISFH vorhandenen Gaskalorimeter gemessen (siehe Abbildung 3.15). Mit diesen Zustandsgrößen kann die zugeführte Energiemenge Gas bestimmt. Dies hat den Zweck reproduzierbare HiL-Messungen sicherzustellen, da der Brennwert der Erdgasversorgung zeitlichen Schwankungen unterlegen ist, die bei

der Verwendung von einem konstanten Brennwert oder dem Monatsmittelwert des Energieversorgers nicht berücksichtigt werden können.

Die über den Solaremulator zugeführte Solarenergie wird mit Hilfe der Sensorik an der Übergabestelle in den Speicher erfasst.



Abbildung 3.15: Gaskalorimeter (Mitte) mit Kalibriereinrichtung (links), Balgengaszähler und weiterer Sensorik (rechts) zur Bestimmung der Gasenergiezufuhr

Wie bereits beschrieben werden in jedem HiL-Zeitschritt Daten zwischen Echtzeit-simulationsprogramm TRNSYS und der Regelungssoftware ausgetauscht. Grundlage für die von TRNSYS berechneten und übertragenen Daten sind vorab abgestimmte Randbedingungen.

### 3.2 Randbedingungen

Im Folgenden werden die im SUW-MFH Projekt gewählten Randbedingungen der Jahressimulationen und HiL-Untersuchungen sowie deren Herleitung vorgestellt. Die Randbedingungen sorgen für eine möglichst breite gemeinsame Grundlage, auf der sowohl die HSD als auch das ISFH ihre Simulationsmodelle aufbauen. Da die Partner unterschiedliche Simulationsprogramme nutzen, ist es notwendig, die verwendeten Randbedingungen festzulegen und zu dokumentieren, sodass eine Vergleichbarkeit der gewonnenen Simulationsergebnisse besteht und sie transparent, nachvollziehbar und für verschiedene Betrachtungen interpretierbar sind.

Die Unterkapitel behandeln die Wahl der Klimaregion bzw. der zugrundeliegenden Wetterdaten, Grundeinstellungen der Wärmeeinheiten und die Bedarfsanforderungen durch Trinkwarmwasserprofil, Zirkulation und Raumheizlast von dem Gebäude sowie die Definition der solarthermischen Wärmeerzeugung.

### 3.2.1 Wetter, Standort

Es muss ein repräsentativer Standort für die HiL-Messungen und Simulationsuntersuchungen festgelegt werden um vergleichbare und möglichst allgemeingültige Ergebnisse zu erhalten. Aufgrund der Verwendung in anerkannten Regelwerken und wissenschaftlichen Arbeiten und der daraus hervorgehenden guten Referenzier- und Vergleichbarkeit resultiert folgende nähere Auswahl repräsentativer mitteleuropäischer Klimaregionen:

- Potsdam (DWD TRY 2010 sowie Meteonorm)
- Strasbourg (Meteonorm)
- Würzburg (DWD TRY 1984)
- Zürich (Meteonorm 2003)

Die nachfolgende Abbildung 3.16 stellt die Jahresmitteltemperaturen und die Globalstrahlungssummen der benannten Standorte gegenüber.

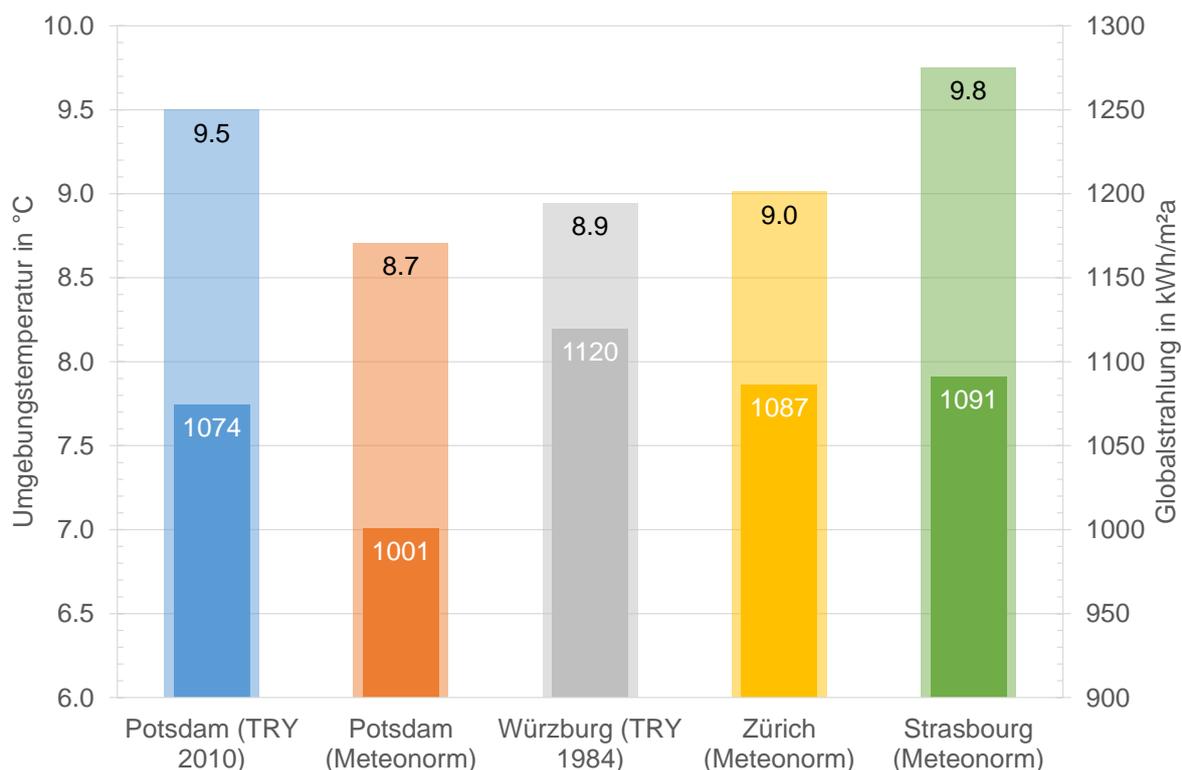


Abbildung 3.16: Vergleich der Jahresmitteltemperaturen und der Globalstrahlungssummen für die ausgewählten Standorte

#### Potsdam (TRY 2010, DWD sowie Meteonorm)

Potsdam ist neuer Referenzstandort der EnEV 2014. Die TRY-Daten aus dem Jahr 2010 finden im Monatsbilanzverfahren Anwendung. Abgesehen davon sind die Daten für die Nutzung im MFH-SUW Projekt nach aktuellen Erkenntnissen als ungeeignet anzusehen: Aufgrund einer Inkonsistenz bei der zugrunde gelegten

Zeitskala der Wetterdaten, insbesondere bei den Strahlungsdaten [Haller\_2013], sind Strahlungswerte und die übrigen Wetterdaten nicht konsistent. Obgleich der DWD diesen Missstand einräumt, ist eine Korrektur der Daten nicht zu erwarten. Stattdessen wird die Verwendung für die Berechnung solarer Gewinne mittels solarthermischer Kollektorsimulationen vom DWD ausdrücklich ausgeschlossen [Haberl\_2015]. Eine Verwendung dieser Daten ist demnach kaum sinnvoll.

Alternativ wird für den Standort Potsdam auf Meteonorm Wetterdaten ausgewichen. Dieser Datensatz ist konsistent und weist leicht niedrigere Jahresmitteltemperatur und Einstrahlungssumme, als die DWD-Daten auf: Die Jahresmitteltemperatur liegt um 0,8 °C tiefer als die der DWD TRY-Daten, während die Globalstrahlungssumme um etwa 7 % reduziert ist, vergleiche Abbildung 3.16. Eigenen Erfahrungen nach werden die Daten daher dem Standort nicht gerecht und würden zu einer Überschätzung des Wärmebedarfs und zu einer Unterschätzung der Solarerträge führen.

Laut Dokumentation der Meteonorm-eigenen Software zur Wetterdatensatzerzeugung für beliebige Standorte [Haller\_2014] sind die Daten aus der GEBA (Global Energy Balance Archive) und WMO (World Meteorological Organization, Climatological Normals 1961-1990) Datenbank sowie aus Daten von MeteoSwiss zusammengestellt worden. Zurzeit ist darüber hinaus unbekannt, welches genau die Datengrundlage zur Erstellung des Wetterdatensatzes für Potsdam ist.

### **Würzburg (TRY 1984, DWD)**

Der Standort Würzburg ist bereits langjährige Referenz und findet in verschiedenen Standards Anwendung. Die Daten liefern gute und repräsentative Jahresbilanzen mit einer vergleichsweise hohen Globalstrahlungssumme, sind aber mittlerweile veraltet.

Für das DWD Testreferenzjahr 2010 liegen im Prinzip keine Daten für den Standort Würzburg vor. Die Region, in der Würzburg liegt, ist durch Wetterdaten des Standorts Passau ersetzt worden. D.h. mit den neuen TRY-Daten ist Würzburg nur noch mit sehr großem Aufwand (rechnerische Standortkorrektur) aus den Daten darstellbar. Die Verwendung ist grundsätzlich aus den oben bereits genannten Gründen der Minderqualität nicht mehr zu empfehlen. Zudem besteht offensichtlich bei einigen Datensätzen die Gefahr, dass die Stundenwerte der Einstrahlung Augenblickswerte des aktuellen Zeitpunkts darstellen und keine gemittelten Stundenwerte [Lam\_2014].

### **Strasbourg und Zürich (Meteonorm)**

Alternativ zu den Klimaregionen in Deutschland bestehen langjährige Erfahrungen in der Verwendung der Meteonorm Wetterdaten der Standorte Strasbourg und Zürich. Beide Standorte sind in den IEA SHC Tasks 26, 32 und 44 als repräsentatives mitteleuropäisches Wetter etabliert und werden als solches von vielen Forschungsinstituten verwendet [Streicher\_2003], [Haller2\_2013], [Heimrath\_2007], [Chèze\_2014]. Beim Standort Strasbourg kann man entgegenhalten, dass durch die hohe mittlere Umgebungstemperatur Energiebedarfe kleiner als üblich ausfallen werden. Der Standort Zürich zeigt in Gegensatz dazu und auch im Vergleich aus

Abbildung 3.16 mit den anderen Standorten sowohl eine moderate und repräsentative Umgebungstemperatur als auch Einstrahlung.

Die Meteonorm Software bietet grundsätzlich die Möglichkeit, mittels eines stochastischen Verfahrens Datenzeitschrittweiten auf bis zu eine Minute zu reduzieren und ist mit dieser Auflösung auch geeignet für Echtzeituntersuchungen.

Unter Berücksichtigung dieser Erkenntnisse wird daher der Meteonorm Wetterdatensatz des mitteleuropäischen Standortes Zürich für die weiteren Untersuchungen im Projekt verwendet. Das Wetter dieses Standortes kann von seinen Strahlungs- und Temperaturverläufen sowie den Jahresmittelwerten auch für deutsche Standorte repräsentativ verwendet werden (Vgl. Abbildung 3.16).

### **3.2.2 Typtagedefinition für Laborfelduntersuchungen**

Im Rahmen des SUW-MFH Projektes werden Wärmезentralen von Mehrfamilienhäusern am HiL-Laborteststand vermessen. Um die Funktion der Systeme zu überprüfen sowie Vor- und Nachteile der angewandten Konzepte zu ermitteln, sollen die Systeme unter Bedingungen geprüft werden, die für den Betrieb dieser Anlagen typisch sind. Neben der Wärmelast beinhaltet dies vor allem auch die meteorologischen Bedingungen, die so festzulegen sind, dass die avisierten Ziele erreicht werden können. Der Jahreswetterdatensatz für die Jahressimulationen wurde bereits im vorherigen Kapitel 3.2.1 festgelegt. Es kann jedoch aus Zeitgründen nicht ein komplettes Jahr für jede zu untersuchende Wärmезentrale in Echtzeit vermessen werden.

Prinzipiell erscheint es daher für die HiL-Untersuchungen sinnvoll, mehrere 24-h Wetterprofile im Prüfstand zu emulieren, im Folgenden als Typtage bezeichnet, die die wichtigsten und am häufigsten im Jahr auftretenden Situationen beinhalten. Neben dem zeitlichen Aufwand spielt somit eine möglichst hohe Repräsentativität eine Rolle.

#### **3.2.2.1 Externe Typtagedefinitionen**

An anderen Forschungsinstitutionen existieren bereits Prüfsequenzen, mit denen dort Systemtests zur Bewertung solarthermischer Systeme durchgeführt werden. Für die jeweiligen Prüfsequenzen wurden hierzu Abfolgen von Typtagen festgelegt.

Im Folgenden werden die Informationen zu den einzelnen Typtagdefinitionen zusammengetragen und die Definitionen beurteilt wie gut diese für das Projekt geeignet sind. Vorwegnehmend ist zu sagen, dass keines der betrachteten externen Verfahren geeignet ist, Typtage für das SUW-MFH Projekt festzulegen. Daher wird in Kapitel 3.2.2.1 ein selbst entwickeltes Verfahren zur Typtagedefinition beschrieben. Vorab werden zusammenfassend die Rechercheergebnisse mit folgenden externen Verfahren beschrieben:

- Concise Cycle Test (CCT) des SPF (Schweiz)
- Combitest des SERC (Schweden)
- Short Cycle System Performance Test (SCSPT) des INES (Frankreich)
- Prüfsequenz aus dem Projekt MacSheep vom SERC (6 Tage)
- Prüfsequenz aus dem Projekt MacSheep vom INES (12 Tage)

Es wird in diesem Kapitel zu den externen Typtagedefinitionen ausschließlich auf die meteorologischen Kennwerte der Typtage eingegangen. Weitere Informationen zu den Prüfverfahren selbst lassen sich entnehmen aus [Haberl\_2015] aus dem Projekt MacSheep und aus [Haller\_2013] für die anderen drei Prüfverfahren.

Grundlage aller Typtagedefinitionen sind Meteonorm Wetterdaten für Zürich. Grund für diesen Standort ist, dass die beteiligten drei Institute ihre Prüfverfahren im Rahmen der IEA SHC Tasks 26 und 33 entwickelt haben, in denen das Klima von Zürich als Referenzstandort genutzt wurde. Im aktuellen Projekt MacSheep arbeiten diese wieder zusammen und haben den Standort nicht geändert. Ausgehend von diesen Wetterdaten wurden einzelne Tage ausgewählt, um die jeweilige Testsequenz zusammenzustellen.

### **CCT-Verfahren des SPF**

Das CCT-Verfahren wurde vom SPF im Rahmen des IEA Task 26 2002 entwickelt [Vogelsanger\_2002]. Für das Verfahren wurden aus den Wetterdaten Typtage ausgewählt. In diesen sollten sowohl die Temperaturen und Einstrahlwerte im gesamten Zyklus dem eines Jahres repräsentieren als auch die einzelne Tage jeweils repräsentativ für einen Monat sein [Haller\_2013]. Das genaue Verfahren bei der Typtageauswahl ist aber nicht bekannt, in [Haller\_2014] findet sich hierzu folgende Fußnote:

„ The selection of data for weather and irradiation was performed by Peter Vogelsanger between 1999 and 2003 for whole system testing of solar combisystems with oil and gas backup heating. As far as can be reconstructed, only the horizontal total irradiation and the ambient temperature were used as criteria to evaluate the representativeness of the months.”

Der Ansatz zur Ermittlung der Typtage klingt sinnvoll, auch wenn 12 Tage eine lange Prüfsequenz bedeuten. Es ist aber sehr ungünstig, dass nicht klar ist, auf welcher Grundlage die Tage überhaupt zusammengestellt wurden.

Diese Typtage sind daher zur Anwendung in dem Projekt SUW-MFH nicht geeignet.

### **Combitest des SERC**

Das Verfahren wurde innerhalb des Tasks 26 entwickelt. Aus den Wetterdaten wurden zunächst sechs Tage ausgewählt, von denen zwei jeweils einen Jahreszeitraum repräsentieren – Winter (November – Februar), Frühling/Herbst (März/April, Sept./Okt.) und Sommer (Mai – August) – und diese zu einer Sequenz

zusammengeführt. Auswahlkriterium war, dass die mittleren Werte an den zwei ausgewählten Tagen den mittleren Werten des jeweils zu repräsentierenden Zeitraums im Jahr entsprechen [Bales\_2002]. Weiteres Kriterium war, dass am Ende der Prüfsequenz im Speicher die gleichen Bedingungen vorliegen wie zu Anfang des Tests. Auf diese Weise wurde in [Bales\_2002] folgende Testsequenz aus Meteorolog. Einzeltagen ermittelt: 7, 32, 280, 168, 154, 281.

Das Verfahren hat zusätzlich den Anspruch, dass die Energieeinsparung während der Testsequenz sich nur unwesentlich von der Energieeinsparung für ein Jahr unterscheiden. Dies konnte mit der oben genannten Sequenz nicht erreicht werden. Aus diesem Grund wurde die Testsequenz so verändert, dass die Energieeinsparung der eines Jahres entspricht (siehe [Haller\_2013]). Das Verfahren wurde für unterschiedliche Anlagensysteme und -größen durchgeführt. Die genaue Verfahrensbeschreibung dieser Optimierungen, d.h. welche Veränderungen an den Tagen vorgenommen wurde, und die letztendlich verwendeten Sequenzen sind in der Doktorarbeit von Chris Bales [Bales\_2004] enthalten. Diese Arbeit steht aber den Verbundpartnern nicht zur Verfügung.

Die Repräsentation eines Jahreszeitraumes anhand der Mittelwerte ist als grundsätzlicher Ansatz zur Auswahl der Tage sinnvoll. Das daran angeschlossene Optimierungsverfahren mit Informationen über den genauen Ablauf oder für welche Anlagensysteme das Verfahren durchgeführt wurde bleibt jedoch aufgrund der nicht zur Verfügung stehenden Literaturquelle unklar. Zudem sollen in MFH-SUW die gleichen Typtage für alle zu untersuchenden Anlagen verwendet werden und haben nicht den Anspruch die gleiche Energieeinsparung wie im gesamten Jahr hervorzurufen. Eine Optimierung in dieser Hinsicht spricht somit eher gegen die Anwendung innerhalb des Projekts.

Diese Typtage sind daher zur Anwendung in dem Projekt SUW-MFH nicht geeignet.

### **SCSPT des INES**

Für die SCSPT-Prüfsequenz wurden mit einem iterativen Verfahren 12 Tage aus den Wetterdaten ausgewählt. Als Zielfunktion wurden die absoluten Differenzen zwischen den Ergebnissen der Prüfsequenz multipliziert mit  $12/365$  und den Jahreswerten für den Gasverbrauch sowie für Raumheiz- und Warmwasserbedarf verwendet. Gegenstand der Optimierung waren Simulationen eines solarthermischen Kombisystems in einem Einfamilienhaus. Als Wetterdatensatz wurde neben Zürich auch Stockholm betrachtet. Aus den Ergebnissen wurden nach einer visuellen Kontrolle nur die Sequenzen berücksichtigt deren Verteilung von Umgebungstemperatur und Einstrahlung über die 12 Tage der Entwicklung dieser Größen im Jahr entspricht.

Das Verfahren dient dem Zweck, dass mit der Prüfsequenz der jährliche Energieverbrauch vorhergesagt werden kann. Die Ermittlung des Systemverhaltens bei typischen meteorologischen Randbedingungen ist mit der Sequenz nur eingeschränkt möglich bzw. es ist unklar ob die ausgewählten Tage typisch für einen

Zeitraum im Jahr sind. Außerdem ist anzunehmen, dass sich die als optimal ermittelte Prüfsequenz nicht auf verschiedenste Anlagenkonzepte in Mehrfamilienhäuser übertragen lässt.

Diese Typtage sind daher zur Anwendung in dem Projekt SUW-MFH nicht geeignet.

### **MacSheep (6 Tage) des SERC**

Grundlage bilden die sechs Tage aus der Prüfsequenz des Combitest-Verfahrens, dessen Tagesreihenfolge so verändert wurde, dass die Sequenz mit einem Wintertag beginnt und endet [Chèze\_2014]. Die Sequenz wurde verändert, damit sich aus den Messergebnissen für Heizwärme- und TWW-Bedarf sowie Energieverbrauch gut übereinstimmende jährliche Werte ableiten lassen. Diese Änderungen wurden anhand des MacSheep-Referenzsystems, einem Gebäude nach ISO 13790-2008 mit Luftwärmepumpe, 10 m<sup>2</sup> Kollektor und 750 l Pufferspeicher, und anhand Tages-Warmwasserzapfprofilen aus dem Concise Cycle Test durchgeführt. Mithilfe des Programms GenOpt und Systemsimulationen wurde die Sequenz in ihren Einstrahlwerten (multipliziert mit einem Faktor) und der Umgebungstemperatur (Addition oder Subtraktion eines Terms) so verändert, dass die Ergebnisse aus der Testsequenz nach Multiplikation mit 365/6 die jährlichen Summenwerte für solare Gewinne, Raumheizbedarf und Gesamtstrombedarf ergeben. Die höchste Übereinstimmung wurde erzielt, wenn die Einstrahlung um 2 % und die Umgebungstemperatur um 1,8 °C reduziert wird. Zusätzlich wurde das Warmwasserzapfprofil an zwei Tagen angepasst.

Das angewandte Optimierungsverfahren ist für die Prüftage in MFH-SUW nicht sinnvoll, da hier kein Bezug zwischen Prüf- und Jahrenergieverbrauch hergestellt werden soll. Grundsätzlich ist in der Sequenz immer noch die Annahme aus dem Combitest von je zwei für einen Jahreszeitraum repräsentativen Tagen enthalten. Durch die angewandten Optimierungsschritte ist diese aber nicht mehr klar in der Sequenz sichtbar.

Diese Typtage sind daher zur Anwendung in dem Projekt SUW-MFH nicht geeignet.

### **MacSheep (12 Tage) des INES**

Gleiches gilt für eine 12-Tages Prüfsequenz die auf dem SCSPT-Verfahren basiert. Wie schon im 6-Tages Test wird auch hier ein Optimierungsverfahren angewandt. Die mithilfe eines Softwaretools und TRNSYS-Simulationen ermittelte Prüfsequenz weist Abweichungen in den oben genannten Kenngrößen von weniger als 1 % auf. Bei Variation unterschiedlicher Parameter (u.a. Kollektorfläche und Speichervolumen) zeigt sich eine maximale Abweichung im Stromverbrauch von 3 %. Das verwendete Warmwasserprofil, entnommen aus dem Concise Cycle Test, wird leicht modifiziert, um die Übereinstimmung zwischen Sequenz und Jahr zu erhöhen. Die so ermittelten Tage haben keinen bzw. nur zufällig einen repräsentativen Charakter für typische Situationen im Jahreslauf.

Diese Typtage sind daher zur Anwendung in dem Projekt SUW-MFH nicht geeignet.

## Schlussfolgerung

Keines der hier erwähnten Verfahren erscheint als Typtagdefinition für den Prüfstand im Projekt MFH-SUW geeignet. Vier der fünf Verfahren basieren anteilig (Combitest und 6-Tage MacSheep) oder allein (SCSPT und 12-Tage MacSheep) auf einem Optimierungsverfahren. Ziel der Optimierung ist es dabei, mit den Ergebnissen der Sequenz den jährlichen Energieverbrauch eines Systems berechnen zu können. Inwieweit diese Tage aber typische Situationen für ein solarthermisches System darstellen, ist unklar. Außerdem ist zu beachten, dass der Optimierungsprozess anhand konkreter Anlagen durchgeführt wurde. Die Anwendbarkeit für andere Anlagenkonzepte ist deshalb immer kritisch zu bewerten. Die Übertragbarkeit auf Wärmezentralen von MFH ist wegen der auch anderen Größenordnung wahrscheinlich nicht möglich.

Einzig das Verfahren des Concise Cycle Tests leitet aus den Wetterdaten typische Tage im Jahr ab. Hier hat sich aber gezeigt, dass dem SPF, wo der Test schon lange praktiziert wird, die Zusammenstellung der Testsequenz nicht mehr rückverfolgt werden kann. Es ist daher nicht möglich dieses Verfahren zur Ermittlung der Typtage herzuleiten und zu bewerten.

### 3.2.2.2 Typtagedefinition im Projekt SUW-MFH

Nachdem keine geeigneten externen Typtage recherchiert werden konnten, werden für die eigene Zusammenstellung von Typtagen aus dem in Kapitel 3.2.1 festgelegten Wetterjahresdatensatz die relevanten meteorologischen Randbedingungen auf ihre Häufigkeitsverteilung analysiert. Die Umgebungstemperatur hat den größten Einfluss auf das Raumklima in einem Gebäude und somit auf den Betrieb einer Wärmezentrale als raumklimaregulierende Komponente. Je nach Glasflächenanteil hat auch die globale Bestrahlungsstärke Einfluss auf das Raumklima. In jedem Fall hat sie Einfluss auf den Anlagenbetrieb, da in diesem Projekt nur solarunterstützte Anlagen untersucht werden. Mit der globalen Einstrahlung können jedoch beispielsweise Sommertage mit wechselhafter Bewölkung und sonnige Tage zu anderen Jahreszeiten mit niedrigerem Sonnenstand nicht als unterschiedliche Randbedingung dargestellt werden. Um für die Globalbestrahlung die Einflüsse des Bedeckungsgrades und der jahreszeitlich bedingten maximalen Einstrahlung zu differenzieren und um auch eine Bewertungsgröße heranzuziehen, die die Nachtzustände des Wetterdatensatzes mit berücksichtigt, wird in Abbildung 3.17 aus dem Wetterdatensatz die Umgebungstemperatur gegenüber dem clearness factor  $K_T$  aufgetragen.

Die Bewertungsgröße  $K_T$  ist definiert als Quotient aus Globalbestrahlungsstärke und extraterrestrischer Bestrahlungsstärke. Die extraterrestrische Bestrahlungsstärke gibt die maximale Bestrahlungsstärke auf die Erdatmosphäre an, die durch die ellipsenförmige Umlaufbahn der Erde um die Sonne jahreszeitlich schwankt.

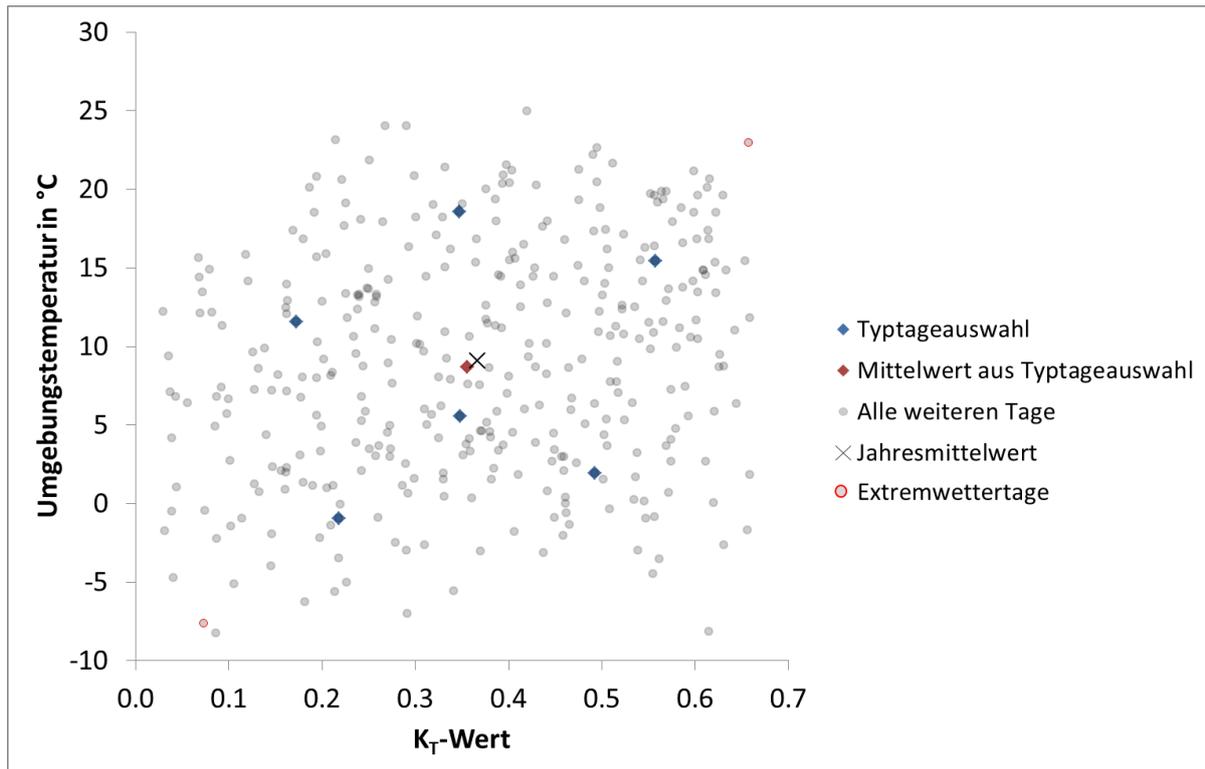


Abbildung 3.17 Darstellung der Umgebungstemperatur gegenüber dem  $K_T$ -Wert aus dem Meteororm-Wetterdatensatz Zürich zur Typtageauswahl

In dieser Abbildung ordnet jeder Datenpunkt einen Tag des Jahres einem spezifischen meteorologischen Zustand zu, der maßgeblich den Betrieb einer solarunterstützten Wärmezentrale beeinflusst. Nun müssen aus dieser Datenwolke charakteristische Tage für dieses Jahresprofil ausgewählt werden.

Dazu wird die Datenwolke in Teilmengen bzw. Clustern aufgeteilt, deren Anzahl vorher zu definieren ist. Die Zuordnung der Daten zum jeweiligen Cluster erfolgt, ausgehend von willkürlich gesetzten Clusterzentren. Die Datenpunkte werden (1.) ihrem Abstand nach einem der Clustermittelpunkte zu gewiesen. Sind alle Datenpunkte einem Cluster zugeordnet, wird (2.) mittels eines Algorithmus<sup>2</sup> [Arthur\_2007] ein neues Zentrum für die Cluster ermittelt. Anschließend werden die zwei Schritte wiederholt bis die Cluster sich nicht mehr verändern, oder die maximale Anzahl an Iterationsschritten erreicht wird. Abbildung 3.18 veranschaulicht die Iterationsschritte.

<sup>2</sup> Der verwendete und in MATLAB umgesetzte Code ist abrufbar unter <https://github.com/scikit-learn/scikit-learn/tree/a95203b249c1cf392f86d001ad999e29b2392739/sklearn>

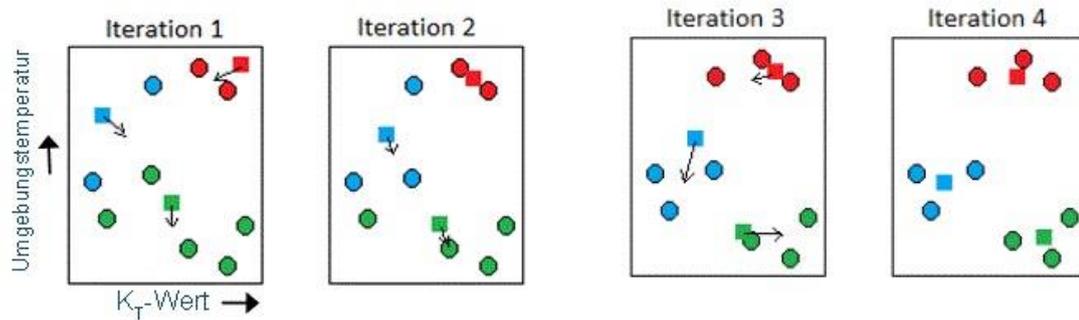


Abbildung 3.18 Beispiel zur iterativen Bildung von Clustern, (Clusterzentren: quadratisch, Datenpunkte: rund)

Die Datenpunkte, die den finalen Clusterzentren am nächsten sind, definieren die geeigneten Typtage.

Für das Clusterverfahren wird eine Anzahl von sechs Typtagen festgelegt. Meteorologisch lässt sich das mitteleuropäische Klima grob in drei klimatische Perioden einteilen: Der Winter-, der Sommer- und der Übergangszeit. Außerdem kann jeder Tag entweder als bedeckt oder sonnig eingestuft werden. Daher erhalten die Typtage neben der Nummerierung des Tages im Jahr auch eine entsprechende Abkürzung für die meteorologische Beschreibung des Typtages (siehe Tabelle 3-1).

Neben den im Clusterverfahren ermittelten sechs Typtagen werden zu Beginn des Projektes zwei weitere Typtage definiert. Ein sehr kalter, bedeckter Wintertag und ein sehr warmer, sonniger Sommertag<sup>3</sup>. Mit diesen Tagen können bei Bedarf extreme Betriebssituationen der Wärmezentralen geprüft werden, wie das Verhalten unter Vollast oder das Verhalten bei sehr hohen solaren Erträgen.

Somit sind aus dem Wetterdatensatz insgesamt 8 Typtage für die HiL-untersuchungen an solarunterstützten Wärmezentralen definiert, die in Tabelle 3-1 aufgelistet und in Abbildung 3.17 markiert sind. In der Abbildung verdeutlicht der Vergleich des Jahresmittelwertes aller Tage (als x dargestellt) mit dem Mittelwert aus der Typtageauswahl (rot) die Repräsentativität der Typtageauswahl für das Jahr.

<sup>3</sup> Aufgrund der Temperaturbegrenzung der Solaremulatoren auf 95°C Fluidtemperatur, kann der extreme Sommertag an den Anlagen nicht getestet werden und wird vorerst nicht weiter berücksichtigt.

Tabelle 3-1 Liste der definierten Typtage aus dem Meteorolog. Wetterdatensatz für Zürich

Tag Nr.	Beschreibung	T [°C]	K <sub>T</sub> [-]
38	Bedeckter Wintertag	-0.9	0.22
71	Sonniger Wintertag	1.9	0.49
99	Bedeckter Übergangstag	11.6	0.17
112	Sonniger Übergangstag	5.5	0.35
175	Bedeckter Sommertag	18.6	0.35
250	Sonniger Sommertag	15.4	0.56
359	Extrem kalter und bedeckter Wintertag	-7.6	0.07
230	Extrem warmer und sonniger Sommertag	23.0	0.66

Für die HiL-Untersuchungen werden die Typtage jeweils separat an einer Anlage getestet. Kombiniert mit der Anfangs- und Endkonditionierung (Beschreibung folgt in Kapitel 3.2.4) einer Anlage sind somit reproduzierbare Tests und Analysen der einzelnen Typtage möglich. Fehlerhafte Betriebseinstellungen an der Anlage oder dem Teststand können schnell detektiert und behoben werden ohne eine die Messung einer ganzen Reihe von Messtagen wiederholen zu müssen. Man kann auch gezielt bestimmte Typtage zuerst anfahren und ist mit einzelnen Typtagemessungen bzw. -auswertungen flexibler bei der Durchführung der Prüfungen.

### 3.2.3 Gebäudemodell

Als weitere Randbedingung muss ein Gebäudemodell für die Jahressimulationen und die HiL-Untersuchungen definiert werden. Für die Umsetzung verwendet die HSD das Simulationsprogramm MATLAB CARNOT und das ISFH TRNSYS.

#### 3.2.3.1 TRNSYS

Das in den Untersuchungen verwendete Gebäudemodell basiert auf einem realen Mehrfamilienhaus in Hannover. Baualterklasse und Gebäudegeometrie sind dabei die am häufigsten vorkommenden im Gebäudebestand der BRD [Diefenbach\_2010, DESTATIS\_2010]. Das Gebäudemodell wird auf Grundlage der Arbeiten des Projektes "MFH-re-Net", welches vom BMWi gefördert und vom ISFH bearbeitet wurde erweitert. Über die nachfolgende Beschreibung hinausgehende Informationen zum Gebäude finden sich im Abschlussbericht "MFH-re-Net" [Mercker\_2017].

Bei dem Mehrfamilienhaus handelt es sich um ein in den 1960er Jahren errichtetes vierstöckiges Gebäude mit Flachdach und je zwei Wohneinheiten pro Etage. Die Wohnungen weisen eine Wohnfläche von 65 m<sup>2</sup> auf, die sich auf fünf beheizte Räume (Küche, Bade-, Eltern-, Kinder- und Wohnzimmer) und einen unbeheizten Flur verteilen. Der Grundriss einer Etage ist Abbildung 3.19 zu entnehmen. Darüber hinaus verfügt das Gebäude über einen unbeheizten Keller und ein unbeheiztes Treppenhaus. Beheizt wird das Gebäude über Radiatorheizkörper. Die Verteilleitungen verlaufen in zwei Leitungsschächten, die jeweils die

übereinanderliegenden Wohnungen erschließen und die Heizkörper über ein Ringleitungsnetz innerhalb der Wohnung versorgen.

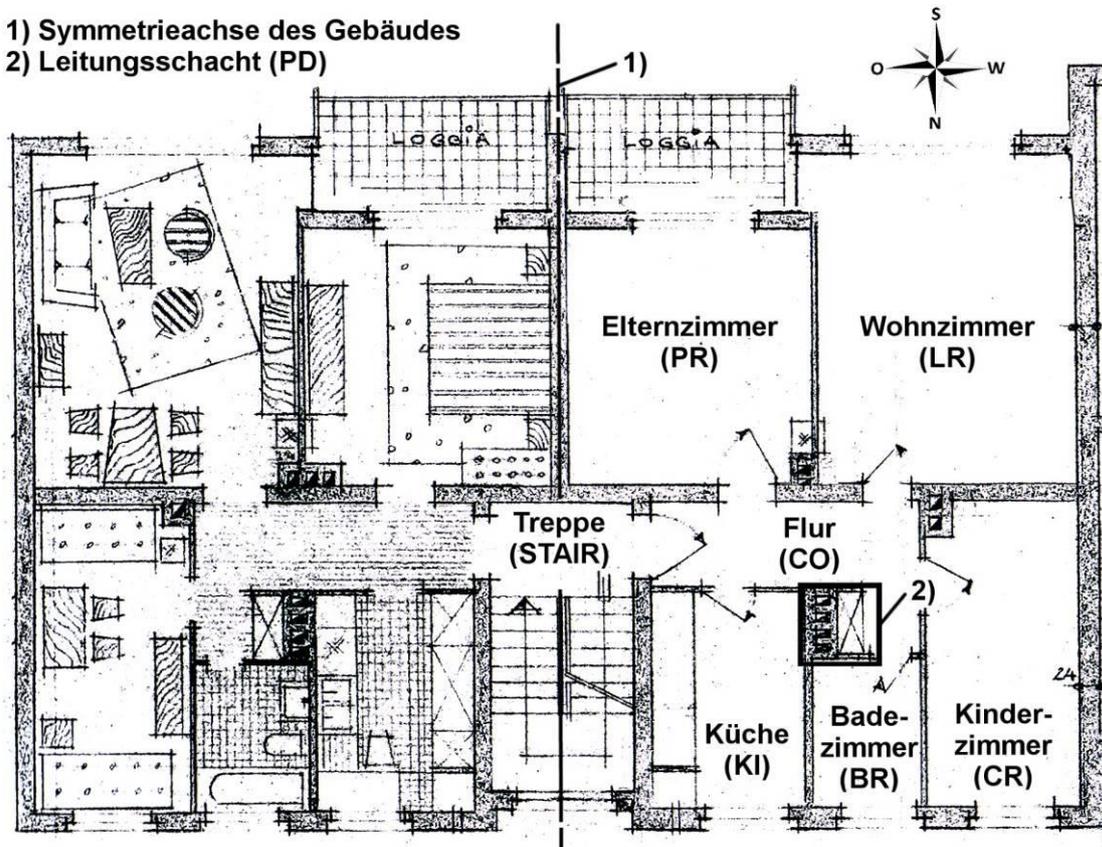


Abbildung 3.19: Grundriss einer Etage des Gebäudemodells mit 8 Wohneinheiten

Das Gebäude wird in diesem Projekt in zwei Varianten abgebildet: Saniert und unsaniert. Im unsanierten Zustand ist der Wandaufbau des Gebäudes seit seiner Errichtung unverändert, gleichzeitig wird von einmal erneuerten isolierverglasten Fenstern ausgegangen. Im sanierten Zustand wird eine EPS-Dämmung an Kellerdecke, Dach und Außenwänden und neue Fenster entsprechend der Energieeinsparverordnung (EnEV) 2014 nachgerüstet. Kennwerte zur thermischen Gebäudehülle finden sich in Tabelle 3-2.

Tabelle 3-2: Kennwerte der thermischen Hülle des MFH vor und nach der Sanierung

	A	Unsanieretes MFH		Sanieretes MFH	
		U	(UA)	U	(UA)
	m <sup>2</sup>	W/(m <sup>2</sup> K)	W/K	W/(m <sup>2</sup> K)	W/K
<b>Dach</b>	173,5	1,46	253,4	0,19	33,0
<b>Außenwand</b>	513,5	1,37	703,5	0,22	113,0
<b>Kellerdecke</b>	173,5	1,42	123,2	0,28	24,3
<b>Fenster</b>	126,7	2,83	358,5	1,27	160,9
<b>Summe</b>	987,3		1438,6		331,1

Im Mehrfamilienhaus wird von einem flächenspezifischen Wert von 3 W/m<sup>2</sup> als interner Wärmegewinn ausgegangen. Darüber hinaus wird eine konstante Luftwechselrate von 0,4 h<sup>-1</sup> für die beheizten Räume, das Treppenhaus und den Keller festgelegt. Für den Flur wird kein Luftwechsel berücksichtigt, da dieser weder Außenwände noch Fenster aufweist. Es wird eine Raumsolltemperatur von 20 °C festgelegt. Um einer Überhitzung der Räume im Sommer entgegenzuwirken, wird die Luftwechselrate auf 2 h<sup>-1</sup> erhöht, sofern die Raumsolltemperatur um 2 K überschritten wird. Durch diese Erhöhung der Luftwechselrate wird ein Ablüften der überschüssigen Raumwärme simuliert vergleichbar mit dem Öffnen eines Fensters.

Das Mehrfamilienhaus wird am ISFH in TRNSYS modelliert. Hierbei wird jeder Raum, das Treppenhaus, der Keller und die Leitungsschächte als eigene thermische Zone mit eigenen Temperaturknoten und Kapazitäten abgebildet, wodurch sich in Summer 52 thermische Zonen ergeben. Das Wärmeverteilsystem im Gebäude setzt sich aus etwa 100 einzelnen Rohrabschnitten zusammen.

Das beschriebene Gebäudemodell wird für die Typtageuntersuchung einer Anlage auch mit 16 Wohneinheiten anstatt acht modelliert. Hierzu wird das Gebäude an seiner Westseite gespiegelt und aus der ursprünglichen Westaußenwand wird eine adiabate Innenwand. Das Gebäude besitzt dadurch zwei Hauseingänge und Treppenhäuser. Um den Rechenaufwand des komplexen Gebäudemodells zu minimieren wird die gespiegelte Haushälfte nicht mit eigenen thermischen Zonen abgebildet, sondern der Wärmebedarf der ersten Haushälfte verdoppelt.

Der sich aus dem Standort Zürich und den definierten Gebäuden ergebende spezifische Heizwärmebedarf beträgt für das 8 WE-Gebäude im unsanierten Fall 173,4 kWh/m<sup>2</sup>a und im sanierten Fall 41,1 kWh/m<sup>2</sup>a. Das 16 WE-Gebäude wird lediglich im sanierten Fall abgebildet und hat einen spezifischen Heizwärmebedarf von 38,2 kWh/m<sup>2</sup>a.

### 3.2.3.2 MATLAB CARNOT

Die Hochschule Düsseldorf verwendet bei den HiL-Messungen und den Simulationen für die simulative Abbildung des Mehrfamilienhauses ein selbst erstelltes Modell, da in der Bibliothek der verwendeten Simulationssoftware MATLAB-Simulink-CARNOT kein geeignetes Modell vorhanden ist. Bei dem erzeugten Mehrfamilienhaus handelt

es sich um ein Gebäude aus den 1960er Jahren mit acht Wohneinheiten. Ausgeführt wird dieses in einem sanierten und in einem unsanierten Zustand. Analog zum Hausmodell des ISFH, wurde der unsanierte Zustand gemäß deutschem Baustandard der Jahre 1958 bis 1968 ausgeführt und im sanierten Zustand wurde die Hülle des Gebäudes gemäß EnEV 2009 saniert.

Da das erzeugte Simulationsmodell auch HIL-fähig sein und in Echtzeit betrieben werden soll, wurde das weniger komplexe Raummodell „simple-house“ aus der Carnot Bibliothek in achtfacher Ausführung zu dem Modell eines Reihenhauses kombiniert. Das Simulationsmodell jeder der acht Wohnungen besteht vereinfacht aus einem einzelnen Raum mit einem Heizkörper und Thermostatventil. Für den Heizkreis wird eine übliche zwei-Rohr-Verlegung verwendet mit den jeweiligen Abzweigungen bzw. Teilungen des Fluidstromes und den entsprechenden thermischen Verlusten und Druckverlusten. In Abbildung 3.20 wird der Grundaufbau des erzeugten Simulations-modells des verwendeten Mehrfamilienhauses für ein Konzept mit zentraler Energieversorgung schematisch dargestellt.

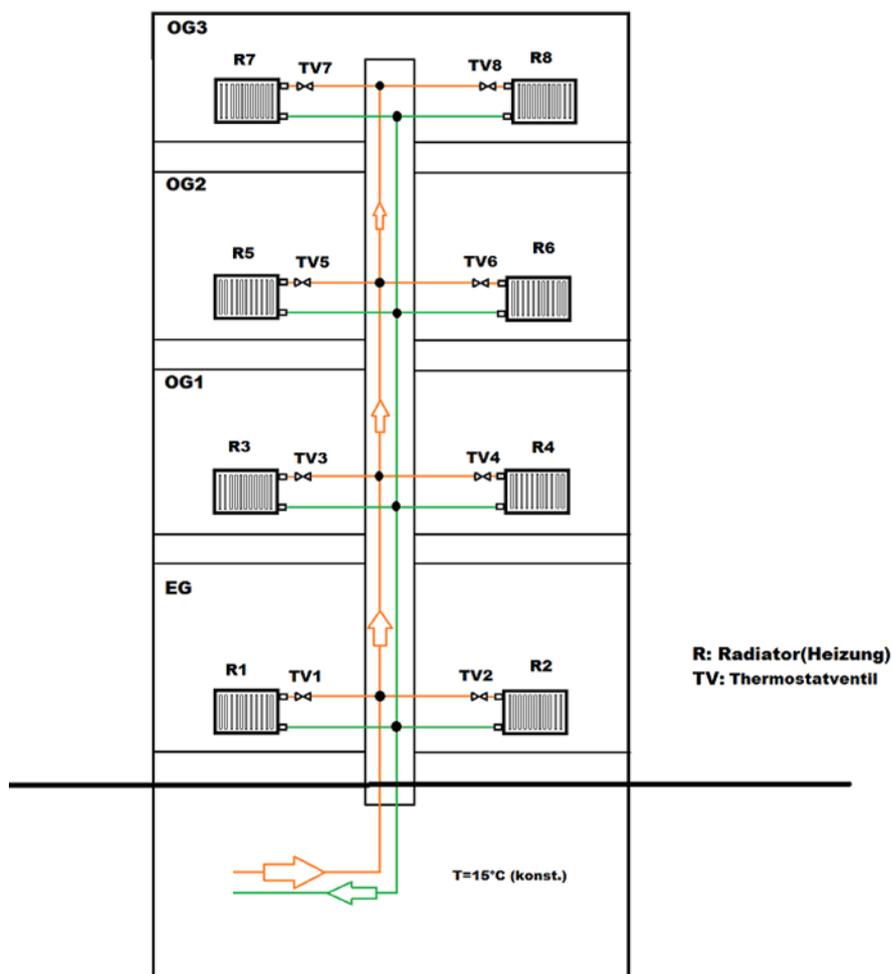


Abbildung 3.20: Schematische Darstellung des angesetzten Simulationsmodells

Gemäß Abbildung 3.21 werden thermische Verluste der Wohnungseinheiten an die Außenluft, an den Keller und an das Treppenhaus abgebildet. Vereinfacht wird angenommen, dass kein Wärmetransfer zwischen den acht Wohneinheiten untereinander stattfindet, weil davon ausgegangen wird, dass alle Wohneinheiten zu jedem Zeitpunkt eine ähnliche Temperatur aufweisen. Im Modell liegen der Keller und das Treppenhaus nicht als Modul vor. Um die thermische Wirkung des Kellers bzw. des Treppenhauses abzubilden, liegen diese als Temperaturverläufe vor.

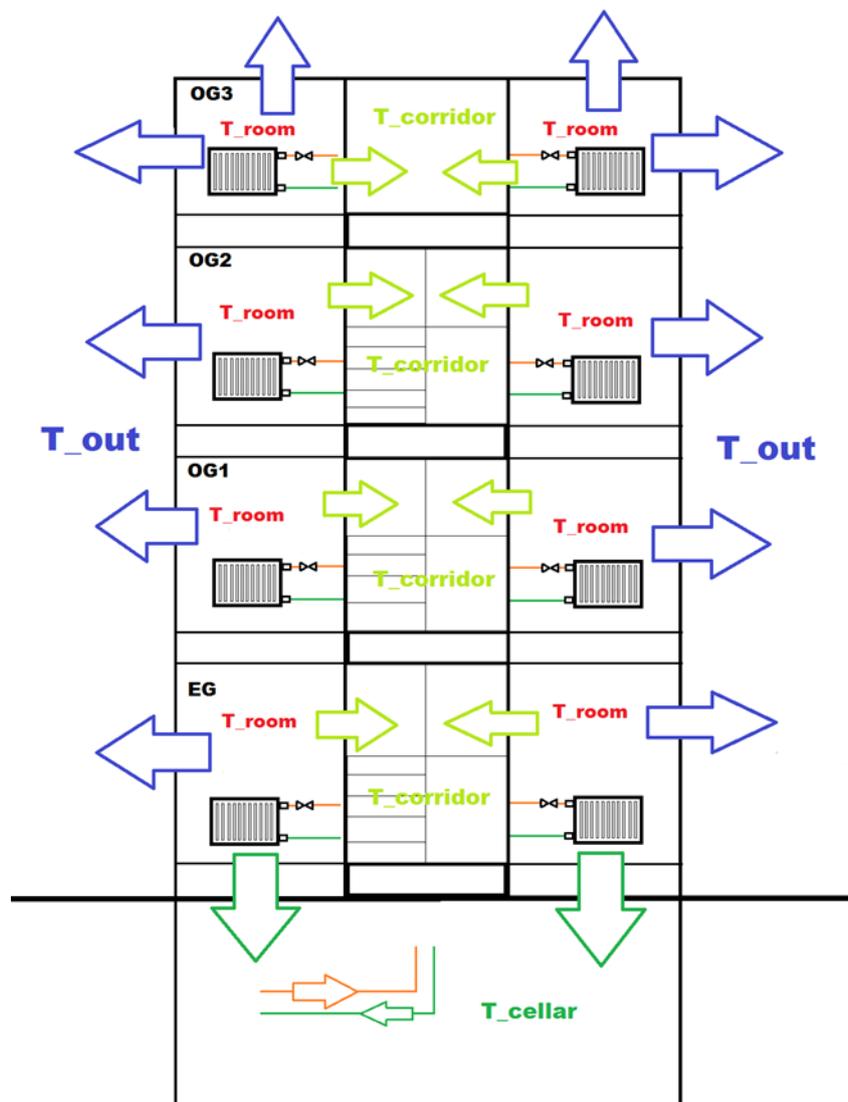


Abbildung 3.21: Die thermischen Kopplungen über zugeführte bzw. anliegende Temperaturvektoren

### 3.2.4 Heizanlage

Die Raumwärme wird von der Heizanlage außertemperaturgeführt und ohne Raumtemperaturaufschaltung bereitgestellt. Die Steilheit der Heizkurve wird auf 1,0 eingestellt und die Heizgrenztemperatur auf 16 °C. Die Auslegungstemperaturen des

Heizungssystems für das unsanierte Gebäude betragen 75 °C/ 65 °C/ 20 °C (VL/ RL/ Raumtemperatur) und 55 °C/ 45 °C/ 20 °C für die sanierten Gebäude. Die Trinkwasserbereitung erfolgt immer im Vorrang und der Sollwert der TWW-Vorlauftemperatur beträgt 60 °C, soweit systembedingt keine andere Vorgabe getroffen wird. Um bei der definierten TWW-Vorlauftemperatur einen Temperaturabfall von 5 K nicht zu unterschreiten, wird der erforderliche Zirkulationsmassenstrom für das 8 WE-Gebäude zu 150 kg/h berechnet. Er verdoppelt sich für das 16 WE-Gebäude. Die Zirkulation wird 24 Stunden am Tag betrieben.

### **Konditionierung**

Um Typtagemessungen und –simulationen für die funktionale Analyse vergleichen zu können, muss die Heizanlage über ihren energetischen Anfangs- und Endzustand bilanziert werden. Dazu wird festgelegt, dass zu Beginn und Ende einer HiL-Typtagemessung alle Pufferspeicher auf ca. 25 °C konditioniert werden und der TWW-Bereitschaftsspeicher(anteil) auf die Solltemperatur der Anlagenregelung. Die exakte Konditionierungstemperatur darf für jede Anlage geringfügig unterschiedlich sein, da über die Typtage keine Jahreseffizienz ermittelt wird. Es ist lediglich entscheidend, dass Anfangs- und Endzustand der Speicher bilanziert werden können. Entweder kann dies über die erwähnte Anfangs- und Endkonditionierung der Speicher erfolgen oder alternativ müssen Anfangszustand und Endzustand über genügend Speichertemperatursensoren so detailliert erfasst werden, dass unterschiedliche energetische Beladungszustände in der Bilanzierung rechnerisch berücksichtigt werden können.

#### **3.2.5 Kollektorfeld**

In diesem Projekt werden ausschließlich solarunterstützte Anlagen untersucht. Die vom Kollektorfeld zu jedem Zeitpunkt erzeugte Wärme wird mit Hilfe des definierten Wetterdatensatzes simuliert. Diese Wärme wird vom Solaremulator im Labor erzeugt und an die reale Solarstation übergeben. Für die Simulation des Kollektorfeldes wird dazu ein Standardflachkollektor mit Parametern aus der öffentlichen Solar Keymark Datenbank gewählt. Die festgelegten Parameter sind in Tabelle 3-3 aufgelistet.

Tabelle 3-3: Parameter für Kollektorfeld (Apertur bezogen)

<b>Zuleitung Keller (vertikal)</b>	4 m (je VL und RL)
<b>Leitungsschacht (vertikal)</b>	13,75 m (je VL und RL)
<b>Zuleitung Dach (horizontal)</b>	9 m (je VL und RL)
<b>Kollektorausrichtung</b>	0°
<b>Kollektorneigung</b>	45°
<b>Kollektorfläche (Apertur)</b>	2,36 m <sup>2</sup>
<b>Konversionsfaktor <math>\eta_0</math></b>	0,810
<b>Wärmeverlustkoeffizient <math>a_1</math></b>	3,757 W/m <sup>2</sup> K
<b>Temperaturabhängiger Wärmeverlustkoeffizient <math>a_2</math></b>	0,0147 W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup>
<b>Kollektorkapazität <math>C_{eff}</math></b>	7,1 kJ/(m <sup>2</sup> K)
<b>Korrekturfaktor für Diffusstrahlung</b>	0,92 (45°)

Für die Jahressimulationen wird die Kollektorfläche zwischen 0 und 33 m<sup>2</sup> variiert. In den Laboruntersuchungen wird für jede Anlage ausschließlich eine Kollektorfläche abgebildet. Von der eigentlichen Festlegung auf 24 m<sup>2</sup> wird mit 20 m<sup>2</sup> in einigen Untersuchungen abgewichen, da die Auslegungsgrenze der verwendeten Solarstation erreicht wird. Diese Abweichung hat keine Relevanz für die späteren energetischen Analysen der Jahressimulationen und auch die Typtageanalysen werden dadurch nicht eingeschränkt.

Die Zuleitungen zum Kollektor werden gemäß Tabelle 3-3 definiert, sodass mit diesen Angaben die Leitungsverluste simuliert werden und auch die auftretenden Druckverluste abgeschätzt werden. Für die Druckverlustermittlung wird von einem Kollektorfeld ausgegangen, dass aus 2 parallelen Teilfeldern mit je 4 Kollektoren besteht und im Low-flow mit ca. 22 l/m<sup>2</sup>h betrieben wird. Der im Auslegungsfall bei 40 °C Fluidtemperatur resultierende Druckverlust wird für die Laborprüfungen über prüfstandsseitig vorhandene Drosselventile an dem Solarkreisemulator eingestellt.

### 3.2.6 Trinkwasser

Die Kaltwassertemperatur vom Standort Zürich beträgt über das Jahr gemittelt 9,7 °C. Durch den sinusförmigen Jahresverlauf sinkt diese Temperatur bis auf 3,4 °C. Aus technischen Gründen wird die Kaltwassertemperatur für die HiL-Prüfungen und Jahressimulationen konstant auf 10 °C festgelegt.

Zur Abbildung der Trinkwarmwasserlast der Gebäude werden realistische Zapfprofile benötigt. Die zentral versorgten Gebäude benötigen ein Zapfprofil, dass die Verbräuche aller Wohneinheiten kumuliert. Für die im späteren Verlauf (Kapitel 5.5.1) untersuchte dezentrale Wärmeversorgungsanlage sind hingegen Einzelzapfprofile für jede Wohneinheit erforderlich.

#### 3.2.6.1 TWW-Zapfprofil für zentrale Anlagen

Der zu definierende Trinkwarmwasserbedarf pro Wohneinheit wird aus statistischen Daten, der Wohnfläche und Zapfmengen nach VDI 2067-12 zusammengesetzt.

Die Wohnfläche pro Wohneinheit des Gebäudes beträgt 65,17 m<sup>2</sup> (siehe Kapitel 3.2.3.1). Laut Statistischem Bundesamt [Zensus\_2011] beträgt die durchschnittliche Wohnfläche pro Person 37,9 m<sup>2</sup>. Entsprechend ergibt sich eine Personenbelegung von 1,7 Personen pro Wohneinheit. Der durchschnittliche tägliche Trinkwarmwasserbedarf pro Person wird mit 38 Litern angenommen [VDI2067\_2010]. Hierbei wird sowohl die Benutzung einer Dusche, einer normal großen Badewanne und des Waschtisches angenommen, sowie ein Geschirrspüler mit Kaltwasseranschluss. Da sich der angegebene Trinkwarmwasserbedarf auf eine Zapftemperatur von 40 °C bezieht, muss dieser auf die von uns angenommene Zapftemperatur von 45 °C erfolgen. Bei einer Kaltwassertemperatur von 10 °C, ergibt sich somit ein Warmwasserbedarf von 32,6 Litern pro Tag und Person. Multipliziert mit der durchschnittlichen Personenbelegung ergibt sich ein mittlerer Warmwasserbedarf von 55 Litern pro Tag und Wohneinheit.

Die Vorgabe von Zeitreihen eines charakteristischen Warmwasserbedarfs für typische Wohngebäude erfolgt in unterschiedlichen Normen und Standards zur Ermittlung von Komponenten- oder Systemkennwerten. Die meisten dieser Normvorgaben beziehen sich im Wohngebäudebereich auf den Einfamilienhausbedarf und bieten ggf. die Möglichkeit, den TWW-Bedarf bei größerem Verbrauch wie z.B. im Mehrfamilienhaus zu skalieren. Eine einfache Skalierung trifft aber nur sehr bedingt die real auftretenden Zapfanforderungen im Mehrfamilienhausbereich. Die [ISO9459-4\_2013] ist hierfür als Beispiel anzuführen.

Eine Möglichkeit zur realistischeren Generierung von lastspezifischen TWW- Profilen bietet das Programm *DHWcalc (Version 1.20)* der Universität Kassel [Jordan\_2005]. Es nutzt statistische Funktionen, um basierend auf einigen vorzugebenden Randbedingungen ein Zapfprofil zu generieren.

Als wesentliche Eingaben können die tägliche Zapfmenge und der Zeitschritt des Profils sowie die Anzahl der Haushalte (Unterscheidung EFH/MFH) festgelegt werden. Aufgrund des Trinkwarmwasserbedarfes von 55 Liter pro Tag und Wohneinheit wird für das Gebäude mit 8 Wohneinheiten eine tägliche Zapfmenge von 440 Liter und für das Gebäude mit 16 Wohneinheiten von 880 Liter eingegeben mit einer Zeitschrittweite von 1 Minute. Zusätzlich können bis zu vier unterschiedliche Zapfkategorien gewählt und modifiziert werden. Eine Berücksichtigung von Ferienzeiten für die einzelnen Haushalte ist möglich, wurde jedoch nicht angewendet. Der minimale Zapfmassenstrom wurde auf 100 l/h begrenzt. Geringere Volumenströme lassen sich bei dem nachzubildenden großen Volumenstrombereich nicht mit der notwendigen Genauigkeit und Schnelligkeit regeln. Außerdem wird die Messungenauigkeit zu groß, sodass in diesem Größenbereich die Detaillierungsgrenze der TWW-Zapfungen liegt.

In Abbildung 3.22 ist zur Veranschaulichung die Häufigkeitsverteilung der erstellten Zapfprofile dargestellt. Der maximale Zapfvolumenstrom des Jahresprofils für 8 WE beträgt 2458 l/h (40,0 l/min) und für 16 WE 2702 l/h (45,3 l/min). Für die Profile

ergeben sich realistische Gleichzeitigkeitsfaktoren (von ca. 0,2 für 8 WE) und sie können daher für die Jahressimulationen in Kapitel 4 angewendet werden.

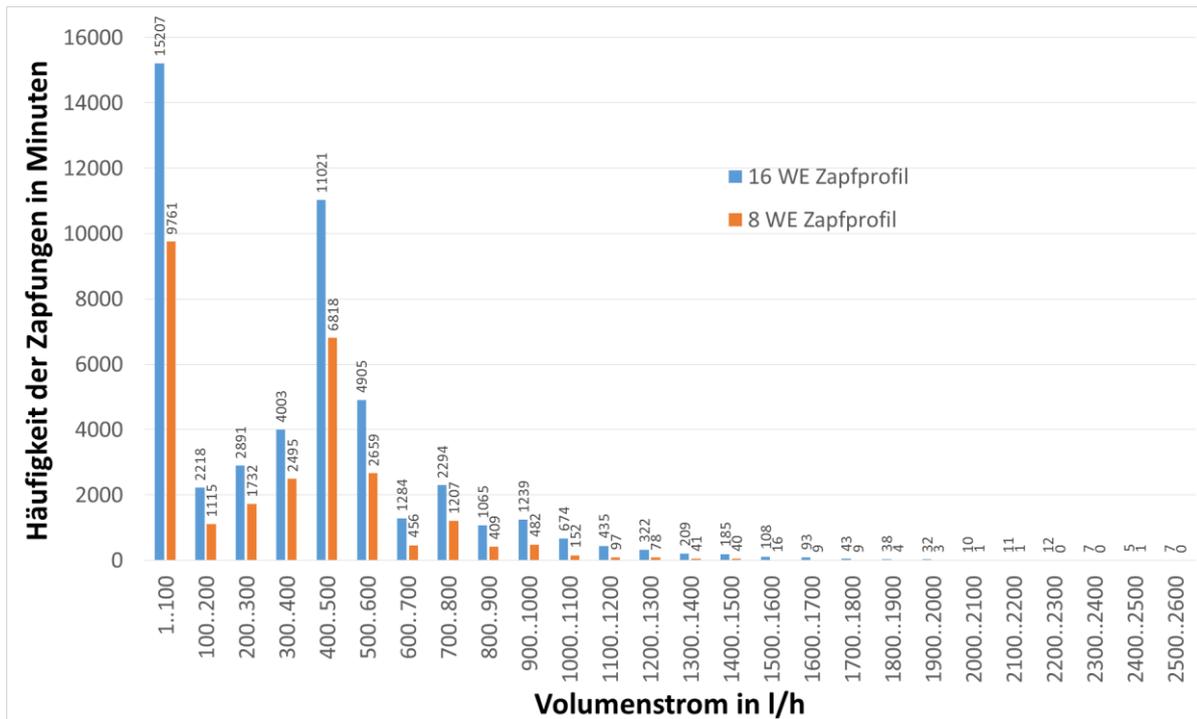


Abbildung 3.22 Häufigkeitsverteilung des Volumenstromes für das mit DHWcalc erstellte 8- und 16 Wohneinheiten Zapfprofil

### Auswahl Tagesprofil für zentrale Anlagen

Aus dem Jahreszapfprofil der jeweiligen Gebäudegröße muss ein Tagesprofil für die Laborfelduntersuchungen der Anlagen ausgewählt werden, da hierbei wie bereits beschrieben nur separate Typtage getestet werden.

Für diese Typtage-Untersuchungen ist das zeitliche Zapfprofil nicht ausschlaggebend. Die Zapfzeiten sind nur für eine quantitative Ertragsanalyse von Bedeutung und die erfolgt in den Jahressimulationen. Stattdessen ist das Volumenstromprofil wichtiger um repräsentative Arbeitspunkte der Komponenten / des Systems abzubilden. Daher wird ein Tagesprofil für die HiL-Messungen gewählt, dass eine ausgeprägte Variabilität der Volumenströme und Zapfleistungen beinhaltet und gleichzeitig im täglichen Trinkwarmwasserbedarf dem Jahresmittelwert möglichst nahekommt. Für das 8 WE-Zapfprofil ist dies der Tag 85 mit 440 l/d und für das 16 WE-Zapfprofil Tag 124 mit 879 l/d des Jahreszapfprofils. In Abbildung 3.23 und Abbildung 3.26 sind die Häufigkeitsverteilungen der beiden Volumenstromprofile dargestellt.

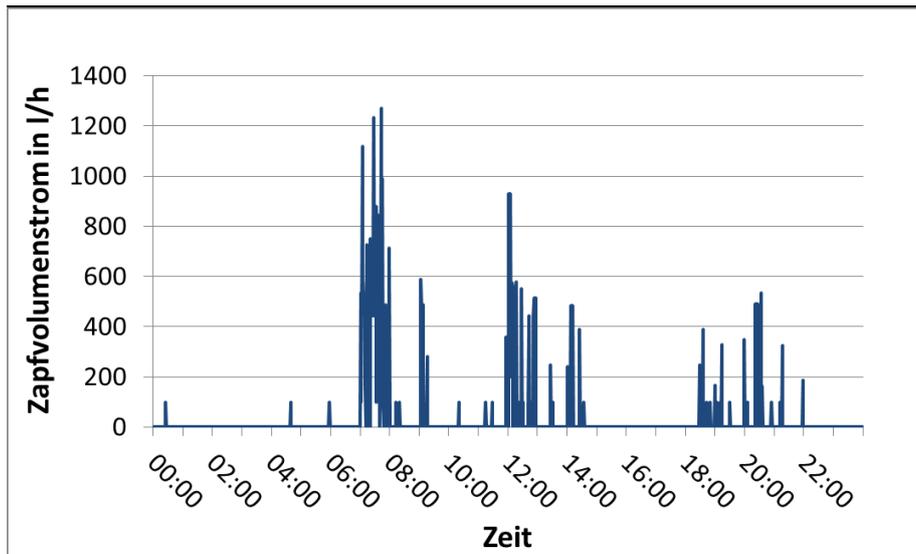


Abbildung 3.23 Zapfprofil Tag 124 der zentralen Anlage mit 16 WE

### 3.2.6.2 TWW-Zapfprofil für dezentrale Anlagen

Im vorherigen Kapitel wurde die Herleitung der TWW-Gesamtzapfprofile für eine zentrale Heizanlage entsprechend der Größe des zu versorgenden Mehrfamilienhauses beschrieben. Im Falle des 8 WE-Mehrfamilienhauses beinhaltet das Gesamtzapfprofil statistisch aufsummierte Daten aus acht Wohnungszapfprofilen. Für die Vermessung der dezentralen Heizanlage muss hingegen die Aufteilung der acht Zapfprofile für die einzelnen Wohnungen vorliegen.

Das verwendete Programm DHWcalc bietet aber nicht die Option zur Aufteilung eines MFH-Profiles auf einzelne Wohnungen. Daher wird für die Vermessung der dezentralen Anlage - wieder mit DHWcalc – ein neues Zapfprofil für eine Wohnung erzeugt. Das Profil wird dann achtmal (zeitlich verschoben um je eine Woche) mit sich selbst überlagert und ergibt so ein neues kumuliertes TWW-Jahreszapfprofil für ein 8 WE-Mehrfamilienhaus. Dieses Profil soll dem Profil für zentrale Anlagen ähnlich sein, um die Vergleichbarkeit der Vermessungen zu gewährleisten.

Die Profil-Starttage der jeweiligen Wohnung in Bezug auf das gesamte Jahr sind in Tabelle 3-4 dargestellt.

Tabelle 3-4: Starttage der Wohneinheiten

<b>Wohneinheit</b>	<b>Starttag</b>
1	1 (1. Januar)
2	8 (8. Januar)
3	15 (15. Januar)
4	22 (22. Januar)
5	29 (29. Januar)
6	345 (11. Dezember)
7	352 (13. Dezember)
8	359 (25. Dezember)

Somit ergeben sich aus dem Ursprungs-Profil acht (zeitlich) verschiedene Zapfprofile, die jeweils den Warmwasserverbrauch einer einzelnen Wohnung repräsentieren und zu einem neuen MFH-Profil überlagert werden.

Der Vergleich der beiden MFH Profile zeigt, dass die Verteilung des Verbrauches in ähnlicher Weise erfolgt und dass die Zapfspitzen nur in geringem Maße voneinander abweichen. Ihre Ähnlichkeit ist groß genug, um die Untersuchungen der zentralen Anlagen und deren TWW-Zapfprofil mit den Untersuchungen des dezentralen TWW-Zapfprofils vergleichen zu können.

### **Auswahl Tagesprofil für dezentrale Anlagen**

Im nächsten Schritt muss wie beim zentralen TWW-Zapfprofil ein geeigneter Tag aus dem aufsummierten dezentralen Jahresprofil ausgewählt werden, der für das Gesamtprofil charakteristisch ist.

Zunächst wird überprüft, welche Tage des neuen dezentralen Profils am nächsten an dem Zielverbrauch von 440 Litern (entsprechend dem zentralen Tagesprofil) liegen. Das Ergebnis ist in Tabelle 3-5 zu sehen.

Tabelle 3-5: Verbrauch in l/d

<b>Tag</b>	<b>Verbrauch in l/d</b>	<b>max. Volumenstrom in l/h</b>	<b>max. Volumenstrom in l/min</b>
1	439,26	955	15,92
53	438,98	1310	21,83
78	439,57	940	15,67
191	441,04	968	16,13
313	438,75	1004	16,73

Es zeigen sich fünf Tage, deren Verbrauch sehr nah an 440 l/d liegt. Der maximale Volumenstrom der einzelnen Tage ist ebenfalls dargestellt und kann mit dem Volumenstrom des Zapfprofils der zentralen Anlage (ca. 800 l/min) verglichen werden.

Im nächsten Schritt wird die Häufigkeitsverteilung der Zapfmengen aller fünf Tage der Häufigkeitsverteilung des zentralen Zapfprofils gegenübergestellt. Bei dieser

Darstellung werden alle Volumenströme des Tages nach ihrer Größe sortiert, siehe Abbildung 3.24:

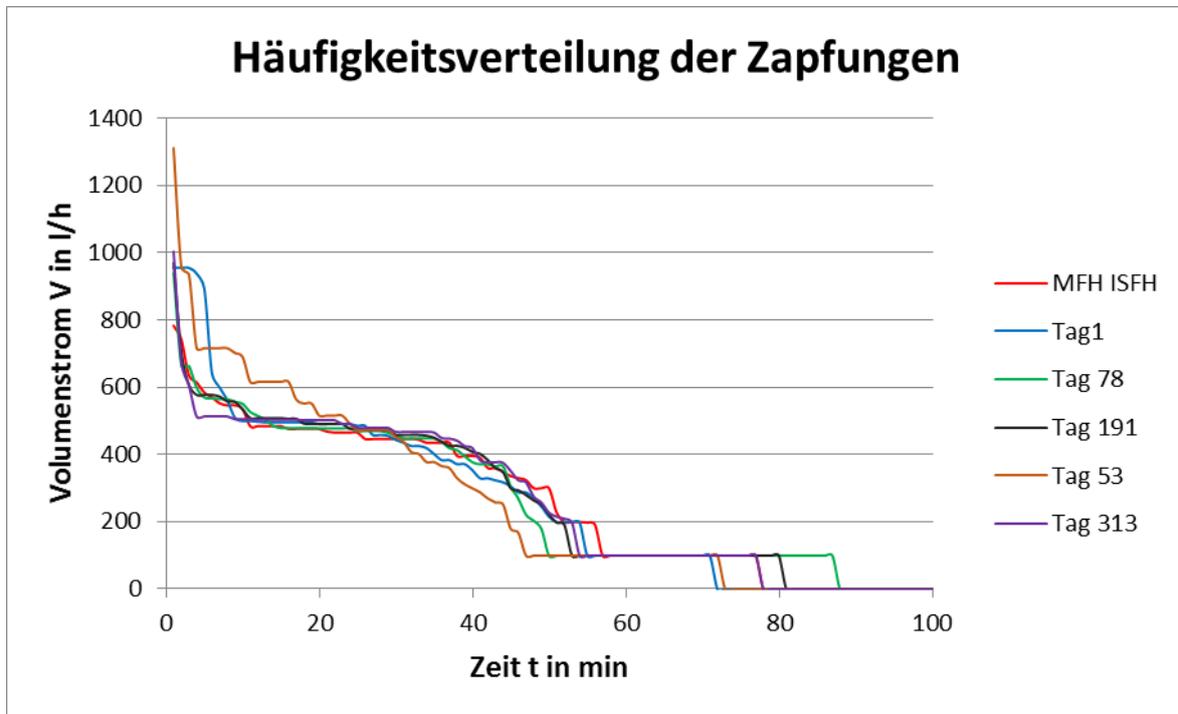


Abbildung 3.24: Häufigkeitsverteilungen der Zapfungen

Anhand der Häufigkeitsverteilung der Zapfmengen wird ersichtlich, dass die beiden Tage 191 (schwarz) und 313 (lila) eine ähnliche Verteilung aufweisen wie das Zapfprofil der zentralen Anlage (rot). Daher wird das Zapfprofil von Tag 313 für den Betrieb des dezentralen Prüfstandes ausgewählt und ist in Abbildung 3.25 im zeitlichen Verlauf zu sehen.

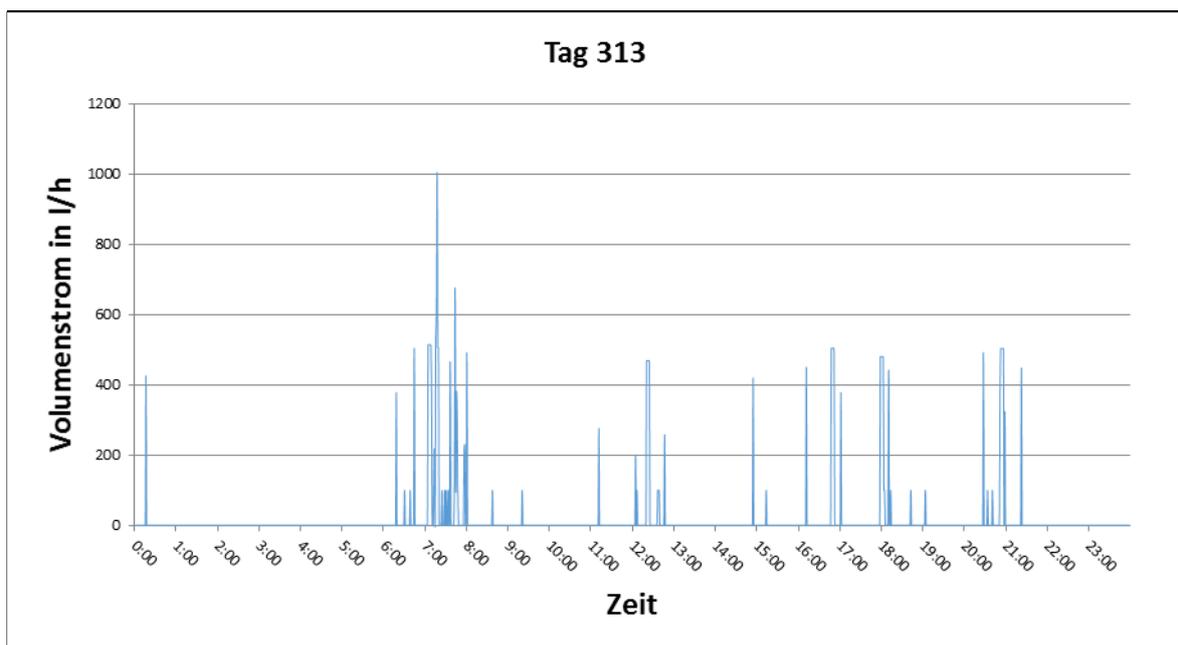


Abbildung 3.25: Zapfprofil Tag 313

Zum Vergleich zeigt Abbildung 3.26 das Zapfprofil von Tag 85, das bei den Tests der zentralen Anlagen mit 8 WE-Mehrfamilienhaus verwendet wird.

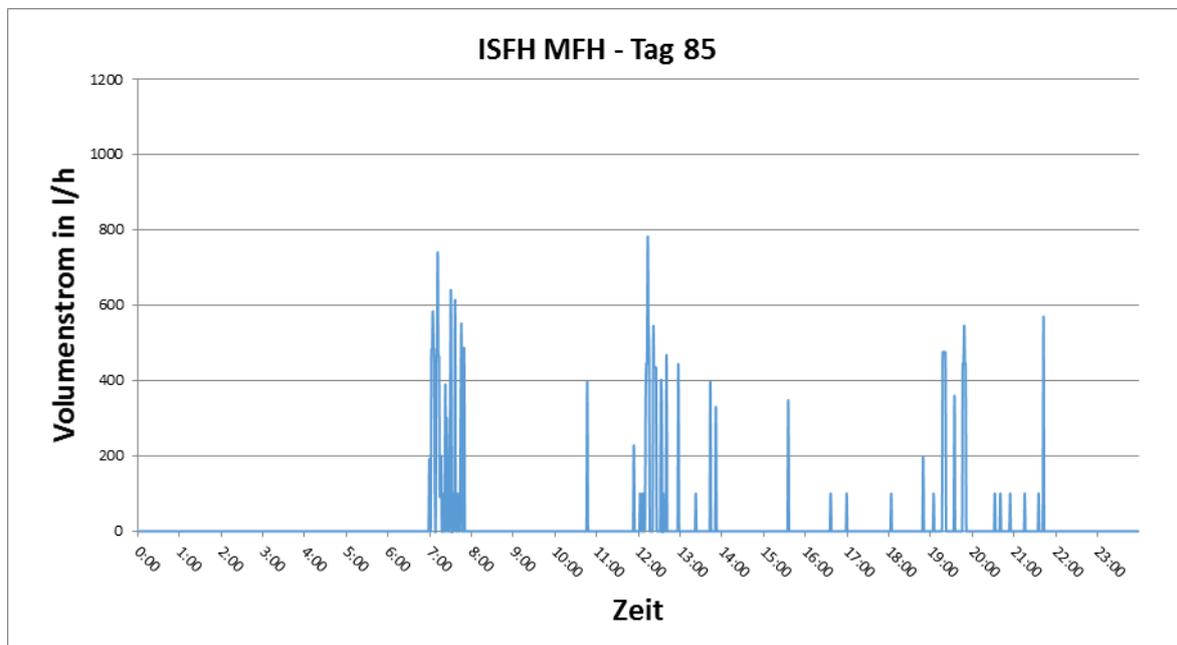


Abbildung 3.26: Zapfprofil Tag 85 der zentralen Anlage mit 8 WE

Im Vergleich dieser beiden Profile fällt auf, dass sie eine ähnliche Verteilung der Zapfungen aufweisen. Allerdings sind die durchschnittlichen Zapfraten bei Tag 85 höher als bei Tag 313. Als Ausgleich hat Tag 313 geringfügig mehr Zapfungen und einen höheren maximalen Volumenstrom von 1004 l/min.

Die acht Einzelprofile von Tag 313 werden zur Differenzierung mit ihrem jeweiligen Starttag benannt. Alle weisen stark abweichende Zapfraten und Volumenströme auf. An Tag 313 mit Starttag 29 beispielsweise wird sehr häufig gezapft, besonders zu den Stoßzeiten. An Tag 313 mit Starttag 345 hingegen sind nur drei wesentliche Zapfungen zu verzeichnen mit vergleichsweise geringen Volumenströmen.

Für Wohneinheit 1 (HIL-Anlage) wurde das Profil gewählt, das von allen 8 Einzelprofilen die höchste Tages-Zapfmenge enthält.

Weiterhin wurde es nachträglich so geändert, dass keine Zapfung unter 120 l/h auftritt, da die real verbaute Frischwasserstation der Anlage keine kleineren Zapfungen erkennen kann. Kleinere Zapfungen wurden daher entfernt und an anderer Stelle aufaddiert (Abbildung 3.27).

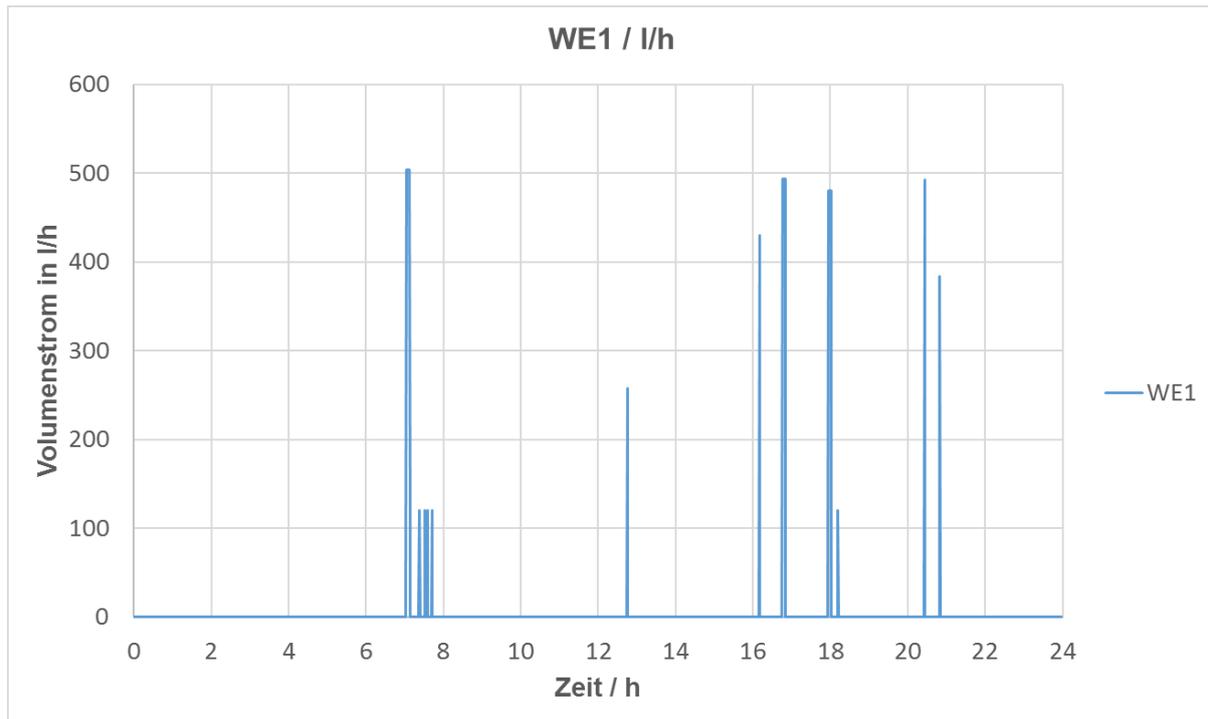


Abbildung 3.27: Zapfprofil für Wohneinheit 1 (HiL)

### 3.2.7 Zusammenfassung der Randbedingungen

Es folgt eine Aufteilung nach den allgemeinen Randbedingungen und denen, die für die Jahressimulationen oder den Typtageanalysen festgelegt werden.

#### Allgemeingültige Festlegungen

Für alle Simulationen im Projekt wird der Meteonorm Wetterdatensatz 2003 für den Standort Zürich gewählt mit einer konstanten Kaltwassertemperatur von 10 °C.

Für die Heizlast wird ein Mehrfamilienhaus mit 8 WE in einer nach EnEV 2014 sanierten und einer unsanierten Variante abgebildet. Jede Wohneinheit hat eine Größe von 65 m<sup>2</sup>. Die sanierte Gebäudevariante wird auch mit 16 WE erstellt.

Für die TWW-Last wird von einer Zapftemperatur von 45 °C und einer durchschnittlichen Personenbelegung von 1,7 pro Wohneinheit ausgegangen. Der Tagesverbrauch wird zu 55 l/WE ermittelt und festgelegt.

Der Sollwert der TWW-Vorlauftemperatur beträgt 60 °C soweit sie systemseitig nicht anders vorgegeben ist. Außerdem wird eine dauerhaft laufende Zirkulationsleitung vorausgesetzt.

Das Solarkollektorfeld für die energetische Unterstützung der Wärmezentrale besteht aus Flachkollektoren mit einer Südausrichtung und 45° Neigung.

#### Festlegungen für die Jahressimulation

Mit den allgemeingültigen Festlegungen und der Anzahl der Wohneinheiten des Gebäudes wird ein mit statischen Verfahren ermitteltes realitätsnahes, globales

TWW-Zapfprofil generiert (Gleichzeitigkeitsfaktor ca. 0,2) und für die Jahressimulationen verwendet. Unter globalem Zapfprofil ist ein Profil zu verstehen, das die Einzelzapfprofile jeder Wohneinheit kumuliert beinhaltet und an der Schnittstelle zur Wärmezentrale anliegt. Für die Simulation der dezentralen Anlage wird ein Einzelzapfprofil für eine Wohneinheit gewählt und für die anderen Wohneinheiten zeitlich verschoben. Auch diese Profile erfüllen die allgemeingültigen Festlegungen.

Für die Jahressimulationen wird das Mehrfamilienhaus mit 8 WE im unsanierten und im nach EnEV 2014 sanierten Fall verwendet. Die Gebäudeheizlasten sind Tabelle 3-6 zu entnehmen.

Die Kollektorfläche wird für die Jahressimulationen zwischen 0 und 33 m<sup>2</sup> variiert.

### **Festlegungen für die HiL-Typtageanalysen**

Für die HiL-Typtageanalysen wird aus dem für jede Gebäudegröße generierten Jahreszapfprofil ein Tageszapfprofil ausgewählt mit einem TWW-Bedarf ungefähr entsprechend dem Mittelwert aus dem jeweiligen Jahreszapfprofil (siehe auch Tabelle 3-6).

Als Kollektorfläche wird für die Solarunterstützung der Heizanlagen eine Fläche von 20 oder 24 m<sup>2</sup> gewählt.

In Tabelle 3-6 befinden sich die in den HiL-Untersuchungen angewendeten Kombinationen von Randbedingungen. Für die Untersuchungen wird je nach Heizanlage dimensionierungsbedingt eine unterschiedliche Konfiguration verwendet.

*Tabelle 3-6: Konfigurationen der in den Typtageanalysen angesetzten Randbedingungen*

<b>Konfiguration</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
<b>Gebäudegröße</b>	8 WE	8 WE	8WE	16 WE
<b>TWW-Bedarf</b>	440 l/d	440 l/d	440 l/d	880 l/d
<b>Dämmstandard</b>	saniert	saniert	unsaniert	saniert
<b>Gebäudeheizlast</b>	41,1 kWh/m <sup>2</sup> a	41,1 kWh/m <sup>2</sup> a	173,4 kWh/m <sup>2</sup> a	38,2 kWh/m <sup>2</sup> a
<b>Kollektorfläche (Apertur)</b>	20 m <sup>2</sup>	24 m <sup>2</sup>	24 m <sup>2</sup>	20 m <sup>2</sup>

### **3.3 Beschreibung und Typtageanalyse der Anlagen ausgewählter Konzepte**

Es folgt die Beschreibung der am HiL-Teststand messtechnisch untersuchten Anlagen zu den ausgewählten Konzepten und die Dokumentation der Typtagemessungen und -analysen inklusive der Validierung der Typtagsimulationen.

### 3.3.1 Anlage zu Konzept 1

#### 3.3.1.1 Vorstellung

Bei der untersuchten Herstelleranlage handelt es sich um eine Wärmezentrale nach Konzept 1 mit Pufferspeicher und externen Plattenwärmeübertragern. Es ist ein „Heizungspuffersystem“. Der Wärmeerzeuger sowie die Solarstation können die Wärme per Umschaltventil geschichtet in den Speicher einspeisen. Eine Frischwasserstation entnimmt die Energie für die Trinkwarmwasser-Bereitung. Die TWW-Zirkulationspumpe wird rund um die Uhr betrieben.

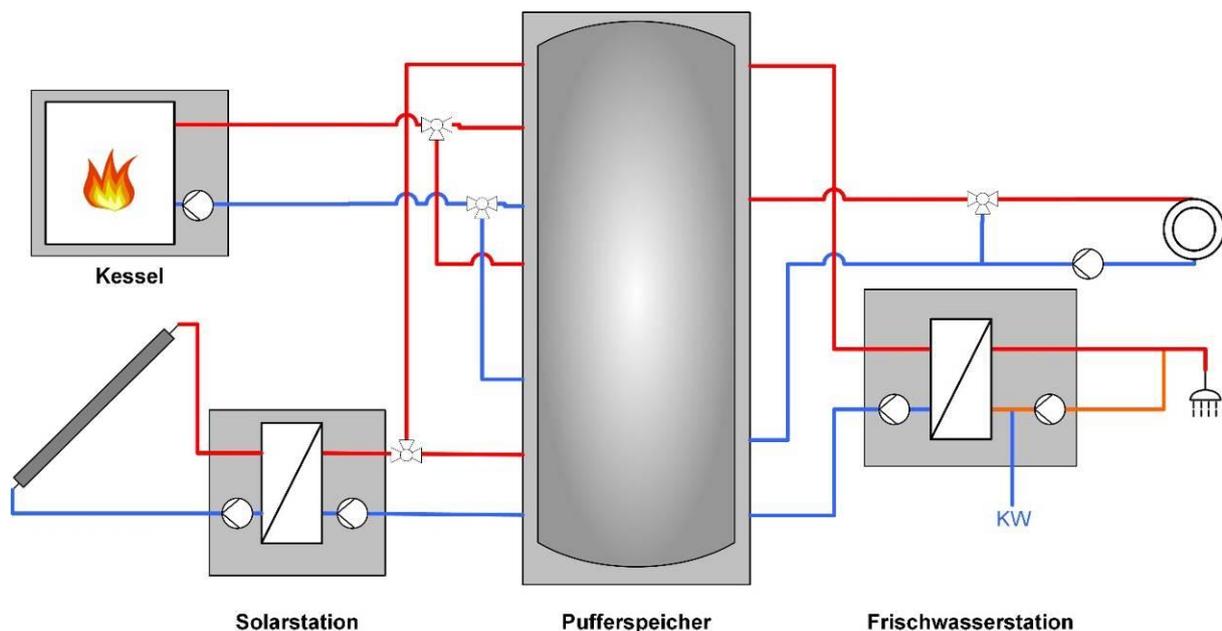


Abbildung 3.28: Anlage zu Konzept 1 mit solarem Schichtventil

#### Anlagenkomponenten

##### Wärmeerzeuger

Als Wärmeerzeuger kommt ein Gaswandheizgerät mit Brennwerttechnik zum Einsatz. Es speist Wärme per Umschaltventil je nach Priorität oben (TWW-Teil) oder unten (HZ-Teil) in den Pufferspeicher ein, ebenso gibt es für beide Anwendungen einen separaten Rücklauf per Umschaltventil.

##### Pufferspeicher

Der 1500-Liter-Pufferspeicher enthält mittig eine waagerechte Trennung zwischen unterem (Heizungs-) und oberem (TWW-) Teil, die zwar durchlässig ist, aber eine zu starke Durchmischung der beiden Speicherteile verhindert. Auch gibt es interne Strömungsdämpfer an den Speicheranschlüssen, die ebenfalls eine zu starke Durchmischung des Speichers verhindern. So kann z. B. der Vorlauf der Gastherme relativ direkt in den Heizungsvorlauf weitergeleitet werden ohne durch das Speicherinnere zu fließen, sodass im Speicher selbst auf Anschlusshöhe eine niedrigere Temperatur als im Heizungsvorlauf vorhanden sein kann.

### Solarladestation

Die Solarladestation sorgt bei Sonneneinstrahlung für die Wärmeabnahme aus dem Kollektorkreis und das geschichtete Einspeisen in den Speicher. Die Messung der Temperaturentwicklung im Kollektorkreis wird statt mit einem Kollektortemperatursensor über einen sogenannten Pumpenkick absolviert, der (tagsüber) in regelmäßigen Zeitabständen von 10 Minuten die Kollektorkreispumpe für einige Minuten aktiviert, um das Wärmeträgerfluid umzuwälzen. Die eigentliche Temperaturmessung findet dann in der Solarladestation statt. Über das Umschaltventil wird die Solarwärme entweder oben oder unten in den Puffer gespeist.

### Frischwasserstation

Die Frischwasserstation sorgt für die Übertragung der Speicherwärme auf die Trinkwasserleitung im Moment der Warmwasserzapfung. So kommt das eigentliche Trinkwasser direkt aus der Zuleitung, was einer Keimentwicklung entgegenwirkt.

Die wesentlichen Bauteile sind ein Plattenwärmetauscher, eine drehzahlregelte Speicherpumpe, ein Mischer und die Regelung. Diese Frischwasserstation ist genau wie die Solarladestation direkt am Speicher angebaut. Sie enthält eine Zirkulationspumpe.

### Mischergruppe

Die Mischergruppe enthält eine drehzahlregelte Hocheffizienz-Heizungspumpe (maximal 45 Watt, Effizienzklasse A), ein 3-Wege-Mischventil mit 230 V Stellantrieb (kVs 6,3, Stellzeit 140 Sekunden) sowie einen Temperatursensor.

### Zentraler Regler

Der zentrale Heizungsregler steuert die Heizungsvorlauftemperatur außentemperaturgeführt, ohne Raumaufschaltung.

Die separaten Regler von Frischwasserstation, Therme und Solarladestation sind über einen speziellen Datenbus mit dem zentralen Regler verbunden und können so kommunizieren.

#### **3.3.1.2 Funktionale Analyse**

Für die Typtag-Randbedingungen wird Konfiguration 2 aus Tabelle 3-6 verwendet.

Für die Analyse liegt der Fokus auf der Solarbeladung, dem Speichermanagement, der TWW-Bereitung sowie dem (solar unterstützten) Heizbetrieb. Dafür wird exemplarisch ein sonnenreicher Sommertag und ein Wintertag mit solarer Einstrahlung betrachtet, um anhand der Messdaten alle genannten Funktionen der Anlage zu bewerten.

Als Sommertag mit viel Sonneneinstrahlung wurde Typtag 250 (07.09.) und als Wintertag wurde Typtag 38 (07.02.) gewählt.

Es werden Schwachstellen der Anlage benannt und Optimierungen vorgeschlagen.

### Vermessung eines Wintertages:

Abbildung 3.29 zeigt unter anderem die 6 Speichertemperaturen und die Solltemperatur (grün). Unklar bleibt, wann genau eine TWW-Beladung ausgelöst wird.

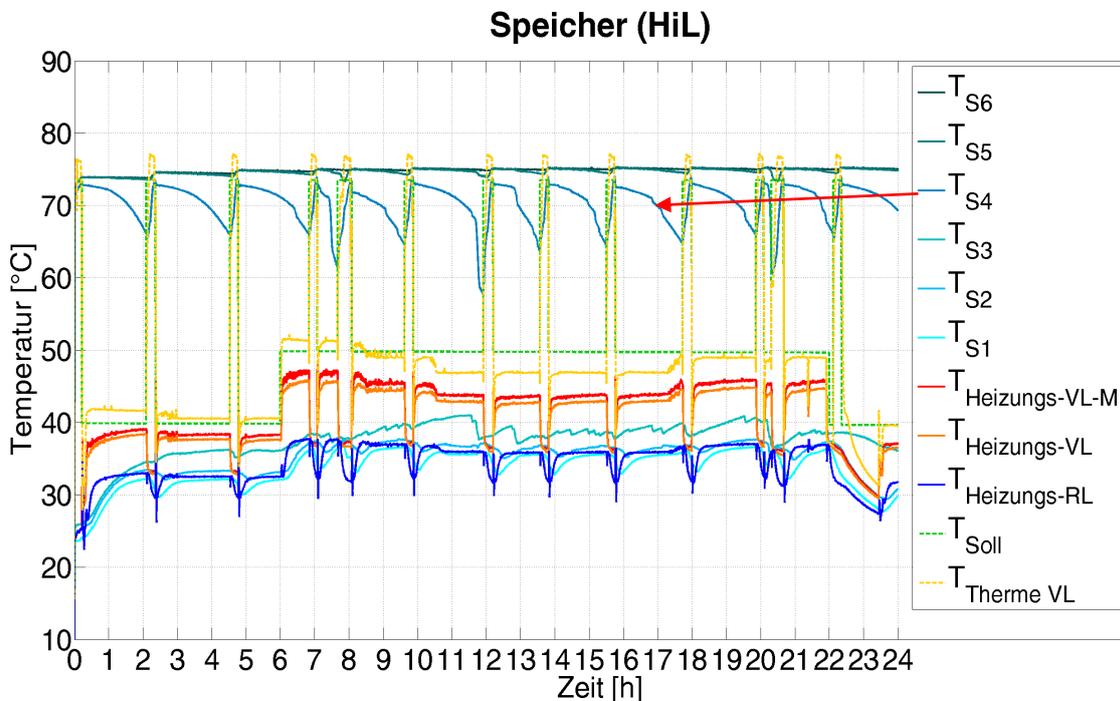


Abbildung 3.29: Speichertemperaturen

Der TWW-Fühler der Therme ist exakt auf der Höhe des Temperatursensors TS4 angebracht. Beide Sensoren sind Anlegefühler außen am Pufferspeicher. Bei Start der TWW-Beladung sind aber die gemessenen Temperaturdifferenzen von Solltemperatur zu TS4 im Tagesverlauf sehr unterschiedlich, sie reichen von 8-15 Kelvin. Hierzu lässt sich in den Menüs der Thermenregelung keine Änderung vornehmen. Die TWW-Schalthyterese (Differenz zwischen TWW-Vorhaltetemperatur von 74°C und TS4 ca. 66°C – 58°C) variiert anscheinend (Herstellersensor auf Höhe von TS4).

Abbildung 3.29 zeigt zudem, dass der HZ-Rücklauf, der etwa auf Höhe von TS2 (rel. Höhe = 0,37) in den Speicher einströmt, auch die unterste gemessene Speicherschicht TS1 auf ca. 35°C miterwärmt. Dass dies wahrscheinlich am Heizungsrücklauf liegt, lässt sich in Abbildung 3.29 aus den korrelierenden Verläufen von Heizungs-RL (dunkelblau) und TS1 (hellblau) ableiten. Im unteren Bereich des Speichers findet also eine unerwünschte Durchmischung statt.

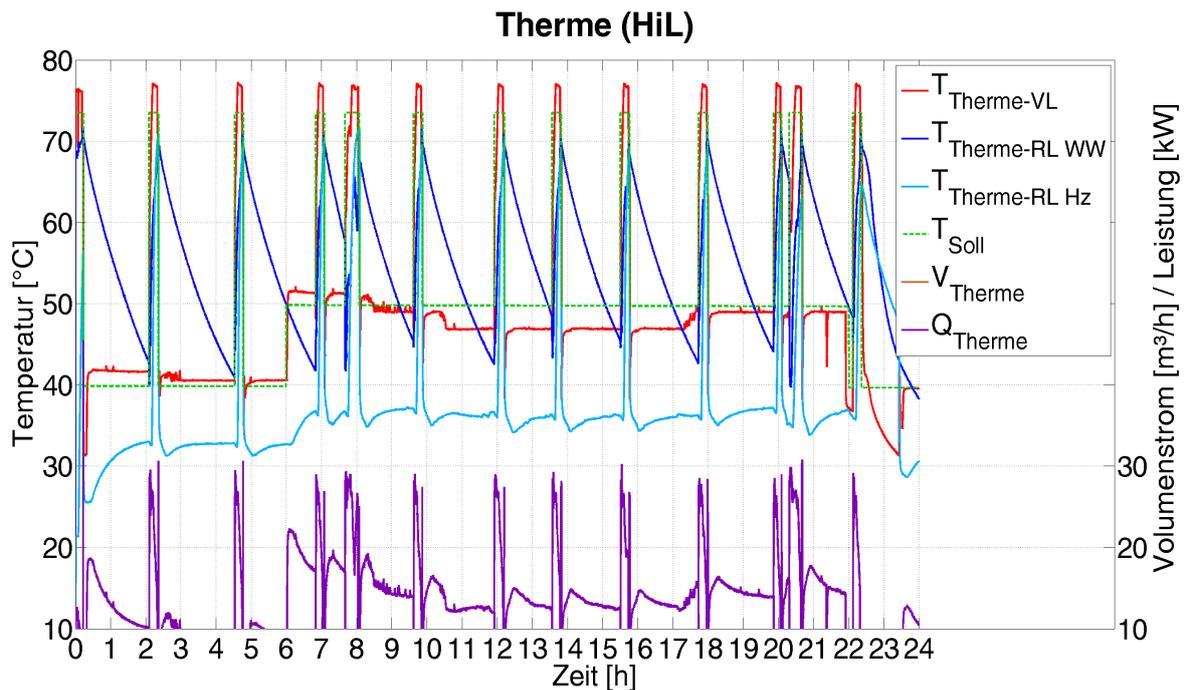


Abbildung 3.30: Vor- und Rücklauftemperaturen der Gastherme

Abbildung 3.30 zeigt Vor- und Rücklauftemperatur (rot und blau) der Therme, sowie den Thermenvolumenstrom (braun) und die Thermenleistung (lila). In Grün gestrichelt dargestellt ist die Sollvorlauftemperatur nach eingestellter Heizkurve bzw. bei TWW-Beladung die TWW-Vorhaltetemperatur im oberen Speicherbereich.

Im Heizungsbetrieb wird die Solltemperatur oft nicht erreicht (besonders von 10 bis 17 Uhr). Nachts sinkt die Soll-Heizungs-Vorlauftemperatur aufgrund der Nachtabenkung um 10 K ab. Im TWW-Betrieb ist die Vorlauftemperatur der Therme (rot) ca. 77°C, im Heizungsbetrieb hier ca. 48-52°C. Die Gastherme moduliert ihre Leistung (lila), um die unterschiedlichen Leistungen für TWW- und HZ-Betrieb bereitzustellen. Der TWW-Bereich wird vorrangig und mit höherer Leistung bedient. Die Beladung des Heizungsteils des Speichers erfolgt mit verringerter Leistung.

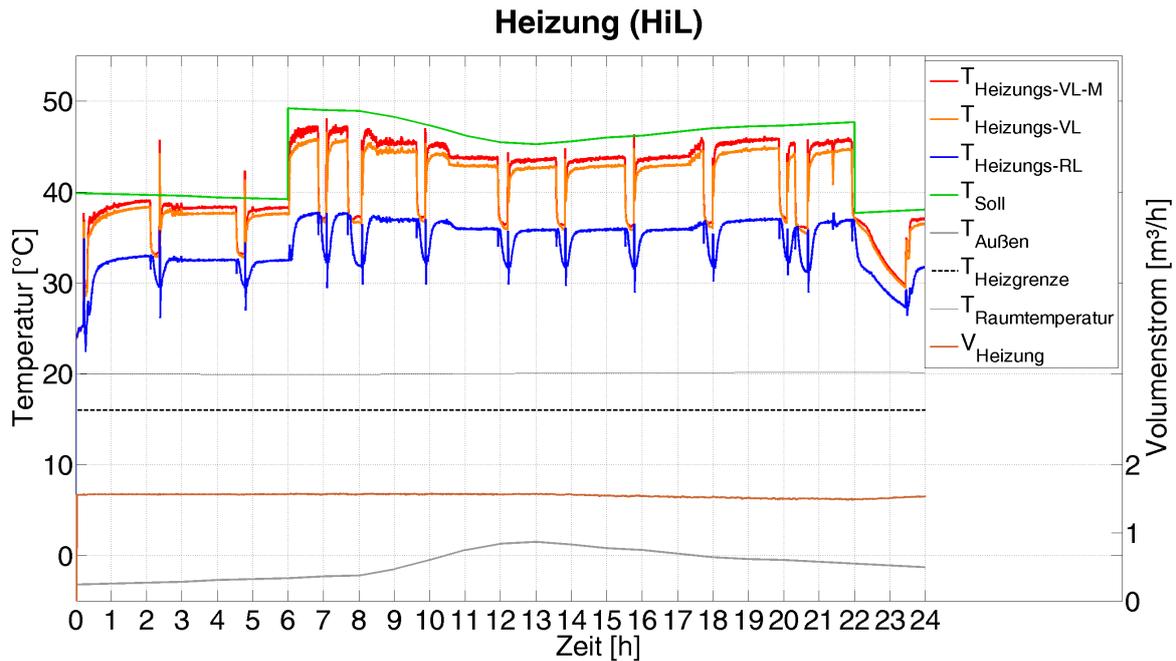


Abbildung 3.31: Temperaturen und Volumenströme für den Heizbetrieb

In Abbildung 3.31 sind Temperaturen des HZ-Vorlaufs und des HZ-Rücklaufs, sowie die Raumtemperatur des Gebäudes, die simulierte Außentemperatur und der Heizungs volumenström zu sehen. Die Außentemperatur (grau) liegt an diesem Tag stets unter der Außentemperatur-Abschaltgrenze von 16°C, somit läuft die Heizungspumpe (braun) durchgängig.

Die reale Heizungs vorlauf temperatur erreicht die Heizungs vorlauf-Solltemperatur laut Heizkurve (grün) nicht. Ein Grund hierfür ist, dass die Thermen-VL-Temperatur beim Durchgang durch den Speicher in den Heizungs vorlauf um ca. 5 Kelvin absinkt (Abbildung 3.29), jedoch wird schon der Sollwert für die Thermen vorlauf temperatur hier teilweise unterschritten.

Während des Heizbetriebes beträgt die Temperaturdifferenz vom Thermen vorlauf zur Temperatur auf entsprechender Höhe im Speicher (TS3) sogar bis zu 10 Kelvin (Abbildung 3.29). Durch strömungsdämpfende Speichereinbauten direkt hinter den Anschlüssen strömt der Thermen vorlauf also nahezu direkt als Vorlauf temperatur wieder aus dem Speicher, ohne die Speicherschicht in der Anschlusshöhe bzw. dem Heizungsteil selbst auf Solltemperatur zu erwärmen. Damit wird der Speicher nur in geringem Maße als „Heizungspuffer“ verwendet. Im Trinkwarmwasser-Betrieb hat das zur Folge, dass die (dann kurzzeitig nicht von der Therme unterstützte) Heizungs vorlauf temperatur stark fällt bis auf die dortige Speichertemperatur, hier bis auf 36°C. Die Raumtemperatur im simulierten Gebäude bleibt dabei jedoch relativ konstant auf ca. 20°C. Praktisch stellt dies also keinen Mangel dar.

Problematischer ist jedoch die Einbindung des Heizkreis-RL. Wie oben erwähnt wärmt hier das einströmende Wasser - vermutlich durch die Speichereinbauten

(Strömungsdämpfer) - die unterste Schicht mit auf und macht diese für einen künftigen Solareintrag unzugänglicher (Abbildung 3.29).

### Fazit Speichertemperaturen / Heizbetrieb:

Durch einen strömungsdämpfenden Speichereinbau bleibt der Heizungspufferteil im Speicher selbst im Winter um etwa 10 Kelvin kühler als die eigentliche Heizungsvorlauftemperatur. Die Raumtemperatur des Hausmodells bleibt dabei jedoch auf mindestens 19,9°C.

Bei der Einbindung des Heizkreis-RL führt das einströmende Wasser zu einer Miterwärmung der untersten Schicht (auf etwa 35°C), was diese für einen künftigen Solareintrag unzugänglicher macht.

### Vermessung eines Sommertages

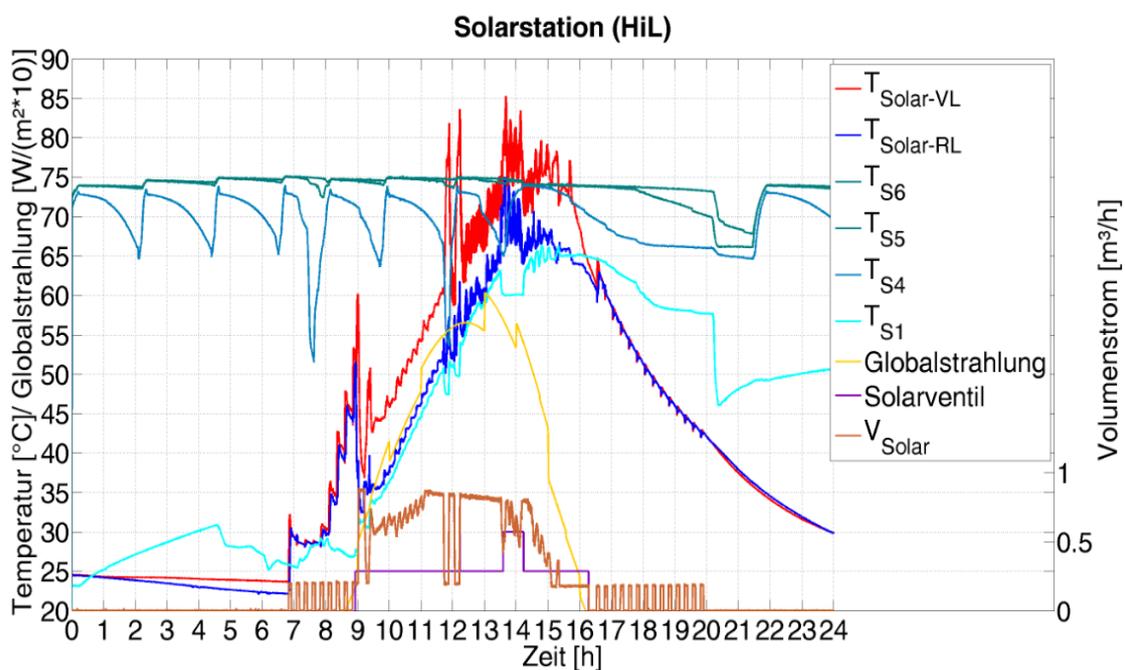


Abbildung 3.32: Temperaturen und Volumenströme für die Solaranlage (Prüfstands-Sensoren für  $T_{\text{solar-VL}}$  und  $T_{\text{solar-RL}}$  am Solaremulator)

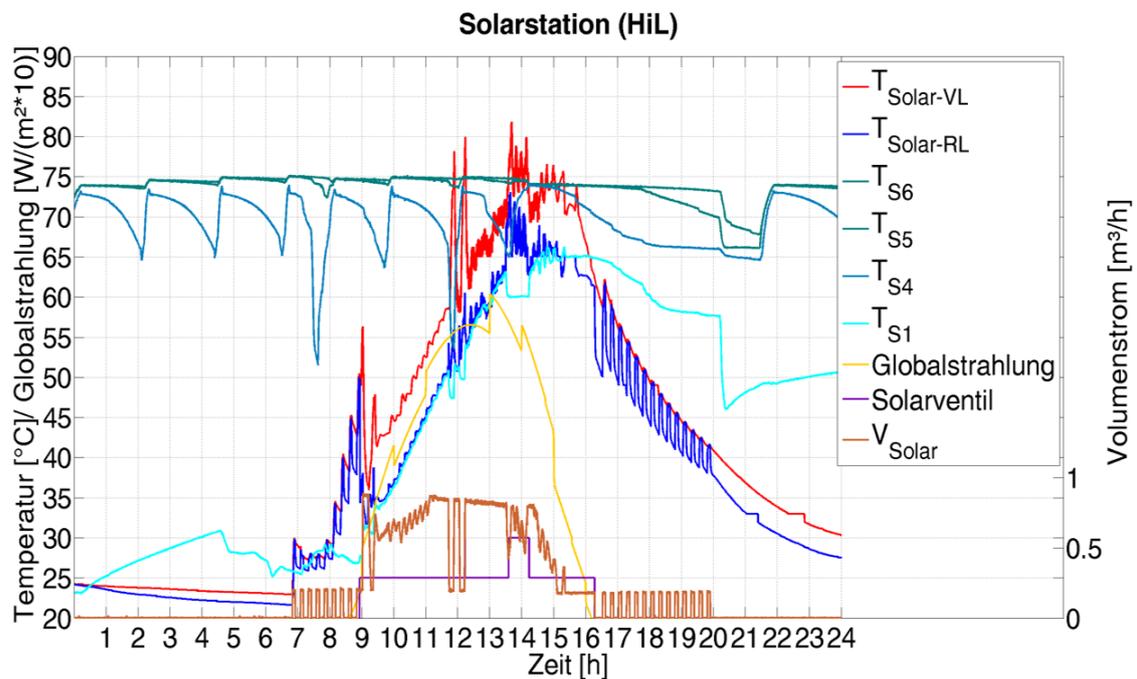


Abbildung 3.33: relevante Temperaturen und Volumenströme für die Solaranlage (Hersteller-Sensoren für  $T_{\text{Solar-VL}}$  und  $T_{\text{Solar-RL}}$  in der Solarstation)

In Abbildung 3.32 und Abbildung 3.33 sind Temperaturen und Volumenströme der Solarstation zu sehen, wobei Abbildung 3.32 mit den Prüfstands-Sensoren für  $T_{\text{Solar-VL}}$  und  $T_{\text{Solar-RL}}$  aufgenommen wurde und in Abbildung 3.33 die Hersteller-Temperatur Sensoren in der Solarstation zum Vergleich zu sehen sind. Die Prüfstands-Sensoren zeigen 2-3 Kelvin höhere Temperaturen als die Herstellersensoren. Dies ist auf Leitungsverluste vom Kollektorkreis zur Solarstation zurückzuführen, auch können Genauigkeitsunterschiede eine Rolle spielen. Da bei echten Solaranlagen noch höhere Leitungsverluste zu erwarten sind, ist eine Messung direkt an der Solarstation zu bevorzugen.

Der Parameter „Solarventil“ (lila) entsteht aus dem Solar- und Pufferkreisumpensignal, sowie aus dem Stellsignal des Solarventils und gibt Auskunft, ob oben oder unten im Speicher solar eingespeist wird. Dabei steht ein Wert von 0 für „keine solare Einspeisung“, 25 für „Einspeisung findet in die unterste Speicherschicht statt“ und 30 steht für „Einspeisung in die obere Speicherschicht“.

Durch die Messung der Solartemperatur per „Pumpenkick“ der Kollektorkreispumpe alle 10 Minuten schaltet die Solarkreispumpe im Vergleich zu klassischen Methoden verzögert.

In Abbildung 3.32 ist zu erkennen, dass ab kurz vor neun Uhr das Solarangebot groß genug ist. Es findet eine Einspeisung in den unteren Speicherbereich statt, die um ca. 16:15 Uhr endet. Um ca. 13:40 Uhr findet eine Umschaltung des „Solarventils“ statt, so dass für ca. 30 Minuten in den oberen Speicherbereich eingespeist wird. Unklar ist, wie die Solaranlage regelt, in

Abbildung 3.34 und Abbildung 3.35 lassen sich jedoch Rückschlüsse auf die ein- und ausschaltenden Temperaturdifferenzen ziehen. Dabei werden vor allem die Hersteller-Temperatursensoren für Vor- und Rücklauf auf der Solarkreisseite, sowie für Vor- und Rücklauf auf der Pufferseite herangezogen.

Die Temperaturdifferenz zwischen dem untersten gemessenen Temperatursensorniveau (TS1) und dem Vorlauf des Solarkreises beträgt zu Beginn der Einspeisung um kurz vor neun Uhr ca. 23 Kelvin, was sehr hoch ist und ggf. solares Potential ungenutzt lässt. Es findet vor der eigentlichen Einspeisung keine Umwälzung auf der Pufferkreisseite statt, (erkennbar an den Temperaturen auf Pufferkreisseite in Abbildung 3.34) So beginnt die Solarstation die Temperaturmessung der unteren Puffer-Speicherschichten in der Solarstation erst bei Solarbelastung - oder nutzt den Hersteller-Temperatursensor am Speicher. Dieser Sensor ist aber nicht auf Höhe des Rücklaufanschlusses zur Solarstation angebracht, sondern höher (auf TS2-Niveau) platziert, sodass hier solares Potential ungenutzt bleibt. Abbildung 3.34 zeigt, dass die RL-Temperaturen des Pufferkreises (grünbraun) zu Beginn der Einspeisung auf ein Niveau ähnlich TS1 fallen, dann jedoch während der Einspeisung stets 4-5 Kelvin unter TS1 Niveau bleibt (Ungenauigkeiten der Hersteller-Sensoren außer Acht gelassen). Also muss es einen noch niedrigeren oder kühleren Speicherbereich geben, aus welchem dann der Rücklauf zur Solarstation kommt.

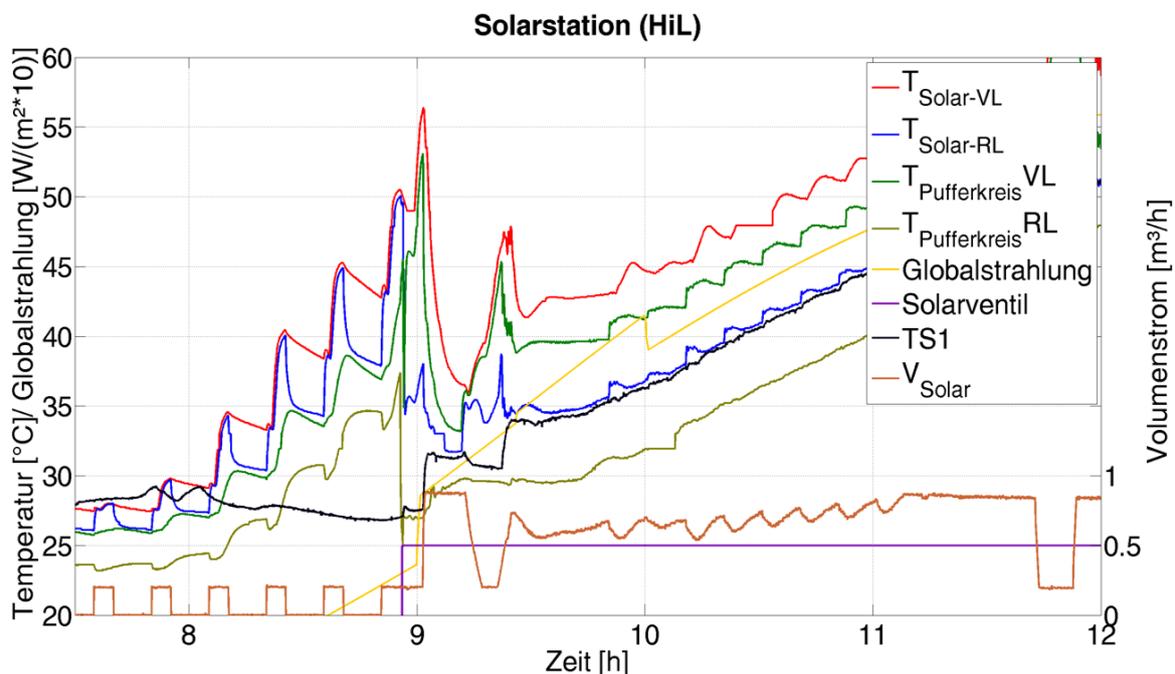


Abbildung 3.34: Temperaturen und Volumenströme der Solarstation zu Beginn der solaren Einspeisung

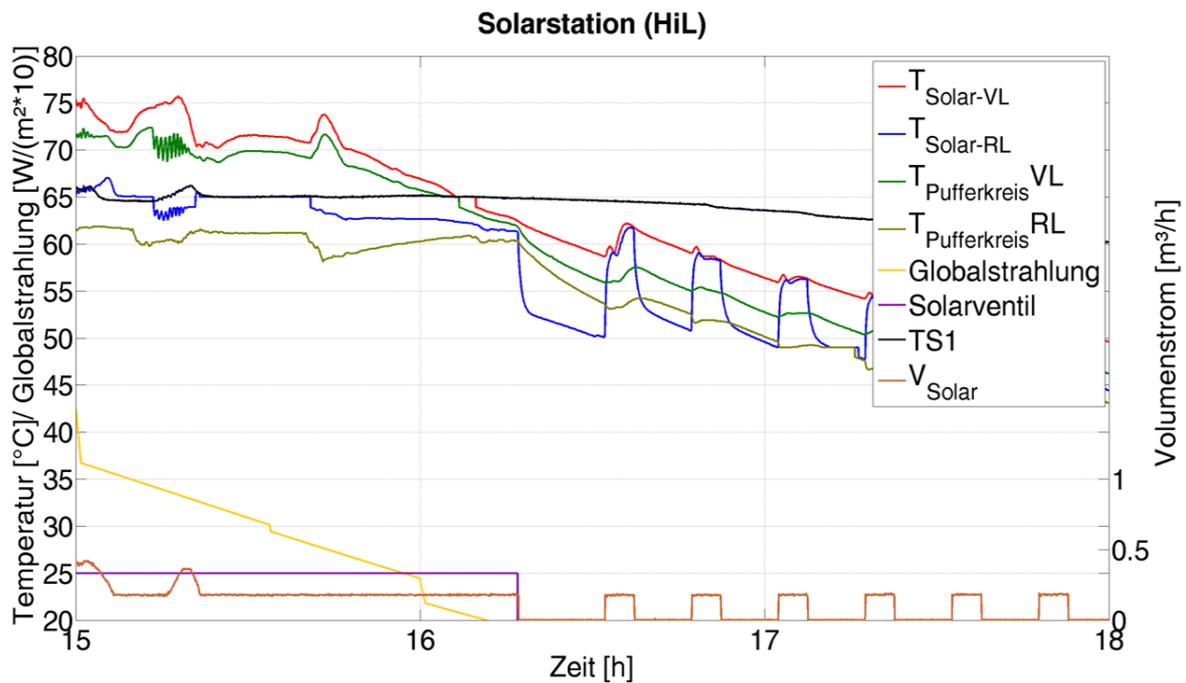


Abbildung 3.35: Temperaturen und Volumenströme der Solarstation am Ende der solaren Einspeisung

Am Ende der Einspeisung (Abbildung 3.35), um etwa 16:20 Uhr beträgt die Temperaturdifferenz der untersten Speicherschicht TS1 zum Solarkreis-VL etwa minus 3 Kelvin und zum Pufferkreis-VL etwa minus 3,5 Kelvin. Dennoch wird Energie in den Speicher eingetragen, da die Differenz zwischen Pufferkreis Vor- und Rücklauf am Ende minimal ca. zwei Kelvin beträgt – auf dieser Temperaturdifferenz beruht also anscheinend die Abschaltung der der Pufferkreispumpe.

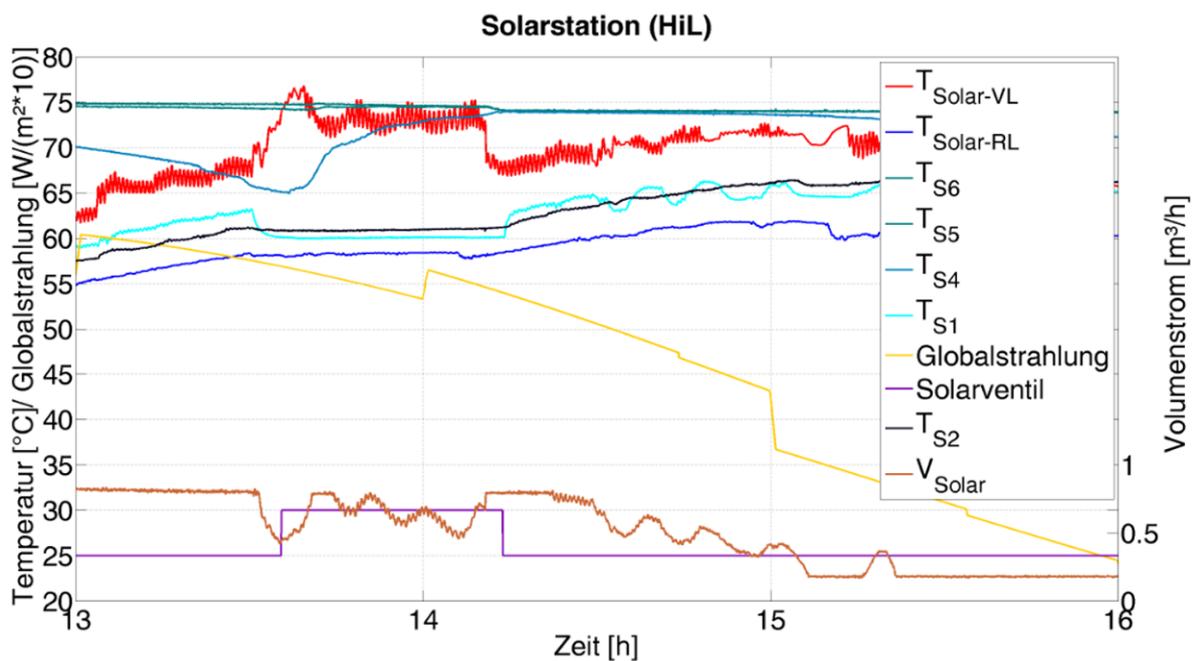


Abbildung 3.36: Temperaturen und Volumenströme für die Solaranlage, Einspeisung in die obere Speicherschicht

Die Solarstation kann umschalten, um oben am Speicher (rel. Höhe: 1) einzuschichten. In Abbildung 3.36 ist um 13:30 Uhr die Umschaltung des Solarstations-Ventils (lila) auf die obere Speicherschicht (TS4 rel. Höhe = 0,6 und TS5 rel. Höhe = 0,75) zu erkennen, genau in dem Moment, indem die Solarvorlauf-Temperatur (rot) die Temperatur des Speichers oben TS6 (rel. Höhe = 0,85) überschreitet.

Interessanterweise wird der letzte Anstieg der Solar-VL-Temperatur kurz vor 13:30 Uhr dabei von der Regelung selber erzeugt: durch ein Verringern des Solar-Volumenstroms (braun). Während der weiteren Beladung des oberen Speicherteils sorgt die ständige Anpassung des Solar-Volumenstroms (durch die Solarregelung) für eine ausreichend hohe Solarvorlauf-Temperatur. Ab 14:15 wird der Speicher wieder unten beladen.

### **Fazit Solarregelung:**

Die Temperaturdifferenz zwischen dem untersten gemessenen Temperatursensor-Niveau (TS1) und dem Vorlauf des Solarkreises ist am gemessenen Typtag mit 23 K sehr hoch. Da bei den Pumpenkicks die Pufferkreisseite der Solarstation nicht auch mitumgewälzt wird, muss davon ausgegangen werden, dass die Messung der Speichertemperatur zur Solarbeladung anhand des Herstellersensors auf Höhe von TS2 (rel. Höhe: 0,37) stattfindet. Da dieser Sensor nicht auf Höhe des Rücklaufs zum Solarwärmetauscher angebracht ist, bleibt hier solares Potential ungenutzt.

Bei Einspeisung in den oberen Speicherbereich wird die Solarpumpe so moduliert, dass eine „sinnvolle“ Mindesttemperatur im Solarvorlauf eingehalten wird.

Betrachtung der Frischwasserstation, Volumenströme und Temperaturen:

Abbildung 3.37 zeigt Volumenströme und Temperaturen der Frischwasserstation an einem Sommertag ohne (störenden) Heizbetrieb, sowie die Speichertemperaturen. Dort ist zu sehen, dass die gewünschte Warmwassertemperatur von 60°C (rot) während der Zapfung gut erreicht wird.

Nachteilig an der Anbindung der Frischwasserstation ist die Erwärmung des unteren Pufferbereichs durch den Rücklauf von der Frischwasserstation.

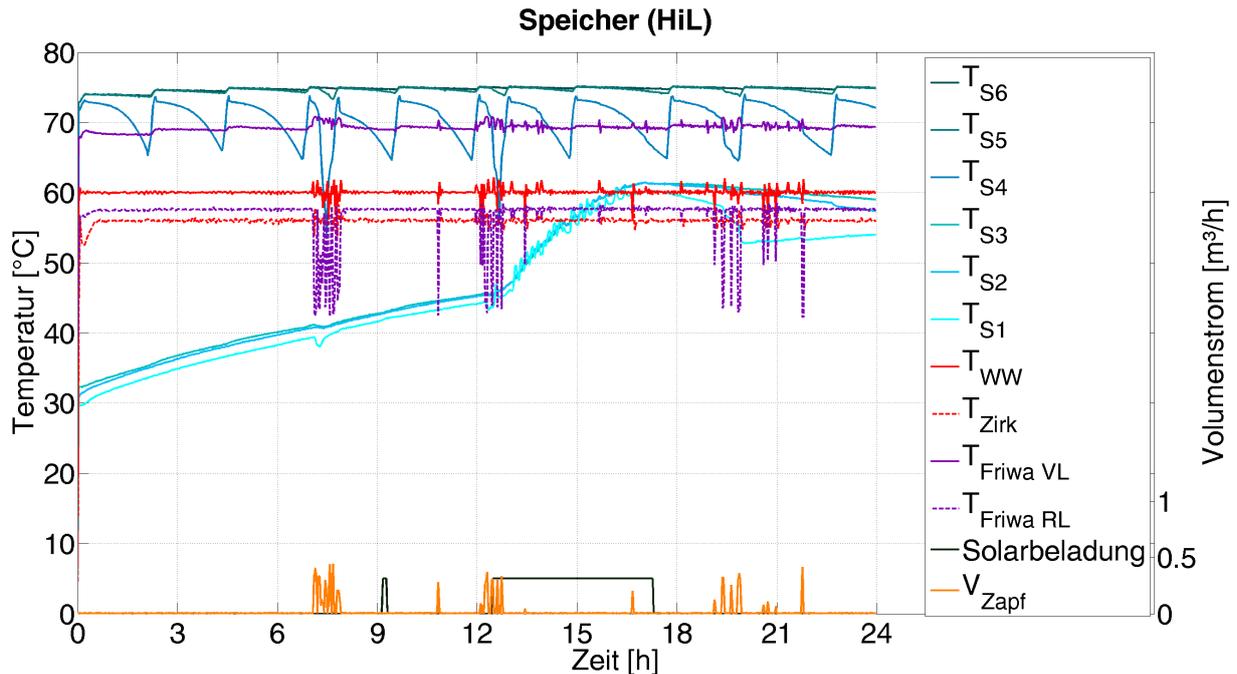


Abbildung 3.37: Messdaten zu Frischwasserstation und Speicher, der Frischwasserstations-Rücklauf erwärmt den Speicher unten

Von 0:00 Uhr bis 12:30 Uhr ist der Anstieg der unteren drei Speichertemperaturen (türkis) von 30 auf 45°C ausschließlich auf den durchgehenden Zirkulationsbetrieb zurückzuführen. Die Frischwasserstation erhält Wasser aus dem Puffer und der Rücklaufbeimischung mit knapp 70°C (lila) und erwärmt damit das TWW (rot) auf 60°C. Die Zirkulation (rot gestrichelt) fließt mit ca. 56°C zur Frischwasserstation zurück und sorgt so für Rücklauftemperaturen von der Station zum Speicher von ca. 58°C (lila gestrichelt). Dadurch wird der untere Teil des Pufferspeichers ständig aufgeheizt.

Nur während der TWW-Zapfungen ( $V_{Zapf}$  in orange) sinkt die Rücklauftemperatur von der Frischwasserstation zum Speicher durch das eintretende Kaltwasser von 56°C auf ca. 40°C (z.B. zwischen 7 und 8 Uhr und 12 und 13 Uhr).

Um 12:30 Uhr startet die Solarbelastung (schwarz) und lädt den unteren Speicherteil weiter auf. Die vorherige Erwärmung des unteren Speicherteils ist nachteilig für den Solarertrag. Lösungen wären beispielsweise:

- eine kürzere Zirkulations-Laufzeit, zulässig ist die Reduzierung auf 16 Stunden pro Tag /13/,
- eine geschichtete Einspeisung des Rücklaufs der Frischwasserstation in den Speicher per Ventilumschaltung oder Schichtspeicher,
- ein separater Zirkulations-Nachheiz-Wärmetauscher oder
- ein kleiner nachgeschalteter monovalenter TWW-Speicher, in den die Zirkulation einströmt.

Die letzten beiden Lösungen wurden als Hydraulik-Alternativen auch im Labor des ISFH und die anderen per Simulation untersucht.

### Massebehaftete Vorwärmung

Ein Lösungsansatz für die nicht optimale Zirkulationseinbindung in Konzept 1 wurde auf dem Prüfstand umgesetzt: eine „massebehaftete Vorwärmung“. Dabei wird der Rücklauf der Frischwasserstation nicht direkt in den unteren Teil des Pufferspeichers geführt, sondern zuerst durch einen kleinen zusätzlichen Vorwärm-Speicher mit Kaltwasser. Über einen Wärmetauscher wird die Wärmeenergie des Rücklaufs der Frischwasserstation auf das Kaltwasser im Vorwärm-Speicher übertragen.

Die Vorteile sind:

- Der Puffer wird unten möglichst kühl gehalten, was sich positiv auf den Kollektorkreisertrag auswirkt.
- Bei Trinkwarmwasser-Zapfung fließt kein 10-gradiges Kaltwasser, sondern vorgewärmtes Kaltwasser aus dem Vorwärm-Speicher in die Frischwasserstation (Abbildung 3.38). Dies verkürzt deren Reaktionszeit und erhöht den Komfort.

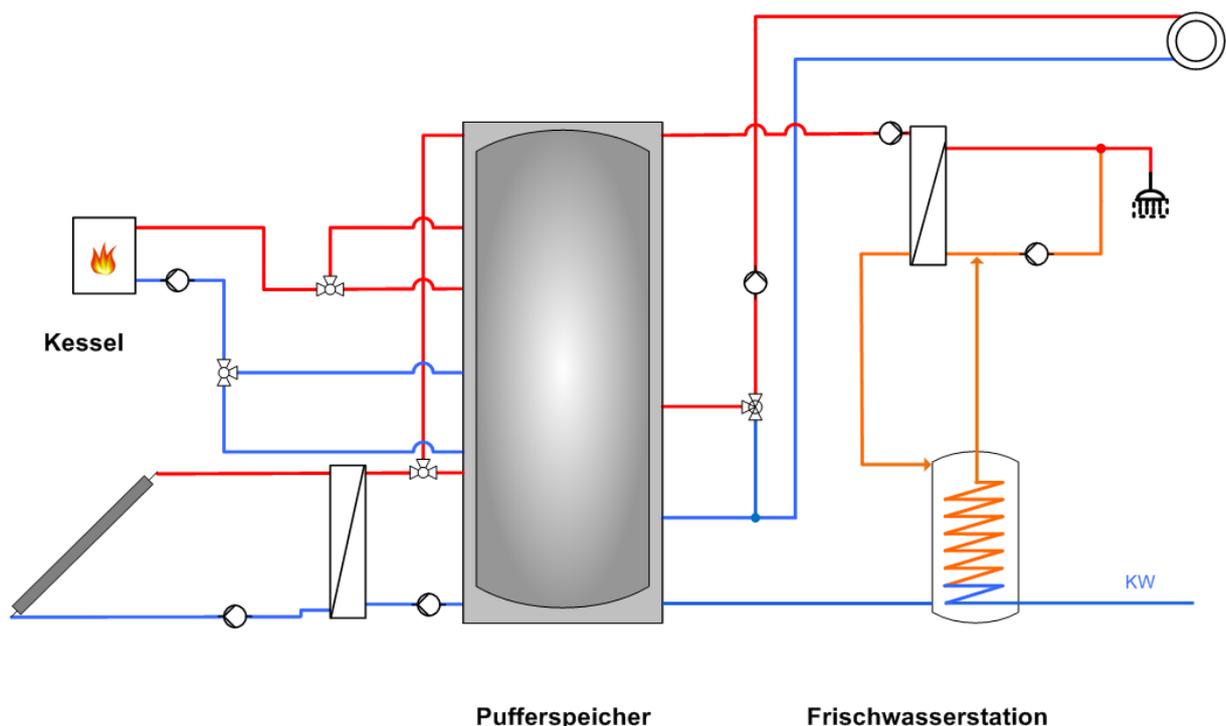


Abbildung 3.38: Schema der massebehafteten Vorwärmung

Die Ergebnisse zeigen aber auch, dass der Vorwärm-Speicher wegen der hohen Zirkulationstemperatur von ca. 55°C sehr gut gedämmt werden muss, da ansonsten sehr hohe Wärmeverluste die Vorteile aufwiegen.

Optimiert wurde das System per Simulation, siehe Kapitel 3.3.1.3.

### 3.3.1.3 Analyse des Simulationsmodells

Durch eine Absenkung der Rücklauftemperatur der Frischwasserstation oder durch eine temperaturgeschichtete Einspeisung des Rücklaufs der Frischwasserstation in den Pufferspeicher kann das Konzept 1 energetisch verbessert werden. Diese Maßnahmen bewirken eine Verbesserung der Temperaturschichtung des Pufferspeichers und verhindern, dass unnötig lange größere Mengen konventionell erzeugter Energie in den Solarbereich des Pufferspeichers eingespeist werden und so den Solarertrag reduzieren. Mögliche Maßnahmen zur temperaturgeschichteten Einspeisung sind beispielsweise ein Umschaltventil, oder separate Wärmetauscher für Zirkulation und Zapfung.

Eine Absenkung der Rücklauftemperatur der Frischwasserstation kann durch die sogenannte massebehaftete Vorwärmung erfolgen. Bei der massebehafteten Vorwärmung wird das Temperaturniveau des Rücklaufs der Frischwasserstation zum Pufferspeicher durch das Kaltwasser abgesenkt. Hierbei wird die Absenkung über einen kleinen Speicher mit einem internen Wärmetauscher realisiert.

Alternativ kann die massebehaftete Vorwärmung auch durch einen internen Wärmetauscher im Pufferspeicher umgesetzt werden. Hierbei wird durch das Kaltwasser dem Solarbereich des Pufferspeichers Wärme entzogen, sodass der Solarertrag erhöht werden kann. Die Variante der massebehafteten Vorwärmung mit internem Wärmetauscher im Pufferspeicher ist in Abbildung 3.39 dargestellt. Die Schaltung der massebehafteten Vorwärmung hat den Vorteil, dass sie im Gegensatz zu den o.g. Maßnahmen der temperaturgeschichteten Einspeisung keine zusätzliche Regelung und Pumpen oder Ventile benötigt. Einzig ein interner Wärmetauscher mit ausreichender Leistung wird benötigt.

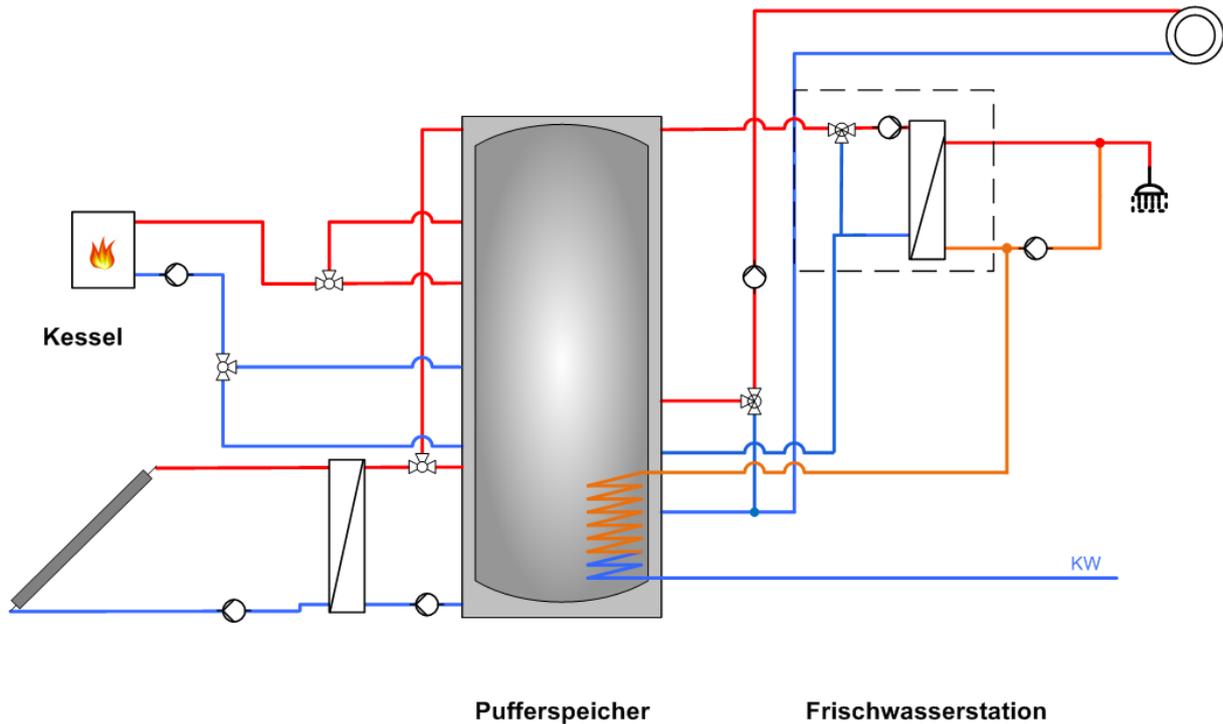


Abbildung 3.39: Konzept 1 mit massebehafteter Vorwärmung (interner Wärmetauscher)

In Abbildung 3.40 wird der solare Mehrertrag und die Endenergieeinsparung der beiden Varianten der massebehafteten Vorwärmung und der Variante mit separaten Wärmetauschern für Zirkulation und Zapfung in Relation zum Referenzsystem miteinander verglichen. Der Vergleich bezieht sich auf die Ergebnisse der zentralen Jahressimulation und als Referenzsystem dient das hydraulische Konzept 1 ohne Maßnahmen zur temperaturgeschichteten Einspeisung des Rücklaufes der Frischwasserstation.

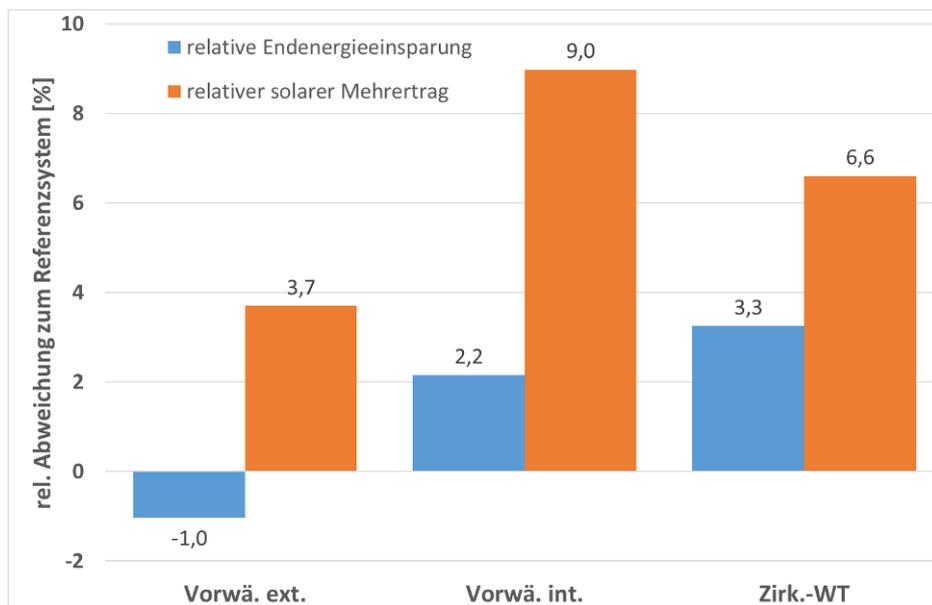


Abbildung 3.40: solarer Mehrertrag und Endenergieeinsparung in Relation zum Referenzsystem

Alle drei Varianten erzielen einen höheren relativen solaren Mehrertrag in Relation zum Referenzsystem. Den höchsten relativen solaren Mehrertrag mit 9,0 % erzielt dabei die massebehaftete Vorwärmung mit einem internen Wärmetauscher im Pufferspeicher. Im Gegensatz dazu erreicht die externe massebehaftete Vorwärmung nur einen um 3,7 % erhöhten relativen solaren Mehrertrag. Die Variante mit jeweils einem separaten Wärmetauscher für Zirkulation und Zapfung erzielt einen um 6,6 % erhöhten solaren Mehrertrag und liegt damit zwischen den beiden Varianten der massebehafteten Vorwärmung. Der Endenergiebedarf als entscheidende Größe wird durch die Maßnahmen bei der internen massebehafteten Vorwärmung bzw. bei der Variante mit einem separaten Wärmetauscher für Zirkulation und Zapfung reduziert. Bei der internen massebehafteten Vorwärmung liegt die relative Endenergieeinsparung bei 2,2 % und bei der Variante mit separaten Wärmetauschern bei 3,3 %. Neben dem solaren Mehrertrag ist ein weiterer Grund für die Verbesserung des Endenergiebedarfs die Güte der Temperaturschichtung des Pufferspeichers, da diese den Thermenwirkungsgrad mitbeeinflusst. Die externe massebehaftete Vorwärmung hingegen weist mit einer relativen Endenergieeinsparung von – 1,0 % einen erhöhten Endenergiebedarf im Vergleich zum Referenzkonzept auf. Diese Variante benötigt also mehr Endenergie als die Referenz, weil die zusätzlichen Wärmeverluste (0,5 MWh/a) des 110 Liter Speichers und seiner Verrohrung den Zugewinn im Solarertrag überwiegen.

Anhand des Vergleichs der am HiL-Teststand gemessenen Tage mit der Simulation wurde das Modell validiert, als Beispiel zeigen Abbildung 3.41 und Abbildung 3.42 einen Wintertag.

Die Linien in türkis sind die Speichertemperaturen von unten (TS1) bis oben (TS6). Die Speichertemperaturen im unteren (TS1 und TS2) und oberen Bereich (TS5 und TS6) in Experiment und Simulation liegen gut übereinander. Auch die mittige Temperatur TS4 (dritte Temperaturkurve von oben), die wesentlich von der TWW-Nachheizung abhängt, wird in der Simulation nur teilweise ungenau abgebildet, wie beim starken Temperaturabfall (am Prüfstand) um 12 Uhr. Grund hierfür ist, dass die an der realen Anlage verwendete Regelung für die TWW-Nachheizung unbekannt ist und in der Simulation stattdessen eine konstante Schalthysterese angenommen wird. Die Unterschiede im Temperaturverlauf von TS3 (dritte Temperaturkurve von unten) erklären sich durch nicht modellierte Speichereinbauten.

Die orange Temperatur ist die Solltemperatur. Bei Heizungsbetrieb der Therme entspricht sie der Heizungs-Vorlauf-Solltemperatur und errechnet sich abhängig von der Außentemperatur aus der am Heizungsregler eingestellten Heizkurve. Im Trinkwarmwasser-Betrieb entspricht sie der Vorlauf-Solltemperatur der Therme mit ca. 75°C.

Heizungs-Vorlauf und -Rücklauf sind rot ( $T_{HZ-VL}$ ) und rot gestrichelt ( $T_{HZ-RL}$ ) gekennzeichnet. Deren Verläufe aus HiL-Messung und Simulation passen bereits gut zusammen. Auch die Therme schaltet pro Tag ähnlich oft. Bei jedem Umschalten in den TWW-Betrieb fällt die Heizungsvorlauftemperatur ab.

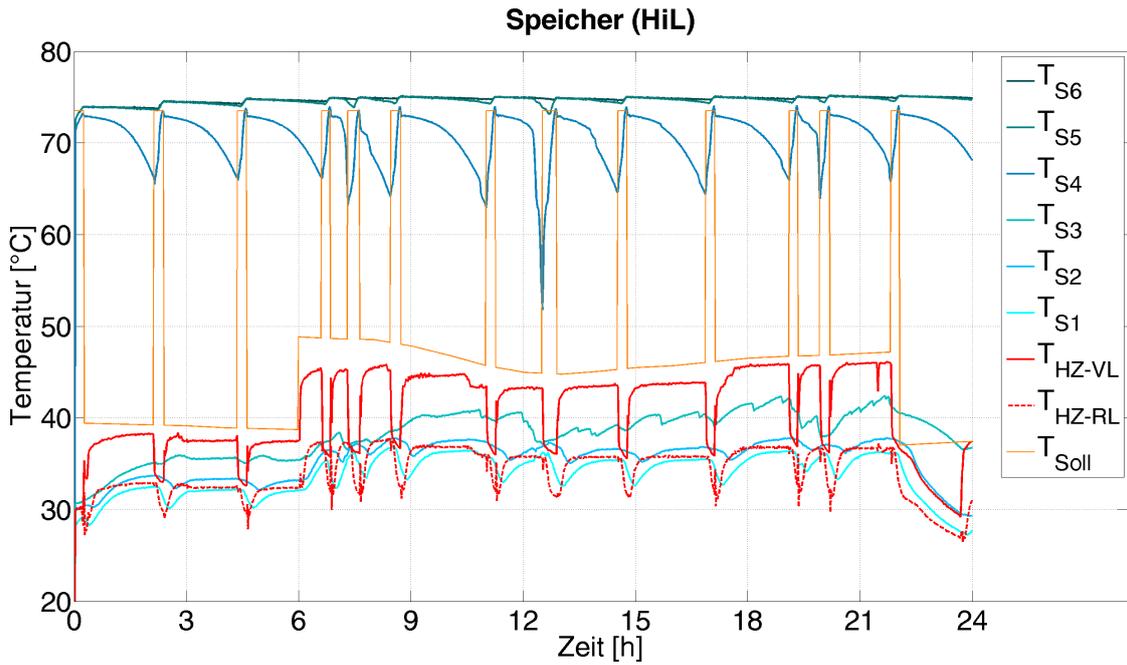


Abbildung 3.41: Messdaten vom HiL-Teststand zu Heizung und Speicher zur Hydraulik „Heizungspuffer mit Frischwasserstation“

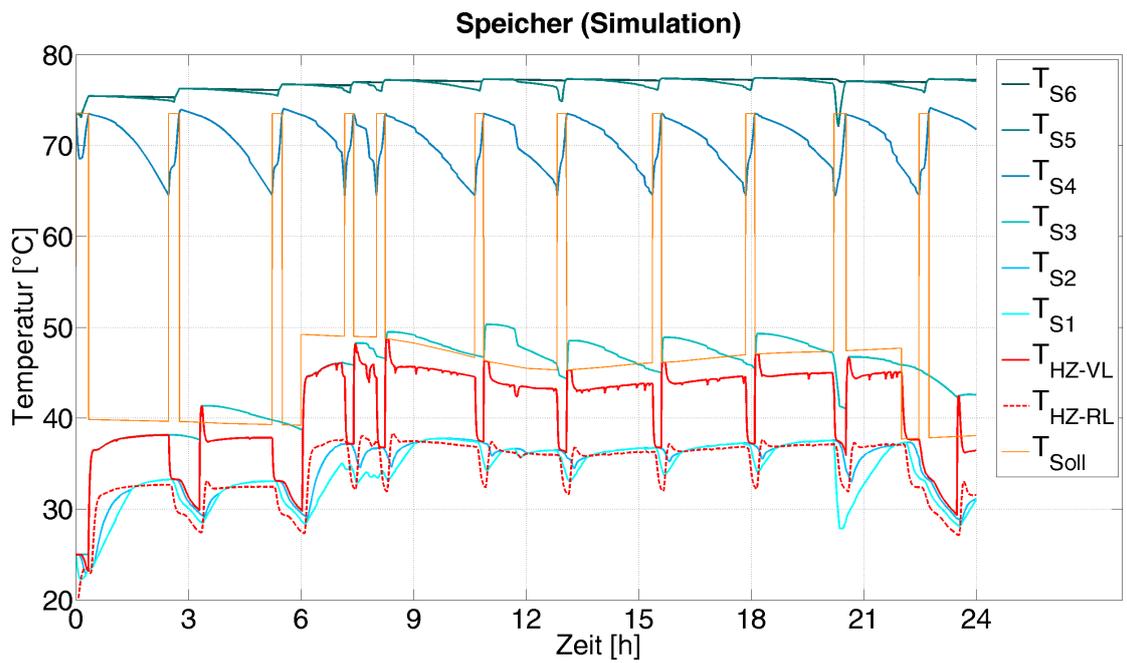


Abbildung 3.42: Simulationsergebnisse zu Heizung und Speicher zur Hydraulik „Heizungspuffer mit Frischwasserstation“

### 3.3.2 Anlage zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmeübertrager

#### 3.3.2.1 Vorstellung

Bei dieser Herstelleranlage handelt es sich um ein zentrales 4-Leiter-System mit bivalentem Heizungspuffer und Frischwasserstation mit zusätzlichem Zirkulationswärmeübertrager sowie als Besonderheiten eine solare Ladelanze. Kessel- und Heizkreisrücklauf teilen sich einen gemeinsamen Speicheranschluss.

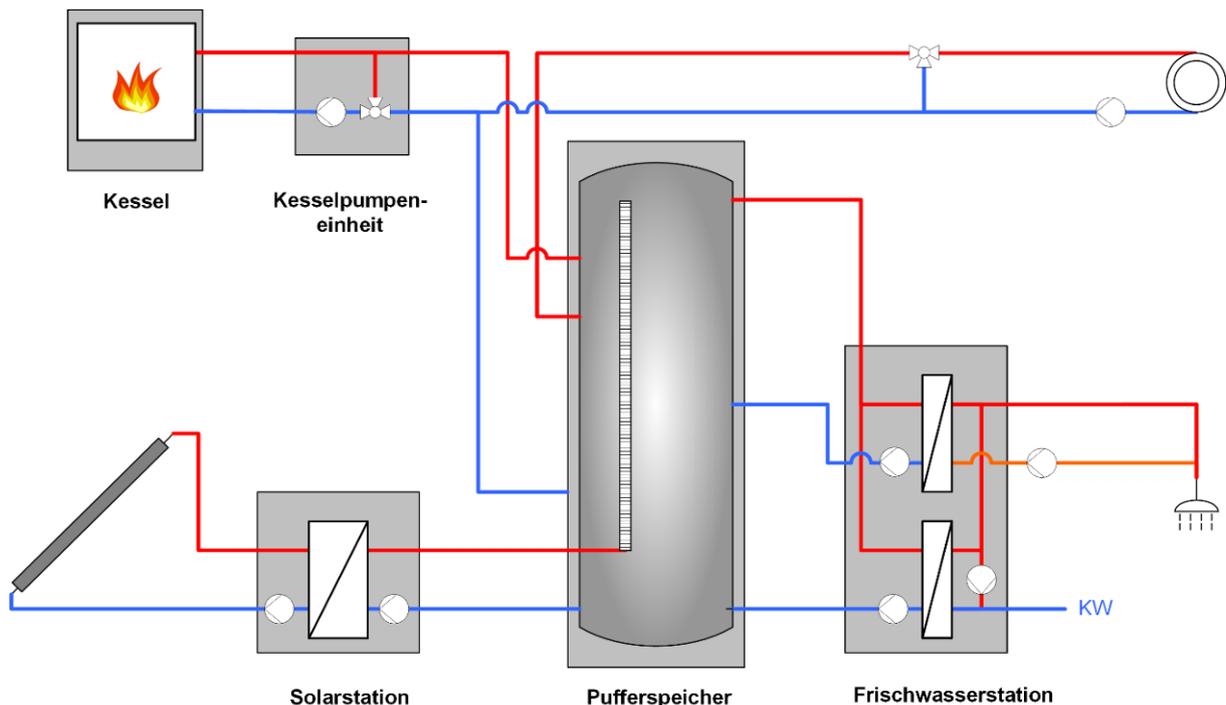


Abbildung 3.43: Vereinfachtes Hydraulikschema der Anlage zu Konzept 1 mit solarer Ladelanze und Zirkulationswärmeübertrager

Eine zweite untersuchte Variante dieses Konzepts 1 mit Zirkulationswärmetauscher stellt eine Anlage mit solarer Ladelanze, Zirkulationswärmeübertrager und Legionellen-Ultrafiltrationsmodul dar. Letzteres sorgt für eine mechanische Legionellendezimierung durch Filterung. Hierdurch ist es möglich, die Vorlauftemperatur des Trinkwarmwassers am Ausgang der Frischwasserstation auf 47 °C abzusenken. Von diesem Modul abgesehen, ist die hydraulische Verschaltung der Anlage identisch zu der in Abbildung 3.43. Das Ultrafiltrationsmodul wird im Zirkulationsrücklauf (orangefarbige Leitung) eingebaut.

#### Komponenten

Als Kessel wird eine Gasbrennwerttherme eingesetzt mit einer modulierenden Leistung von 14,3 – 49,9 kW (50 °C/30 °C). Die Kesselpumpeneinheit besteht aus einer drehzahlgeregelten Pumpe zur Kesselbeladung und einem Mischventil zur Temperaturdifferenzbegrenzung der Gastherme. In der Solarstation ist ein externer Wärmetauscher verbaut und je eine drehzahlgeregelte, primäre und sekundäre Solarkreispumpe. Die Solarstation ist ausgelegt für eine Kollektorfläche bis 20 m<sup>2</sup> und

regelt über einen Kollektortemperaturfühler. Der Solarpufferspeicher besitzt ein Volumen von 908 l und hat die Energieeffizienzklasse C. Intern ist er mit einer vertikalen Schichtladelanze für die Solarwärme ausgestattet. In der Frischwasserstation sind zwei Wärmeübertrager und deren primärseitige drehzahlgeregelten Hocheffizienzpumpen verbaut. Der eine Wärmeübertrager erwärmt im Durchfluss bei Trinkwarmwasserzapfungen das Kaltwasser (KW) aus dem Trinkwassernetz und der Andere erhitzt den Zirkulationsrücklauf. Für die Station wird eine maximale Zapfleistung von 40 l/min bei (60 °C/10 °C) angegeben. Außerdem wird eine Zirkulationspumpe verbaut. Die Anlage hat einen zentralen Regler, in dem die Regelung der Frischwasserstation, die Heizungsregelung, die Solarregelung und auch die Kesselansteuerung über eine Temperaturvorgabe übernommen wird.

### **3.3.2.2 Typtageanalyse**

Für die Typtag-Randbedingungen wird Konfiguration 4 aus Tabelle 3-6 verwendet. Das heißt, die Wärmezentrale versorgt ein saniertes Mehrfamilienhaus mit 16 WE und deckt einem Trinkwarmwasserverbrauch von 880 l/d. Der Heizwärmebedarf beträgt 38,2 kWh/m<sup>2</sup>a und die Wärmezentrale wird von einer 20 m<sup>2</sup> großen thermischen Solaranlage unterstützt.

Es wurden alle 6 repräsentativen Typtage der Clusteranalyse ohne Extremwettertage untersucht.

Zuerst wird die qualitative und quantitative Validierung des Simulationsmodells dokumentiert. Anschließend werden die Ergebnisse der funktionalen Untersuchung der realen Anlage beschrieben.

### **Analyse des Simulationsmodells**

Im ersten Schritt werden die Typtags Simulationsdaten an die Messdaten des ersten HiL-Labortests angepasst. Das so für die Realanlage parametrisierte Simulationsmodell wird mit allen weiteren Typtagsmessungen qualitativ verglichen. Das bedeutet, es wird kontrolliert, ob die simulierten Datenverläufe den realen Verlauf abbilden. In den folgenden Abbildungen sind beispielhaft für die Anlagenvariante mit Ultrafiltrationsmodul die Temperatur- oder Massenstromverläufe der HiL-Messung (Mess) mit durchgezogener Linie und Typtagsimulation (Sim) mit gestrichelter Linie zum Vergleich abgebildet.

In Abbildung 3.44 sind die Temperaturverläufe auf verschiedenen Höhen des Pufferspeichers für den gesamten Typtag „Sonniger Sommertag“ dargestellt. Alle Temperaturen der Messung werden von ihrem Verlauf her gut von den simulierten Temperaturen wiedergegeben mit einer Abweichung um bis zu circa vier Kelvin.

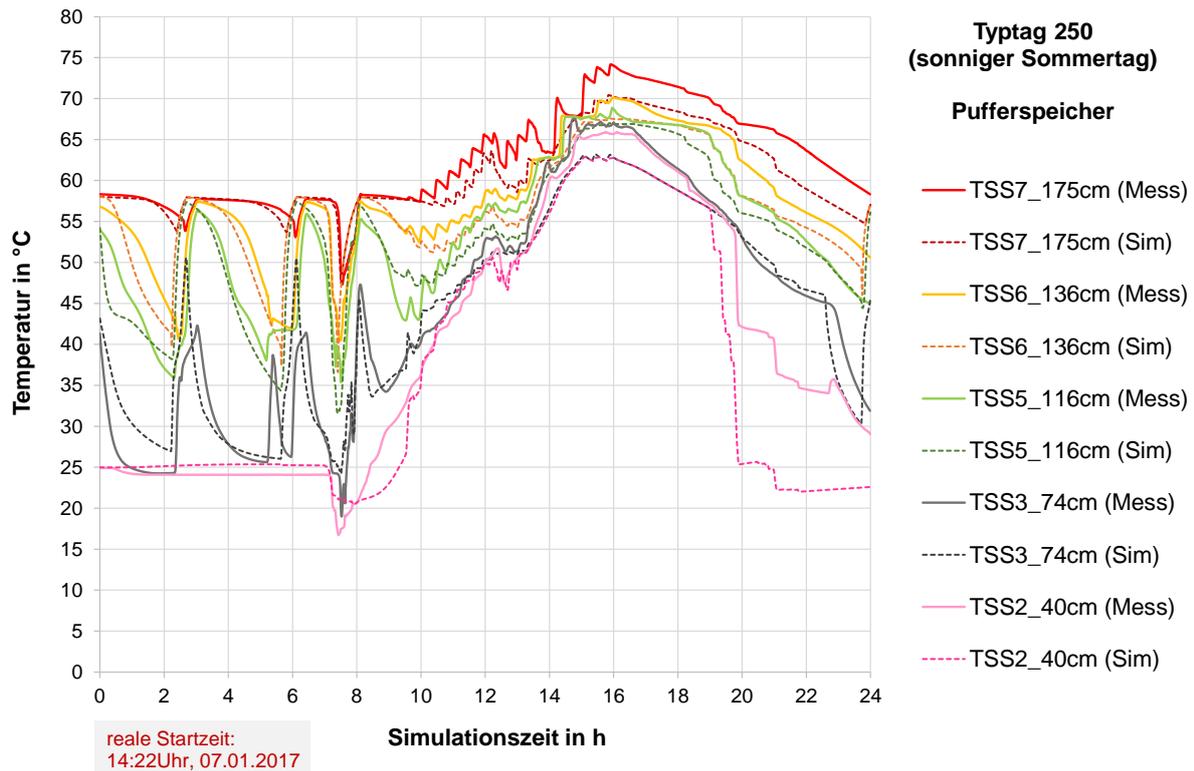


Abbildung 3.44: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Pufferspeicher der Anlage zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmetauscher und Ultrafiltrationsmodul für Tyntag „sonniger Sommertag“

Etwas erhöhte Abweichungen ergeben sich nur am Ende des Tages an der untersten Temperaturmessung (40 cm). Die niedrigere simulierte Temperatur im unteren Speicherbereich hängt vermutlich damit zusammen, dass die Simulation in diesem Bereich eine bessere Schichtung der solaren Ladelanze annimmt. Wie an den übrigen Temperaturverläufen zu sehen ist, wird insgesamt gesehen mit den angepassten Simulationsparametern der Ladelanze das Verhalten zur solaren Einschichtung in den Speicher gut wiedergegeben.

Für den gleichen Tyntag werden in Abbildung 3.45 der Massenstrom und die Temperaturverläufe vom Vor- (VL) und Rücklauf (RL) des primären Solarkreises vor der Solarstation abgebildet.

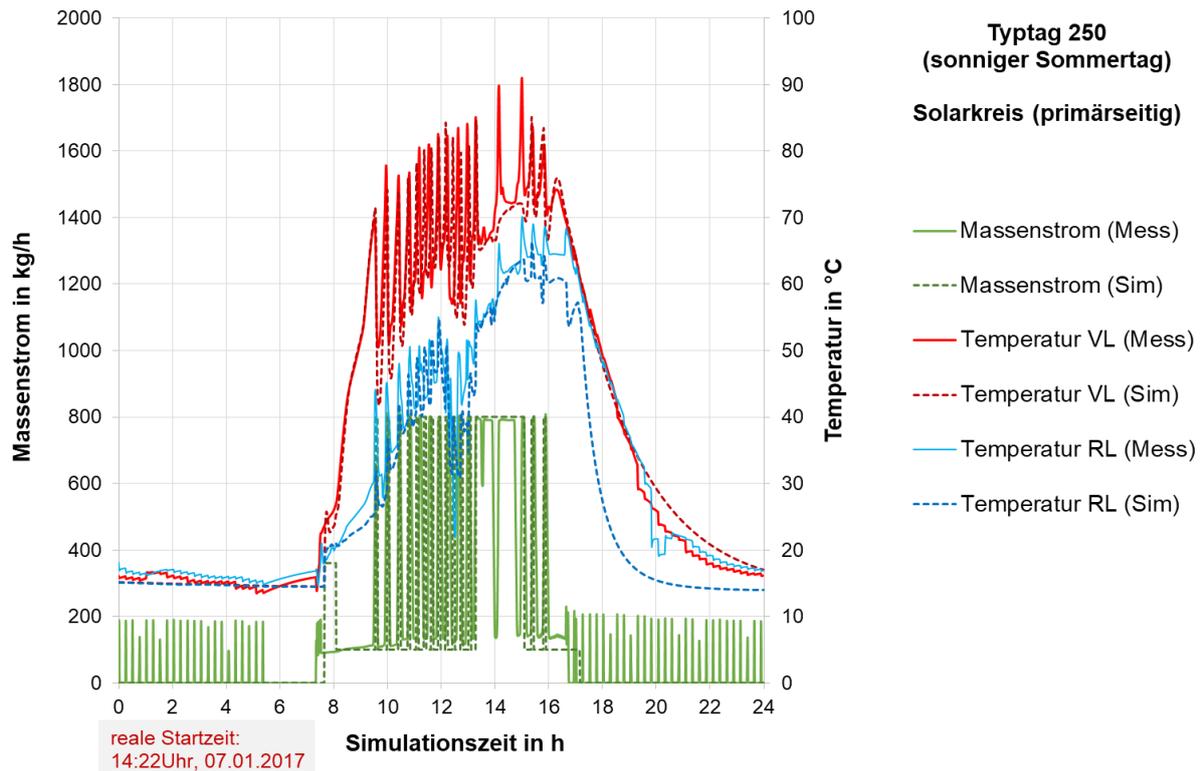


Abbildung 3.45: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Solarkreis der Anlage zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmetauscher und Ultrafiltrationsmodul für Typtag „sonniger Sommertag“

Die gemessenen Temperatur- und Massenstromverläufe werden trotz der hohen Dynamik auch hier durch die Typtagsimulation insgesamt gut wiedergegeben. Das auffällige Verhalten der Solarkreispumpe wird in der funktionalen Analyse behandelt. Die kurzen Pumpenanläufe zwischen 17 und 5 Uhr werden in der Simulation nicht abgebildet. Sie haben keinen signifikanten Einfluss auf die spätere energetische Analyse. Des Weiteren fällt der etwas unterschiedliche Temperaturabfall im Rücklauf nach Abschaltung der Solarkreispumpe auf. Dieser Unterschied entsteht dadurch, dass die Simulation die Auskühlung entsprechend der abgebildeten Rohrleitungen berechnet, am HiL Teststand jedoch die Auskühlung aufgrund der realen Bedingungen am Teststand gemessen wird. Diese Auskühlungseffekte haben keinen signifikanten Einfluss auf die energetische Analyse, da bei Solarpumpenstillstand keine Energiemengen an die Wärmezentrale übertragen werden und die kapazitiven Einflüsse zu den Pumpenstarts minimal sind.

Als letztes Beispiel zum Vergleich der simulierten und gemessenen Temperaturen oder Massenströme ist in Abbildung 3.46 für den Typtag 38 „bedeckter Wintertag“ der Heizkreis abgebildet. Hier ist zu erkennen, dass der gleitende Mittelwert der gemessenen Temperatur- und Massenstromverläufe sehr gut abgebildet wird. Der Massenstrom der drehzahlgeregelten Heizkreispumpe und die Vorlauftemperatur, resultierend aus dem variierenden Heizkreismassenstrom und dem modulierenden Gaskessel, werden in ihrer Dynamik deutlich weniger ausgeprägt simuliert.

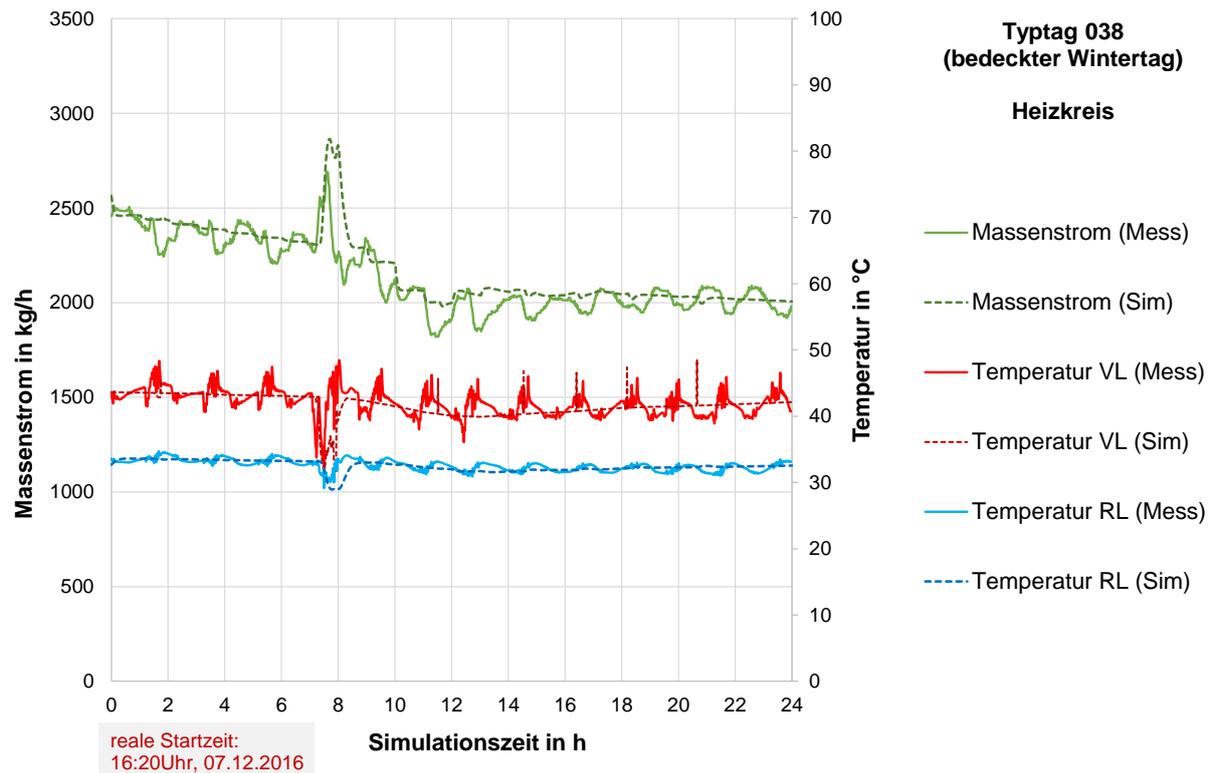


Abbildung 3.46: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Heizkreis der Anlage zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmetauscher und Ultrafiltrationsmodul für Typtag „bedeckter Wintertag“

Zum Abschluss der Validierung des Simulationsmodells wird im Folgenden eine quantitative Analyse der Typtage durchgeführt, um einschätzen zu können, wie sich die Unterschiede in den Simulationsverläufen auf die energetische Analyse auswirken. Dazu werden für jeden Typtag Energiebilanzen für die Wärmezentrale aufgestellt und anschließend summiert über alle Tage wie in Tabelle 3-7 aufgeführt. Hauptkriterium für die Validierung ist dabei der Nutzungsgrad der Wärmezentrale, der das Verhältnis aus Wärmelieferung an das Gebäude zu aufgewendeter Endenergie darstellt (siehe Kapitel 5.2.2 Formel (5-3)). Für das Simulationsmodell der Anlage beträgt der Unterschied zur HiL-Typtagmessung 0,2 % und ist damit als sehr gering anzusehen. Der Absolutwert des Nutzungsgrades der Wärmezentrale ist mit Werten anderer nicht zu vergleichen. Energetische Vergleiche werden mit den Jahressimulationen in Kapitel 7.2 präsentiert.

Tabelle 3-7: Quantitative Modellvalidierung durch Vergleich der kumulierten Energiebilanzen aller HiL-Typtagmessungen und Typtagsimulationen der Anlage zu Konzept 1 mit Zirkulationwärmeübertrager

		<b>Messung</b>	<b>Simulation</b>	<b>absolute Abweichung</b>	<b>relative Abweichung</b>
<b>Kessel</b>	zugeführte Energie Erdgas	1881 kWh	1858 kWh	-23 kWh	-1 %
	abgegebene Nutzwärme Kessel	1771 kWh	1735 kWh	-36 kWh	-2 %
	Kesselnutzungsgrad	94,1 %	93,3 %	-0,8 %-Pkt.	-0,8 %
	Taktzahl	86 -	117 -	31 -	36 %
<b>Solarspeicher</b>	Solarertrag	141 kWh	149 kWh	8 kWh	6 %
	Wärmeverluste Solarstation	-14 kWh	-11 kWh	3 kWh	-19 %
	Wärmeverluste Speicher <sup>4</sup>	-21 kWh	-20 kWh	0 kWh	-1 %
	Wärmeverluste Kesselpumpeneinheit	-22 kWh	-16 kWh	5 kWh	-24 %
	Bilanz Solarspeicher	-22 kWh	-18 kWh	4 kWh	-18 %
<b>Wärme-lieferung</b>	Wärmelieferung an Heizkreis	1417 kWh	1391 kWh	-26 kWh	-2 %
	Wärmelieferung TWW Zapfung	259 kWh	259 kWh	0 kWh	0 %
	Wärmebedarf TWW Zirkulation	202 kWh	205 kWh	3 kWh	1 %
	<b>Nutzungsgrad der Anlage<sup>5</sup></b>	<b>98,7 %</b>	<b>98,9 %</b>	<b>0,2 %-Pkt.</b>	<b>0,2 %</b>

Zusätzlich sind in dieser und der für die anderen Anlagen erstellten Tabellen zur quantitativen Modellvalidierung die Energieflüsse detaillierter aufgeschlüsselt, um zusätzlich Informationen zu erhalten, wie gut Teilbereiche des Systems abgebildet werden. Die Aufschlüsselung variiert je nach Konfiguration der Anlage. Die Taktzahl des Kessels hat eine relativ hohe Abweichung, ist jedoch, wenn man die Abweichung im Kesselnutzungsgrad von unter 1 % hinzuzieht, für die energetische Betrachtung nicht ausschlaggebend. Allgemein sollte die Taktzahl für die Zuverlässigkeit und Langlebigkeit einer Anlage möglichst gering sein. Hier ergeben sich bei der Simulation für diese Bewertung tendenziell niedrigere Angaben als in der Realität. Die trägere simulative Abbildung des Kessels wurde bereits an Abbildung 3.46 festgestellt. Mit circa 20 % liegen die höchsten Abweichungen bei den Energieströmen der Simulation in den Wärmeverlusten von Solarstation und Kesselpumpeneinheit. Absolut betrachtet, betragen die Unterschiede jedoch nur etwa 4 kWh und sind unter Berücksichtigung der im selben Zeitraum der Anlage zu-

<sup>4</sup> Wärmeverluste zwischen Speicher und Frischwasserstation und Heizkreis enthalten

<sup>5</sup> Nutzungsgrad berücksichtigt Pumpenstrombedarf anteilig an Endenergie Gas (0,4 %)

und abgeführten Energien als gering einzustufen. Es ist anzumerken, dass je kleiner die bilanzierten Wärmemengen sind, desto größer wird deren Mess- und Simulationsunsicherheit. So ist auch die absolute Abweichung der Speicherbilanzierung für den Typtag zwischen Simulation und HiL-Messung in Höhe von 4 kWh als gering zu bewerten.

Das Simulationsmodell ist mit den Ergebnissen dieser qualitativen und quantitativen Analyse validiert und kann für die Jahressimulationen verwendet werden.

### **Funktionale Analyse**

Dieses Anlagenkonzept wird vom Hersteller mit einem auszuwählenden Fremdkessel angeboten. Bei der Installation der Anlage stellte sich heraus, dass die Herstellung einer Kommunikation zwischen der vom ISFH gewählten Gastherme und der Anlagenregelung sich als schwierig darstellte. Angesteuert wird die Gastherme über eine Temperaturvorgabe der Anlagenregelung. Diese Schnittstelle zeigt bei der Parametrierung der realen Kesselsteuerung und der Kesselpumpeneinheit eine hohe Komplexität und entsprechende Sensibilität im Regelverhalten.

In Abbildung 3.47 sind die Temperatur- und Strömungsverläufe des Kesselkreises für eine Zeit zwischen 2 und 5 Uhr (Simulationsstunde 2 bis 5) dargestellt, in der eine konstante Heizlastanforderung besteht. Der Kessel startet gegen 3 Uhr und regelt nach einer kurzen Einschwingphase auf eine Vorlauftemperatur (VL, in rot dargestellt) von knapp 50 °C, um im Pufferspeicher die Heizkreisvorlauftemperatur bedienen zu können.

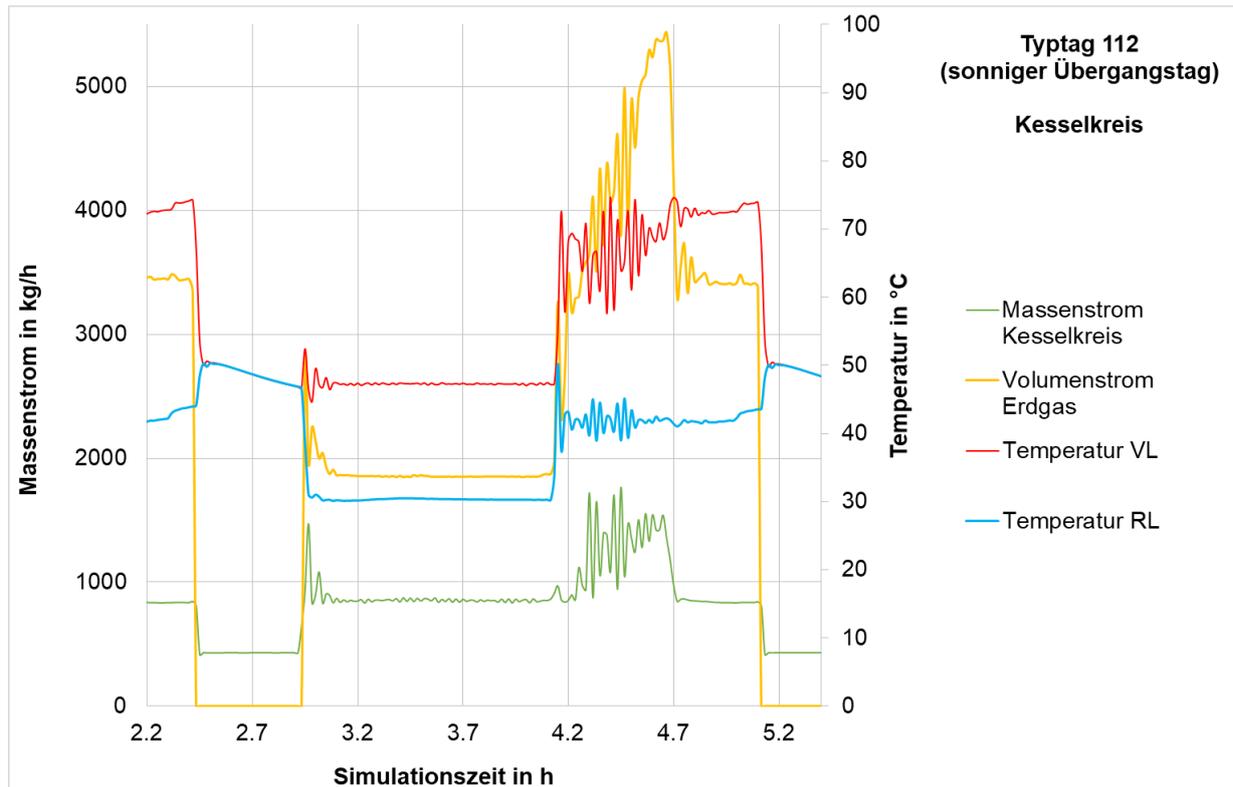


Abbildung 3.47: Messdaten für Typtag „sonniger Übergangstag“ vom Kesselkreis der Anlage zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmetauscher

Kurz nach 4 Uhr versucht der Kessel die erhöhte Bereitschaftstemperatur des Speichers für die Frischwasserstation zu liefern. Hier dauert die Einregelung der Vorlauftemperatur mit einer halben Stunde sehr lang. Dies liegt an der gegenseitigen Beeinflussung und den resultierenden Schwankungen der Brennermodulation, zu erkennen an dem Volumenstrom des Erdgases (gelb), der drehzahlgeregelten Pumpe, dargestellt durch den Massenstrom (grün), und dem 3-Wege-Mischventils der Pumpeneinheit. Die Beeinflussung durch das Mischventil zeigt sich in einem Schwanken der Rücklauftemperatur (RL) des Kesselkreises. Der Kesselkreisrücklauf ist direkt verbunden mit dem Heizkreisrücklauf, der aufgrund der gleichmäßigen Heizlast konstant ist und erst nach dem Mischventil durch die Beimischung des Kesselvorlaufs zu schwanken beginnt. Insgesamt erfordert die Regelungseinstellung der Kesselvorlauftemperatur aufgrund des Zusammenspiels von drei Regelkomponenten hohe Fachkompetenz und Erfahrung, insbesondere wenn Wärmeerzeuger von unterschiedlichen Herstellern verwendet werden, die jeweils ihr eigenes Regelungsverhalten des Kessels haben.

In der folgenden Abbildung 3.48 wird auf das Verhalten der Solarstation eingegangen. Sie ist identisch zu Abbildung 3.45, mit dem Unterschied, dass ausschließlich Messdaten dargestellt werden. Betrachtet man den von der primärseitigen Solarpumpe erzeugten Massenstrom im Solarkreis, so ist zu sehen, dass um kurz vor 8 Uhr der Solarkreis in Betrieb geht und sich aufgrund der anfangs noch geringen, solar erzeugten Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf auf einen niedrigen Massenstrom einregelt. Ab circa 10 Uhr erhöht sich der

Massenstrom aufgrund der stark steigenden Vorlauftemperatur und taktet von da an zwischen einem Maximalwert von 800 kg/h und einem Minimalwert nahe dem eingeregeltten Startwert bei niedriger Einstrahlung bis die Abschalttemperaturdifferenz erreicht ist. Dieses Regelungsverhalten der drehzahlgeregelten Pumpe kann optimiert werden, sodass anstatt einer stark schwankenden eine gleitende Vorlauftemperatur ohne unnötige Dynamik im Temperaturverlauf an den Speicher übertragen wird.

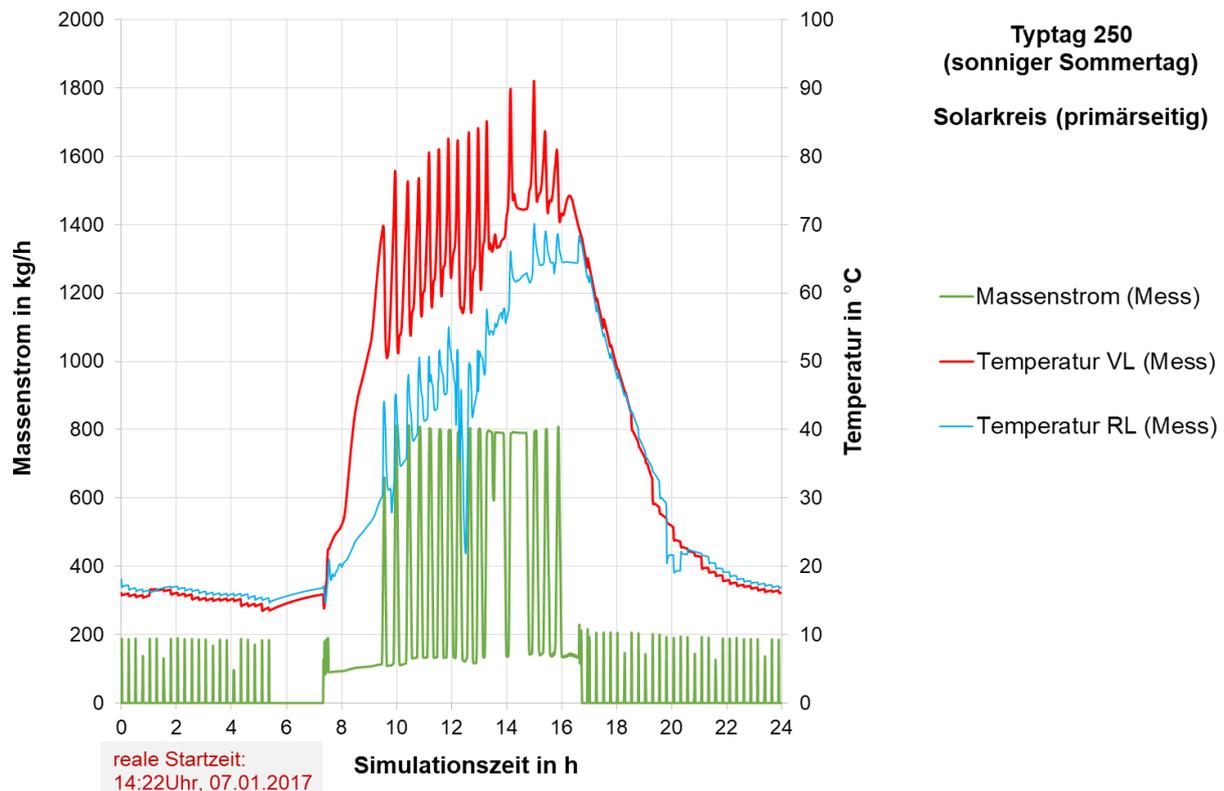


Abbildung 3.48: Messdaten für Typtag „sonniger Sommertag“ vom primärseitigen Solarkreis der Anlage zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmetauscher und Ultrafiltrationsmodul

Des Weiteren sieht man, dass die Kollektortemperaturfühler regelnde Solarstation mit sogenannten „Pumpenkicks“ arbeitet. Diese kurzen, regelmäßig induzierten Pumpenanläufe dienen der Solarstation dazu, dass der Kollektortemperaturfühler in jedem Fall frühzeitig auf Temperaturerhöhungen im Kollektorfeld reagiert und der Kollektorkreis die Solarwärme in den Speicher überträgt, insbesondere auch für den Fall einer ungünstigen Position des Kollektortemperaturfühlers in der Kollektorfeldhydraulik sichert dieses Regelverhalten einen hohen Solarwärmeertrag. Der Mehraufwand für den Hilfsstrom ist bei den verwendeten Hocheffizienzpumpen vernachlässigbar. Für die HiL-Versuche ist diese Funktion nicht notwendig, da die Kollektorfühlertemperatur emuliert und der Regelung aufgeprägt wird. Die Funktion kann aber nicht deaktiviert werden. Außerdem ist anzumerken, dass die Systemzeit der Regelung nicht mit Simulationszeit übereinstimmt und hier um ca. 14,5 Stunden verschoben ist. Dementsprechend schaltet die Regelung die „Pumpenkick“-Funktion in Abbildung 3.48 um ca. 5 Uhr Simulationszeit ab und läuft in der Nacht durch,

obwohl sie nach Realzeit um ca. 19:30 deaktiviert und erst am Morgen wieder aktiviert wird. Die Zeitanpassung hätte manuell direkt mit dem Start des Typtages durchgeführt werden können, aber da die Versuche inklusive einer Vorkonditionierung vollautomatisiert ablaufen und der Zeitpunkt des Typtagstarts nicht genau vorhersehbar ist, wurde darauf verzichtet.

Es können zur besseren Erhaltung der Temperaturschichtung im Pufferspeicher horizontale spiralförmige Stahllanzen installiert werden (siehe Abbildung 3.49). Diese Speicherladelanzen dienen dabei zur strömungsberuhigten Be- und Entladung.

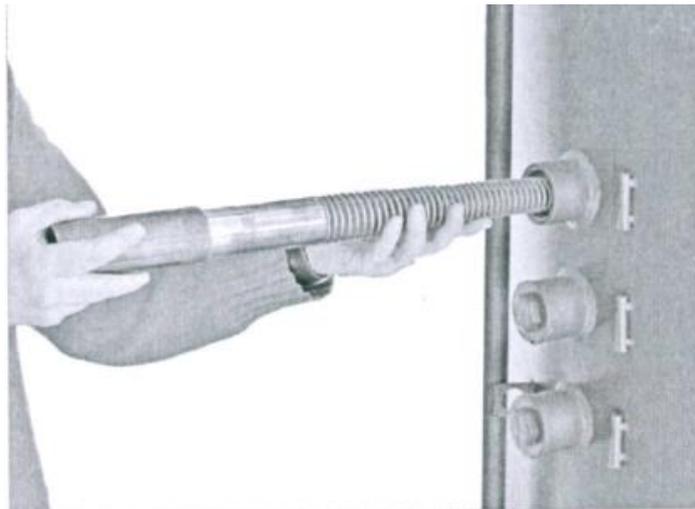


Abbildung 3.49: Installation von Speicherladelanzen (Quelle: Herstellerunterlagen)

Für die Wärmezentrale zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmeübertrager in Abbildung 3.43 werden daher die Speicheranschlüsse für den Kesselvorlauf, den Heizkreisvorlauf, den Zirkulationsrücklauf und den Kesselrücklauf mit Speicherladelanzen bestückt. Die Solarwärme wird bereits über eine vertikale Schichtladelanze optimiert eingebracht. Der Rücklauf der Solarstation sowie die Anschlüsse für die Frischwasserstation liegen an den Hoch- bzw. Tiefpunkt des Speichers und haben im Speicher eine Strömungsumlenkung an den Anschlüssen, sodass dort die Beladelanzen nicht eingebaut werden können.

In Tabelle 3-8 sind die HiL-Ergebnisse dieser Optimierungsmaßnahme für die Wärmezentrale zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmeübertrager aufgeführt. In vier HiL-Messungen an Typtag 112 (Sonniger Übergangstag) wird der Einfluss der Speicherladelanzen auf den Nutzungsgrad der Wärmezentrale für die Variante ohne Ultrafiltrationsmodul (TWW-Vorlauftemperatur 60 °C) als auch mit Ultrafiltrationsmodul (TWW-Vorlauftemperatur 47 °C) untersucht.

Tabelle 3-8: Einfluss von Speicherladelanzen auf die Effizienz der Wärmezentrale zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmeübertrager in 2 Varianten

		<b>Nutzungsgrad der Wärmezentrale</b>	<b>Nutzungsgrad Kessel</b>
<b>60°C TWW-Vorlauf</b>	<i>ohne Speicherladelanzen</i>	92,7 %	90,4 %
	<i>mit Speicherladelanzen</i>	93,7 %	90,7 %
<b>47°C TWW-Vorlauf</b>	<i>ohne Speicherladelanzen</i>	98,9 %	93,4 %
	<i>mit Speicherladelanzen</i>	99,8 %	93,5 %

<b>Relative Änderung des Nutzungsgrades der Wärmezentrale von ohne Speicherladelanzen auf mit Speicherladelanzen</b>	<b>0,9 %</b>
Relative Änderung des Nutzungsgrades der Wärmezentrale von 60°C auf 47°C TWW-Vorlauf	6,6 %

Für den Typtag 112 steigt der Nutzungsgrad der Wärmezentrale durch die Verwendung der Speicherladelanzen für die Varianten mit und ohne Ultrafiltrationsanlage um circa 1 %. Zum Vergleich wird die Nutzungsgraderhöhung durch Verwendung der Ultrafiltrationsanlage zu 6,6 % ermittelt. Durch die Absenkung der TWW-Vorlauftemperatur, kann die Bereitschaftstemperatur gesenkt werden, es entstehen geringere Wärmeverluste und auch der Kesselnutzungsgrad wird durch die niedrigeren Rücklauftemperaturen erhöht. Diese Maßnahme ist zwar energetisch effizienter, aber auch viel kostenintensiver und komplexer. Für die Jahressimulationen in Kapitel 5 werden die Varianten mit und ohne Ultrafiltrationsmodul jeweils mit Speicherladelanzen simuliert und in Kapitel 7 energetisch und kostenmäßig verglichen.

### 3.3.3 Anlage zu Konzept 2

#### 3.3.3.1 Vorstellung

Bei dieser Anlage handelt es sich um eine Wärmezentrale im 4-Leiter-Netz mit solarer Rücklaufanhebung des Heizkreises. Neben einem separaten Solar- und TWW-Speicher verfügt die Anlage über eine Frischwasserstation zur solaren Vorwärmung des kalten Frischwassers im Durchlaufprinzip (siehe Abbildung 3.50).

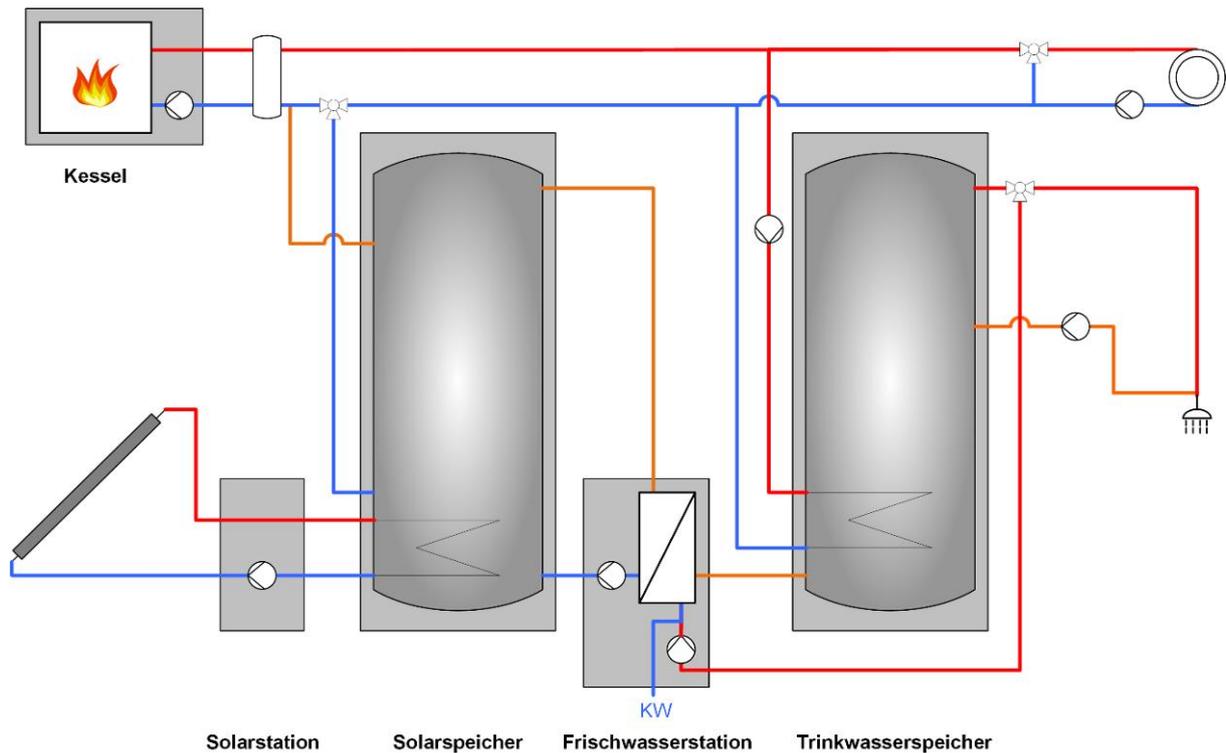


Abbildung 3.50: Vereinfachtes Hydraulikschema der Anlage zu Konzept 2

Zur Legionellenprävention wird die Frischwasserstation und der TWW-Speicher einmal täglich mit mindestens 60-gradigem Wasser durchspült. Beim TWW-Speicher handelt es sich um einen monovalent beheizten Speicher, der nur über eine hydraulische Weiche durch den Gaskessel beladen werden kann. Solarwärme dient in diesem Konzept der Heizungsunterstützung über eine solare Rücklaufanhebung sowie der Vorwärmung von Trinkwarmwasser. Eine solare Zirkulationsdeckung ist nicht möglich.

### Komponenten

Als Kessel wird eine Gasbrennwerttherme eingesetzt mit einer modulierenden Leistung von 14,3 – 49,9 kW (50 °C/30 °C) und einer integrierten Pumpengruppe. Eine hydraulische Weiche (max. 8,6 m³/h) trennt den Kesselkreis und Heizkreis. In der Solarstation ist eine drehzahlgeregelte Solarkreispumpe verbaut. Der Kollektorkreis wird über einen Kollektortemperaturfühler geregelt. Der 950 l-Solarpufferspeicher hat die Energieeffizienzklasse C und ist mit einem internen Rohrwendelwärmeübertrager ausgestattet. Der Trinkwarmwasserspeicher besitzt ein Volumen von 390 l und hat die Energieeffizienzklasse C. Intern ist er mit einem Rohrwendelwärmeübertrager ausgestattet. In der Frischwasserstation sind ein Wärmeübertrager und eine drehzahlgeregelte, primärseitige Pumpe eingebaut, sowie eine Zirkulationspumpe für die Speicherumwälzung, die der Legionellen-dekontamination dient. Für die Station wird eine maximale Zapfleistung von 27 l/min bei (60 °C/10 °C) angegeben. Des Weiteren ist in der Anlage eine Pumpe mit Rückschlagklappe für die TWW-Speicherbeladung verbaut, eine Zirkulationspumpe sowie 3-Wege-Mischventile für die solare Rücklaufanhebung und die

Trinkwarmwassertemperaturkonditionierung. Außerdem wird eine Zirkulationspumpe eingebaut. Die Steuereinheit der Heizungsregelung ist zusätzlich neben der Kesselregelung in der Gastherme integriert. Die separaten Regler von Frischwasserstation und Solarstation sind über einen speziellen Datenbus mit dem zentralen Regler verbunden und können so kommunizieren.

### **3.3.3.2 Typtageanalyse**

Für die Typtag-Randbedingungen wird Konfiguration 3 aus Tabelle 3-6 verwendet. Das heißt, die Wärmezentrale versorgt ein unsaniertes Mehrfamilienhaus mit 8 WE und einem Trinkwasserverbrauch von 440 l/d. Der Heizwärmebedarf beträgt 173.4 kWh/m<sup>2</sup>a und die Wärmezentrale wird von einer 24 m<sup>2</sup> großen thermischen Solaranlage unterstützt.

Es werden alle 6 repräsentativen Typtage der Clusteranalyse und der extreme Wintertag emuliert und analysiert.

Zuerst wird die qualitative und quantitative Validierung des Simulationsmodells dokumentiert. Anschließend werden die Ergebnisse der funktionalen Untersuchung der realen Anlage beschrieben.

### **Analyse des Simulationsmodells**

In Abbildung 3.51 ist für den Typtag „sonniger Wintertag“ ein Vergleich der Messdaten (durchgezogene Linien) und Simulationsdaten (gestrichelte Linien) vom Heizkreis abgebildet. Die Temperaturen und Massenströme werden in der Typtagesimulation sehr gut abgebildet. Lediglich die teilweise stark pendelnde Vorlauftemperatur hervorgerufen durch ein zu träges Mischventil kann mit der Simulation nicht in der realen Ausprägung nachgestellt werden.

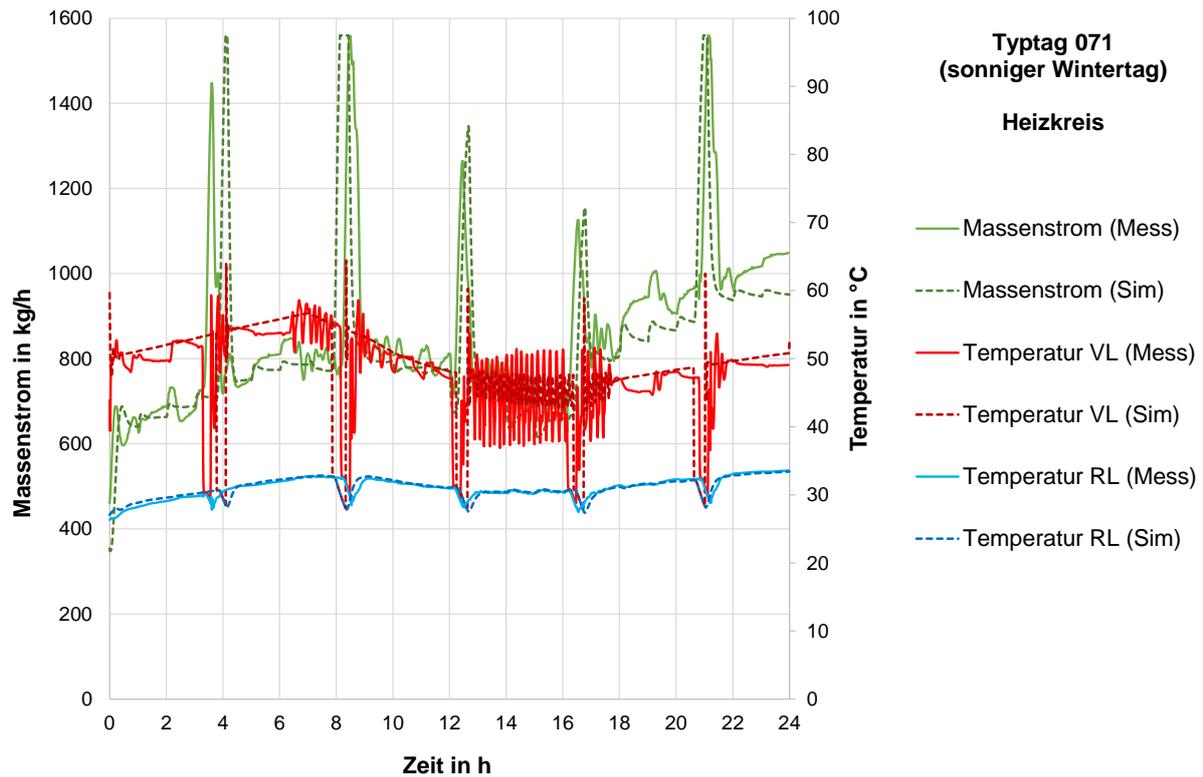


Abbildung 3.51 Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Heizkreis der Anlage zu Konzept 2 für Typtag „sonniger Wintertag“

Der Messdatenverlauf des Solarkreises in Abbildung 3.52 wird im Pumpenbetrieb ebenso sehr gut durch die Simulation wiedergegeben. Die Temperaturverläufe im Pumpenstillstand der Solarkreispumpe sind für die Simulation und deren spätere energetische Analyse nicht relevant, da in diesem Zustand keine Energieübertragung auf den Speicher stattfindet.

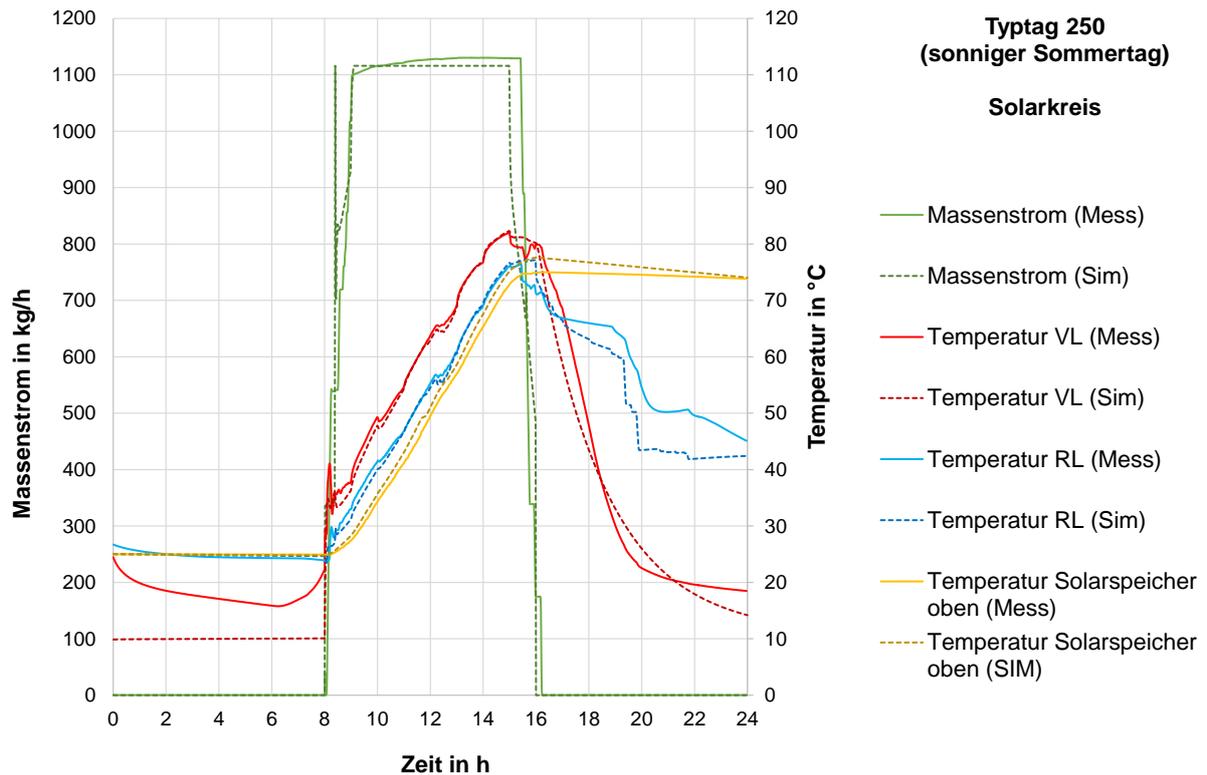


Abbildung 3.52 Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Solarkreis der Anlage zu Konzept 2 für Typtag „sonniger Sommertag“

Die quantitative Validierung des Simulationsmodells erfolgt mit den Ergebnissen in Tabelle 3-9. Über alle untersuchten Typtage kumuliert, wird der Nutzungsgrad der simulierten Wärmezentrale zu Konzept 2 mit einer Abweichung von unter 1 % gegenüber der gemessenen Anlage abgebildet.

Tabelle 3-9: Quantitative Modellvalidierung durch Vergleich der kumulierten Energiebilanzen aller HiL-Typtagmessungen und Typtagsimulationen der Anlage zu Konzept 2

		Messung	Simulation	absolute Abweichung	relative Abweichung
Kessel	zugeführte Energie Erdgas	2893 kWh	2894 kWh	2 kWh	0 %
	abgegebene Nutzwärme Kessel	2608 kWh	2607 kWh	-2 kWh	0 %
	Kesselnutzungsgrad	90,2 %	90,1 %	0,1 %-Pkt.	-0,1 %
	Taktzahl	497 -	563 -	66 -	13 %
Solar	Solarertrag	173 kWh	169 kWh	-4.5 kWh	-3 %
	solare Rücklaufanhebung	56 kWh	61 kWh	4.8 kWh	9 %
	solare TWW Vorwärmung	25 kWh	23 kWh	-2 kWh	-8 %
	Wärmeverluste Solarspeicher	-12 kWh	-14 kWh	-2 kWh	16 %
	Bilanz Solarspeicher	80 kWh	71 kWh	-9 kWh	-12 %
TWW	TWW Speicher Nachheizung	194 kWh	203 kWh	9 kWh	5 %
	Wärmeverluste TWW-Speicher	-36 kWh	-34 kWh	2 kWh	-4 %
	Bilanz TWW-Speicher	-28 kWh	-21 kWh	7 kWh	-26 %
Wärme- lieferung	Wärmelieferung an Heizkreis	2408 kWh	2428 kWh	19 kWh	1 %
	Wärmelieferung TWW Zapfung	95 kWh	97 kWh	2 kWh	2 %
	Wärmebedarf TWW Zirkulation	113 kWh	115 kWh	2 kWh	1 %
	Wärmeverluste hydraulische Weiche		-12 kWh	20 kWh	-30 %
	Wärmeverluste Verrohrung		-29 kWh		
	übrige Verluste	-65 kWh	-5 kWh		
<b>Nutzungsgrad der Anlage</b>		<b>90,1 %</b>	<b>90,8 %</b>	<b>0,7 %-Pkt.</b>	<b>0,8 %</b>

Die Unterschiede bei den Wärmelieferungen an die Gebäudelasten liegen bei 1 bis 2 %. Der Kesselnutzungsgrad wird nahezu ohne Abweichung simuliert. Lediglich die energetisch nicht relevante Taktzahl wird von der Simulation zu über 10 % überschätzt. Die Bilanzen von den Speichern innerhalb der Wärmezentrale haben von den relativen Abweichungen her eine größere Ungenauigkeit in der simulativen Abbildung, aber die Absolutabweichungen über den Betrachtungszeitraum liegen mit maximal 9 kWh bei unter 0,5 % bezogen auf die zu- oder abgeführte Wärmemenge der Wärmezentrale und können als gering eingestuft werden. Gleiches gilt für die 30 %ige Abweichung bei den aufgeführten Verlusten, die mit einem Absolutwert von 20 kWh unter 1 % bezogen auf die zu- oder abgeführte Wärmemenge der Heizzentrale liegen.

Das Simulationsmodell ist mit den Ergebnissen dieser qualitativen und quantitativen Analyse validiert und kann für die Jahressimulationen verwendet werden.

## Funktionale Analyse

In der Funktionalen Analyse der Anlage zu Konzept 2 werden zwei Auffälligkeiten der HiL-Messungen untersucht.

Im Kesselkreis der Gastherme ist in Abbildung 3.53 ein untypisches Kesseltakten zu beobachten. Verfolgt man den Erdgasvolumenstrom (gelb), so moduliert die Therme anfangs entsprechend der momentanen Heizungsanforderung. Sobald eine TWW-Anforderung erfolgt, erhöht die Gastherme ihre Leistung auf den Maximalwert, bis die Vorlauftemperatur im Kesselkreis (rot) ihre Abschalttemperatur erreicht. Danach taktet die Gastherme in kurzen Abständen über die gesamte Zeit der Erwärmung des TWW-Speichers.

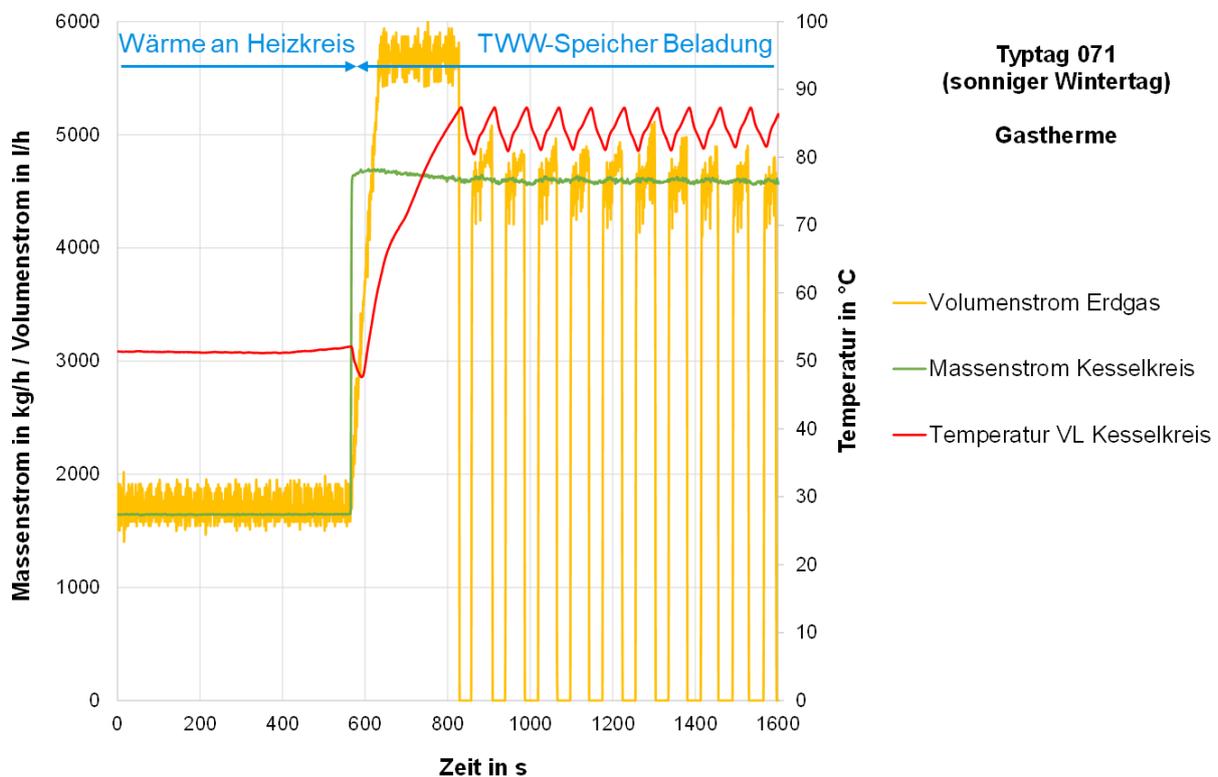


Abbildung 3.53: Unzureichende Kesselmodulation während der TWW-Speicherbeladung

Dieses Verhalten resultiert aus der hohen Gasthermenleistung von ca. 80% des Nennwertes und einem Wärmeübertrager, der diese Leistung nicht an den TWW-Speicher übertragen kann. Dadurch erreicht der Kesselkreis sehr schnell seine Maximaltemperatur und die Therme unterbricht für kurze Zeit ihren Betrieb. Im optimierten Betrieb sollte die Gasthermenregelung den Modulationsgrad an die Anforderung der TWW-Erwärmung anpassen, sodass auch während dieser Kesselanforderung eine optimierte Leistung einen möglichst durchgehenden Kesselbetrieb ohne hohe Taktzahlen gewährleistet.

In Abbildung 3.54 sind Messwerte aus dem Heizkreis für den Typtag „sonniger Sommertag“ ausgewählt, an denen eine ungenügende solare Rücklaufanhebung erklärt werden soll. Am Morgen ist die Solarspeichertemperatur (gelb) zu niedrig, um

die bestehende Heizlast, erkennbar an der grünen Massenstromlinie, solar zu decken. Erst mit steigender Solarspeichertemperatur wird gegen 10 Uhr ein Massenstrom (blau) in der Leitung für den solar erwärmten Rücklauf erfasst. Für etwa eine halbe Stunde erfolgt eine solare Rücklauftemperaturerhöhung des Heizkreises. Danach taktet die solare Rücklaufanhebung unter Heizlastanforderung nur noch impulsartig.

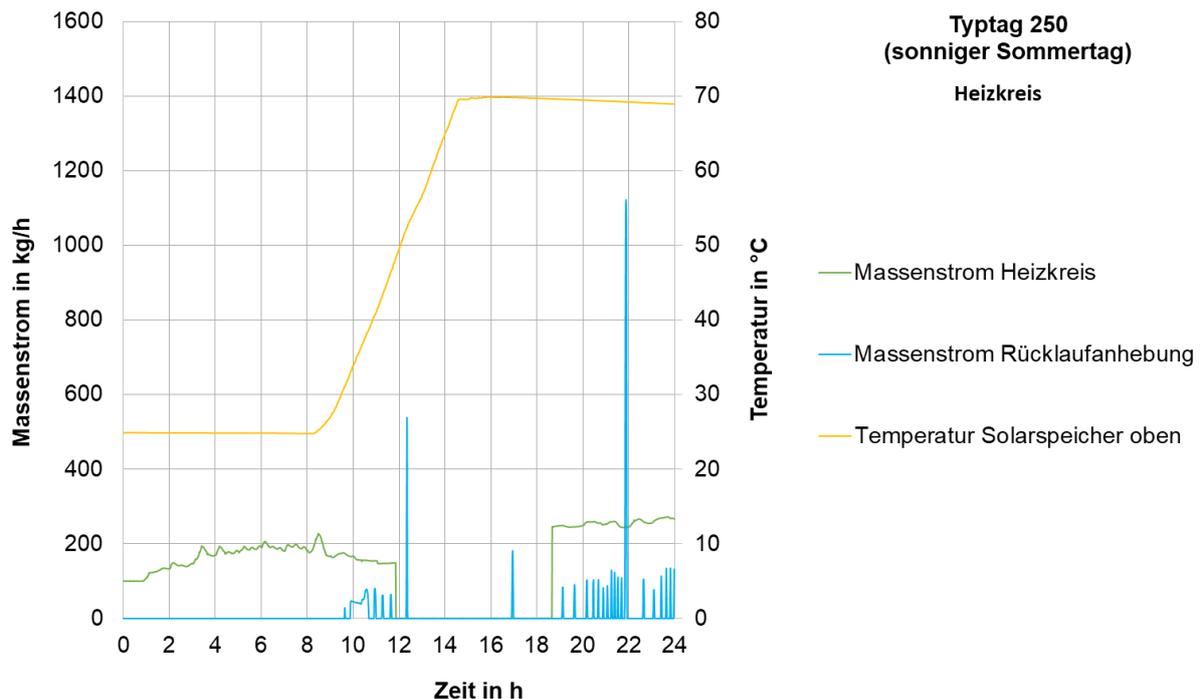


Abbildung 3.54: Ungenügende solare Rücklaufanhebung

Ursache für dieses Verhalten ist ein träges oder schlecht geregeltes Mischventil, das den Heizkreisrücklauf über den Solarspeicher erwärmt oder ihn direkt in die hydraulische Weiche des Kesselkreises zur konventionellen Nachheizung leitet. Ein dem Mischventil vorgeschalteter Temperatursensor stellt das Ventil mit Stellrichtung zum Solarspeicher, sobald die Speichertemperatur oberhalb des eigenen Temperatursignals ist. Ein zweiter, dem Mischventil nachgeschalteter Temperatursensor erfasst die Temperatur des solar erwärmten Rücklaufes und versucht, die Fluidtemperatur auf die Solltemperatur vom Heizkreisvorlauf zu begrenzen, indem das Ventil einen Teil vom Massenstrom des Heizkreisrücklaufs beimischt. Anstatt ihn so zu begrenzen, wird jedoch das Ventil wieder komplett auf Stellrichtung zur hydraulischen Weiche geregelt und die solare Rücklaufanhebung ist für einen kurzen Moment wieder deaktiviert, bis die Temperatur des zweiten Sensors sich durch den nicht solar erwärmten Heizkreisrücklauf abgekühlt hat. Danach wiederholt sich der Regelungszyklus und es ergibt sich das in Abbildung 3.54 zwischen 18 und 24 Uhr dargestellte Taktungsverhalten des Massenstroms der Rücklaufanhebung.

Eine weitere Auffälligkeit, die mit regelungstechnischen Maßnahmen optimiert werden kann, ist die eingeschränkte Nutzung der solaren Wärme. Diese Anlage zu Konzept 2 kann das Trinkwarmwasser über die Frischwasserstation nur solar vorwärmen und nur zum Zeitpunkt der Zapfungen. Dadurch ist eine solare Unterstützung der Zirkulationswärme nicht möglich, obwohl nach Abbildung 3.55 hydraulisch eine Erwärmung des TWW-Speichers über den Solarspeicher und unabhängig von den TWW-Zapfungen hydraulisch möglich ist, aber nicht umgesetzt wurde. Also könnte mit einer rein regelungstechnischen und somit preisgünstigen Maßnahme das Potential der genutzten Solarwärme erhöht werden.

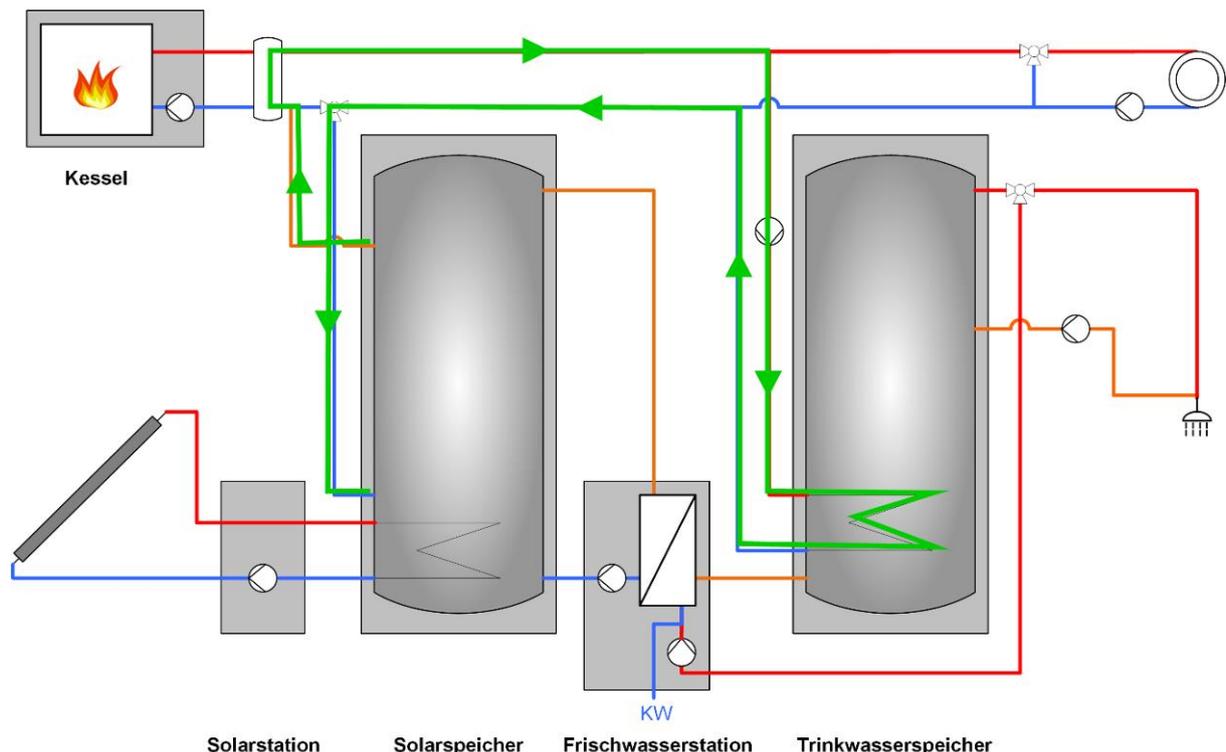


Abbildung 3.55: Vereinfachtes Hydraulikschema der Anlage zu Konzept 2 mit regelungstechnischer Optimierung (grün) zur erhöhten Nutzung solarer Wärme

Die Trinkwasserladepumpe muss dazu zusätzlich angesteuert werden, wenn die Temperatur im Solarspeicher gegenüber der Temperatur im TWW-Speicher hoch genug ist, sodass die Solarwärme über die hydraulische Weiche in den TWW-Speicher übertragen wird. Diese Funktion muss bei dem Kessel gegenüber der Heizwärmeversorgung Vorrang haben.

Der Gesamteinfluss der Kombination aller aufgeführten regelungstechnischen Optimierungsmöglichkeiten auf die Anlageneffizienz ist in Abbildung 5.7 unter Kapitel 5.3.2 als „Konzept 2: optimierte Regelung“ dargestellt.

### 3.3.4 Anlage zu Konzept 8a

#### 3.3.4.1 Vorstellung

Bei dieser Wärmezentrale handelt es sich um eine Anlage des Konzepts 8a mit speicherintegriertem Brenner (siehe Abbildung 3.56). Die Anlage ist vom Hersteller Verbundprojekt der Hochschule Düsseldorf und dem Institut für Solarenergieforschung Hameln

für ein 4-Leiter-Netz entwickelt worden, wird hier jedoch im 2-Leiter-Netz betrieben. Die Wärmelast der von der Zentrale versorgten Wohnungsstationen jeder Wohneinheit wird in den HiL-Messungen emuliert.

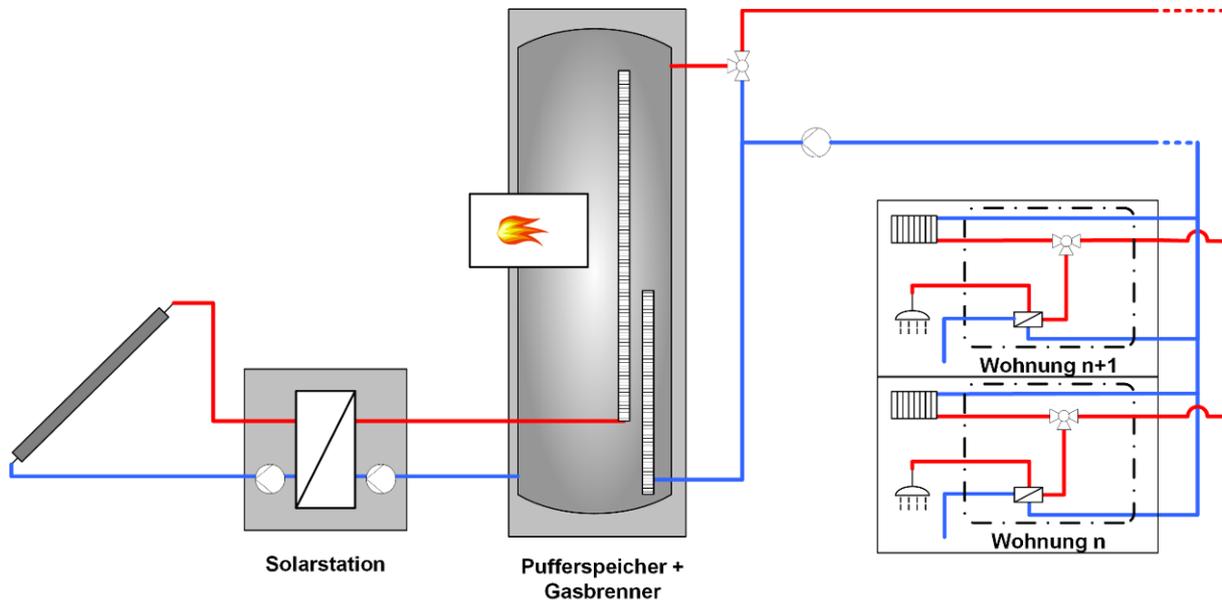


Abbildung 3.56: Vereinfachtes Hydraulikschema der Anlage zu Konzept 8a mit speicherintegriertem Brenner

Die Wärmezentrale besteht aus einem bivalenten Pufferspeicher mit integriertem Gasbrenner, in dem solare Wärme über eine solare Ladelanze geschichtet eingebracht werden kann. Ein zentrales Mischventil im 2-Leiter-Netz sorgt für eine Maximalbegrenzung der Vorlauftemperatur auf 50 °C.

### Komponenten

Der bivalente Pufferspeicher besitzt ein Volumen von 909 l mit einem integrierten modulierenden Gasbrenner und einer Kesselleistung von 4,7 bis 29,2 kW (80 °C/60 °C). Intern ist er mit einer vertikalen Schichtladelanze für die Solarwärme ausgestattet sowie einer zweiten vertikalen Ladelanze zur temperaturgeschichteten Rücklaufeinspeisung<sup>6</sup>. In der Solarstation ist ein externer Wärmetauscher verbaut und je eine drehzahlgeregelte, primäre und sekundäre Solarkreispumpe. Die Solarstation ist ausgelegt für eine Kollektorfläche bis 20 m<sup>2</sup> und regelt über einen Kollektortemperaturfühler. Außerdem ist ein 3-Wege Mischventil für die Vorlauftemperaturregelung eingebaut. Die Anlage besitzt eine zentrale Regelung für den Brenner, die Solarstation und den Heizkreis.

<sup>6</sup> Der Nutzen der zweiten vertikalen Ladelanze zur temperaturgeschichteten Rücklaufeinspeisung ist im 2-Leiter-Netz gering, da der angeschlossene Rücklauf den einzigen Heizlastrücklauf und somit immer das niedrigste Temperaturniveau darstellt.

### 3.3.4.2 Typtageanalyse

Für die Typtag-Randbedingungen wird Konfiguration 1 aus Tabelle 3-6 verwendet. Das heißt, die Wärmezentrale versorgt ein saniertes Mehrfamilienhaus mit 8 WE und einem Trinkwasserverbrauch von 440 l/d. Der Heizwärmebedarf beträgt 41,1 kWh/m<sup>2</sup>a und die Wärmezentrale wird von einer 20 m<sup>2</sup> großen thermischen Solaranlage unterstützt.

Es werden bis auf Typtag 175 alle repräsentativen Typtage der Clusteranalyse ohne Extremwettertage emuliert und analysiert.

Es folgt die qualitative und quantitative Validierung des Simulationsmodells. Anschließend werden die Ergebnisse der funktionalen Untersuchung von der realen Anlage beschrieben.

#### Analyse des Simulationsmodells

Die untersuchte Anlage zu diesem Konzept komprimiert die systemische Komplexität in den Pufferspeicher: Dadurch, dass der Gasbrenner als Wärmeerzeuger in den Speicher integriert ist und die Einschichtung zugeführter Wärme durch Landelanzten ebenfalls innen im Speicher konstruktiv umgesetzt sind, benötigt die Anlage für die solarunterstützte Versorgung eines 2-Leiter-Netzes lediglich ein Mischventil und eine Solarstation mit externem Wärmetauscher. Daher werden für die qualitative Analyse in Abbildung 3.57 anhand des sonnigen Übergangstypstags zuerst die gemessenen und simulierten Temperaturverhältnisse auf verschiedenen Höhen im Pufferspeicher verglichen.

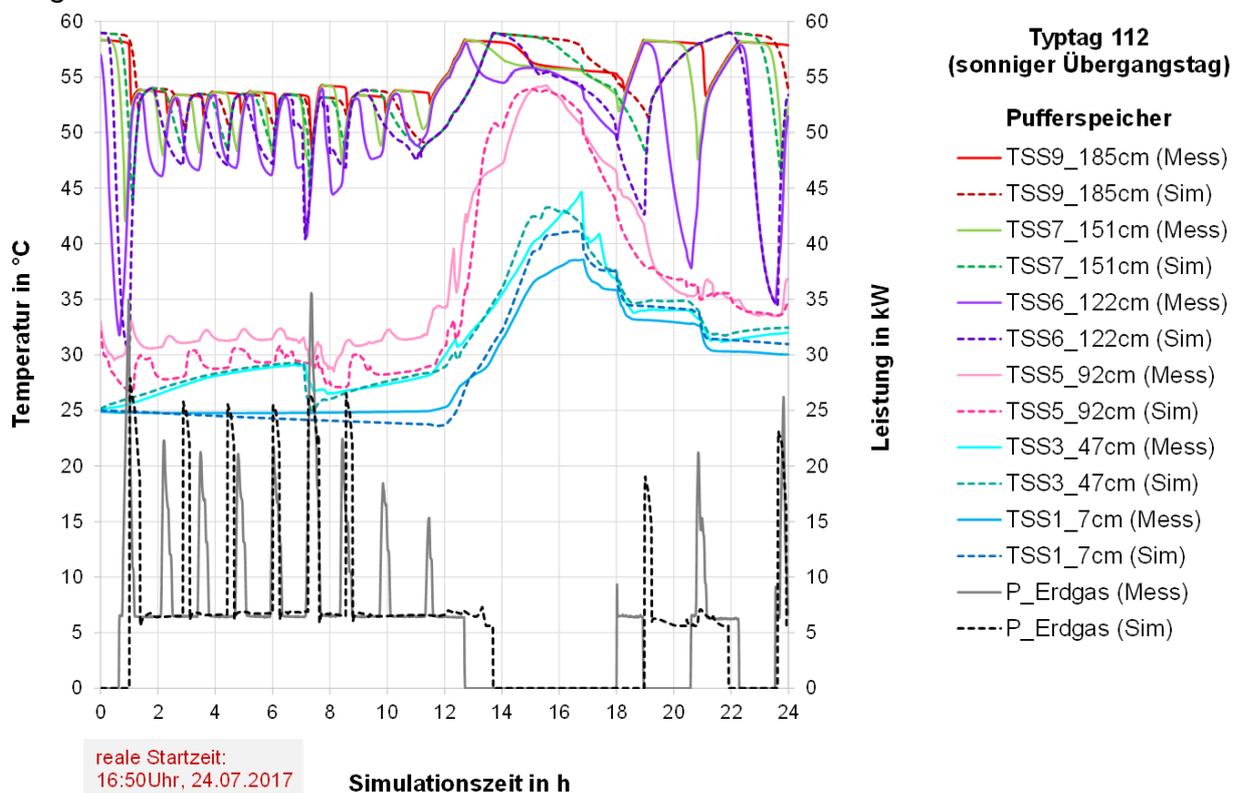


Abbildung 3.57: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Pufferspeicher der Anlage zu Konzept 8a für Typtag „sonniger Übergangstag“

Es zeigt sich, dass die Temperaturen auf allen Speicherhöhen (TSS) in der Simulation bis ca. 18 Uhr mit einer Abweichung von zwischenzeitlich maximal etwa 4 K (auf Speicherhöhe 92 cm) gut abgebildet werden. Ein geringfügig unterschiedlicher Start des integrierten Brenners, zu erkennen an der zugeführten Leistung (P\_Erdgas), bewirkt im Tagesverlauf auch eine leichte zeitliche Verschiebung der Temperaturen und folgenden Beladungen insbesondere ab 18 Uhr. Aufgrund der wieder guten Übereinstimmung der Temperaturverhältnisse am Ende des Tages haben die genannten Abweichungen auf die energetische Bilanz des Typtages keine größere Auswirkung.

Für denselben Typtag wird in Abbildung 3.58 das Verhalten des gemessenen und simulierten Primärkreislaufs der Solarstation verglichen. Hier ist für die relevante Pumpenbetriebszeit eine gute Übereinstimmung der Vorlauftemperatur zu erkennen.

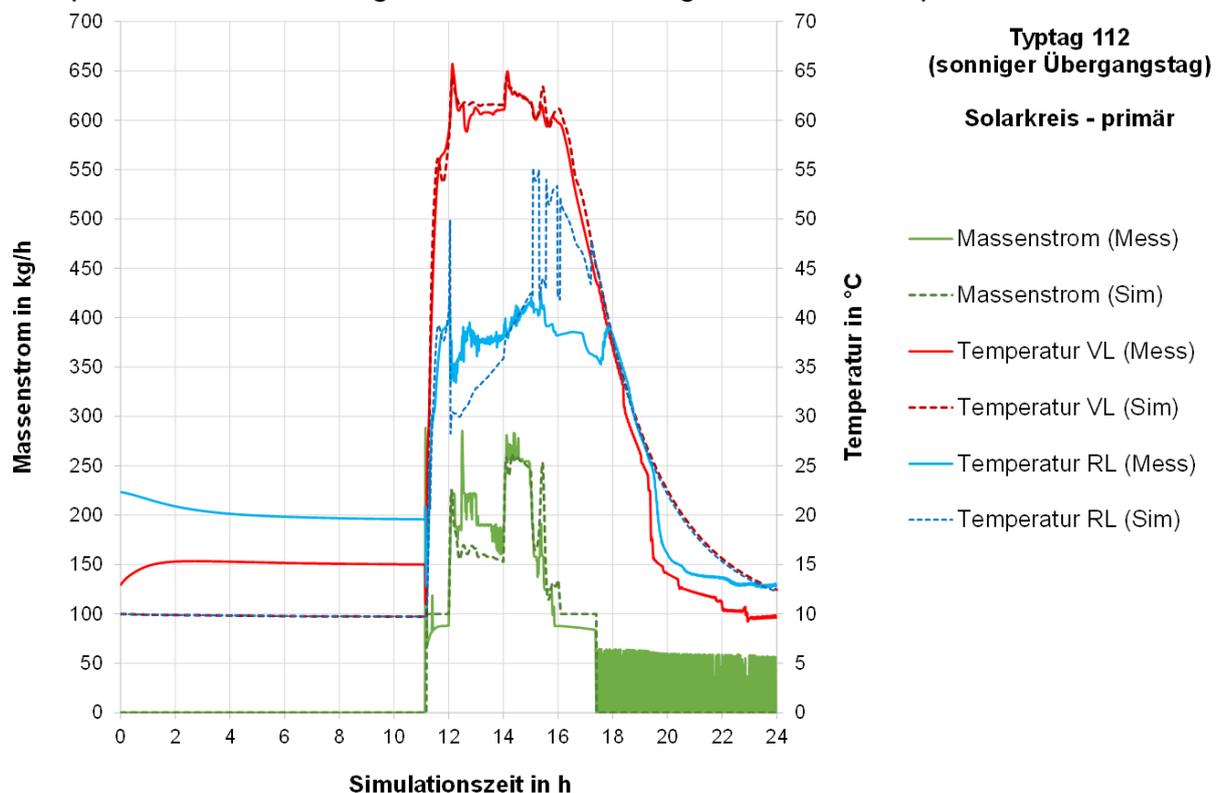


Abbildung 3.58: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom primärseitigen Solarkreis der Anlage zu Konzept 8a für Typtag „sonniger Sommertag“

Abweichungen gibt es zwischen 12 und 14 Uhr sowie zwischen 16 und 18 Uhr im Massenstrom sowie in der Rücklauftemperatur. Bei gemeinsamer Betrachtung von Vor- und Rücklauftemperaturen sowie den Massenströmen ist der an den Wärmetauscher übertragene Wärmestrom in beiden Zeiträumen für die Simulation und Messung ähnlich oder gleich, sodass die entscheidende Berechnung des Solarertrages an die Anlage der gemessenen Werte entspricht. Dies wird in der

folgenden quantitativen Analyse ermittelt. Die nicht abgebildeten Pumpentaktungen der Messungen zwischen 17 und 24 Uhr wurden bereits in Kapitel 3.3.2.2 erklärt.

In Abbildung 3.59 sind die Messwerte für den bedeckten Sommertyp tag im Solarkreis grafisch dargestellt. Mit Anlauf der Primärkreispumpe steigt die Vorlauftemperatur des Kollektorkreises bzw. Primärkreises. Jedoch startet den ganzen Tag über die sekundäre Solarkreispumpe nicht und es wird kein Massenstrom von diesem Kreislauf aufgezeichnet. Dem Primärkreis fehlt die Entzugsleistung und die Vorlauf- (VL) und Rücklauftemperaturen (RL) steigen entsprechend der emulierten Kollektorfeldleistung bis auf 90°C bzw. 85 °C ohne dass Wärmeenergie an den Pufferspeicher übertragen wird.

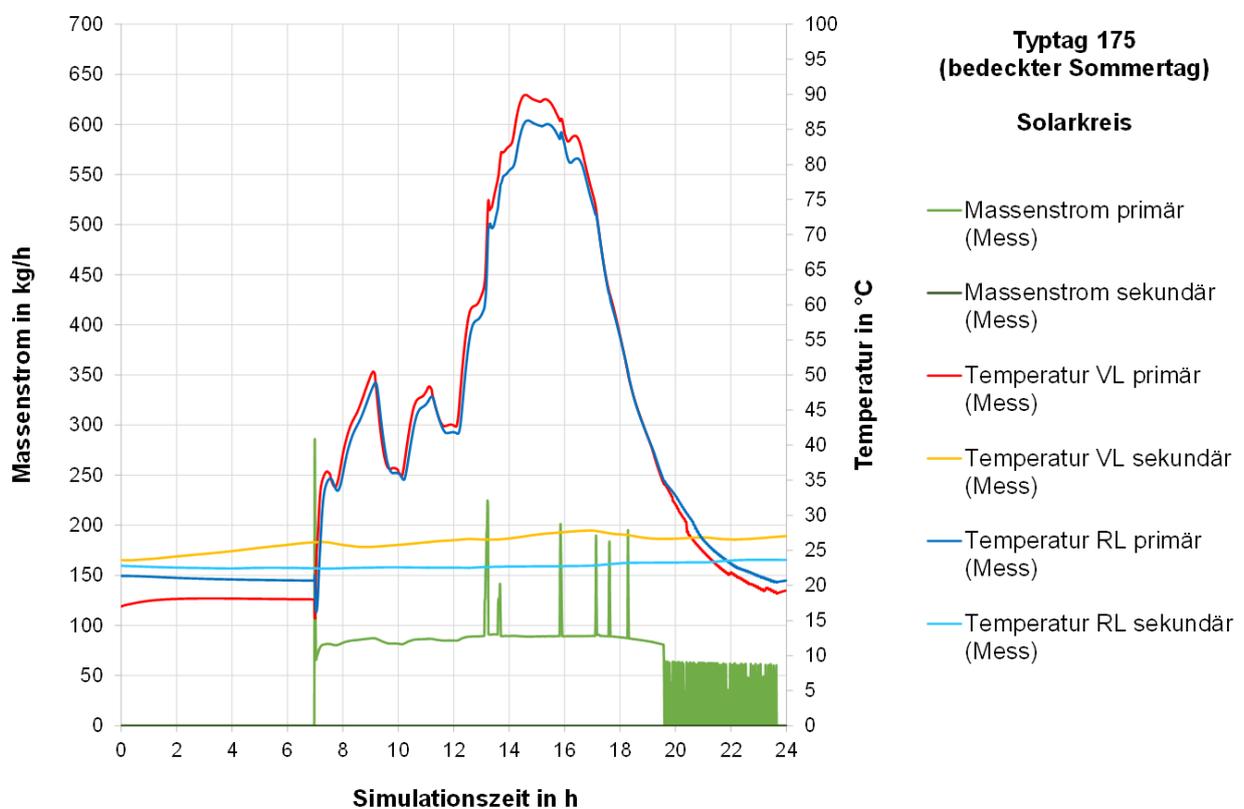


Abbildung 3.59: Reproduzierbares Fehlverhalten der Solarstation der Anlage zu Konzept 8a für Typtag „bedeckter Sommertag“

Dieses Verhalten war reproduzierbar und nur an diesem Typtag aufgetreten. Vorherige und spätere HiL-Messungen mit unveränderten Solarstationsparametern verliefen unauffällig. Die Ursache dafür blieb bis zum Projektende ungeklärt. Daher wurde der Typtag 175 nicht mit in die folgende quantitative Analyse mit einbezogen.

In Tabelle 3-10 ist für die Validierung des Simulationsmodells ein Vergleich der kumulierten Energiebilanzen aller auswertbaren HiL-Typtage und der entsprechenden Typtagsimulationen der Anlage dargestellt. Der Nutzungsgrad der simulierten Wärmezentrale zu Konzept 8a ist mit einer Abweichung von 0,2 % nahezu identisch zu dem Nutzungsgrad der Anlage in der HiL-Messung.

Tabelle 3-10: Quantitative Modellvalidierung durch Vergleich der kumulierten Energiebilanzen aller HiL-Typtagsmessungen und Typtagsimulationen der Anlage zu Konzept 8a

		<b>Messung</b>	<b>Simulation</b>	<b>absolute Abweichung</b>	<b>Relative Abweichung</b>
<b>Kessel</b>	zugeführte Energie Erdgas	813 kWh	799 kWh	-14 kWh	-2 %
	abgegebene Nutzwärme Kessel*	758 kWh	748 kWh	-10 kWh	-1 %
	Kesselnutzungsgrad*	93.3 %	93.7 %	0,4 %-Pkt.	0,4 %
	Taktzahl	16	12	-4	
<b>Solar + Speicher</b>	Solarertrag (primär)	95 kWh	96 kWh	0 kWh	0 %
	Wärmeverluste Solarstation + Rohre	-14 kWh	-13 kWh	2 kWh	-13 %
	Wärmeverluste Speicher*	-19 kWh	-18 kWh	1 kWh	-6 %
	Wärmeverluste Heizkreismischer + Rohre	-10 kWh	-16 kWh	-6 kWh	61 %
	Bilanz Solarspeicher	18 kWh	12 kWh	-6 kWh	
<b>Wärme-lieferung</b>	Wärmelieferung an 2-Leiter-Netz	792 kWh	786 kWh	-6 kWh	-1 %
	<b>Nutzungsgrad der Anlage</b>	<b>99,7 %</b>	<b>99,9 %</b>	<b>0,2 %-Pkt.</b>	<b>0,2 %</b>

Der Kesselnutzungsgrad genauso wie der Solarertrag haben keine oder keine signifikante Abweichung. Lediglich die bilanzierten Wärmeverluste der Einzelkomponenten haben höhere prozentuale Abweichungen. Sie sind aber mit einem maximalen Absolutwert von 6 kWh immer noch sehr gering im Verhältnis zur abgegebenen Nutzwärme an die Anlage oder der Wärmelieferung an das 2-Leiter-Netz. Diese beiden Angaben werden mit einer 1-prozentigen Unterbewertung in der Simulation ebenso sehr gut abgebildet.

Das Simulationsmodell ist qualitativ und quantitativ validiert und kann für die Jahressimulationen verwendet werden.

## Funktionale Analyse

Bei Inbetriebnahme der Anlage wurde das in Abbildung 3.60 dargestellte Verhalten des Pufferspeichers und dem Brenner für den bedeckten Wintertyp tag beobachtet. Die Speichertemperatur 9 (TSS) sinkt durch die Heizlast des 2-Leiter-Netzen oben an der Entnahmestelle zu stark ab, sodass eine für den Warmwasserkomfort erforderliche Vorlauftemperatur von 50 °C nicht mehr bereitgestellt werden kann.

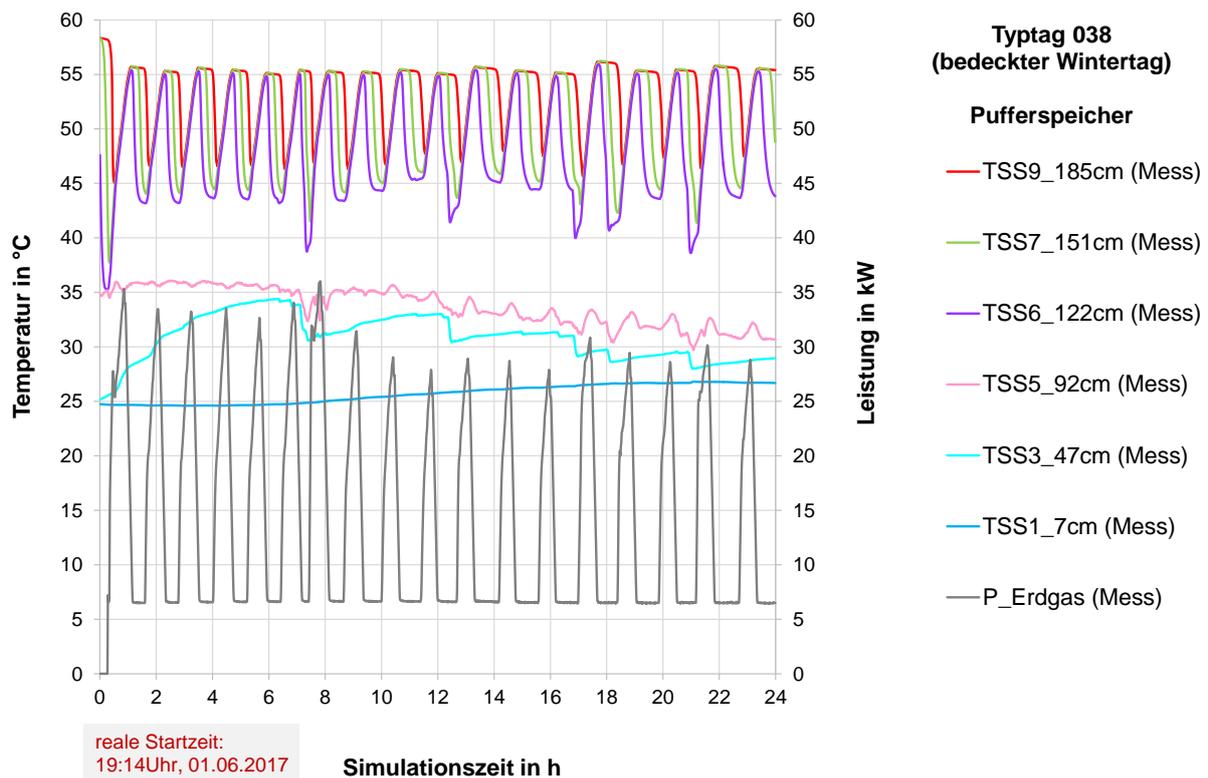


Abbildung 3.60. Temperaturverlauf vom Pufferspeicher im Erstbetrieb der Anlage zu Konzept 8a für Typtag „bedeckter Wintertag“

Der in der Nähe des Heizkreisvorlaufs befindliche Bereitschaftstemperaturfühler wird daher für die folgenden Typtageuntersuchungen weiter nach unten versetzt. Es ergibt sich das in Abbildung 3.61 dargestellte Betriebsverhalten des Pufferspeichers für den bedeckten Wintertyp tag.

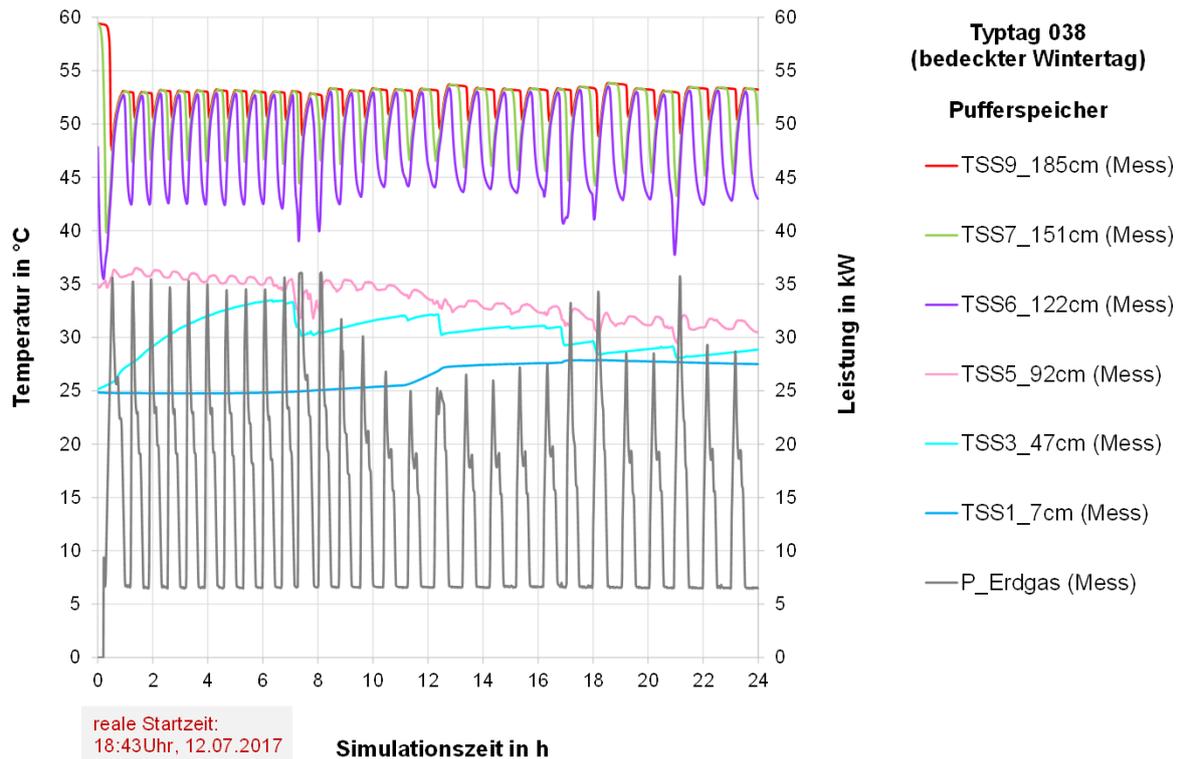


Abbildung 3.61: Temperaturverlauf vom Pufferspeicher der Anlage zu Konzept 8a für Typtag „bedeckter Wintertag“ nach Sensorpositionswechsel

Mit dieser veränderten Sensorposition und neuen Brennerparametern eignet sich das System für den Einsatz im 2-Leiter-Netz. Bemerkenswert ist dabei die geringe Taktzahl des Brenners und die hohe Brennereffizienz (siehe Tabelle 3-10), auch wenn trotz der Regelungsanpassungen die fluktuierende Brennermodulation immer noch häufige Temperaturschwankungen von ca. 3 K erzeugt.

### 3.3.5 Anlage zu Konzept 8b

Diese Heizanlage soll eine energetische Optimierung gegenüber der Anlage nach Konzept 8a darstellen. Da keiner der im Projekt beteiligten Hersteller diese Konzeptausführung für Mehrfamilienhäuser umsetzt, werden die Komponenten vom ISFH selbst zusammengestellt und eine Anlagenregelung programmiert.

#### 3.3.5.1 Vorstellung

Untersucht wird eine Anlage zu Konzept 8b mit dezentraler elektrischer Nachheizung des Trinkwarmwassers wie in Abbildung 3.62 skizziert.

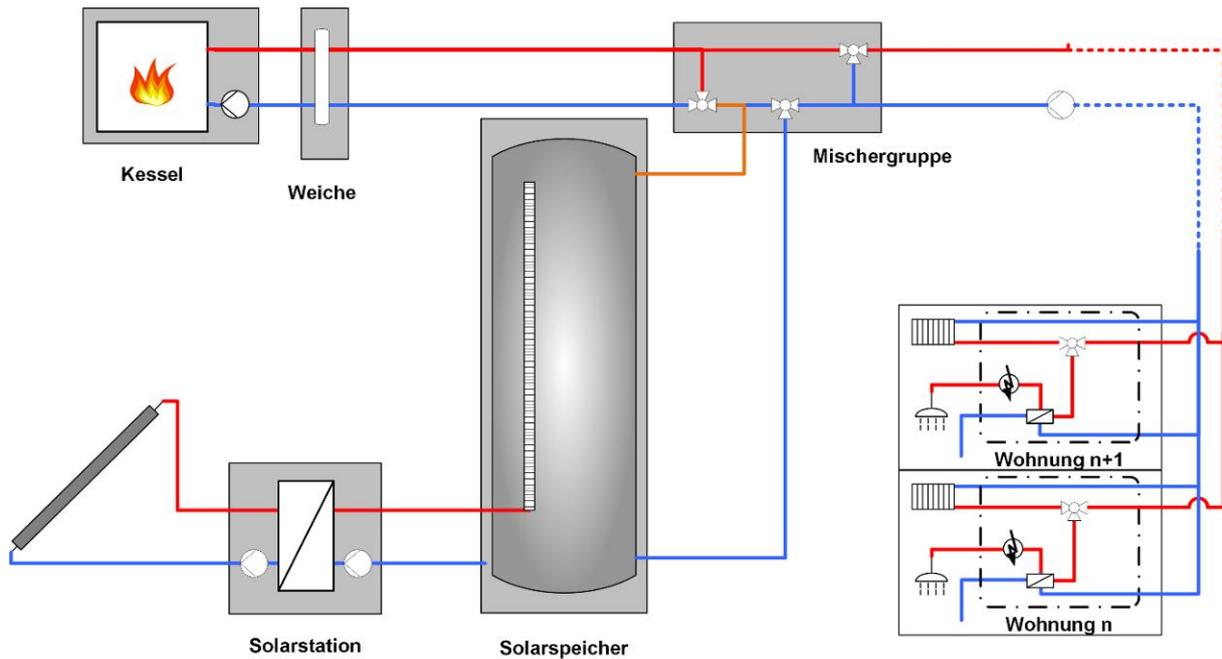


Abbildung 3.62: Vereinfachtes Hydraulikschema der Anlage zu Konzept 8b mit dezentraler elektrischer Nachheizung des Trinkwarmwassers

In einen monovalenten Solarspeicher wird Wärme über eine solare Ladelanze eingebracht. Die Mischerguppe sorgt je nach Temperaturverhältnissen im Speicher dafür, dass der kalte Rücklauf aus dem 2-Leiter-Verteilnetz entweder solar vorgewärmt, komplett solar erwärmt oder am Speicher vorbei direkt zum Kessel geleitet wird. Zudem wird der Vorlauf des 2-Leiter-Netzes auf maximal 50 °C begrenzt, kann aber auch eine niedrigere Begrenzung annehmen. Der Gaskessel versorgt über eine hydraulische Weiche und ohne weiteren Speicher direkt das 2-Leiter-Verteilnetz mit Wärme. Der Gaskessel muss hierdurch gegenüber den anderen untersuchten Konzepten eine deutlich höhere thermische Leistung aufweisen. Weitere Besonderheit der untersuchten Anlage ist die dezentrale elektrische Nachheizung des Trinkwarmwassers. Hierdurch kann die Vorlauftemperatur im 2-Leiter-Netz abgesenkt werden und folgt dann der Heizkurve. Allerdings wurde eine minimale Temperatur des Vorlaufs von 35 °C definiert, um den Strombedarf für die Trinkwarmwassernachheizung zu begrenzen.

### Komponenten

Als Kessel wird eine Gasbrennwerttherme eingesetzt mit einer modulierenden Leistung von 14,3 – 49,9 kW (50/30 °C) und einer integrierten Pumpengruppe. Eine hydraulische Weiche (max. 8,6 m<sup>3</sup>/h) trennt den Kesselkreis und Heizkreis. In der Solarstation ist ein externer Wärmetauscher verbaut und je eine drehzahlgeregelte, primäre und sekundäre Solarkreispumpe. Die Solarstation ist ausgelegt für eine Kollektorfläche bis 20 m<sup>2</sup> und regelt über einen Kollektortemperaturfühler. Der Solarpufferspeicher besitzt ein Volumen von 908 l und hat die Energieeffizienzklasse C. Intern ist er mit einer vertikalen Schichtladelanze für die Solarwärme ausgestattet. Die Mischerguppe besteht aus zwei 3-Wege-Umschaltventilen und

einem 3-Wege Mischventil. Die am ISFH programmierte Regelung steuert die eigenständige Kesselregelung über eine Temperaturvorgabe für die hydraulischen Weiche. Ebenso wird die Regelung der Solarstation und der Mischerguppe von der zentralen Regelung übernommen.

Für die Abbildung der wohnungsweisen elektrischen Nachheizung der TWW-Last werden Angaben einer auf dem Markt erhältlichen Wohnungsstation mit integrierter Nachheizung gewählt. Die elektrische Nachheizleistung dieser Komponente beträgt 13,5 kW.

### **3.3.5.2 Typtageanalyse**

Für die Typtag-Randbedingungen wird Konfiguration 1 aus Tabelle 3-6 verwendet. Das heißt, die Wärmezentrale versorgt ein saniertes Mehrfamilienhaus mit 8 WE und einem Trinkwasserverbrauch von 440 l/d. Der Heizwärmebedarf beträgt 41,1 kWh/m<sup>2</sup>a und die Wärmezentrale wird von einer 20 m<sup>2</sup> großen thermischen Solaranlage unterstützt.

Es werden alle 6 repräsentativen Typtage der Clusteranalyse ohne Extremwettertage emuliert und analysiert.

Zuerst wird die qualitative und quantitative Validierung des Simulationsmodells dokumentiert. Anschließend werden die Ergebnisse der funktionalen Untersuchung der realen Anlage beschrieben.

### **Analyse des Simulationsmodells**

Beispielhaft für die qualitative Analyse ist in Abbildung 3.63 der Solarkreis mit den simulierten (Sim) und gemessenen (Mess) Temperatur- und Massenstromverläufen für den sonnigen Übergangstyptag dargestellt. Alle Temperaturen und auch der primäre (prim) Massenstrom werden qualitativ gut in der Simulation abgebildet. Lediglich der simulierte Durchfluss im sekundären (sek) Solarkreis zeigt nicht den bei der Messung kurzzeitigen Pumpenanlauf unter Maximalleistung.

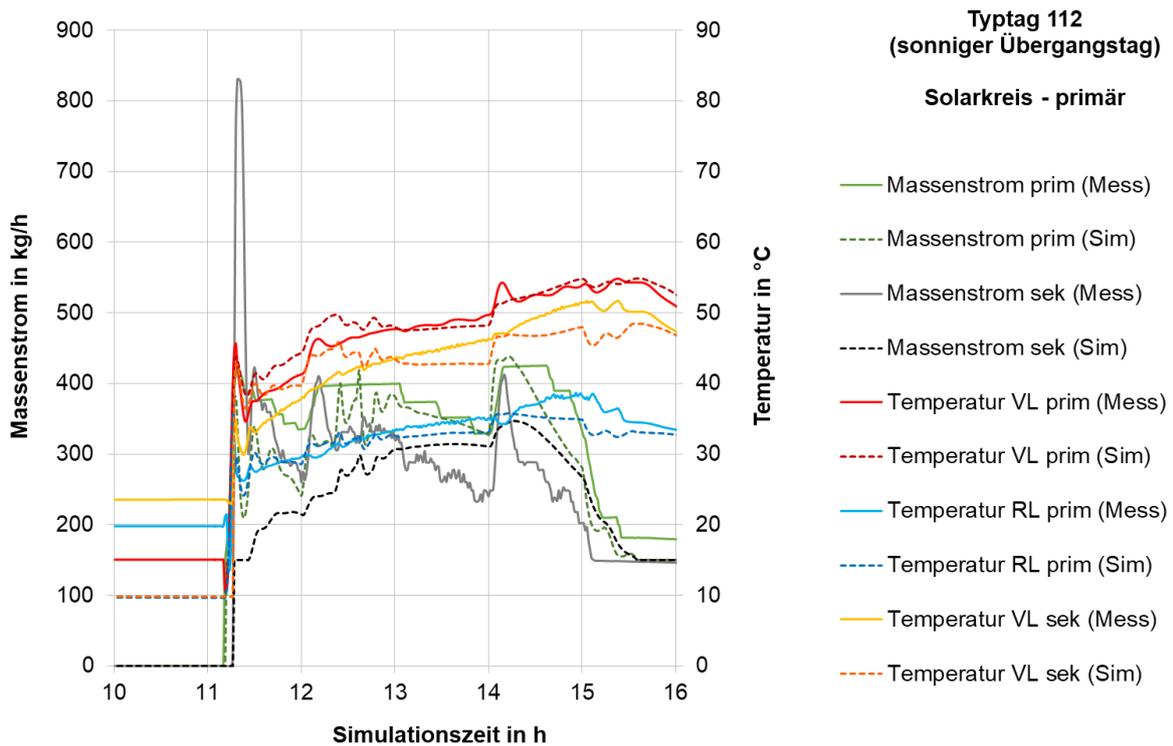


Abbildung 3.63: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom primärseitigen Solarkreis der Anlage zu Konzept 8b für Tyntag „sonniger Übergangstag“

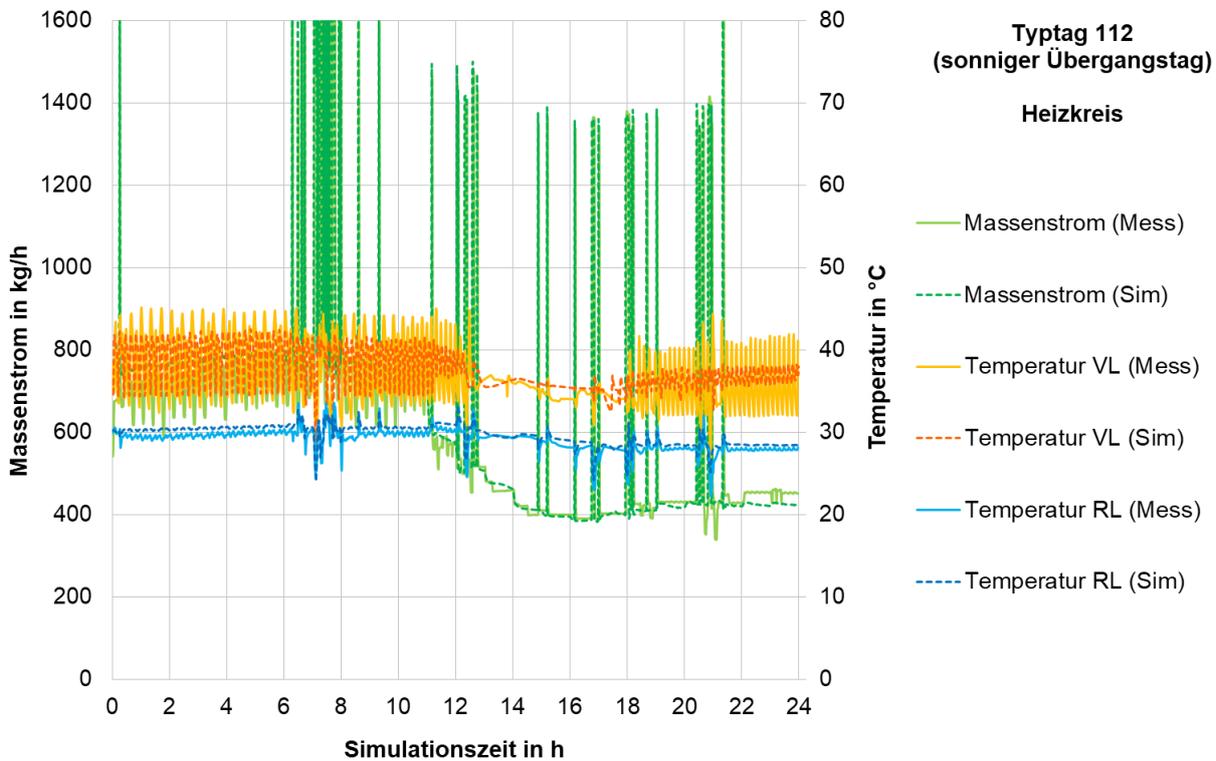


Abbildung 3.64: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Heizkreis der Anlage zu Konzept 8b für Tyntag „sonniger Übergangstag“

Ebenso werden die in Abbildung 3.64 gemessenen Temperatur- und Massenstromverhältnisse im Heizkreis durch die Typtagesimulation in ihrem Verlauf für den sonnigen Übergangstypstag gut nachgebildet. Eine Einschränkung ist auch hier zu erwähnen. Die sehr stark fluktuierende Vorlauftemperatur (VL) des Heizkreises wird in der Simulation mit einer kleineren Amplitude berechnet. Hingegen ist der stark schwankende gemessene Heizmassenstrom, resultierend aus der Trinkwarmwasserlast, die dem Heizkreis aufgeprägt wird, zeitlich als auch in seinen Maximalwerten sehr genau wiedergegeben.

Anhand der Tabelle 3-11 wird die quantitative Analyse und Modellvalidierung für das Simulationsmodell der Anlage zu Konzept 8b durchgeführt.

*Tabelle 3-11: Quantitative Modellvalidierung durch Vergleich der kumulierten Energiebilanzen aller HiL-Typtagsmessungen und Typtagsimulationen der Anlage zu Konzept 8b*

		<b>Messung</b>	<b>Simulation</b>	<b>absolute Abweichung</b>	<b>Relative Abweichung</b>
<b>Kessel</b>	zugeführte Energie Erdgas	760 kWh	802 kWh	42 kWh	5 %
	abgegebene Nutzwärme Kessel	735 kWh	730 kWh	-5 kWh	-1 %
	Kesselnutzungsgrad	96,7 %	91,1 %	-5,6 %-Pkt,	-5,6 %
	Taktzahl	426	423	-3	
<b>Solar + Speicher</b>	Solarertrag (primär)	140 kWh	150 kWh	10 kWh	7 %
	Solarertrag (sekundär)	131 kWh	138 kWh	7 kWh	5 %
	Wärmeaustrag Speicher	67 kWh	76 kWh	9 kWh	13 %
	Wärmeverluste Speicher	-8 kWh	-11 kWh	-3 kWh	46 %
	Wärmeverluste Heizkreismischer + Rohre + Weiche	-34 kWh	-20 kWh	15 kWh	-43 %
	Bilanz Solarspeicher	56 kWh	51 kWh	-5 kWh	
<b>Wärmelieferung</b>	Wärmelieferung an 2-Leiter-Netz	768 kWh	786 kWh	19 kWh	2 %
	<b>Nutzungsgrad der Anlage</b>	<b>109,1 %</b>	<b>104,8 %</b>	<b>-4,3 %-Pkt,</b>	<b>-4,0 %</b>

		<b>Emulation Soll</b>	<b>Emulation</b>	<b>Absolute Abweichung</b>	<b>Relative Abweichung</b>
	Wärmelieferung Kollektor	140 kWh	140 kWh	0,2 %-Pkt.	0,2 %
	Wärmelieferung an Heizkreis	767 kWh	768 kWh	1,2 %-Pkt.	0,2 %

Der sich in der Simulation ergebende Nutzungsgrad der Anlage weicht mit -4 % stärker von der Messung ab als bei Validierungen der anderen Messungen. Daher wurde in Tabelle 3-11 auch kontrolliert, in wie weit die Emulatoren (Emulation) energetisch die Sollwerte eingehalten haben (Emulation Soll). Das Ergebnis zeigt,

dass während der HiL-Messung die von der Simulation an die Emulatoren übergebenen Sollwerte sehr gut eingeregelt wurden und die simulierten Wärmelieferungen mit einer Abweichung von nur 0,2% real zwischen Emulatoren und Anlage ausgetauscht wurden. Ursächlich für die erhöhte Abweichung im Nutzungsgrad der Anlage ist vor allem der wesentlich schlechtere Nutzungsgrad des simulierten Kessels. Die nachgeschaltete Anlage wird in den Detailaufschlüsselungen für den Solarspeicher auch etwas ungenauer abgebildet, aber es wurde schon in den vorherigen Tabellen zur quantitativen Bewertung festgestellt, dass diese Bilanzwerte allgemein unschärfer sind. Insgesamt wird die Anlage nach dem Kessel energetisch sehr gut nachgebildet, denn die Abweichungen der abgegebenen Nutzwärme mit -1 % und der Wärmelieferung mit 2% sind sehr gering und in der gleichen Größenordnung wie die Abweichungen der anderen HiL-untersuchten Anlagen. Die Simulation wurde nicht noch intensiver analysiert und an die Emulation angepasst, da diese Gesamtabweichung der Anlage von unter 5 % als ausreichend angesehen wird und für die Jahressimulationen verwendet werden kann.

### **Funktionale Analyse**

Die Anlagenfunktionalität wird überprüft, indem die Regelung der Mischergruppe und die Vorlauftemperatur des Heizkreises im Zusammenhang mit dem Kesselverhalten betrachtet werden.

Abbildung 3.65 zeigt anhand des sonnigen Übergangstypstages die Betriebszustände im Kesselkreis. Über die gesamte Nacht und den Vormittag ist anhand der kurzen Spitzen der Erdgasleistung (grau) und des Massenstromes der Kesselkreispumpe (grün) eine starke Kesseltaktung zu beobachten. Daraus resultierend fluktuiert die Vorlauftemperatur (VL) des Kesselkreises (rot, durchgezogene Linie) in den gleichen kurzen Abständen und erhitzt die hydraulische Weiche sehr schnell, sodass auch im Kesselrücklauf die schnellen Temperaturschwankungen (RL) zu beobachten sind.

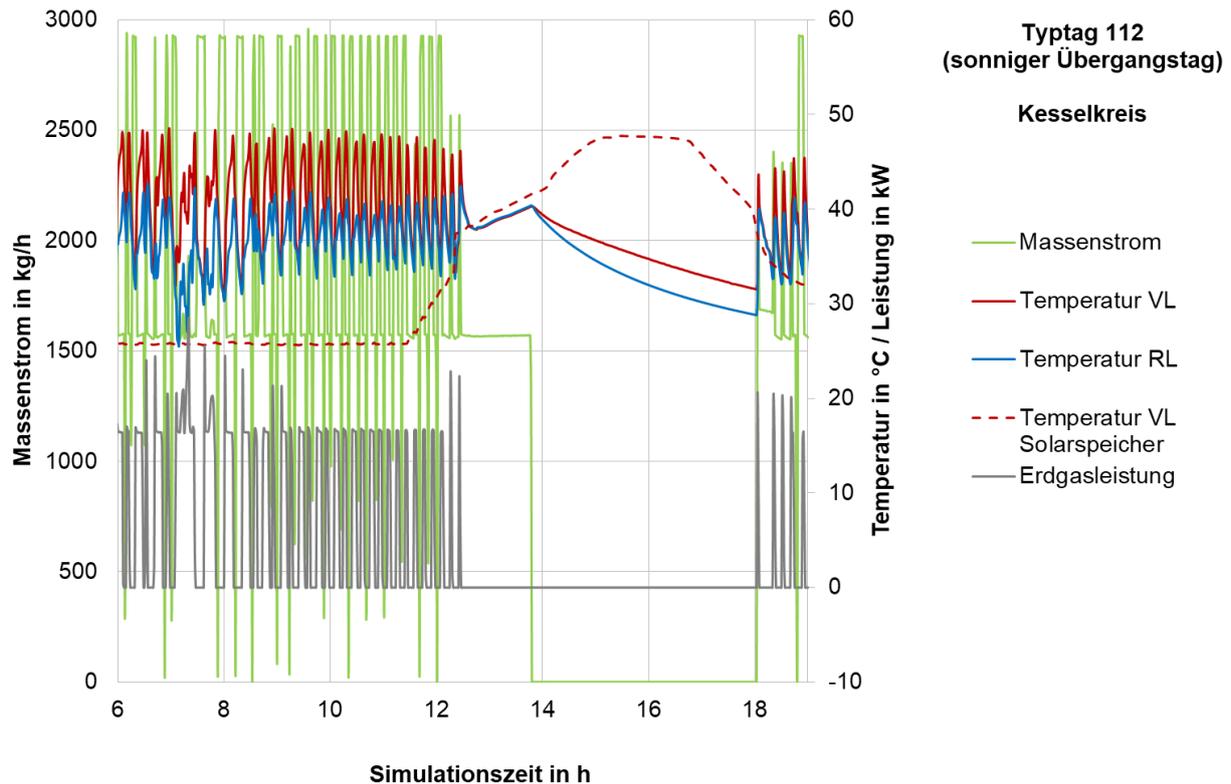


Abbildung 3.65: Kesselkreisverhalten der Anlage zu Konzept 8b für den Typtag „sonniger Übergangstag“

Ab ca. 12:30 Uhr steigt die Vorlauftemperatur im Solarspeicher (rot gestrichelt) durch die Beladung mit Solarwärme über die Temperatur des Heizkreisrücklaufes von ca. 30 °C (nicht eingezeichnet), sodass das erste Umschaltventil im Heizkreisrücklauf die solare Rücklaufanhebung über den Solarspeicher aktiviert. Danach heizt der Kessel einmal nach um die Solltemperatur des Heizkreisvorlaufs von 37 °C decken zu können. Anschließend sind für über eine Stunde die vorhandenen Kapazitäten im Kesselkreis ausreichend um die Nachheiztemperatur bereitzustellen. Um 14 Uhr schalten die Kesselkreispumpe ab und das zweite Umschaltventil der Mischerguppe um, weil der Solarspeicher die Solltemperatur des Heizkreises ohne Unterstützung erreicht. Daher kühlen ab dieser Uhrzeit die Leitungen im Kesselkreis aus, bis um 18 Uhr beide Mischventile umschalten und der Kessel die Wärmebereitstellung wieder übernimmt. Das prinzipielle Regelungsverhalten der Anlage ist demnach in der Programmierung vom ISFH korrekt umgesetzt. Lediglich das schnelle Takten der eingesetzten Gastherme kann nicht verhindert werden. Die Anlagenregelung steuert die Gastherme über eine Temperaturvorgabe an und diese übernimmt die Temperaturregelung mit Hilfe der Modulation von Brenner und Pumpendrehzahl.

Die schnellen Temperaturschwankungen im Kesselkreis übertragen sich auch auf den Heizkreis. In Abbildung 3.66 sind die Betriebszustände des Heizkreises für die gleiche Typtagmessung wie in Abbildung 3.65 dargestellt.

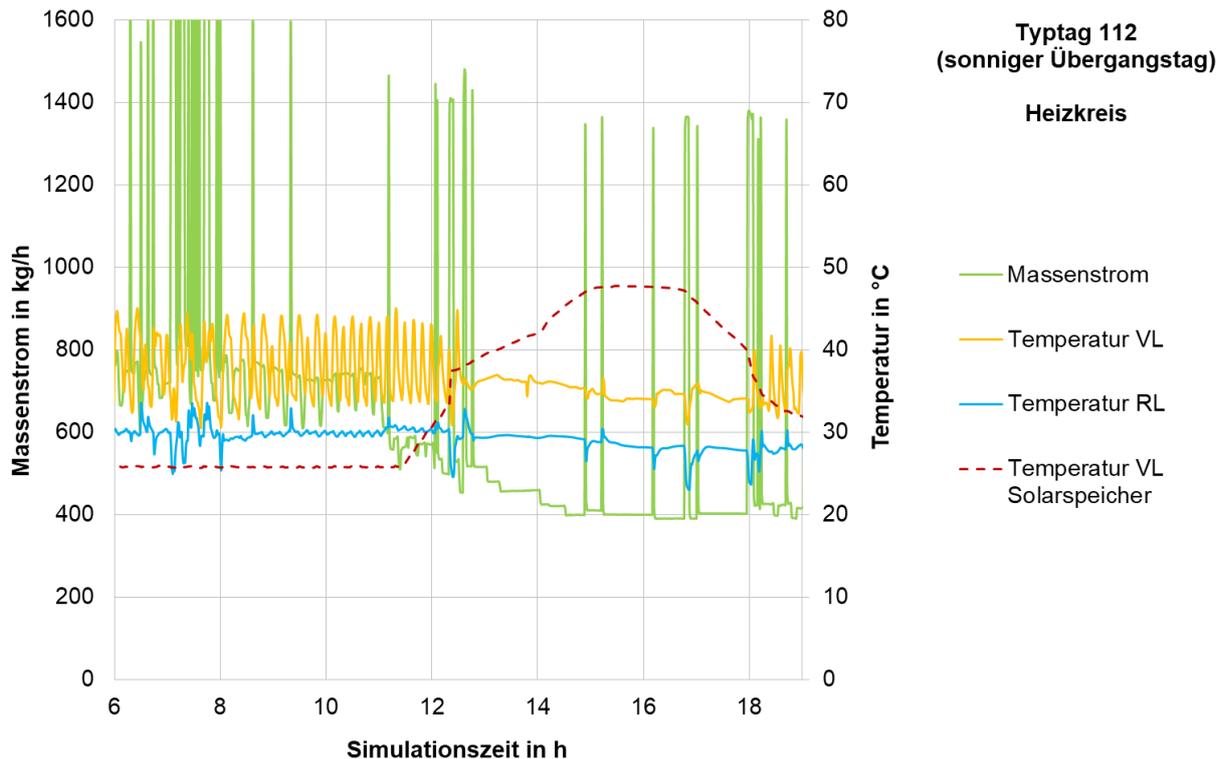


Abbildung 3.66: Temperaturverläufe und Massenstrom im Heizkreis der Anlage zu Konzept 8b für den Typtag „sonniger Übergangstag“

Die Vorlauftemperatur schwankt im Kesselkreisbetrieb um ca. 5 K. Dies bedeutet, dass die Stellzeit des Mischventils für die Vorlauftemperaturregelung zu groß ist und auch die Kapazität der hydraulischen Weiche die Temperaturschwankungen nicht ausreichend dämpfen kann. In der Betriebszeit der solaren Rücklaufanhebung und der alleinigen Versorgung des Heizkreises durch Solarwärme ist die Vorlauf-temperaturregelung nahezu ideal. In dieser Zeit gibt es nur kurzzeitige Schwankungen hervorgerufen durch die TWW-Heizlast im 2-Leiter-Netz. Dies ist an den kurzen Massenstromausschlägen und den Temperaturabfällen in der Rücklauf-temperatur zu erkennen. Im Kesselkreisbetrieb sind diese Vorlauf-temperaturschwankungen nicht zu beobachten, da die Rücklauf-temperaturschwankungen von den größeren Schwankungen, der Vorlauf-temperatur im Kesselkreis überlagert werden.

Zur Optimierung des Anlagenverhaltens muss eine kleinere Gastherme mit möglichst hohem Modulationsbereich verwendet werden. Wie in Abbildung 3.65 zu sehen, erzeugt der Gasbrenner bereits mit seiner geringsten Leistungsstufe von 14.3 kW die häufigen Taktungen und hohen Temperaturschwankungen in der Anlage. Außerdem wurde festgestellt, dass die erforderliche maximale Leistung nicht so hoch ist wie zuvor angenommen. Nach den HiL-Prüfungen und Simulationen ist auch im Winter eine Brennerleistung von 35 kW ausreichend.

### 3.3.6 Anlage zu Konzept 10

#### 3.3.6.1 Vorstellung

Bei der Anlage handelt es sich um einen dezentralen Aufbau nach Konzept 10, d.h. in jeder Wohnung befindet sich eine Gastherme, ein 250-Liter Pufferspeicher mit internem Solarwärmeübertrager, eine Frischwasserstation und eine Heizkreis-mischergruppe. Die hydraulische Verschaltung zeigt Abbildung 3.67. Die solare Heizungsunterstützung wird über eine Rücklaufanhebung realisiert - ohne die Möglichkeit den Speicher per Ventil zu umgehen.

Zwischen Heiz- und Warmwasserbetrieb wird per Umschaltventil (im Vorlauf der Therme) gewechselt. Im Heizbetrieb kann der Wärmeerzeuger die Wärme direkt in den Heizkreis einbringen, der Warmwasserbetrieb wird über den Pufferspeicher realisiert. Dazu wird der obere Speicherteil auf Solltemperatur (hier 58°C) gehalten. Die TWW-Bereitung übernimmt die Frischwasserstation. Eine Zirkulation gibt es nicht.

Je ein solches System wird pro Wohnung installiert – nur die Solaranlage ist (gebäude-)zentral. Diese Anlagenkonfiguration wird nicht am Markt angeboten, es handelt sich um einen Prototypen.

Alle Komponenten in Abbildung 3.67 werden real im Labor aufgebaut – bis auf die Kollektoren (links unten) und die Heizlast (Doppelkreis, rechts oben), die von Emulatoren ersetzt werden.

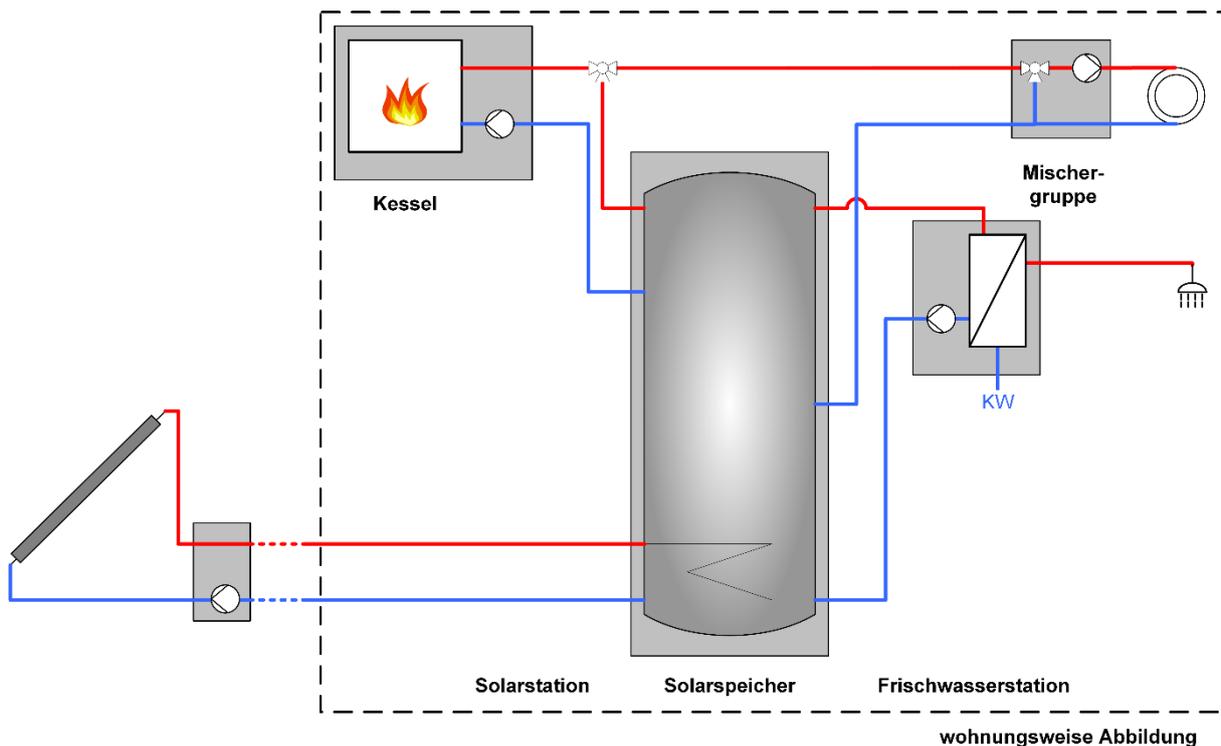


Abbildung 3.67: Anlage zu Konzept 10

## Die Komponenten der Hersteller-Anlage

### Wärmeerzeuger

Der Wärmeerzeuger ist ein (4,5 kW bis) 26 kW Gaswandheizgerät mit Brennwerttechnik. Der Außentemperatursensor des Gerätes wird im Laborbetrieb emuliert. Es ist kein Raumtemperatursensor angeschlossen.

Im Kessel-Vorlauf schaltet ein Umschaltventil je nach Anforderung zwischen TWW-Bereitung und Heizbetrieb um.

### Pufferspeicher

Der Pufferspeicher hat 250 l Speichervolumen. Zur Regelung der TWW-Beladung des oberen Speicherteils befindet sich ein Temperatursensor auf 77 % Speicherhöhe. Im unteren Speicherteil befindet sich ein Rohrwendelwärmetauscher für Solarwärme. Der Anschluss in der Mitte mit horizontaler „Ladelanze“ (Abbildung 3.35) dient zur Einbringung des Heizungsrücklaufs in den Speicher. Der obere Anschluss, der im Speicherdeckel nach schräg unten zeigt, dient als TWW-Vorlauf vom Wärmeerzeuger zum Speicher.

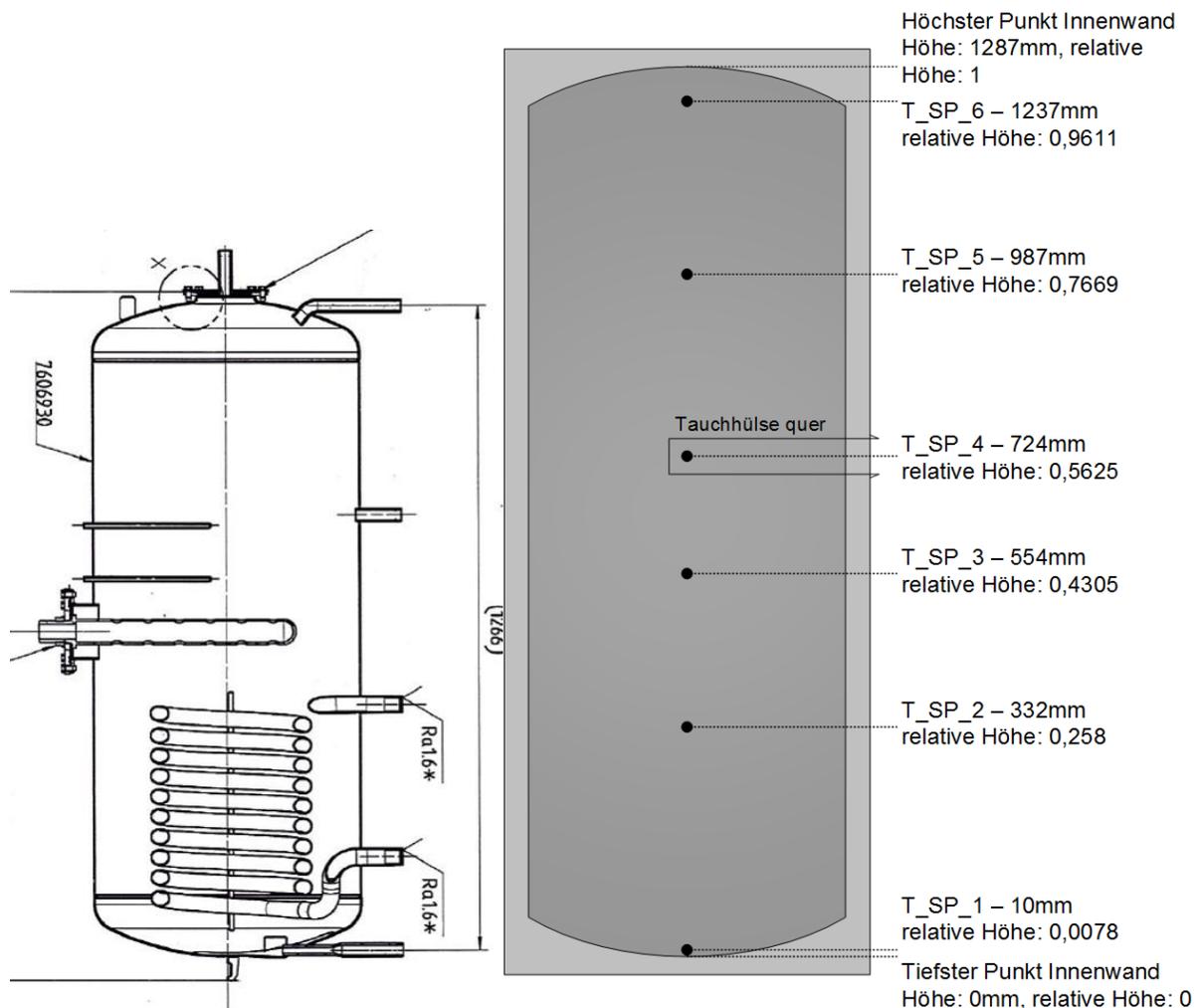


Abbildung 3.68 und Abbildung 3.69: Zeichnung des verwendeten Pufferspeichers und Sensorhöhen

### Frischwasserstation

Die Zapfleistung beträgt 25 l/min bei einer Warmwassertemperatur von 45°C, Speicher-Vorlauftemperatur von 60°C und Kaltwassereintrittstemperatur von 10°C.

### Heizungsmischergruppe

Die Mischergruppe für den Heizkreis enthält zwei Absperr-Kugelhähne mit Temperatursensor und Schwerkraftbremse im Vorlauf, eine drehzahlgeregelte Hocheffizienz-Umwälzpumpe und ein 3-Wege-Mischventil.

Der Pumpe arbeitet auf kleinstmöglicher Stufe, der Volumenstrom im Heizungsmischerkreis wurde dennoch zusätzlich reduziert auf 1/8 des Heizungsvolumenstroms des zentralen Systems, etwa 0,186 m<sup>3</sup>/h, um die Vergleichbarkeit mit dem zentralen System zu erhalten.

### Heizungsregler

An der Anlagenregelung (Heizungsregler) im Wärmeerzeuger lassen sich u. a. die Einstellungen für den hydraulischen Aufbau der Anlage, TWW- und HZ- Parameter vornehmen. Die Regelungen von Frischwasserstation und Mischergruppe sind über einen Datenbus mit der Heizungsregelung verbunden.

Diese gesamte reale Anlage wird simulativ in einem Mehrfamilienhaus betrieben, d.h. als Umgebung wird in Echtzeit ein Mehrfamilienhaus simuliert, in dem es die gleiche Anlage 8 mal gibt, einmal vermessen und 7-mal simuliert. Die vermessene Anlage befindet sich in der Simulation links im Dachgeschoss (s. Abbildung 3.70), im Folgenden als Wohneinheit 1 bezeichnet.

Das zentrale Solarkollektorfeld mit 24 m<sup>2</sup> Absorberfläche wird ebenfalls simuliert. Das Kollektorfeld ist dabei über die solare Vor- und Rücklaufleitung mit den Speichern aller Wohneinheiten verbunden. Alle Speicher sind parallel an die Solarleitungen angebunden und müssen daher hydraulisch abgeglichen sein. Im Falle einer Solarbeladung werden alle acht Speicher gleichzeitig mit dem gleichen Volumenstrom (60 l/h) beaufschlagt. Dabei wird in Kauf genommen, dass es kurzzeitig auch zu Entladungen einzelner Speicher kommen kann.

Die zentrale, ebenfalls simulierte Solarregelung verfügt über einen Strahlungssensor in Kollektorebene, einen Temperatursensor im Kollektor und einen Temperatursensor im gemeinsamen Solar-Rücklauf.

Die Solarpumpe wird eingeschaltet, wenn die solare Einstrahlung auf der Kollektorebene größer als 200 W/m<sup>2</sup> beträgt, dann läuft sie für mindestens 3 Minuten. Die Abschaltung erfolgt, sobald die Kollektortemperatur kleiner als die Rücklauftemperatur der Gesamtleitung ist.

Es gibt sowohl in der Simulation, als auch für den HIL-Teststand einen festen Solar-Volumenstrom. Dieser ist ein Achtel des Gesamt-Solarvolumenstroms und beträgt ca.  $60 \text{ l/h} / 8 = 7,5 \text{ l/h} = 0,021 \text{ kg/s}$ .

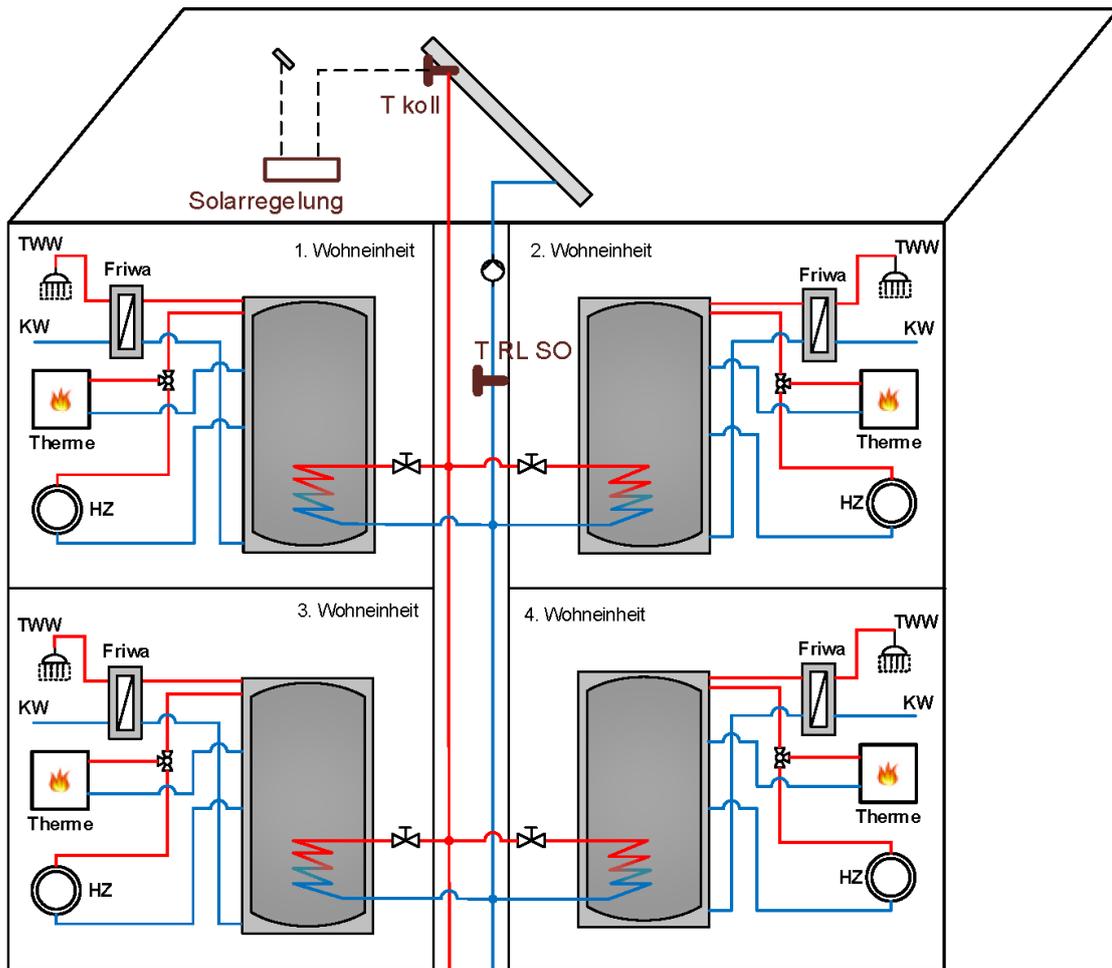


Abbildung 3.70: Verschaltung der Solaranlage anhand von vier Wohneinheiten

### 3.3.6.2 Funktionale Analyse

Für die Typtag-Randbedingungen wird Konfiguration 2 aus Tabelle 3-6 verwendet.

#### Messergebnisse eines Sommer- und eines Wintertages

Für die funktionale Analyse der Anlage wird exemplarisch ein sonnenreicher Sommertag und ein bedeckter Wintertag betrachtet, um alle Funktionen (sowohl Solarbelastung im Sommer als auch Heizbetrieb im Winter) der Anlage zu prüfen und auch um das Speichermanagement und die Einbindung der Rücklauftemperaturen zu bewerten. Als Tag mit viel Sonneneinstrahlung wurde Typtag 250 (Datum: 7.September) und als Wintertag wurde Typtag 38 (Datum: 7.Februar) gewählt. Es werden Schwachstellen der Anlage benannt und Optimierungen vorgeschlagen.

#### Typtag 38 (Winter):

An diesem Typtag besteht durchgängiger Heizbetrieb, denn die Außentemperatur liegt zwischen ca.  $-3^{\circ}\text{C}$  bis  $1,5^{\circ}\text{C}$ .

### Schichtumkehr bei Beladung

Es fällt auf, dass bei den Trinkwarmwasser-Beladungen die Temperatur des zweitobersten Speichersensors TS5 höher ist als die des obersten Sensors TS6 (Abbildung 3.71). Dies ist nicht gewollt, sondern resultiert aus dem abgewinkelten Speicheranschluss (Abbildung 3.68) des Thermenvorlaufs in den Speicher, denn so strömt das Heizwasser bei TWW-Beladung nicht in die oberste Speicherschicht auf TS6-Niveau, sondern auf TS5-Niveau bei etwa 77 % Speicherhöhe ein, wo sich auch der Warmwasser-Sensor der Therme im Speicher befindet. Kurz nach der TWW-Beladung kehrt sich diese Schichtung wieder um.

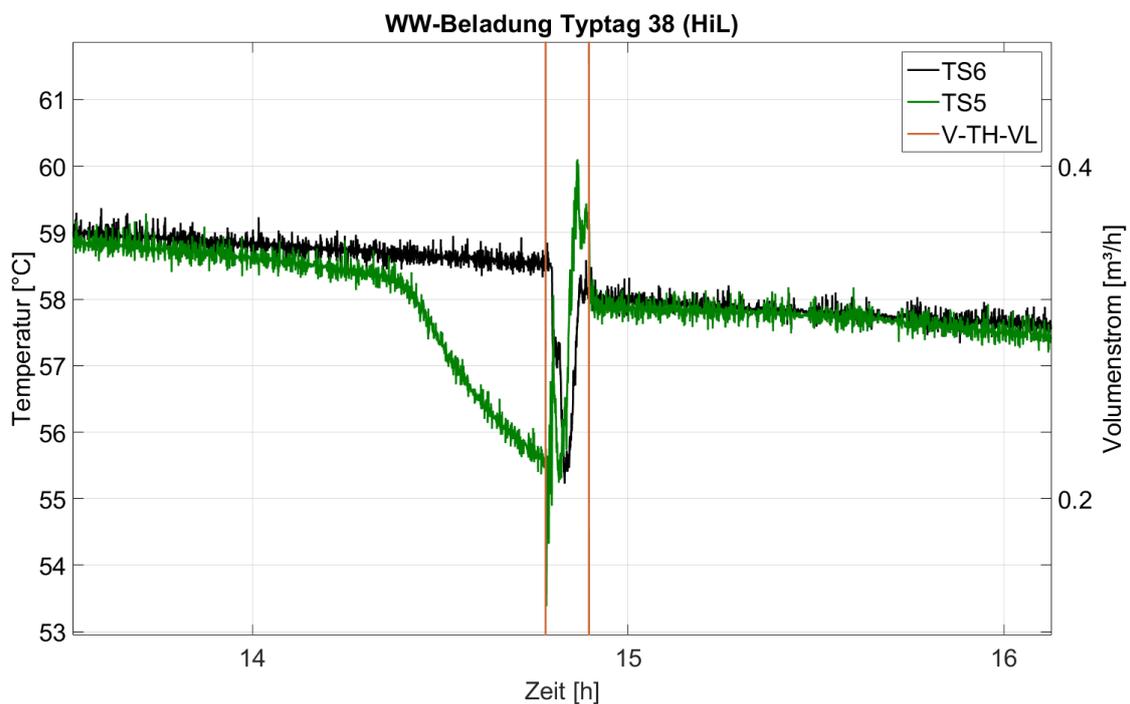


Abbildung 3.71: obere Speichertemperaturen (zoom)

Die am Thermenregler eingestellte Trinkwarmwasser-Beladungshysterese von  $\pm 2,5$  K kann am Sensor TS5 in Abbildung 3.71 (mit einer Abweichung von 1 K) beobachtet werden: bei etwa  $55,5^{\circ}\text{C}$  an TS5 wird die TWW-Beladung um etwa 14:50 Uhr eingeleitet, die Thermpumpe springt an (V-TH-VL). Die Temperatur von TS5 steigt dann zuerst etwas über  $60^{\circ}\text{C}$ , fällt dann wieder ab auf  $59,5^{\circ}\text{C}$ , dann wird die Beladung beendet. Die an TS5 beobachtete Hysterese beträgt damit etwa 4 K. Weil sich jedoch die Temperaturschicht nach der TWW-Beladung wieder umkehrt, sinkt die Temperatur schnell um 2 K auf  $58^{\circ}\text{C}$  ab, was dem am Regler eingestellten Sollwert entspricht. Problematisch hierbei ist, dass nach dem schnellen Absinken der Temperatur auf  $58^{\circ}\text{C}$  die Speichertemperatur real nur noch um 2,5 K abfallen darf, bis eine erneute TWW-Beladung eingeleitet wird. Dies sorgt für unnötig häufige TWW-Beladungen, kann jedoch durch Vergrößern der TWW-Temperaturhysterese oder eine horizontale Einströmung in den Speicher behoben werden.

### Speicher - Durchmischung durch schräges Einströmen

Das schräge Einströmen bei TWW-Beladung führt außerdem zu einer Abströmung und somit Durchmischung im Speicher - je nach eingestellter Pumpendrehzahl. Selbst mit der niedrigsten einstellbaren Drehzahl (20%) wird die darunterliegende Speicherschicht von TS4 noch mitaufgewärmt.

So entsteht im Speicher ein Heizungspufferteil und damit neben dem TWW-Bereitschaftsteil ein weiterer Bereich, der für potenzielle Solarwärme nicht mehr optimal zur Verfügung steht und zusätzliche Wärmeverluste produziert – aber (als positive Auswirkung) auch die Taktzahl des Kessels reduziert.

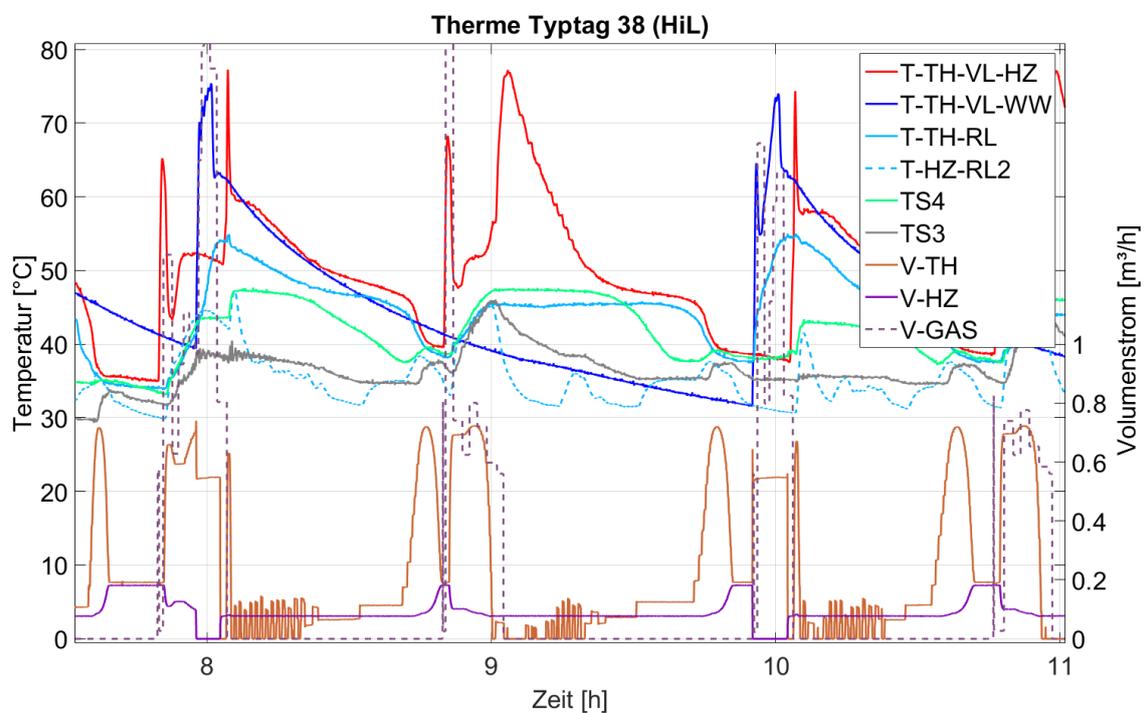


Abbildung 3.72: Temperaturen der Therme mit Speichertemperaturen TS3 und TS4 (zoom)

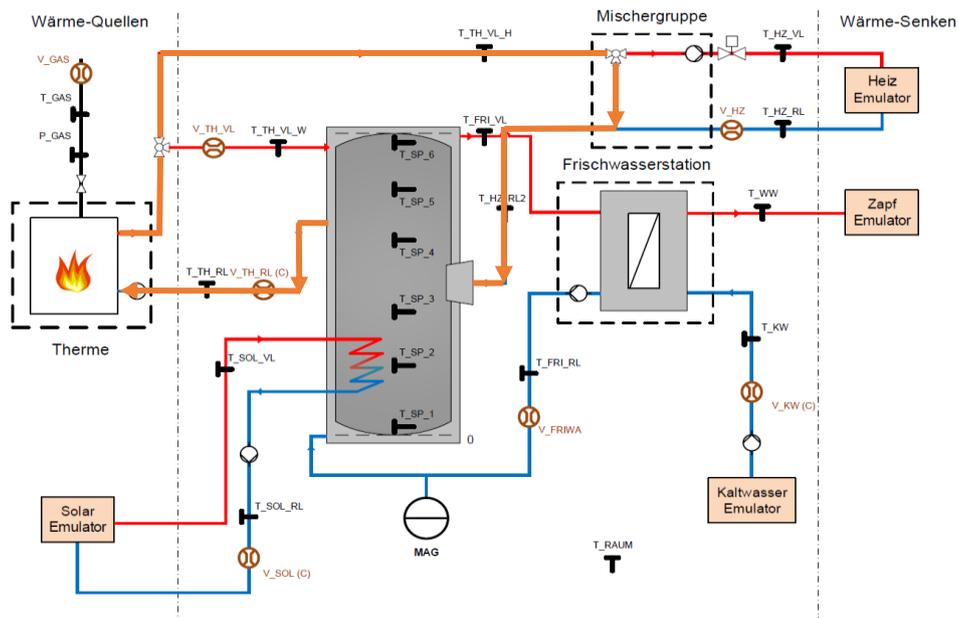


Abbildung 3.73: Bei geschlossenem Thermostatventil oder  $V_{TH\_RL} > V_{HZ}$ : Erzwungener Rücklauf durch den Speicher

### Überdimensionierung der Therme

Der Grund für das Takten im Heizbetrieb ist ein zu warmer Thermerücklauf mangels ausreichender Wärmeabnahme im Heizkreis, sowie einem durch die oben genannte Strömung bereits aufgewärmten Speicher. Der Brenner kann nur bis 4,5 kW heruntermodulieren und ist für die geringe Heizlast einer Wohnung weit überdimensioniert, denn an keinem der gemessenen Typtage übersteigt die Heizlast der Wohnung auch nur 3 kW!

Abbildung 3.75 zeigt die Temperaturen im Vor- und Rücklauf des Heizungsmischerkreises. Mit in der Grafik ist die Solltemperatur für den Heizungsvorlauf, sie wurde nach der Hersteller-Heizkurve (1,2) erstellt. Für die Solltemperatur des Reglers im abgesenkten Betrieb von 22 - 6 Uhr wurde „Heizkurve minus 10 K“ angenommen, da der wahre Wert unbekannt ist. Der Mischer arbeitet zumeist auf die außentemperaturgeführte Solltemperatur, dennoch gibt es Zeiten, an denen der Wärmeerzeuger die Temperatur bis zu 14 K davon abfallen lässt. Die Raumtemperatur zeigt sich davon unbeeinflusst, es wird immer noch Wärme an die Raumluft übertragen bis der Brenner wieder anspringt ( $\Delta T$  zwischen T-HZ-VL und T-HZ-RL > 0).

Um 6 Uhr morgens nach Ende des abgesenkten Betriebs wird für etwa eine Stunde ein „erhöhter“ Betrieb aktiviert, bei dem die Therme mehr Heizwärme zur Verfügung stellt als die Heizkurve vorgibt (Abbildung 3.75), um für eine schnellere Aufwärmung der Wohnräume zu sorgen.

In Abbildung 3.72 sind nach dem Abfallen des Thermenvolumenstroms um kurz nach 9 Uhr sehr kleine Volumenstromstöße zu beobachten. Da der Brenner nicht weiter heruntermodulieren kann, wird die thermische (Rest-)Wärme nach dem Abschalten des Brenners durch die kleinen Volumenstromstöße der Thermenpumpe zum Mischer transportiert, die Heizungsvorlauftemperatur bleibt auf Solltemperatur. Mit stetig fallender Thermenvorlauftemperatur (Abbildung 3.72) wird der Thermenvolumenstrom nicht mehr stoßartig moduliert, sondern wird stetig und danach größer. Am Ende fällt  $T_{HZ\_VL}$  bis ca. 14 K unter die Solltemperatur ab, dann fahren Thermen- und Mischerkreispumpe kurzzeitig mit erhöhtem Volumenstrom bis der Brenner wieder zündet.

Abbildung 3.74 und Abbildung 3.75 zeigen eine Übersicht der Thermen- und Heizungsmischerkreistemperaturen über den Tag, dabei wird am Verlauf des Brenner-Gasvolumenstroms deutlich, dass es 24 Thermentaktungen gibt, die man u.a. durch optimierte Einstellungen der TWW-Beladungs-Hysterese weiter verringern könnte. Auffällig ist, dass die TWW-Beladung stets mit einem Start des Brenners zur Heizungstaktung verbunden ist, sodass sich das Taktverhalten mit veränderter TWW-Beladungshysterese möglicherweise auch für den Heizbetrieb ändert.

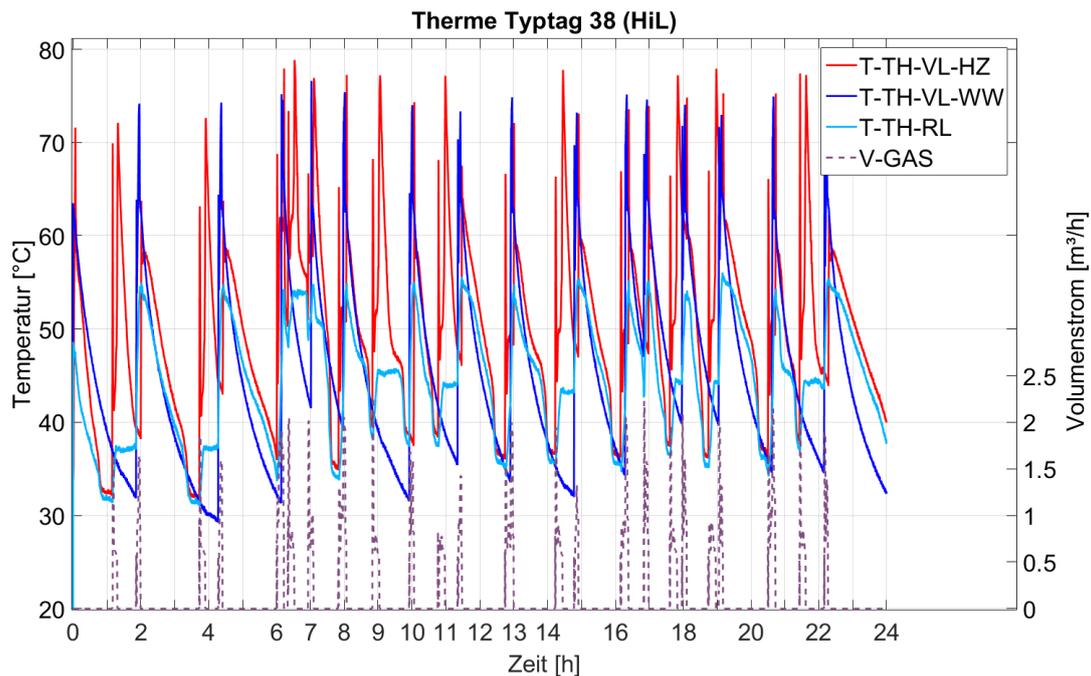


Abbildung 3.74: Temperaturen und Gasvolumenstrom der Therme

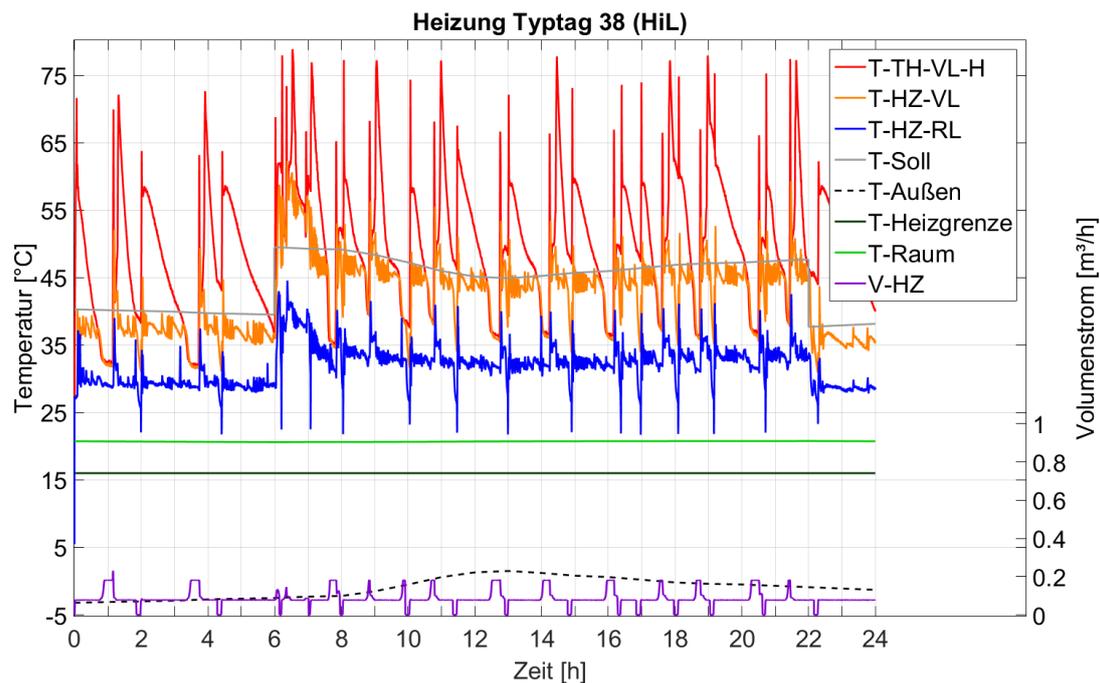


Abbildung 3.75: Temperaturen und Volumenstrom im Heizungskreis

### Zentrale Belade-Regelung der dezentralen Solarspeicher

In den folgenden Temperaturverläufen zur Solarbeladung werden lediglich die Solarvor- und Rücklauftemperaturen am Speicher der jeweiligen Wohneinheit gezeigt. Die Temperaturen der solaren Sammelleitung sind nicht dargestellt.

An diesem Typtag gibt es eine kurze Solarbeladung (Abbildung 3.76). Hierbei schaltet die Solarpumpe aus Sicht dieser Wohneinheit zu früh ab, da eine positive Temperaturspreizung zwischen solarem Vor- und Rücklauf von ca. 3 K (direkt am Speicher in der Wohnung) noch vorhanden ist, wenn die Pumpe bereits abschaltet. Die Solarbeladung könnte also (für diesen einen Speicher) länger fortgesetzt werden. Dies liegt am Abschaltkriterium, das sich auf die zentrale Solarleitung und somit auf alle 8 Speicher bezieht. Die Solarbeladung wird am folgenden Sommertag noch einmal genauer untersucht.

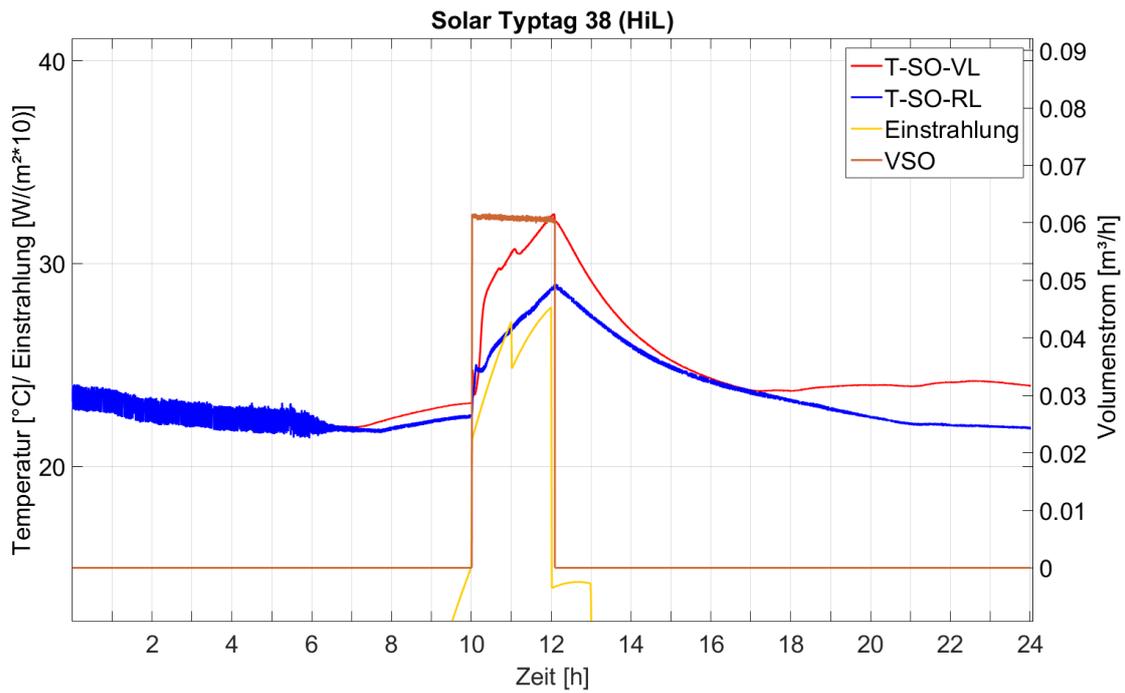


Abbildung 3.76: Vor- und Rücklauftemperaturen, sowie Volumenstrom im Solarkreis

Abbildung 3.77 zeigt einen zeitlichen Ausschnitt für die Temperaturen und Volumenströme der Frischwasserstation. Hierbei wird deren Regelgüte sichtbar: die Solltemperatur von 45°C im Warmwasservorlauf erreicht sie besonders gut bei größeren und längeren Zapfungen. Bei kleinen einminütigen Zapfungen schwankt die Vorlauftemperatur zwischen 35°C und 48°C. Die Höhe der Volumenströme von Heizwasser- (V-FRIWA) und Frischwasserkreis (V-KW) ist bei Zapfungen ähnlich groß, was für optimale Wärmeübertragung sorgt.

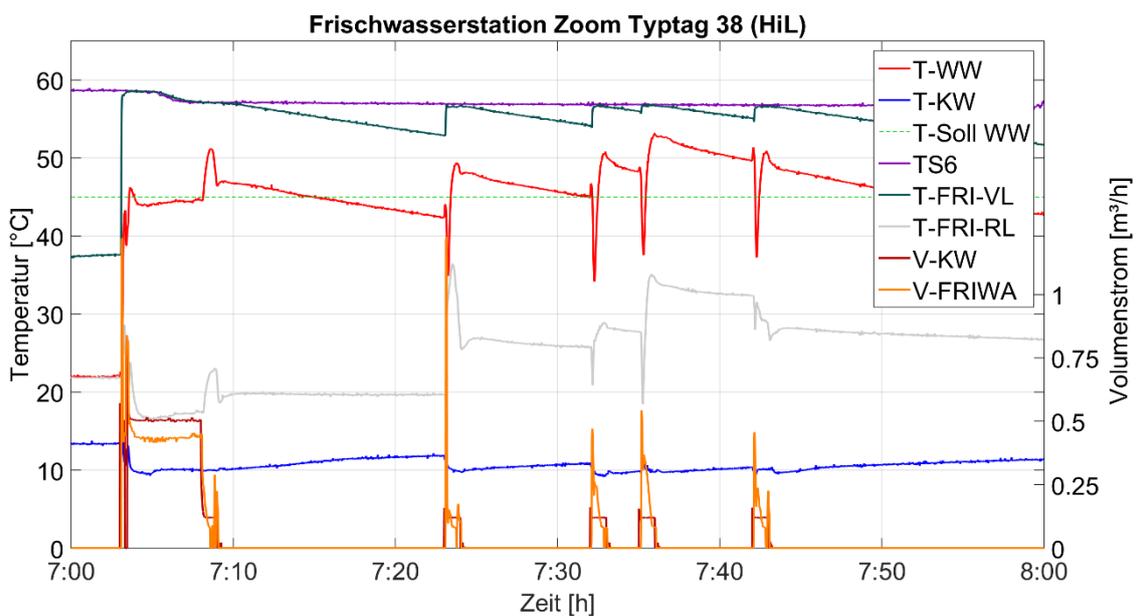


Abbildung 3.77: Temperaturen und Volumenströme der Frischwasserstation

### Typtag 250 (Sommertag)

An diesem Tag gibt es viel solare Einstrahlung. Die Außentemperaturen liegen morgens bis etwa 10 Uhr noch unter 16°C, sodass die Heizungspumpe morgens aktiv ist. Der Brenner springt einmal kurz zu Beginn des Tages um etwa 0:30 Uhr an, um Heizungswärme zu liefern. In Abbildung 3.78 sind die Speichertemperaturen und das Solarpumpensignal über den Tag zu sehen. Da es zu Beginn des Typtages Heizbetrieb gibt, wird der mittlere Teil des Speichers (TS4) (aufgrund des oben beschriebenen Effektes) vor der Solarbeladung erwärmt (ab 4 Uhr). Zu Beginn der Solarbeladung (um 8 Uhr) ist TS4 jedoch durch die Wärmeabnahme wieder auf 30°C abgekühlt. Von 8 bis etwa 17 Uhr werden fast alle Speichertemperaturen auf bis zu 65°C solar erwärmt. Der unterste Sensor TS1 wird weniger beeinflusst, da er sich ca. 10 mm über dem Speicherboden und damit unterhalb des Solar-Rohrwendel-Wärmetauschers befindet.

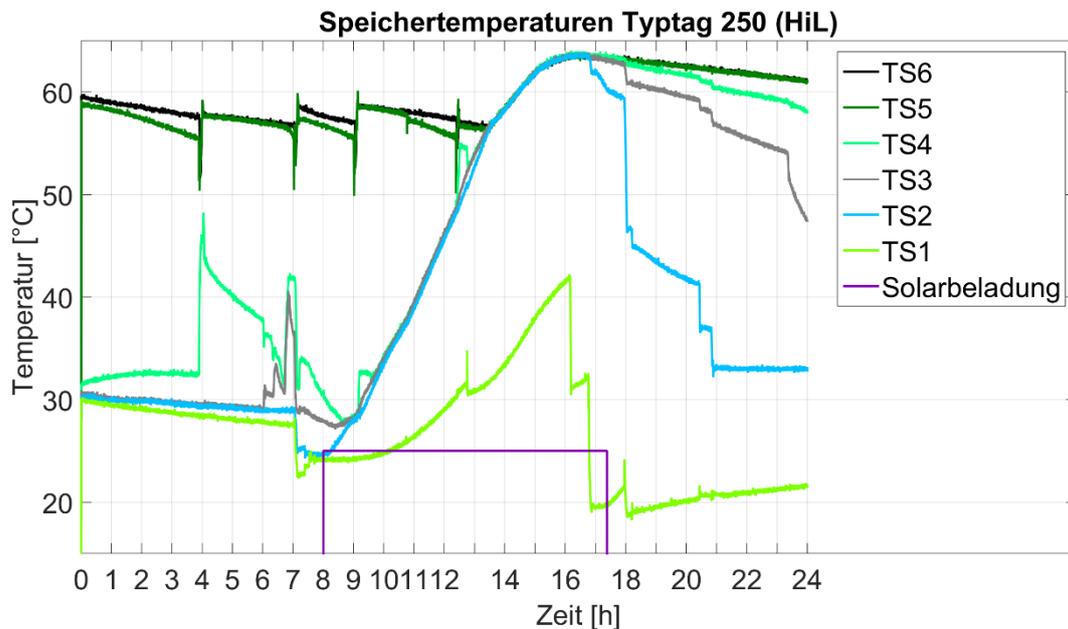


Abbildung 3.78: Speichertemperaturen

Abbildung 3.79 zeigt die Vor- und Rücklauftemperaturen der Therme sowie den Gasvolumenstrom. Die Therme ist fünf mal bis etwa 13 Uhr aktiv, der Rest des Tageswärmebedarfs wird solar gedeckt.

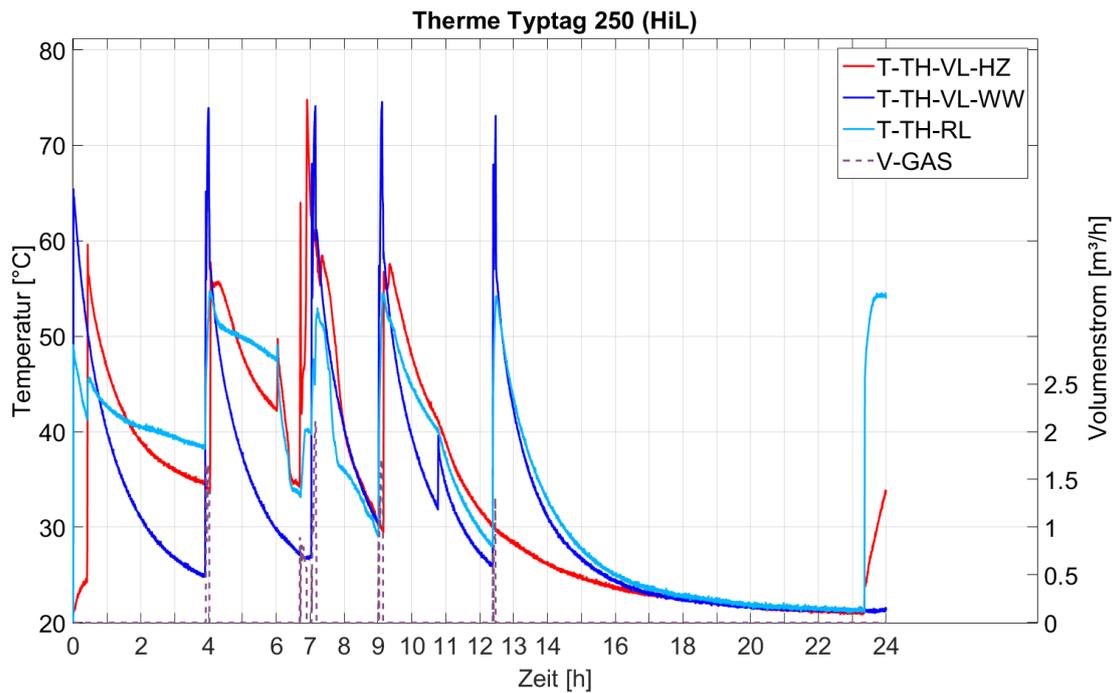


Abbildung 3.79: Temperaturen und Gasvolumenstrom der Therme

Abbildung 3.80 zeigt die Solarbeladung mit Vor- und Rücklauftemperaturen der Solarleitung innerhalb der Wohneinheit. Die Trinkwarmwasser-Zapfung um etwa 17 Uhr lässt die Temperatur im unteren Speicherbereich nochmal deutlich absinken (Abbildung 3.78), sodass die Solarpumpe aus Sicht der Wohneinheit noch etwas weiterlaufen könnte, um das volle Potential des Speichers zu nutzen.

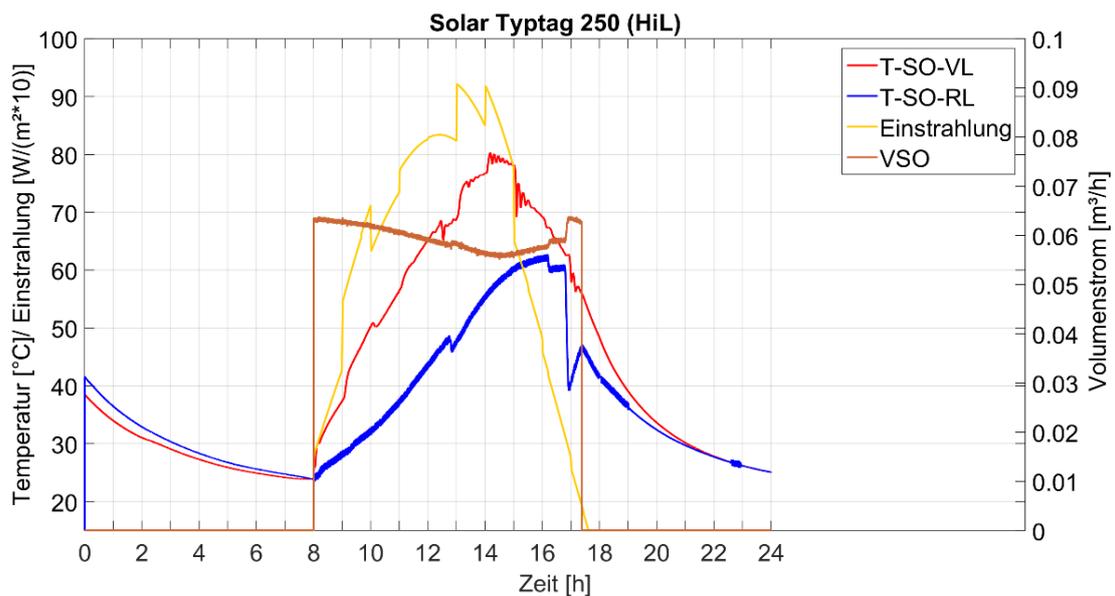


Abbildung 3.80: Vor- und Rücklauftemperaturen, sowie Volumenstrom im Solarkreis WE1

Ein Blick auf die Solarbeladung der mitsimulierten Wohneinheit 2 (Abbildung 3.83) zeigt, dass für diesen Speicher die Solarpumpe etwas zu spät abschaltet, da bereits wieder etwas Wärme aus dem Speicher entnommen wird. Dieser Effekt wird im Verbundprojekt der Hochschule Düsseldorf und dem Institut für Solarenergieforschung Hameln

Folgenden als „Solaraustrag“ bezeichnet. Man kann diesen auch nochmal in Abbildung 3.81 und Abbildung 3.82 erkennen, dort sind die Solarein- bzw. Austräge von WE1 und WE2 für Typtag 250 sowie Typtag 230 (mit starker Solareinstrahlung) dargestellt. Von dem Solareintrag von 8,38 kWh für WE2 werden an Typtag 250 etwa 0,15 kWh wieder ausgetragen, was 1,8 % des Eintrags sind. An Typtag 230 werden bei WE2 etwa 0,22 kWh wieder ausgetragen, was 2,1 % des Eintrags sind.

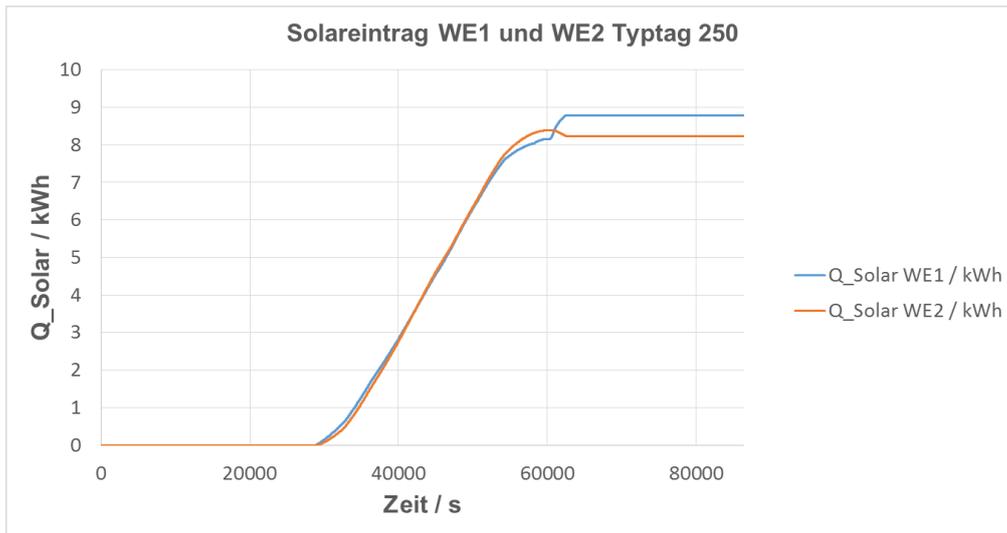


Abbildung 3.81: Vergleich der Solareinträge von WE1 und WE2 an Typtag 250

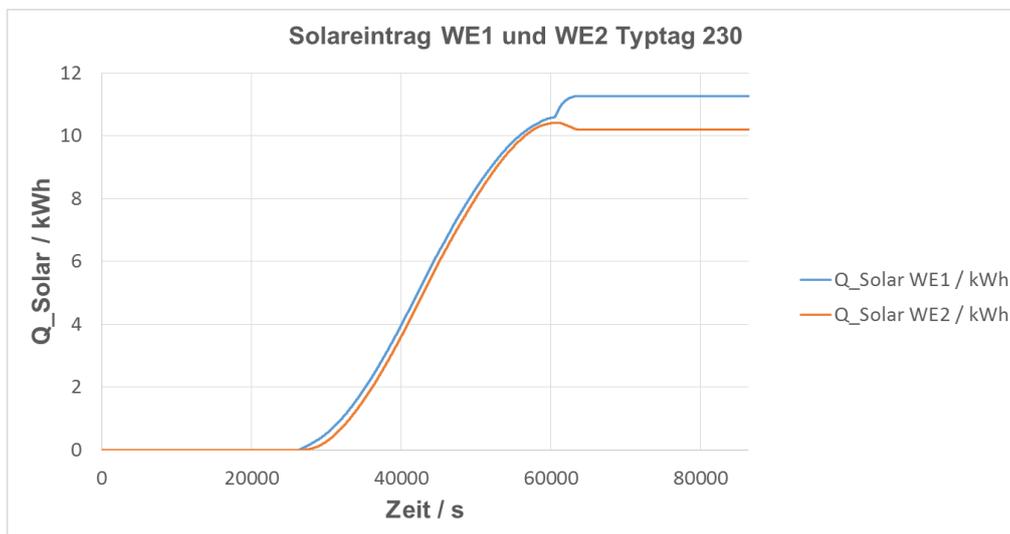


Abbildung 3.82: Vergleich der Solareinträge von WE1 und WE2 an Typtag 230

Die Differenz zwischen den Speichertemperaturen von WE1 und WE2 und dem daraus resultierenden unterschiedlichen Solarein- bzw. Austrag ist durch das unterschiedliche Zapfprofil zu erklären. In WE 1 wurde zu Beginn der Solarbeladung bereits etwa 144 l gezapft, während in WE 2 lediglich etwa 18 l gezapft wurden. Generell funktioniert das Konzept der Solarbeladung und Verteilung der Solarwärme gut. Die Temperaturen aller Speicher des Gebäudemodells befinden sich bei

Abschaltung der zentralen Solarpumpe auf einem ähnlich hohen Temperaturniveau, was eine Auswahl an Speichertemperaturverläufen in Abbildung 3.84, Abbildung 3.85 und Abbildung 3.86: Speichertemperaturen von anderen mitsimulierten Wohneinheiten zeigt. Diese Abbildungen zeigen jedoch auch, dass die Speichertemperatur TS2 (Position mittig des Solarwärmetauschers) kurz vor Ende der Pumpenabschaltung nochmal absinken. Dies ist auf den erwähnten Effekt der für diese Wohneinheiten zu spät abschaltenden Solarpumpe zurückzuführen.

Möchte man Solarausträge sowie Solarleitungsverluste reduzieren, könnte dies durch eine angepasste Regelung (frühere Abschaltung der Solarpumpe) realisiert werden.

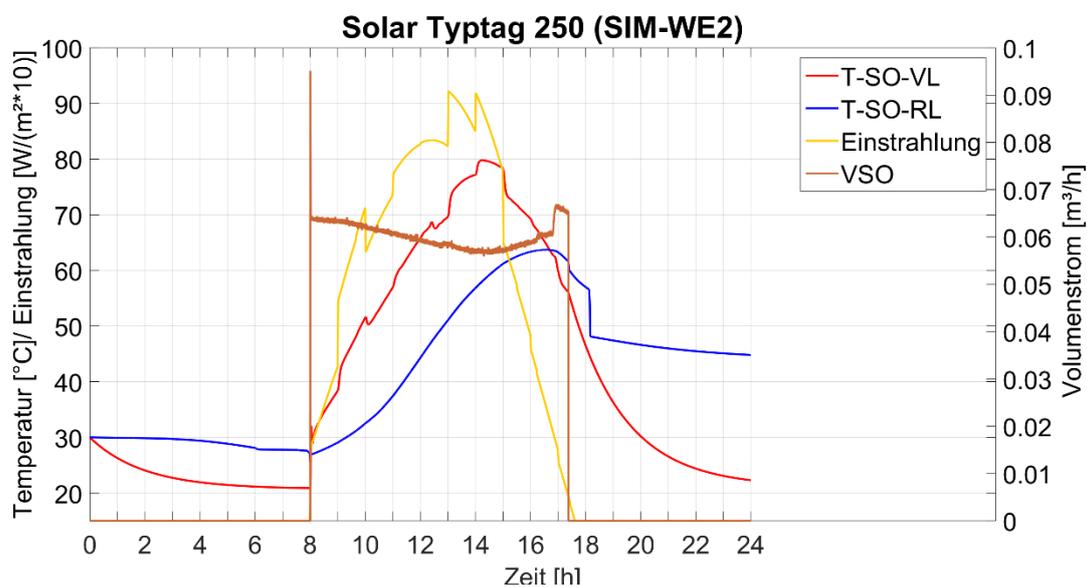


Abbildung 3.83: Vor- und Rücklauftemperaturen, sowie Volumenstrom im Solarkreis (WE2)

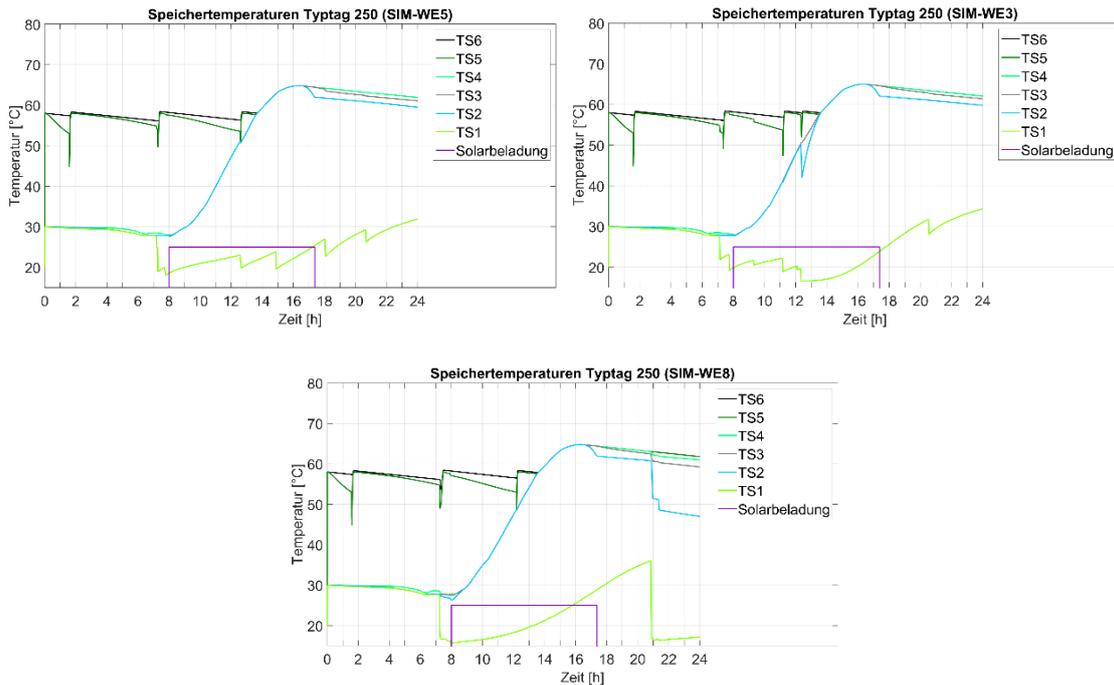


Abbildung 3.84, Abbildung 3.85 und Abbildung 3.86: Speichertemperaturen von anderen mitsimulierten Wohneinheiten

In Tabelle 3-12 befindet sich eine quantitative Darstellung des Effektes aus einer Jahressimulation zu der Anlage.

Tabelle 3-12: Solare Energieausträge in der Jahressimulation betrachtet:

	WE1	WE2	WE3	WE4	WE5	WE6	WE7	WE8	Mittel
<b>Q<sub>Solar</sub> / kWh*a</b>	1124,79	1125,36	1037,52	1042,56	1028,21	1062,32	1121,83	1123,65	1083,28
<b>Solarausträge gesamt / kWh</b>	51,25	50,71	65,28	61,65	58,48	65,74	52,76	51,76	57,20
<b>Solarausträge gesamt / %</b>	4,56	4,51	6,29	5,91	5,69	6,19	4,70	4,61	5,31
<b>Solarausträge gesamt / Anzahl</b>	592	601	730	723	701	706	607	603	657,88

Die ausgetragenen Energien beziehen sich stets auf die jeweilige Wohneinheit und nicht auf das Gebäude. Es ist davon auszugehen, dass die aus dem Speicher der jeweiligen WE ausgetragene Energie nur von einer Wohneinheit zu einer anderen transportiert wird, da keine Energie über den Kollektor an die Umgebung abgegeben wird, weil die Solarregelung sich auf die Vor- und Rücklauftemperaturen der Sammelleitung bezieht.

### Zusammenfassung

Die Prototypen-Hersteller-Anlage wärmt in der gewählten hydraulischen Verschaltung durch den Heizbetrieb und die Trinkwarmwasser-Beladung die mittlere Speicherschicht mit auf. Dies liegt vorrangig am Fehlen einer Rückschlagklappe in der Mischerguppe, aber auch am schräg nach unten zeigenden Speicheranschluss für die TWW-Beladung. Beides lässt sich leicht korrigieren, so dass Heizungs- und TWW-Bereich im Speicher verkleinert werden könnten. Auf die Solarbeladung an den

betrachteten Typtagen hat dies keinen merklichen negativen Einfluss. Je nach Jahreszeit sind die auftretenden Speicherverluste zur Wohnungsaufwärmung nutzbar.

Selbst die niedrigste Brennermodulationsstufe erbringt noch zuviel Heizleistung, um im Winter einen stetigen Heizbetrieb zu erreichen, die Therme ist zu groß dimensioniert. Dennoch kann durch die modulierende Thermenpumpe der Mischerkreis effizient mit Brenner-Restwärme beliefert werden. Der Heizungsmischer mischt die Heizungsvorlauftemperaturen ausreichend schnell auf die richtige Solltemperatur.

Durch die einfache zentrale Solarregelung, die alle 8 Speicher immer gleichzeitig belädt, kann keine optimale Solarbeladung für jeden einzelnen Speicher stattfinden, dennoch funktioniert die Regelung gut, alle Speicher werden in der Simulation ähnlich stark beladen. Entladungen fallen im Jahresmittel mit 5,31 % des Solareintrags bedeutend aus, jedoch handelt es sich nicht um einen Wärmeverlust, sondern nur um eine Umverteilung von Solarenergie in andere Wohneinheiten. Daher wird diese Solarregelung insgesamt als sehr gut für diese Hydraulik (mit einem kleinen Speicher in jeder Wohnung) angesehen.

Die Anlage bietet noch viel Optimierungspotential, vor allem bei der Dimensionierung der Komponenten. Der apparative Aufbau in den Wohnungen, insbesondere der Speicher, nimmt viel Platz ein. Alle wohnungsweisen Komponenten sollten daher auf minimales Volumen bei gleichbleibend hoher energetischer Effizienz optimiert werden.

### 3.3.6.3 Analyse des Simulationsmodells

In Tabelle 3-13 sind die Ergebnisse der HiL-Messungen und der Simulationen für die Typtage dargestellt.

Tabelle 3-13: Vergleich der Typtag Ergebnisse (Sim./ HiL)

Typtag	Bezeichnung	Nutz- wärme Kessel	Energie Erdgas	Solar Energie	Warm- wasser- bedarf	Heizbedarf	Speicher- verluste	Kessel- verluste	Rohr- leitungs- verluste	Änd. Speicher- inhalt	Wirkungs- grad Kessel	solarer Deckungs- grad	Bilanz- abweich- ung
		[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[%]	[%]
38	Sim.	36,9	35,5	0,5	6,5	26,7	1,0	2,6	4,0	-1,2	103,9	1,4	-1,0
	HiL	36,9	34,9	0,4	6,2	21,8	1,2	2,5	3,9	1,2	105,9	1,1	1,0
	abs. Abw.	0,0	-0,6	-0,1	-0,3	-4,8	0,2	-0,1	-0,1	2,4	1,9	-0,2	2,0
71	Sim.	23,2	23,0	5,7	6,5	18,4	1,1	2,4	3,7	-1,2	101,0	19,7	0,2
	HiL	28,5	27,2	5,2	6,2	19,1	1,3	2,4	3,6	1,0	104,9	15,4	1,1
	abs. Abw.	5,3	4,2	-0,5	-0,3	0,7	0,2	0,0	-0,1	2,2	3,9	-4,3	0,9
175	Sim.	4,8	6,0	5,3	6,5	0,0	1,3	1,6	1,1	0,8	80,3	52,5	1,6
	HiL	7,5	7,6	4,9	6,2	0,0	1,3	1,6	0,9	1,3	97,6	39,7	2,8
	abs. Abw.	2,7	1,7	-0,4	-0,3	0,0	0,1	-0,1	-0,2	0,5	17,3	-12,8	1,2
250	Sim.	4,9	5,6	9,5	6,5	2,2	1,6	1,4	1,5	2,5	86,6	66,1	0,9
	HiL	6,6	6,8	9,3	6,2	2,7	1,7	1,2	1,4	2,5	96,9	58,7	1,7
	abs. Abw.	1,7	1,2	-0,2	-0,3	0,5	0,1	-0,2	-0,1	0,0	10,3	-7,4	0,8
359	Sim.	49,4	47,4	0,0	6,5	37,6	1,0	2,9	4,3	-1,3	104,3	0,0	-0,7
	HiL	51,1	47,1	0,0	6,3	29,3	1,3	2,9	3,9	0,4	108,6	0,0	6,0
	abs. Abw.	1,7	-0,3	0,0	-0,2	-8,3	0,2	0,0	-0,3	1,7	4,3	0,0	6,7

## Erzeuger

Auf der Erzeugerseite (Solar-/ Nutzwärme Kessel) wurde die beste Übereinstimmung zwischen HiL-Messungen und Simulationsmodell bei den Wintertagen (38/ 359) erreicht. Die absolute Abweichung der vom Kessel erzeugten Nutzwärme bei Typtag 38 beträgt 0,0 kWh/a und bei Typtag 359 beträgt diese 1,7 kWh/a. Bei den Sommer- bzw. Übergangstagen ist die absolute Abweichung auf der Erzeugerseite höher. Die minimale absolute Abweichung entspricht hierbei 1,7 kWh/a (Typtage 175/ 250). Bei Typtag 71 beträgt die absolute Abweichung jedoch 5,3 kWh/a. Die in den Wärmespeicher eingespeiste Solarenergie liegt bei den Simulationen für alle Typtage oberhalb der HiL-Ergebnisse. Die absolute Abweichung beträgt hier minimal 0,1 kWh/a und maximal 0,5 kWh/a. Die Unterschiede auf der Erzeugerseite kommen unter anderem aufgrund der Änderung der Speicherenergie zustande. Mit Ausnahme des Typtags 250 wird dem Speicher in der Simulation weniger Wärme zugeführt, so dass der Brennwärtekessel in der Simulation weniger Energie liefert. Der Grund hierfür liegt vermutlich darin, dass die Simulation weniger träge (d.h. präziser) reagiert als ein reales System und somit den Speicher idealer belädt.

## Verbraucher

Beim Trinkwarmwasserbedarf liegt die absolute Abweichung konstant bei 0,3 kWh/a. Beim Heizbedarf beträgt die absolute Abweichung den Übergangstagen 0,7 kWh/a (71) bzw. 0,5 kWh/a (250). An den Wintertagen hingegen ist eine sehr hohe absolute Abweichung von 4,8 kWh/a (38) und 8,3 kWh/a (359) zu verzeichnen.

Die schlechte Übereinstimmung an Tagen mit hohem Heizbedarf resultiert aus den Abweichungen des Heizvolumenstroms und den nicht exakt abgebildeten Thermenerverlusten. Dazu zeigt Abbildung 3-87 exemplarisch für den Typtag 359 die Volumenströme im Heizkreis am HiL-Teststand und für die Simulation. Der HiL-Volumenstrom weist einen niedrigeren mittleren Volumenstrom auf als der simulierte. Dazu wird der Heizungsvolumenstrom der HiL-Anlage stark moduliert.

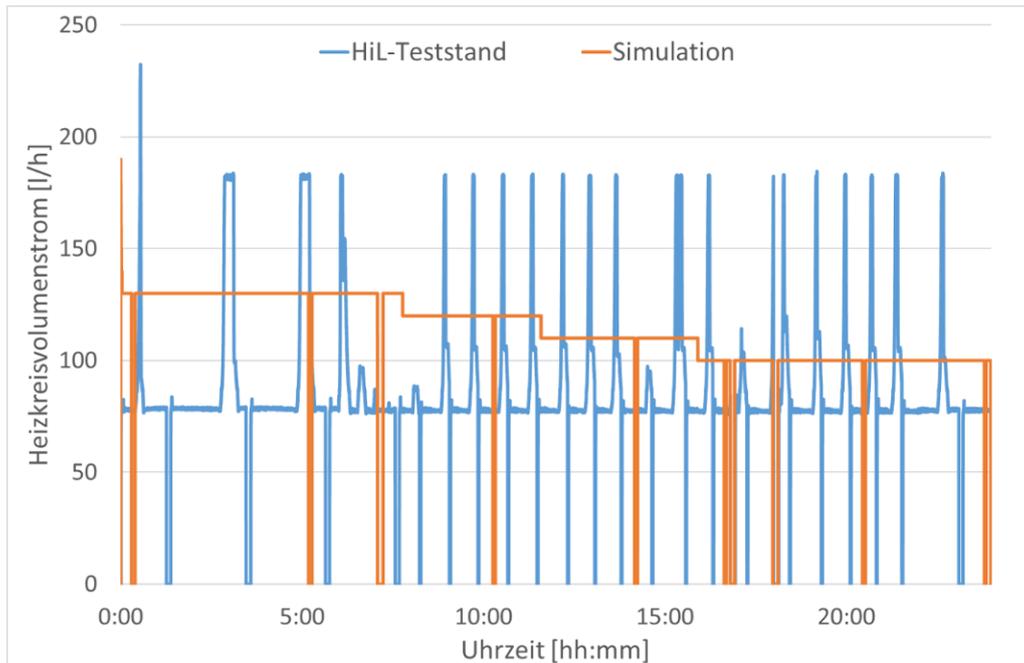


Abbildung 3-87: Heizkreisvolumenstrom für den Typtag 359 (Sim./ HiL)

Der Volumenstrom in der Simulation dagegen wird während eines Heizvorganges auf einem relativ konstanten Niveau gehalten. Der Heizungsmischer konnte aufgrund mangelnder Kenntnis über dessen Regelung nicht exakt nachgebildet werden. Der mittlere Volumenstrom des Typtags 359 liegt am HiL-Teststand bei ca. 84 l/h und in der Simulation bei ca. 110 l/h. Der in den Simulationen erreichte Jahresheizbedarf bildet jedoch sehr gut das sanierte bzw. unsanierte Mehrfamilienhaus ab, so dass die Abweichungen der einzelnen Typtage toleriert wurden.

Im Folgenden wird der Vergleich zwischen dem HiL-Teststand und der Simulation für die Volumenstrom- und Temperaturverläufe der Frischwasserstation, des Solar-, Thermen- und Heizkreises exemplarisch an Typtag 71 durchgeführt. Dieser Typtag wurde ausgewählt, da dieser einen vergleichsweise hohen Heizbedarf bei gleichzeitig hohen Solareintrag aufweist, siehe Tabelle 3-13.

Die Volumenstrom- und Temperaturverläufe der HiL-Messung bzw. der Simulation für die Frischwasserstation am Typtag 71 werden in Abbildung 3-88 dargestellt.

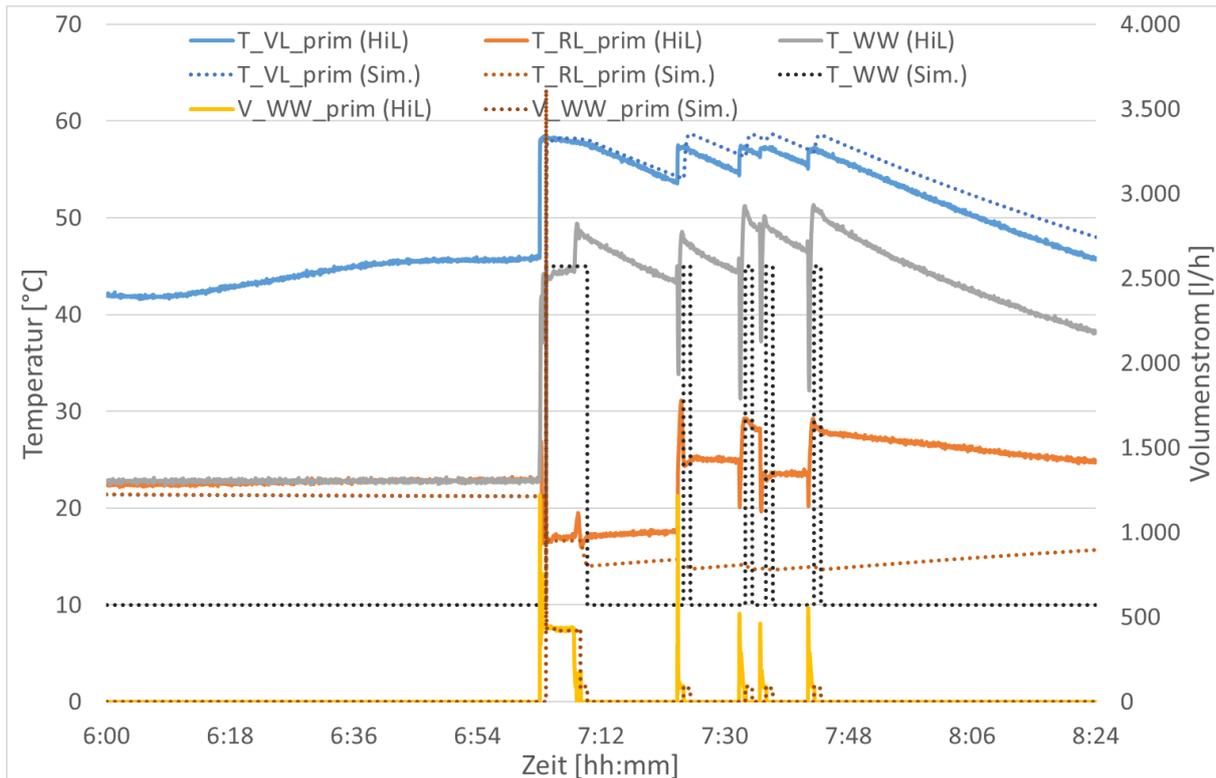


Abbildung 3-88: Volumenstrom- und Temperaturverläufe der Frischwasserstation (Typ-Tag 71)

Die Verläufe der Warmwassertemperatur ( $T_{WW}$ ) weisen aufgrund simulationstechnischer Gründe Unterschiede zwischen der HiL-Messung und den Simulationsergebnissen auf. So beträgt beispielsweise nach einer Zapfung die Warmwassertemperatur in der Simulation  $10^{\circ}\text{C}$  während sich die Warmwassertemperatur am HiL-Teststand erst langsam abkühlt. Dies liegt daran, dass in der Simulation, sobald kein Zapfvolumenstrom mehr anliegt, die Warmwassertemperatur die Temperatur des Frischwassers annimmt. Die während einer Zapfung erzielte Warmwassertemperatur schwankt bei der HiL-Messung zwischen ca.  $44,0^{\circ}\text{C}$  und  $51,0^{\circ}\text{C}$ . Im Gegensatz dazu wird bei der Simulation der Sollwert von  $45,0^{\circ}\text{C}$  während einer Zapfung konstant gehalten. Der Grund hierfür liegt in dem Modell des ideal arbeitenden Frischwasserwärmeübertragers, der in der Simulation verwendet wird. Dieser kann die dynamischen Verhältnisse eines realen Wärmeübertragers nur unzureichend abbilden.

Die Anpassung zwischen HiL-Teststand und Simulation lässt sich gut anhand der Vor- und Rücklaufemperatur ( $T_{VL\_prim}$  /  $T_{RL\_prim}$ ) bemessen. Diese ist bei längeren Zapfungen, wie beispielsweise zwischen 6:54 Uhr und 7:12 Uhr, sehr gut. Bei kürzeren Zapfungen hingegen, wie beispielsweise zwischen 7:30 Uhr und 7:48 Uhr, weichen Volumenstrom und Temperaturen in der Simulation von den Ergebnissen des HiL-Teststandes ab. Dies liegt an dem hohen dynamischen Verhalten des realen Wärmeübertragers, was die Simulation so nicht abbildet.

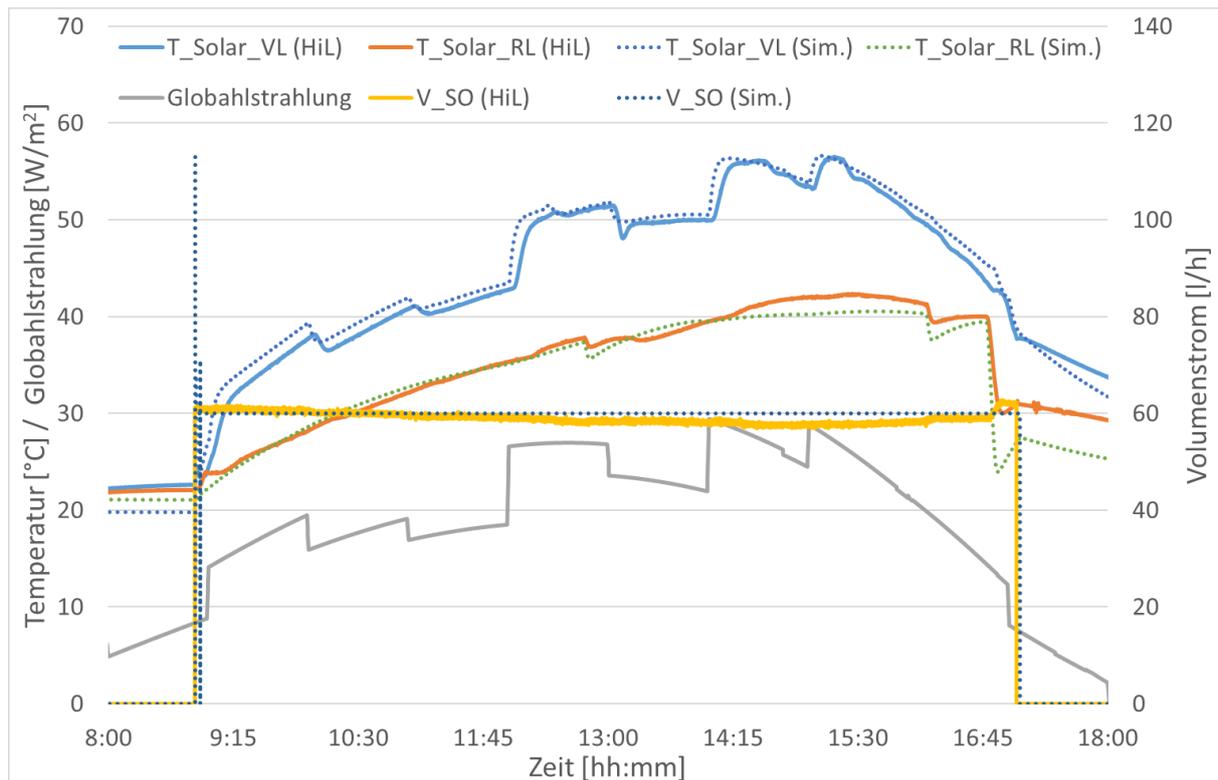


Abbildung 3-89: Volumenstrom- und Temperaturverläufe des Solarkreises (Typ-Tag 71)

Wie in Abbildung 3-89 ersichtlich, zeigt die Simulation des Solarkreises eine sehr gute Anpassung an die Ergebnisse des HiL-Teststandes. Lediglich beim Volumenstrom weist die Simulation zu Beginn des Beladevorgangs kurzzeitig einen erhöhten Volumenstrom im Vergleich zum HiL-Teststand auf. Nach diesem kurzzeitigen Peak wird die Pumpe in der Simulation auf einen Volumenstrom von ca. 60 l/h analog zu den HiL-Ergebnissen heruntermoduliert.

Abbildung 3-90 zeigt die Volumenstrom- und Temperaturverläufe des Kesselkreislaufes für den Typ-Tag 71.

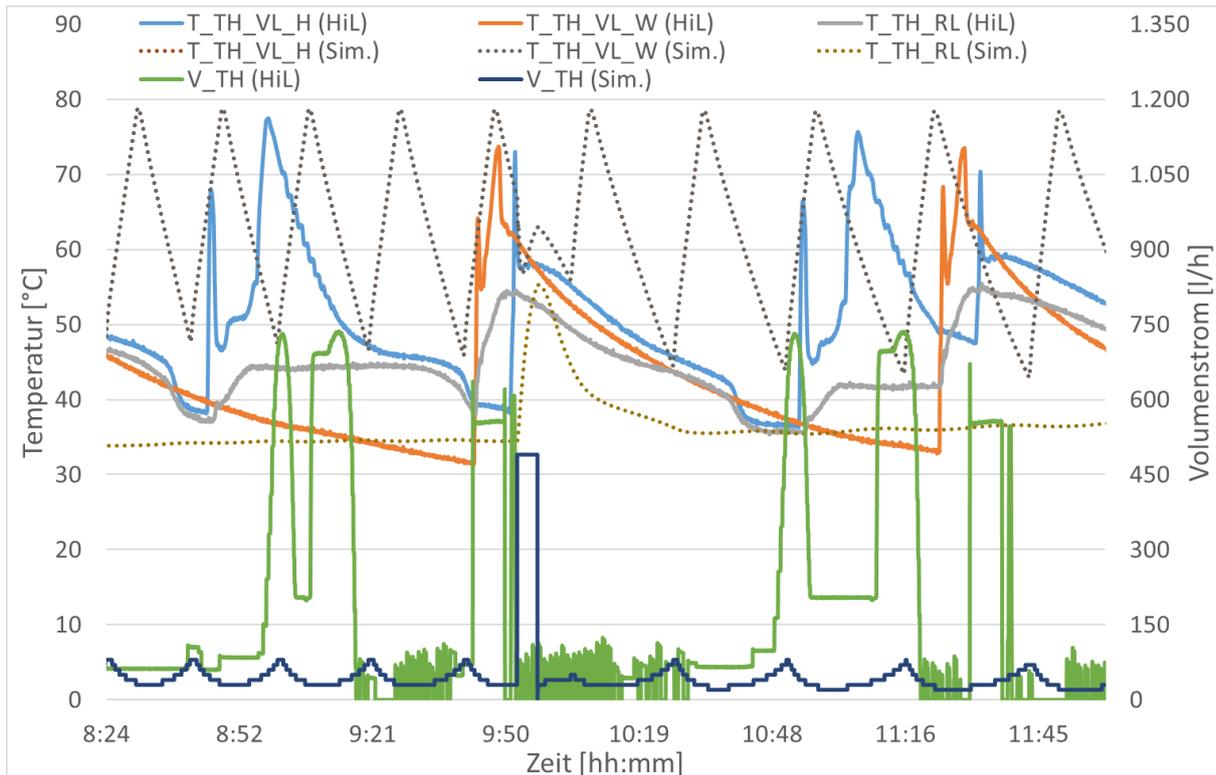


Abbildung 3-90: Volumenstrom- und Temperaturverläufe des Kesselkreislaufes (Typ-Tag 71)

In der Simulation lässt sich im Gegensatz zum HiL-Teststand die Vorlauftemperatur des Thermenkreislaufes nicht aufteilen in Heiz- ( $T_{TH\_VL\_H}$ ) und Warmwasserbetrieb ( $T_{TH\_VL\_W}$ ), sodass diese Kurven für die Simulation aufeinanderliegen. Allein aufgrund dieser Tatsache unterscheiden sich die Kurvenverläufe der Vorlauftemperatur zwischen den HiL- und Simulationsergebnissen. Sowohl am HiL-Teststand als auch in der Simulation wurde eine hohe Taktung der Therme festgestellt. Dies liegt daran, dass die Therme für den vorliegenden Anwendungsbereich mit einer Nennleistung von 26 kW und einer minimalen Leistung von 4,5 kW überdimensioniert ist. Auffällig ist jedoch, dass die Therme in der Simulation öfter taktet als am HiL-Teststand. Am HiL-Teststand wird die Anzahl der Taktungen mit Hilfe der Thermenpumpe reduziert. Diese führt bei ausgeschalteter Therme immer wieder kleine Volumenstromstöße durch, um Restwärme aus der Therme in den Heizkreis zu speisen und somit das nächste Starten der Therme zu verzögern. Die Implementierung dieser Regelung war im Simulationsmodell nicht möglich.

Die Volumenstrom- und Temperaturverläufe des Heizkreislaufs für den Typtag 71 werden in Abbildung 3-91 abgebildet.

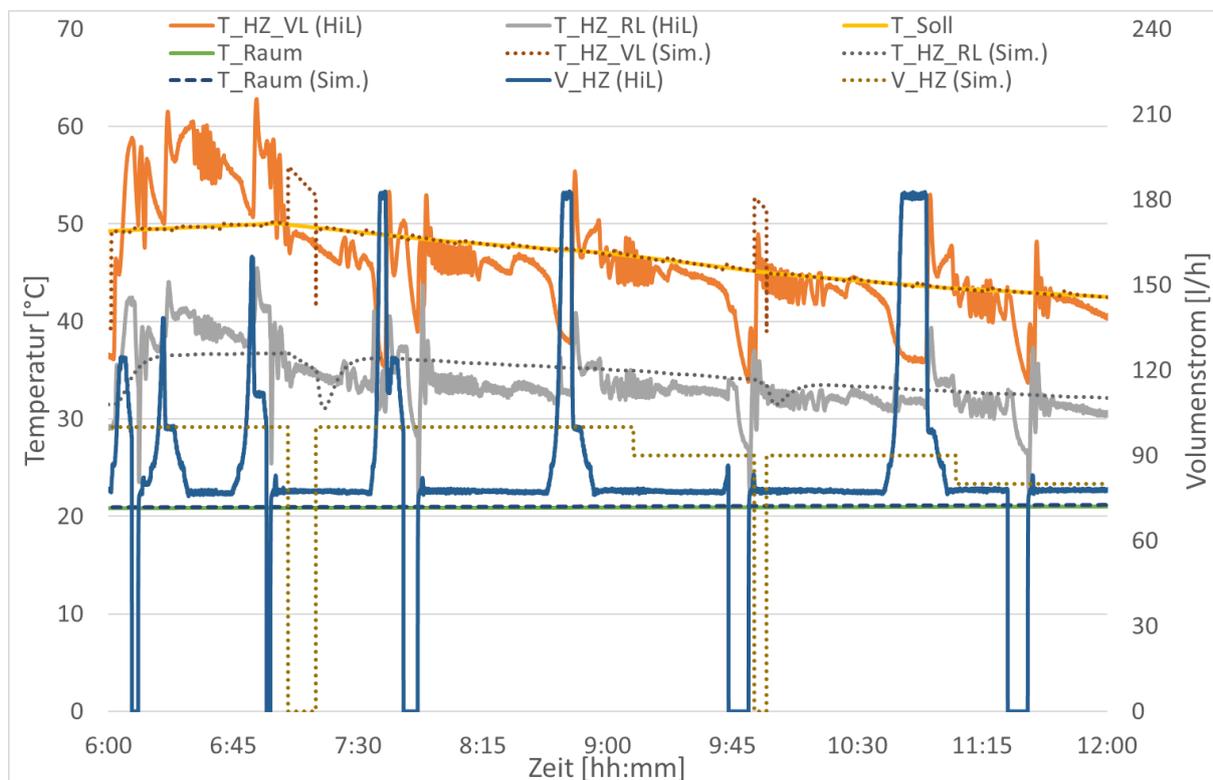


Abbildung 3-91: Volumenstrom- und Temperaturverläufe des Heizkreises (Typtag 71)

In der Simulation kann innerhalb eines Heizvorganges mit einem konstanten Volumenstrom gearbeitet werden, da die Simulation die Solltemperatur ( $T_{Soll}$ ) im Heizvorauslauf ( $T_{HZ\_VL}$ ) einhält. Am HiL-Teststand hingegen wird die Solltemperatur im Heizvorauslauf nicht immer eingehalten. Als Konsequenz daraus wird der Heizvolumenstrom hochgeregt und erst nach Überschreiten der Solltemperatur wieder heruntergeregt. Aufgrund mangelnder Kenntnisse über die genaue Regelung konnte dieses Verhalten in der Simulation nicht abgebildet werden. Aus diesem Grund wird die Solltemperatur in der Simulation eingehalten und der Volumenstrom konstant gehalten. Wie bereits bei den Energiebilanzen der Typtage beschrieben, kommt es beim Heizbedarf zu Unterschieden zwischen HiL-Messung und Simulation aufgrund unterschiedlicher Volumenstromverläufe. Diese sind während eines Heizvorganges und bei Einhaltung der Solltemperatur in der Simulation höher als am HiL-Teststand. Die Raumtemperatur wird sowohl am HiL-Teststand als auch in der Simulation über  $20^{\circ}\text{C}$  gehalten. Hierbei ist jedoch die Tagesmitteltemperatur der Raumluft bei der Simulation ( $21,2^{\circ}\text{C}$ ) im Vergleich zum HiL-Teststand ( $21,1^{\circ}\text{C}$ ) leicht erhöht. Der Grund hierfür liegt in dem erhöhten mittleren Heizvolumenstrom bzw. in der resultierenden erhöhten Wärmezufuhr ( $0,7\text{ kWh}$ ), da bei dem Simulationsmodell der statischen Heizfläche eine direkte Abhängigkeit zwischen dem Volumenstrom und der übertragenden Wärmemenge besteht.

Aufgrund der erreichten hinreichenden Genauigkeit auf der Erzeugerseite bzw. der damit einhergehenden Endenergiebestimmung, des erzielten Heiz-/Warmwasserbedarfes in den Jahressimulationen und der Tatsache, dass ein Einblick in die tatsächliche Regelung der Komponenten nicht möglich war, wurde die Anpassung des Simulationsmodells als ausreichend betrachtet.

## 4 Vorsimulationen mit T-Sol

*Kapitel bearbeitet durch HSD*

Um eine Auswahl zu treffen, welche der 10 Konzepte (aus Kapitel 2, Abbildung 2.2), näher untersucht werden sollen, wurden Simulationen mit T\*SOL [Phlipsen\_2017] durchgeführt. T\*SOL ist ein bekanntes Simulationsprogramm der Valentin Software GmbH für den Bereich der Solarthermie.

Dabei wurde zur direkten Vergleichbarkeit der Hydrauliken darauf geachtet, dass alle einstellbaren Parameter möglichst identisch gewählt sind, inklusive der Dimensionierung von Speichern und Wärmeübertragern. Besonderen Wert wurden auf gleiche effektive solare Puffervolumina, sowie gleiche TWW-Bereitschaftsvolumina (400 L) gelegt.

### 4.1.1 Simulationsschemata in T\*SOL

Mit T\*SOL können keine eigenen Anlagensysteme aufgebaut werden, die Simulationen können nur mit (einer der 200) vorgegebenen Anlagenvarianten durchgeführt werden.

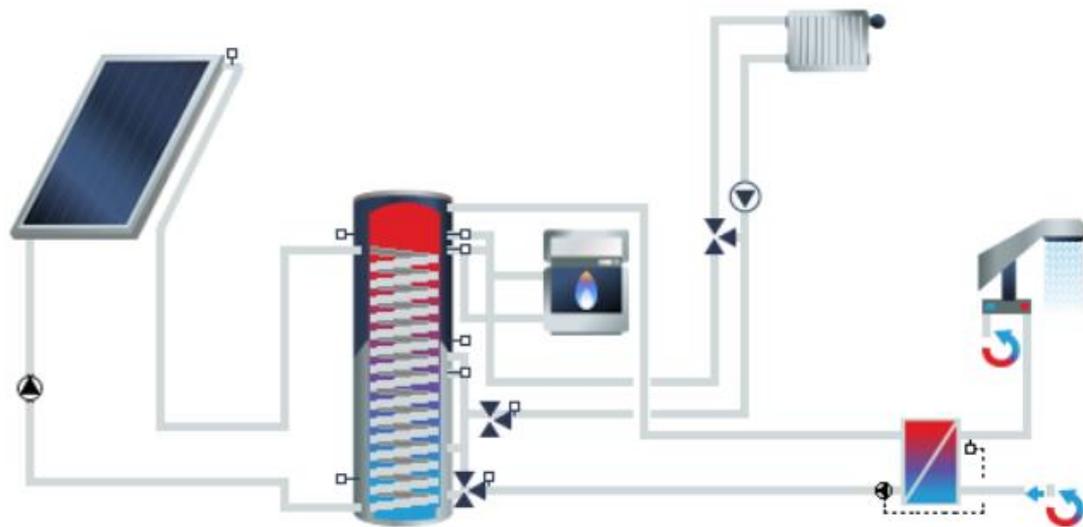
Für die Auswahl der zutreffenden T\*SOL Solaranlagen schemata wurde die Datenbank nach Solaranlagen zur Trinkwarmwassererzeugung und Heizungsunterstützung gefiltert, diese Schemata wurden dann auf Übereinstimmung mit einem der 10 Konzepte geprüft.

Am Ende konnten in T\*SOL 4 der 10 Konzepte nachgebildet werden.

#### Zu Konzept 1

In Konzept 1 ist der Pufferspeicher ein bivalenter Speicher und die Warmwasserbereitung erfolgt über eine Frischwasserstation (s. Abbildung 2.6).

Dem Konzept 1 entspricht in T\*SOL die Variante A18 (s. Abbildung 4.1). In dieser Variante erfolgt die Beladung aus dem Kollektorfeld über einen internen Wärmeübertrager. Der Rücklauf von der Frischwasserstation zum Puffer erfolgt mit einem Umschaltventil geschichtet in den Speicher. Die Variante A18 ist ein Heizungspuffersystem, in dem die benötigte Wärme für die Heizung im bivalenten Pufferspeicher zur Verfügung steht. Der Heizungsrücklauf wird geschichtet zurückgeführt.



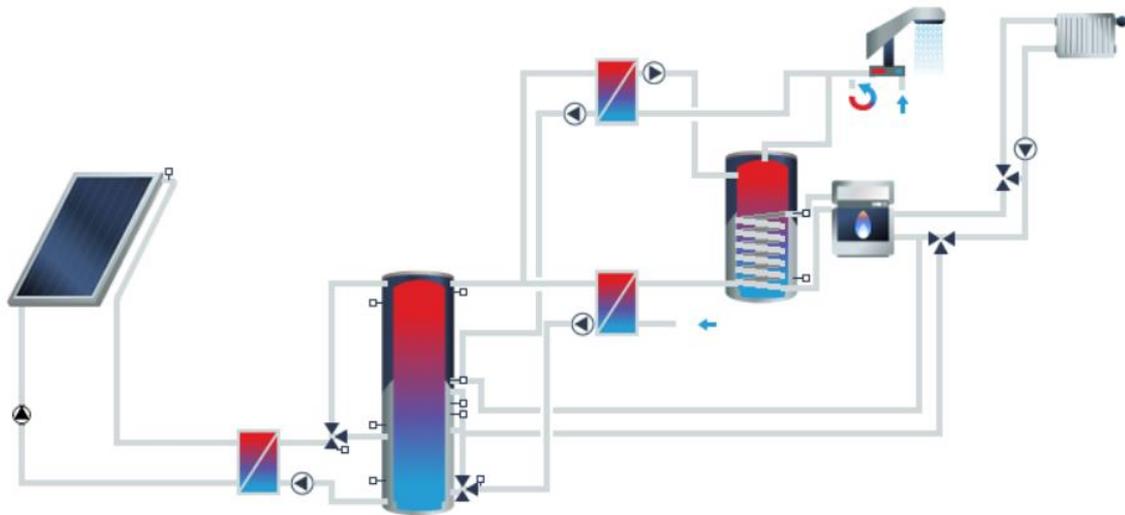
A18 - Anlage mit Pufferspeicher (Heizungspuffer) und Frischwasserstation  
32\_Hydraulik 1.2\_A18

Abbildung 4.1: T\*SOL Darstellung der Variante A18 – ein Beispiel für Konzept 1

## Zu Konzept 2

In Konzept 2 ist der Pufferspeicher ein rein solar, also monovalent beheizter Speicher. Die solare TWW-Erwärmung erfolgt im Durchlauf (s. Abbildung 2.8).

Dem Konzept 2 entspricht in T\*SOL die **Variante C6.2** (s. Abbildung 4.2). In dieser T\*SOL Variante dient der Speicher als Wärmequelle für zwei externe Wärmetauscher: Der erste Wärmetauscher erwärmt im Durchlauf das Kaltwasser, bevor es in den Bereitschaftsspeicher strömt und dort ggf. vom Brenner auf die Warmwassertemperatur nacherwärmt wird, der zweite Wärmetauscher erwärmt den Zirkulationsrücklauf solar, bevor er in den Bereitschaftsspeicher eintritt. Der Rücklauf des Entladekreises zur Kaltwassererwärmung erfolgt geschichtet. Die hier vorhandene solare Zirkulationsdeckung ist eine Option, die in der dem Konzept 2 entsprechenden HIL- Anlage (s. Abbildung 3.50) nicht umgesetzt war. Dies ist bei dem späteren Effizienzvergleich zu berücksichtigen.



C6.2 - Pufferspeichersystem WW-Bereitschaftsspeicher und Zirk-WT  
24\_Hydraulik 2.1\_C6.2

Abbildung 4.2: T\*SOL Darstellung der Variante C6.2 – ein Beispiel für Konzept 2

### Zu Konzept 3

Es existiert keine entsprechende Hydraulik in T\*SOL.

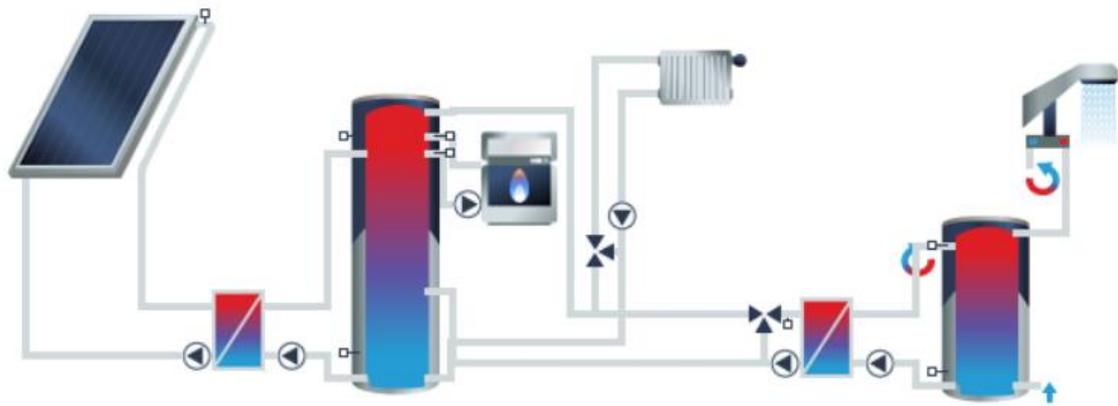
### Zu Konzept 4

Es existiert keine entsprechende Hydraulik in T\*SOL.

### Zu Konzept 5

In Konzept 5 (s. Abbildung 2.11) ist der Pufferspeicher ein bivalenter Speicher und ein weiterer Speicher dient als Bereitschaftsspeicher, der über einen externen Wärmetauscher mit Wärme aus dem Pufferspeicher beladen wird. Der Zirkulationsrücklauf führt direkt in den Bereitschaftsspeicher.

Dem Konzept 5 entspricht in T\*SOL die **Variante A6** (s. Abbildung 4.3). Diese T\*SOL-Variante ist als Heizungspuffersystem aufgebaut. Eine explizite solare Zirkulationsdeckung gibt es nicht.



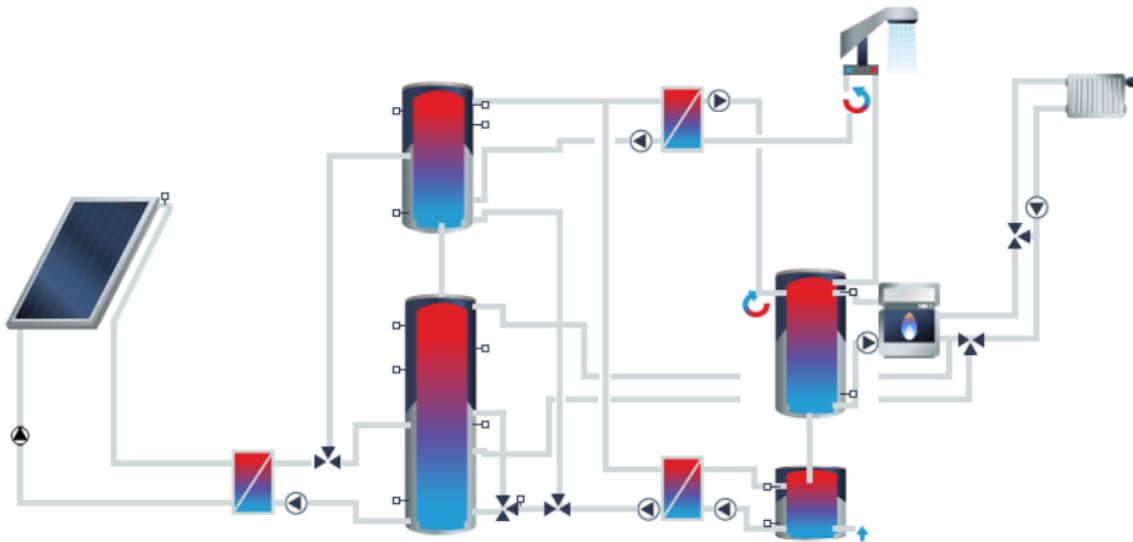
A6 - Pufferspeichersystem für WW+HZG  
24\_Hydraulik 5.1\_A6

Abbildung 4.3: T\*SOL Darstellung der Variante A6 – ein Beispiel für Konzept 5

### Zu Konzept 6

Konzept 6 (s. Abbildung 2.12) )besteht aus einem ein rein solar, also monovalent beheizten Pufferspeicher, einem TWW-Vorwärmespeicher und einem Bereitschaftsspeicher.

Dem Konzept 6 entspricht in T\*SOL die **Variante C7** (s. Abbildung 4.4). Die Wärmeübertragung aus dem Kollektorfeld erfolgt bei dieser T\*SOL-Hydraulik C7 geschichtet über einen externen WT in zwei seriell verschaltete monovalente Solarpuffer. Der untere NT-Solarpuffer (Speicher 2) soll auf einem niedrigeren Temperaturniveau zur Heizungsunterstützung dienen, während der obere höher temperierte HT-Speicher (Speicher 1) das Kaltwasser und ggf. die Zirkulation solar erwärmt. Die Kaltwassererwärmung erfolgt über einen solar beheizten Vorwärmespeicher und wird im nachfolgenden Bereitschaftsspeicher vom Kessel auf die Zieltemperatur nachgeheizt. Der Rücklauf des Entladekreises zur Kaltwassererwärmung (Vorwärmespeicher) erfolgt geschichtet.



C7 - Zwei serielle solare Pufferspeicher mit WW-Bereitung und H<sub>2</sub>g-Unterstützung  
24\_Hydraulik 6.2\_C7

Abbildung 4.4: T\*SOL-Darstellung der Hydraulik C7 – ein Beispiel für Konzept 6

### Zu Konzept 7

Es existiert keine entsprechende Hydraulik in T\*SOL.

#### 4.1.1.1 Vergleich des Aufbaus der vier Hydrauliken

In der folgenden Tabelle 4-1 sind zur Übersicht die wesentlichen Merkmale der 4 Hydraulikschaltungen im Vergleich dargestellt.

Das Speicher-Volumen, das für TWW-Bereitung vorgehalten wird, beträgt in Summe immer 400 Liter – je nach Variante wird es als Pufferspeicher oder als TWW-Speicher realisiert.

Das Volumen der Pufferspeicher ist von der Kollektorfläche abhängig, zur Berechnung siehe Kapitel 4.6.2.

Tabelle 4-1: Vergleich der Aufbauten der Hydrauliken

<b>Hydraulik</b>		<b>A18</b>	<b>C6.2</b>	<b>A6</b>	<b>C7</b>
<b>Konzeptnummer</b>		<b>1</b>	<b>2</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
<b>Anzahl der Speicher</b>		1	2	2	4
<b>Speicher</b>	<b>Puffer-speicher</b>	bivalent mit 400 l Bereitschaftsteil	Monovalenter Speicher	bivalent mit 300 l Bereitschaftsteil	monovalent, 2 serielle Speicher + 1 solarer TWW-Vorwärmespeicher
	<b>TWW-Bereit-schafts-speicher</b>	-	400 l	100 l	400 l
<b>Solare Erwärmung von TWW + Zirkulation</b>	<b>getrennt</b>	-	Zirk.-WÜ TWW-WÜ	-	Zirk.-WÜ TWW-WÜ
	<b>zusammen</b>	Frischwasserstation	-	WÜ	-
<b>Rücklauf Pufferentladung für TWW + Zirkulation</b>		mit Schichtungsventil	TWW mit Schichtventil. Zirk. mit getrenntem Rücklauf	ohne Schichtung	TWW mit Schichtventil. Zirk. mit getrenntem Rücklauf
<b>Solare Heizungs-unterstützung</b>		Heizungspuffersystem mit geschichtetem Heizungs-RL	Rücklauf-anhebung	Heizungspuffersystem ohne geschichteten Heizungs-RL	Rücklauf-anhebung

#### 4.1.2 Eingabedaten für die Simulationen mit T\*SOL

Die Randbedingungen für die Simulationen sind in Anlehnung an die Simulationen in TRNSYS und MATLAB gewählt.

Für zwei Gebäudetypen (saniertes Gebäude mit 50 kWh/m<sup>2</sup>a und unsaniertes mit 100 kWh/m<sup>2</sup>a) wird dann jeweils die Kollektorfeldgröße variiert und dabei der Nutzen der Anlage beobachtet. Unter dem Nutzen der Anlage wird die Summe aus

- der Energielieferung zur Warmwassererwärmung,
- der Wärmelieferung an den Heizkreis und
- die Energielieferung zur Deckung der Zirkulationsverluste

verstanden. Diese Energien sollen bei den T\*SOL-Simulationen möglichst gleich zu denen in den TRNSYS und MATLAB-Simulationen sein.

##### 4.1.2.1 Randbedingungen der Simulationen der solaren Wärmezentralen

Als erstes wurden die Randbedingungen der bisher im Forschungsprojekt vermessenen Wärmezentralen bei T\*SOL eingepflegt:

- Kollektorfläche von 24 m<sup>2</sup> und Speichervolumen von 1,5 m<sup>3</sup>
- vierstöckiges MFH saniert (ca. 50 kWh/m<sup>2</sup>a Heizenergiebedarf)
- 8 Wohneinheiten (WE) zu je 65 m<sup>2</sup>.
- Die Raumsolltemperatur wird von 22 bis 6 Uhr um 5 K abgesenkt
- die Heizgrenze liegt bei 16°C
- Die TWW-Austrittstemperatur ist 60°C,
- die Rücklauftemperatur der Zirkulation ist ca. 56°C und der Zirkulationsvolumenstrom 150 l/h.
- Flachkollektor, 45° geneigt und nach Süden gerichtet. Einstrahlung auf geneigten Kollektor pro m<sup>2</sup> sind 1192 kWh/m<sup>2</sup>a
- Nachheizung: Gasbrennwertkessel mit Nennleistung 28 kW
- Klimadaten: Standort Zürich
- Trinkwasserverbrauch 308 l/Tag bei 60°C, die Kaltwassertemperatur liegt konstant bei 10°C
- Zapfprofil Mehrfamilienhaus T\*SOL

Dann wurde überprüft, ob der erzielte Nutzen in T\*SOL mit dem Wert aus einer vorliegenden MATLAB Simulation übereinstimmt.

MATLAB –Vorgabe:

- TWW-Verbrauch 6,4 MWh/a
- Zirkulationsverlust: 5,9 MWh/a
- Raumheizbedarf: 26,4 MWh/a

Aus den Eingaben für den Trinkwasserverbrauch ergibt sich in T\*SOL ein Trinkwarmwasserbedarf von ca. 6,5 MWh/a. Die geringfügige Abweichung wurde toleriert.

Über die Länge der Zirkulationsleitung wurden in T\*SOL Zirkulationsverluste von 5,9 MWh/a eingestellt.

Der Heizwärmebedarf wurde in T\*SOL auf 26,0 MWh/a angepasst. Die geringfügige Abweichung wurde toleriert.

#### **4.1.2.2 Festlegung der Eingabeparameter**

Es wurden zur direkten Vergleichbarkeit der Hydrauliken auch die restlichen Parameter, sowie die Dimensionierung von Speichern und Wärmeübertragern möglichst identisch eingestellt. Besonderen Wert wurde auf gleiche effektive solare Puffervolumina, sowie gleiche TWW-Bereitschaftsvolumina (400 l) gelegt. Ein Unterschied in den Speichervolumina hat direkte Auswirkungen auf den Solarertrag,

sowie die Speicherverluste und somit auf die Effizienz der Wärmezentrale. Das spezifische Solarspeichervolumen wurde nach Empfehlung von Croy\_2011 definiert.

### Berechnung des Speichervolumens

Deshalb wurden die jeweiligen Speichergrößen berechnet. Dazu wurde zunächst das angestrebte effektive solare Puffervolumen einer Hydraulik mit bivalentem Speicher für die jeweilige Kollektorfläche mit folgender Formel berechnet:

$$V_{eff,Kombi} = V_{eff,TWW} \cdot \left( \frac{A_{Kombi}}{A_{TWW}} \right)^{EXP} \quad (7-1)$$

Wobei

$V_{eff,Kombi}$  = effektives Solarpuffervolumen der Kombianlage

$V_{eff,TWW}$  = effektives Solarpuffervolumen einer fiktiven Anlage zur Trinkwassererwärmung

$A_{Kombi}$  = Kollektorfläche der Kombianlage (hier 8m<sup>2</sup>)

$A_{TWW}$  = Kollektorfläche einer fiktiven Anlage zur Trinkwassererwärmung

$EXP$  = Exponent (hier 1,32, s. [1])

Nun ist das angestrebte effektive solare Puffervolumen bekannt. Es setzt sich aus dem reinen solaren Anteil des Speichers und dem solaren Anteil, der im TWW-Bereitschaftsteil enthalten ist, zusammen. Dieser Anteil wurde im nächsten Schritt (Gleichung (8-2)) berechnet:

$$\text{Solarteil d. Bereitsch. teil} = \text{Bereitsch. teil} \cdot \frac{(\max.T_{Sp.} - T_{Soll})}{(\max.T_{Sp.} - T_{KW\_Sp})} \quad (7-2)$$

Wobei

max.T\_Sp = maximale Temperatur des Speichers (hier 90°C)

T\_Soll = Solltemperatur des Bereitschaftsteils (z.B. 70°C)

T\_KW\_Sp = Wassereintrittstemperatur in Speicher unten bei TWW-Zapfung (hier 15°C angenommen)

Nachdem dieser Wert ermittelt wurde, kann das Gesamtvolumen des Speichers folgendermaßen errechnet werden:

$$V_{SPges} = V_{eff,Kombi} + (Bereitsch. teil - Sol. Anteil Bereitsch. teil) \quad (7-3)$$

Wobei

$V_{SPges}$  = gesamtes Speichervolumen

Beispielrechnung für Hydraulik A18 bei einer Kollektorfläche von 24m<sup>2</sup>:

$$V_{eff,Kombi} = 400l \cdot \left(\frac{24m^2}{8m^2}\right)^{1,32} = 1706l \quad (7-4)$$

$$Solarteil d. Bereitsch. teil = 400l \cdot \frac{(90 - 65)}{(90 - 15)} = 133,33l \quad (7-5)$$

$$V_{SPges} = 1706l + (400 - 133,33)l = 1972,67l \approx 1970l \quad (7-6)$$

Zur Berechnung der Speichervolumina bei der Hydraulikvariante A6 wurde in ähnlicher Weise vorgegangen. Jedoch ist der TWW-Bereitschaftsteil in der Variante A6 aufgeteilt. Für den separaten TWW-Speicher wurden dabei 100 l angesetzt, d.h. im bivalenten Speicher ist noch ein TWW-Bereitschaftsteil von 300 l erforderlich .

Bei der Hydraulik der Variante C6.2 entspricht das Volumen des monovalenten Solarpuffers exakt dem angestrebten effektiven solaren Speichervolumen.

Bei der Hydraulik der Variante C7 wird der monovalente Pufferspeicherinhalt auf 2 Speicher aufgeteilt. Dabei wurde dieses Volumen, angelehnt an das Verhältnis des Wärmebedarfs des TWW und der Zirkulation zum Heizwärmebedarf, im Verhältnis 30 zu 70 auf Speicher 1 (HT) und 2 (NT) aufgeteilt. Bei der Berechnung des effektiven solaren Speichervolumens wurde auch der effektive solare Anteil des Vorwärmespeichers berücksichtigt.

Tabelle 4-2: Übersicht der angesetzten Speichergrößen je nach Kollektorfläche

<b>T*SOL- Hydraulikvariante</b>	<b>A18</b>	<b>A6</b>	<b>C6.2</b>	<b>C7</b>
<b>Hydraulik- Konzept</b>	<b>1</b>	<b>5</b>	<b>2</b>	<b>6</b>
<b>TWW-Speicher</b>		separat 100 l	separat 400 l	separat 400 l
<b>TWW- Vorwärmespeicher</b>				separat 100 l
<b>Speicherart</b>	Bivalenter Speicher mit 400 l Bereitschaftsteil	Bivalenter Speicher mit 300 l Bereitschaftsteil	Solarpuffer	Solarpuffer NT/HT
<b>Kollektorfläche</b>	<b>Speichervolumen</b>	<b>Speichervolumen</b>	<b>Speichervolumen</b>	<b>Speichervolumen</b>
<b>m<sup>2</sup></b>	<b>Liter</b>	<b>Liter</b>	<b>Liter</b>	<b>Liter</b>
8	670	600	400	225 / 95
16	1270	1200	1000	645 / 275
24	1970	1900	1700	1140 / 485
32	2760	2690	2500	1685 / 725
40	3610	3550	3350	2290 / 980

### Festlegung der Speicheranschlusshöhen

Die in Tabelle 4-2 berechneten Speichergrößen bringen eine Änderung nahezu aller voreingestellten Anschlusshöhen mit sich. Die neuen angepassten Anschlusshöhen wurden wie folgt festgelegt:

#### Brenner-/Kollektoranbindung

Die Anschlusshöhen des Brenners am bivalenten Pufferspeicher wurden passend zu den nötigen Bereitschaftsteilen berechnet. Dazu wurde ermittelt, wieviel Prozent des gesamten Speichervolumens dem jeweiligen Bereitschaftsteil entspricht. Entsprechend des prozentualen Anteils des Bereitschaftsteils am Gesamtvolumen des Speichers ergibt sich daraus die untere Anschlusshöhe des Brennerrücklaufs. Die Anschlusshöhen der Beladung vom Kollektorkreis über den Wärmetauscher wurden anschließend gewählt. Die untere Anschlusshöhe (Solarrücklauf) liegt grundsätzlich bei einem Prozent. Der obere (Solarvorlauf) entspricht der Rücklaufhöhe des Brenners. So wird das gesamte Speichervolumen anteilmäßig abgedeckt.

Bei den monovalenten Speichern wurden die Anschlusshöhen vom Wärmetauscher des Kollektorkreises an den Speicher jeweils oben (100%) und unten (1%) zur optimalen Beladung des gesamten Speichervolumens gewählt.

#### Heizungsvorlauf

Bei den bivalenten Speichern wurde der Vorlauf der Heizung immer auf Höhe des Brennerrücklaufs eingestellt.

Dem monovalenten Speicher der Hydraulik 2.1 wird das Heizungswasser grundsätzlich bei 55% der Speicherhöhe entnommen. Bei Hydraulik 6.2 erfolgt die Entnahme im NT-Speicher bei 99%.

#### Warmwasser/Zirkulation

Die Entnahme des Trinkwarmwassers liegt bei allen bivalenten und monovalenten Speichern bei 99% der Speicherhöhe. Je nach erwarteter Temperatur des Rücklaufs des jeweiligen Entladekreises wurden die Anschlusshöhen ober- bzw. unterhalb des Heizungsrücklaufs gelegt.

### 4.1.3 Ergebnisse der Jahressimulationen

Für jede der vier Hydrauliken wurden Jahressimulationen mit folgenden Variationen simuliert:

- spezifischer Wärmebedarf 50 / 100 kWh/(m<sup>2</sup>a)
- 8 /16 / 24 /32 / 40 m<sup>2</sup> Kollektorfläche

Der Trinkwarmwasserbedarf und die Zirkulationszeit von 24 h blieben konstant.

Ziel der Simulationen war es, das energetisch beste Hydraulik-Schema zu finden, das also bezogen auf den Nutzen den geringsten Aufwand benötigt. Der Aufwand ist der Endenergiebedarf der Nachheizung. Unter Nutzen werden die benötigten Energien für Heizung, Trinkwarmwasserverbrauch und Zirkulation von insgesamt 38,4 MWh/a (s.o.) zusammengefasst. Da der Nutzen also hier konstant ist, reicht es, den Endenergiebedarf (Aufwand) zu betrachten und zu minimieren.

In der folgenden Abbildung 4.5 ist der Endenergiebedarf der vier Hydraulikvarianten bei unterschiedlichen Kollektorflächen und einem spezifischen Heizbedarf von 50 kWh/(m<sup>2</sup>a) dargestellt.

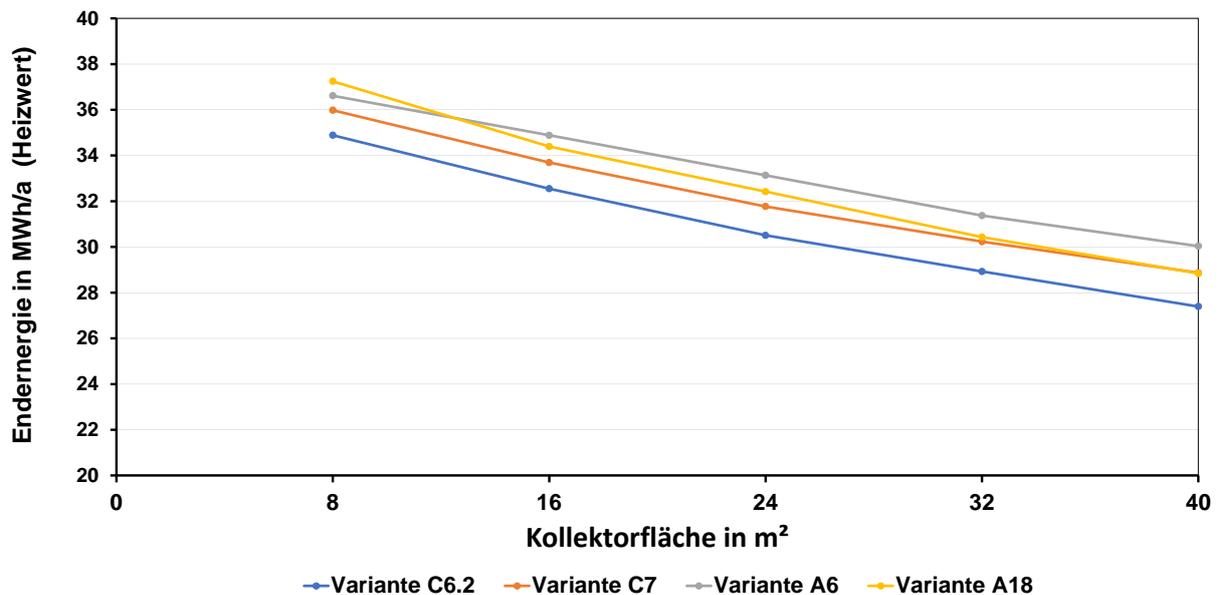


Abbildung 4.5: Endenergiebedarf der Wärmezentrale unter Variation der Kollektorfläche bei 50 kWh/(m<sup>2</sup>a) Heizbedarf

Abbildung 4.5 zeigt den Endenergiebedarf der Wärmezentrale unter Variation der Kollektorfläche bei 50 kWh/(m<sup>2</sup>a) Heizbedarf. Es ist erkennbar, dass die Variante C6.2 (entspricht Konzept 2) über alle Kollektorflächen den geringsten Endenergiebedarf aller vier simulierten Varianten hat. Der Vorteil der Variante C6.2 nimmt dabei mit zunehmender Kollektorfläche zu. Das zweitbeste Ergebnis erzielt die Variante C7. Die beiden besten Varianten zeichnen sich hydraulisch gegenüber den anderen Varianten dadurch aus, dass sie über eine explizite solare Zirkulationsdeckung mit separatem Wärmeübertrager verfügen. Auch haben beide Varianten monovalente Solarpuffer und eine solare Heizungsunterstützung mit Rücklaufanhebung. Insbesondere die solare Zirkulationsdeckung führt dazu, dass beide Hydrauliken im Bereich bis 24 m<sup>2</sup> Kollektorfläche die höchsten solaren Nutzenergien liefern, siehe Abbildung 4.6. Bei Kollektorflächen bis 40 m<sup>2</sup> liefert Variante C6.2 weiterhin die höchste solare Nutzwärme gefolgt von Variante A18. Bei Variante C7 reduzieren vermutlich die zunehmenden Speicherverluste (2 Solarspeicher) den solaren Nutzen, während die ungünstigere Zirkulationseinbindung von Variante A18 mit zunehmender Kollektorfläche (also höherer solarer Deckung) weniger schadet, da jetzt höhere Speichertemperaturen im bivalenten Speicher vorherrschen.

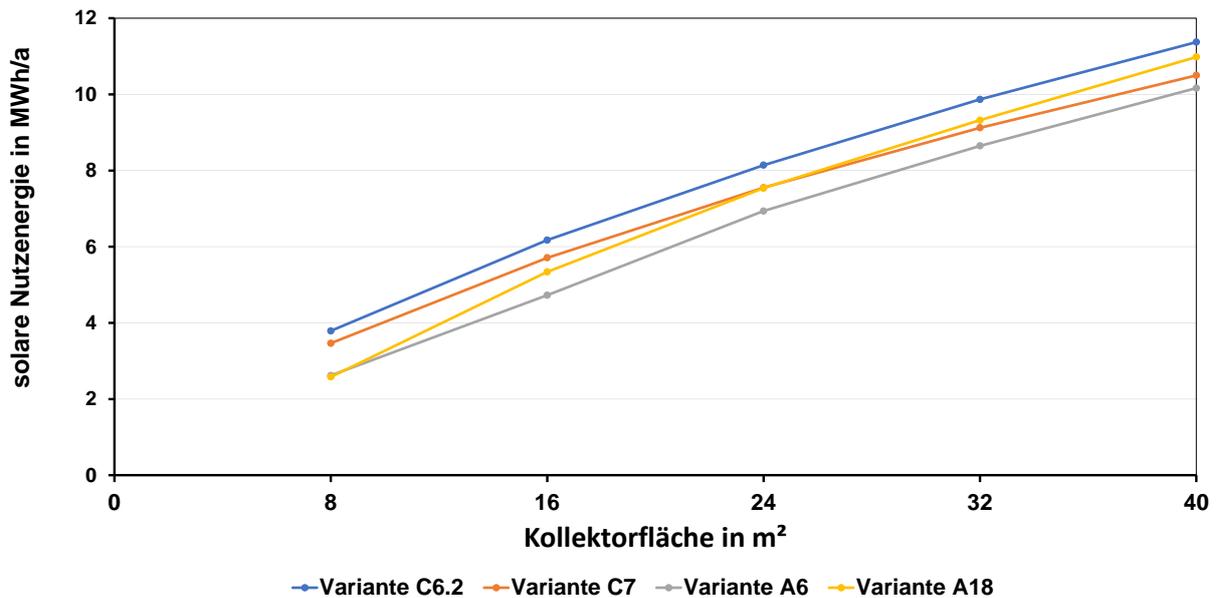


Abbildung 4.6: Solare Nutzenergie unter Variation der Kollektorfläche bei 50 kWh/(m<sup>2</sup>a) Heizbedarf

Als ineffizienteste Hydraulik hat sich bei 50 kWh/(m<sup>2</sup>a) Heizbedarf die Variante A6 herausgestellt. Als Gründe hierfür lassen sich die nur bei hohen Puffertemperaturen über 65°C funktionierende solare Zirkulationsdeckung und die ungünstige Aufteilung der Bereitschaftsteile in 2 separate Speicher vermuten. Ein weiteres Manko ist auch der fehlende TWW-Vorwärmerspeicherbereich ähnlich Variante C7. Lediglich bei kleinen Kollektorflächen (geringen solaren Deckungsraten) von 8 m<sup>2</sup> schneidet die Variante A18 noch schlechter als Variante A6 ab.

Die oben gezeigten Ergebnisse bei einem Heizwärmebedarf von 50 kWh/(m<sup>2</sup>a) bestätigten sich bei Betrachtung der Abbildung 4.7, die den Endenergiebedarf der vier Varianten bei einem Heizwärmebedarf von 100 kWh/(m<sup>2</sup>a) zeigt. Hier ist Variante A18 bis auf die Auslegung mit 40 m<sup>2</sup> Kollektorfläche das am wenigsten effiziente System. Variante C6.2 dagegen bleibt mit Abstand das effizienteste System.

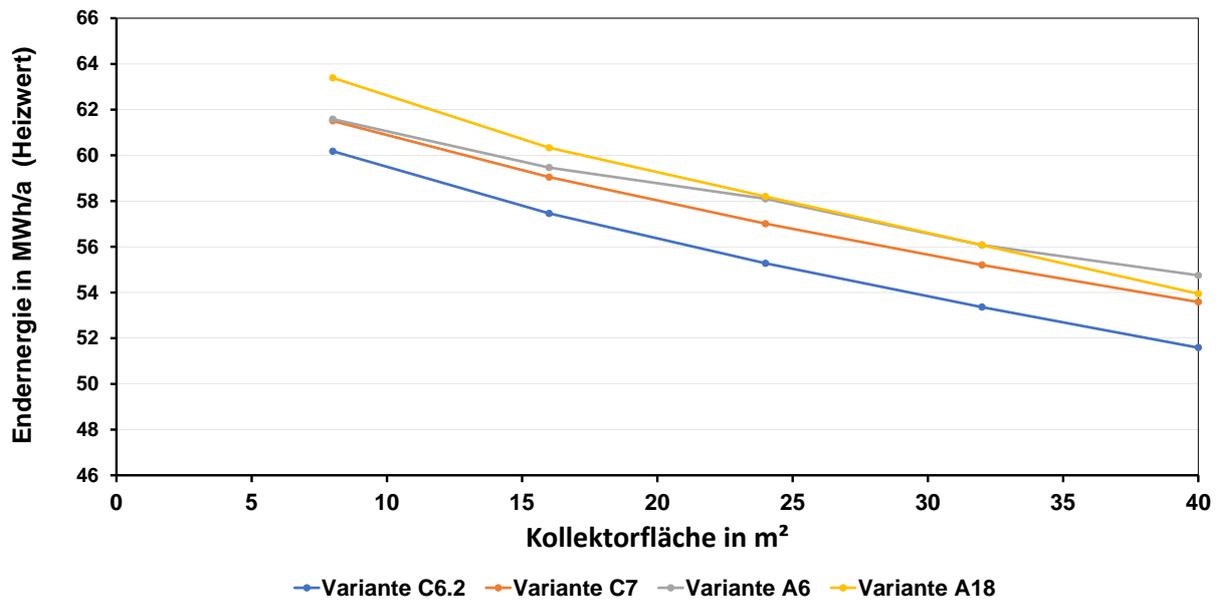


Abbildung 4.7: Endenergiebedarf der Wärmezentrale unter Variation der Kollektorfläche bei 100 kWh/(m<sup>2</sup>a) Heizbedarf

#### 4.1.4 Detailanalysen der Varianten

Im weiteren Verlauf werden die Hydrauliken bezüglich der Jahreswerte der solaren Nutzwärme und der Jahresnutzungsgrade des Brenners detaillierter untersucht.

##### 4.1.4.1 Vergleich der Jahreswerte der solaren Nutzwärme

Für eine Analyse der solaren Nutzungsgrade wurden die Jahreswerte der Kollektorkreiserträge und Solarerträge verglichen. Dabei wurden beispielhaft die Ergebnisse für die Randbedingungen von 24 m<sup>2</sup> Kollektorfläche und 50 kWh/m<sup>2</sup>a Heizwärmebedarf zugrunde gelegt. Diese beispielhafte Betrachtung ist ausreichend, da das prinzipielle Verhalten der Hydraulik nur gering von der Kollektorfläche abhängt, wie die nahezu parallel verlaufenden Kurven in den vorigen Abbildungen zeigen.

Bei der Betrachtung der Simulationsergebnisse wurde der **solare Nutzen** (E-Solarsystem), definiert als Solarenergielieferung an die Trinkwarmwassererwärmung, Heizung und Zirkulation mit dem **Kollektorkreisertrag** (E-KK) verglichen und das Verhältnis beider Wärmemengen berechnet. Je näher das Verhältnis an 1 ist, desto geringer ist der Verlust der Wärmezentrale. Die Tabelle 4-3 stellt die Jahresergebnisse dar.

Tabelle 4-3: Übersicht der gewonnenen und bereitgestellten Energie je Hydraulik

<b>Hydraulik</b>	<b>E-Solarsystem [kWh/a]</b>	<b>E-KK [kWh/a]</b>	<b>E-Solarsystem/E-KK</b>
<b>A18</b>	7539	8159	0,92
<b>C6.2</b>	8141	9518	0,86
<b>A6</b>	6938	7830	0,89
<b>C7</b>	7551	9436	0,80

Die Ergebnisse zeigen, dass die Hydrauliken C6.2 und C7 die höchsten Kollektorkreiserträge haben, allerdings auch die höchsten Wärmeverluste der Wärmezentrale aufweisen. Die Wärmeverluste korrelieren dabei direkt mit der Anzahl und Aufteilung der Speicher.

Trotz höherer Speicherverluste liegen die absoluten Werte für den solaren Nutzen bei Hydraulik C6.2 am höchsten.

Die höheren Kollektorkreiserträge bei den Hydrauliken C6.2 und C7 werden zum einen durch die etwas höheren Wärmeverluste durch die Speicher, zum anderen aber vermutlich durch die prinzipiell bessere Schichtung eines monovalenten Solarpuffers begünstigt. Hinzu kommt, dass beide Hydrauliken eine geschichtete Einspeisung der Solarwärme erlauben.

Ein weiterer wesentlicher Unterschied der Hydrauliken liegt bei der Rücklauftemperatur im Entladekreis zur Trinkwarmwassererwärmung. In Tabelle 4-4 sind für drei Hydrauliken (für Variante A6 war diese Analyse in T\*SOL nicht möglich) die Temperaturen am Entladewärmeübertrager am Beispiel des 1. Januars in der Zeit der höchsten Abnahme (8.00 bis 9.00 Uhr) analysiert.

*Tabelle 4-4: Entladewärmeübertrager zur TWW-Erwärmung:  
Daten des 1. Januar von 8 bis 9 Uhr*

<b>Hydraulik</b>	<b>C6.2</b>	<b>C7</b>	<b>A18</b>
<b>TWW-Verbrauch in kWh</b>	1,96	1,96	1,96
<b>T-WÜ VL primär in °C</b>	32,8	33	69,9
<b>T-WÜ RL sekundär in °C</b>	10	22,3	46,8
<b>T-WÜ VL sekundär in °C</b>	32,7	32,2	60
<b>Solarwärme an Kaltwasser in kWh</b>	0,82	0,89	0

Vergleicht man die Rücklauftemperaturen des TWW-Entladekreises, so wird ersichtlich, dass die Hydraulik C6.2 die geringste Rücklauftemperatur zum Speicher hat. Dies ist die vorteilhafte Eigenschaft eines Durchlaufsystems. Der Speicher wird unten am besten abgekühlt, was die solare Beladung erleichtert und die Kollektorkreisverluste reduziert.

Bei Hydraulik C7 wird das Kaltwasser über den zusätzlichen Vorwärmespeicher zugeführt, die Temperatur des Rücklaufs, aus dem Vorwärmespeicher an den Wärmeübertrager beträgt hier 22,3°C. Hier wirkt sich bereits die Durchmischung im Speicher negativ auf die Rücklauftemperatur und damit auch negativ auf die Effizienz der Solaranlage aus.

Da bei der Hydraulik A18 Kaltwasser und Zirkulationsrücklauf zusammengeführt werden, liegt hier die Rücklauftemperatur zum Speicher mit 46,8°C am höchsten. Die negativen Auswirkungen auf die Speicherschichtung und damit auf die Solaranlage sind bekannt (s.a. • Adam\_2017.).

Während bei den Hydrauliken C6.2 und C7 die niedrigen Temperaturen unten im Pufferspeicher dazu führen, dass das Kaltwasser auch bei geringen Einstrahlungen solar erwärmt wird, ist dies bei Hydraulik A18 nicht der Fall. Die solare Wärme kann noch nicht zur Warmwasserbereitung genutzt werden.

#### **4.1.4.2 Vergleich der Jahreswerte des Brennernutzungsgrads**

Neben der Höhe der solaren Nutzwärme ist der Brennernutzungsgrad für die Effizienz der Wärmezentrale verantwortlich.

Der Brennerwirkungsgrad wurde für alle Hydrauliken getrennt nach Heizbetrieb und Warmwasserbereitung festgelegt. Der auf den Heizwert bezogene Wirkungsgrad für die Warmwasserbereitung (93%) ist schlechter als der für den Heizbetrieb (unter 30°C: 108%, über 60°C: 98%).

Zum Vergleich der Hydrauliken wurde der Brennernutzungsgrad als Quotient von Energie aus Brenner zu Endenergiebedarf ermittelt siehe Tabelle 4-5.

Tabelle 4-5: Übersicht der Jahresnutzungsgrade des Brenners

<b>Hydraulik</b>	<b>Energie aus Brenner [kWh/a]</b>	<b>Endenergiebedarf [kWh/a]</b>	<b>Brennernutzungsgrad (Heizwertbezogen)</b>
<b>A18</b>	32043	32418	0,99
<b>C6.2</b>	31184	30507	1,02
<b>A6</b>	32873	33136	0,99
<b>C7</b>	31752	31771	1,00

Hydraulik C6.2 erreicht den höchsten Brennernutzungsgrad, gefolgt von Hydraulik C7. Im Unterschied dieser beiden Systeme zu den Hydrauliken A18 und A6 ist der Heizkreis nach dem Prinzip der Rücklaufanhebung ausgebildet und beide Systeme haben einen separaten TWW-Bereitschaftsspeicher. Für den Brenner hat dies den Vorteil, dass er keine Temperaturerhöhung wegen des Wärmeübertragers für die Trinkwassererwärmung benötigt, d.h. hier kann der Brenner bei TWW-Erwärmung mit niedrigerer Vorlauftemperatur arbeiten.

Ein weiterer Punkt ist, dass der Brennerrücklauf im Heizungsbetrieb immer gleich dem (evtl. solar erwärmten) Heizungsrücklauf ist. Bei den bivalenten Speichern A18 und A6 heizt der Brenner immer auf den Speicher. Im Speicher gibt es keine klare Trennung von Warmwasserbereitschaftsteil und Heizungsbereitschaftsteil. Es kommt zur Vermischung und je nach Höhe der Anschlüsse und der Speicherschichtung kann der Brennerrücklauf im Heizungsbetrieb ungünstig angehoben werden, was sich negativ auf den Brennernutzungsgrad auswirkt. Ein System mit bivalentem Speicher ist damit von der Planung der hydraulischen Anschlüsse anspruchsvoller als ein System mit reinem Solarspeicher.

#### 4.1.5 Optimierung von Anschlusshöhen und Regelungen

In weiteren TSOL-Simulationen wurde geprüft, ob die bisher gewählten Einstellungen der Anschlusshöhen am Speicher und die Regelung(en) noch optimiert werden können.

Die Optimierung wurde für die vier Wärmezentralen zunächst wieder bei einem spezifischen Heizwärmebedarf von 50 kWh/m<sup>2</sup>a für eine Kollektorfläche von 24 m<sup>2</sup> und einer Zirkulationszeit von 24h/Tag durchgeführt. Anschließend wurden die Optimierungsansätze für die Kollektorflächen von 8 m<sup>2</sup> und 40 m<sup>2</sup> übernommen, die Werte passend zu den gegebenen Verhältnissen von Speichervolumen zu Kollektorflächen festgesetzt und die Ergebnisse überprüft.

Der Optimierungserfolg wurde an der Minderung der Endenergie gegenüber dem nicht optimierten System überprüft.

Eine Übersicht der Optimierungen der Parameter jeder Hydraulik bei 24 m<sup>2</sup> Kollektorfläche und die daraus resultierende Minderung der Endenergie ist in Tabelle 4-6 dargestellt.

Tabelle 4-6: Übersicht der Optimierungen am Beispiel für eine Kollektorfläche von 24m<sup>2</sup>

<b>Regelung und Anschlusshöhen</b>	<b>Variante A18</b>	<b>Variante C6.2</b>	<b>Variante A6</b>	<b>Variante C7</b>
<b>Optimierungsansatz</b>				
<b>Kollektorkreis Ein Delta K</b>	8K -> 5K	8K -> 5K	8K -> 5K	8K -> 5K
<b>Fühler Kollektorkreis Ein-/Ausschalt</b>	10% -> 5%	10% -> 5%	-	10% -> 5%
<b>Hzg. VL</b>	-	55% -> 70%	-	-
<b>Hzg. RL Mitte (geschichtet)</b>	45% -> 25%	-	-	-
<b>Hzg RL (ungeschichtet)</b>	-	33% -> 15%	-	33% -> 10%
<b>TWW RL Mitte (geschichtet)</b>	50% -> 75%	-	-	50% -> 85%
<b>TWW RL unten (geschichtet)</b>	20% -> 10%	-	33% -> 40%	-
<b>TWW Fühler (Umschaltventil)</b>	45% -> 75	-	-	-
<b>Zirk RL Pufferspeicher</b>	-	55% -> 20%	-	20% -> 5%
<b>Zirk RL Bereitschaftsspeicher</b>	-	90% -> 95%	-	90% -> 95%
<b>Minderung der Endenergie in kWh/a</b>	469	417	147	193
<b>Relative Minderung der Endenergie in Prozent</b>	1,4%	1,4%	0,4%	0,6%

Für die Optimierung der Varianten mit den Kollektorflächen 8 m<sup>2</sup> und 40 m<sup>2</sup> wurde in analoger Weise verfahren. Die Ergebnisse bzgl. der Endenergie sind in Tabelle 4-7 zusammengefasst.

Tabelle 4-7: Relative Endenergieminderung durch Optimierungen für drei Kollektorflächen

<b>Optimierung von Regelung und Anschlusshöhen</b>	<b>Variante A18</b>	<b>Variante C6.2</b>	<b>Variante A6</b>	<b>Variante C7</b>
<b>Relative Minderung der Endenergie in Prozent bei 8 m<sup>2</sup></b>	0,8%	0,5%	0,2%	0,1%
<b>Relative Minderung der Endenergie in Prozent bei 24 m<sup>2</sup></b>	1,4%	1,4%	0,4%	0,6%
<b>Relative Minderung der Endenergie in Prozent bei 40 m<sup>2</sup></b>	2,3%	2,4%	0,3%	1,3%

Durch Optimierungen der Regelung und der Anschlusshöhen ist eine weitere Minderung der Endenergie von bis zu 2,4 % (je nach Kollektorfläche) möglich. Der positive Effekt der Optimierung wirkt sich dabei mit zunehmender Kollektorfläche stärker aus. Weiter ist erkennbar, dass die Varianten A18 und C6.2 sensibler auf die Änderungen reagieren, was z. B. bedeutet, dass die Systemkonfiguration sorgfältig geplant sein sollte, um die Systemeffizienz zu maximieren. Nach wie vor bleibt die Variante C6.2 das effizienteste System, während sich Variante A18 bei Kollektorflächen über 24 m<sup>2</sup> auf den zweiten Platz schiebt (siehe Abbildung 4.8).

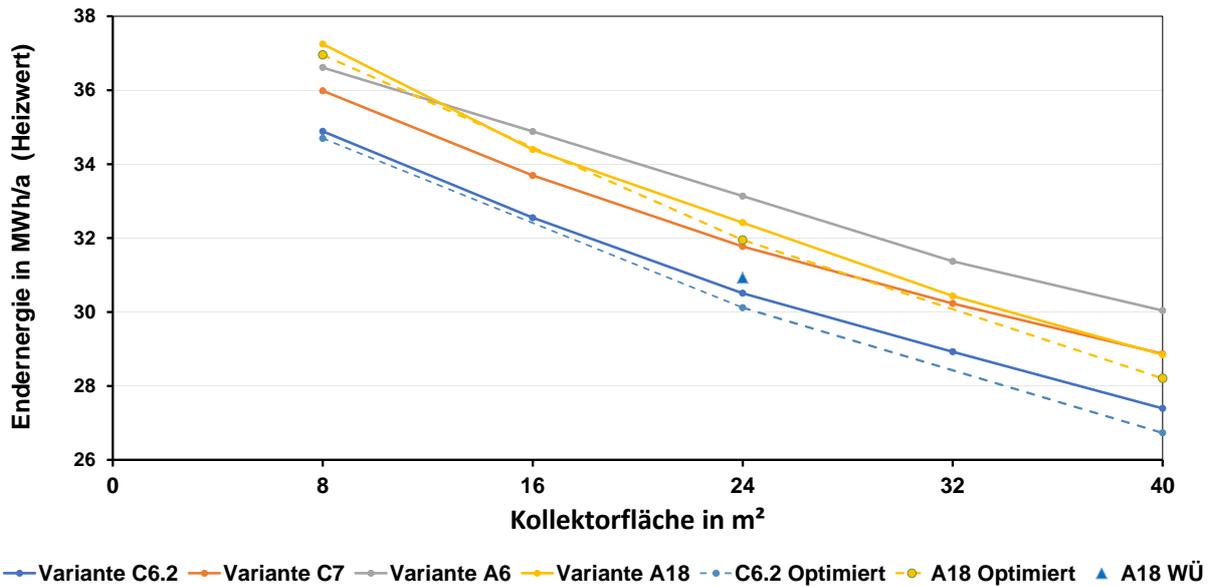


Abbildung 4.8: Endenergiebedarf der Wärmezentrale unter Variation der Kollektorfläche bei 50 kWh/(m<sup>2</sup>a) Heizbedarf

Als weitere Optimierung der Variante A18 wäre es interessant zu sehen, wie sich die Variante A18 mit einem zusätzlichen Wärmeübertrager für die Zirkulation statt des Dreiwegeventils im Vergleich darstellen würde. Da eine solche Hydraulik in T\*SOL nicht vorhanden ist, werden die Ergebnisse der MATLAB-Simulationen (s. Adam\_2017) für eine Abschätzung verwendet. In den vergleichenden MATLAB-Simulationen zu dieser Hydraulik wird eine Effizienzsteigerung von ca. 3,2 % prognostiziert, wenn das Dreiwegeventil durch den Wärmeübertrager ersetzt wird. In Abbildung 4.8 ist die Abschätzung als Ergebnis mit der Bezeichnung A18 WÜ dargestellt. Auch mit dieser Verbesserung in Variante A18 ist der Endenergiebedarf der Variante C6.2 weiterhin der niedrigste.

#### 4.1.6 Fazit

Den besten Quotienten aus Aufwand zu Nutzen zeigt für alle Kollektorflächen und beide Heizlastvarianten die T\*SOL-Variante C6.2 - ein Beispiel für das Hydraulikkonzept 2. Als Gründe für die Vorteile dieser Hydraulik in diesem Vergleich sind anzuführen:

- Separater KW-Wärmetauscher, dadurch geringst mögliche Rücklauftemperaturen zum Solarpuffer
- Separater Wärmetauscher zur geregelten solaren Zirkulationsdeckung
- Separater TWW-Bereitschaftsteil in Verbindung mit solarer Heizungsrücklaufanhebung wirkt positiv auf Kesselnutzungsgrad (s. Kap. 4.1.4.2)
- Monovalenter Solarpuffer mit im Vergleich zu bivalenten Speichern geringerer Durchmischung, daher gute Erhaltung der Temperaturschichtung
- Geschichtete Beladung

Nach dem besten Konzept 2 folgen die Konzepte 1 und 6.

Allerdings enthält der gesamte Vergleich nur diese 4 Hydrauliken, alle anderen Konzepte können in T\*SOL nicht realisiert werden, da die Hydrauliken in T\*SOL nicht frei erstellbar sind.

## 5 Jahressimulation

*Kapitel bearbeitet durch ISFH; darin Unterkapitel 5.5 durch HSD*

Die in Kapitel 3.3 messtechnisch untersuchten realen Anlagen sowie weitere Anlagenbeispiele der Konzepte nach Kapitel 2 sollen energetisch in Jahressimulationen analysiert werden. Dazu sind im Folgenden die Randbedingungen und energetischen Bewertungsgrößen beschrieben. Anschließend wird ein im Projekt entwickeltes Benchmarkverfahren vorgestellt, mit dessen Hilfe eine Anlage auf ihre Verlustpfade und ihr energetisches Potential untersucht werden kann. Kapitelabschließend werden alle simulierten Anlagen hydraulisch und funktionell beschrieben.

### 5.1 Randbedingungen

Die Jahressimulationen am ISFH werden in TRNSYS durchgeführt. Hierbei gelten die unter Kapitel 3.2 aufgeführten Randbedingungen. Im Unterschied zu den in Kapitel 3.3 beschriebenen Typtagsimulationen wird das Anlagenverhalten der verschiedenen Konzepte in den Jahressimulationen über den gesamten Jahreswetterdatensatz analysiert. Dies wird sowohl für den Anwendungsfall im sanierten als auch unsanierten Mehrfamilienhaus mit 8 WE simuliert. Für alle betrachteten Hydraulik-konfigurationen wird die Kollektorfläche zwischen 0 und 33 m<sup>2</sup> variiert.

### 5.2 Bewertungsgrößen

#### 5.2.1 Definition der Bilanzgrenze

Grundlage für die energetische Bewertung der solar unterstützten Wärmezentralen in Mehrfamilienhäusern ist die Definition der Bilanzgrenzen, da auf dieser Basis die weiteren Bewertungsgrößen abgeleitet werden. Die hier berücksichtigten Bilanzgrenzen sind in Abbildung 5.1 eingetragen. Die bezüglichen Energieströme über die Bilanzgrenze der Wärmezentrale sind:

- Input: Solarwärmeeintrag
- Input: Endenergie als Summe aus Erdgas und Strom als Hilfsenergie
- Output: Gebäudeenergiebedarf
- Output: Wärmeverluste der Wärmezentrale

Der Gebäudeenergiebedarf ( $Q_{Geb}$ ) entspricht der Anforderung, die das Gebäude als Verbraucher an die Wärmezentrale stellt. Daher werden neben dem Trinkwarmwasser- und Raumwärmebedarf ( $Q_{TWW}$ ,  $Q_{HK}$ ) auch Zirkulationswärmeverluste ( $Q_{Zirk}$ ) und Wärmeverteilverluste zwischen Wärmezentrale und Nutzenübergabe ( $Q_{Verteil}$ ) als Nutzen aus Sicht der Wärmezentrale betrachtet:

$$Q_{Geb} = Q_{TWW} + Q_{HK} + Q_{Zirk} + Q_{Verteil} \quad (5-1)$$

Der Gebäudeenergiebedarf ist jedoch nicht zu verwechseln mit dem Nutzenergiebedarf ( $Q_{\text{Nutz}}$ ), dieser umfasst nur den Raumwärme- und Trinkwarmwasserbedarf. Die Definition von Primär-, End- und Nutzenergie entspricht der DIN V 4701.

$$Q_{\text{Nutz}} = Q_{\text{TWW}} + Q_{\text{HK}} \quad (5-2)$$

Der Solarwärmeeintrag in die Wärmezentrale ist nicht gleichzusetzen mit dem Kollektorsertrag, da die Verluste durch die Verrohrung zwischen Kollektoren und Wärmezentrale außerhalb der Bilanzgrenze der Wärmezentrale auftreten.

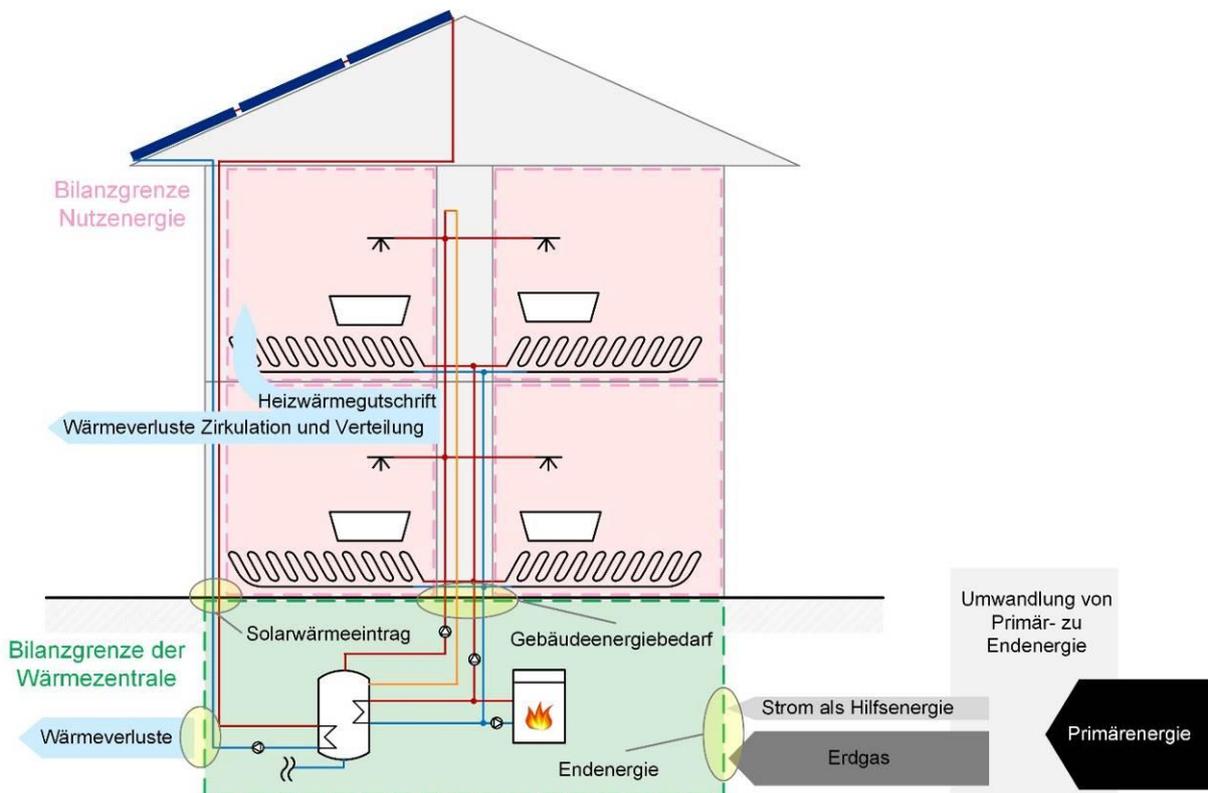


Abbildung 5.1: Bilanzgrenzen einer solar unterstützten zentralen Wärmeversorgung von Mehrfamilienhäusern über ein 4-Leiter-Netz

### 5.2.2 Jahresnutzungsgrad

Der Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale (CPF/ engl.: central performance factor) wird definiert als das Verhältnis von Gebäudeenergiebedarf zu Endenergiebedarf ( $E_{\text{End}}$ ) (siehe Formel (5-3)). Ziel ist die Bewertung der Effizienz der Wärmezentrale und ein Vergleich der verschiedenen Wärmezentralen untereinander. Auf Grund der Nicht-Berücksichtigung regenerativer Energiequellen im Endenergiebedarf, ist auch ein Jahresnutzungsgrad von größer eins möglich.

$$CPF = \frac{Q_{\text{Geb}}}{E_{\text{End}}} \quad (5-3)$$

Während der Gebäudeenergiebedarf den Nutzen darstellt, repräsentiert der Endenergiebedarf den Aufwand der Wärmezentrale. Der Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale gibt keine oder nur eine sehr eingeschränkte Bewertungsmöglichkeit sowohl für dezentrale Systeme (je nach Grad der Dezentralität) als auch zur Effizienzbewertung des Gesamtsystems zur Wärmeversorgung von Mehrfamilienhäusern. Für eine ganzheitliche Betrachtung der Energieumwandlungskette wird zusätzlich der Jahresnutzungsgrad der Wärmeversorgung ( $CPF_{plus}$ ) als Bewertungsgröße eingeführt. Hierbei wird die Nutzenergie ins Verhältnis zur Primärenergie gesetzt. Der  $CPF_{plus}$  stellt damit den Kehrwert der Anlagenaufwandszahl ( $e_P$ ) nach DIN V 4701 [DIN4701\_2003] dar:

$$CPF_{plus} = \frac{Q_{Nutz}}{E_{Prim}} \quad (5-4)$$

Die Kennzahl  $CPF_{plus}$  ermöglicht im Gegensatz zur Kennzahl CPF, auch den Vergleich von Systemen mit verschiedenen fossilen Energieträgern und damit unterschiedlichen Primärenergiefaktoren. Darüber hinaus können Effekte zur Reduzierung von Wärmeverteilverlusten bewertet werden. Ein Nachteil des  $CPF_{plus}$  ist jedoch, dass sowohl die Nutzenergie als auch die Primärenergie keine real messbaren Größen darstellen.

### 5.2.3 Endenergieeinsparung und Referenzsystem

Die Endenergie- und Primärenergieeinsparung dient der Bewertung eines Systems gegenüber einem Referenzsystem. Dieses Referenzsystem wird im Folgenden näher definiert und ist für alle zu bewertenden Wärmezentralen identisch. Die Endenergieeinsparung ( $f_{sav.EE}$ ) und die Primärenergieeinsparung ( $f_{sav.PE}$ ) definiert sich nach den Formeln (5-5) und (5-6):

$$f_{sav.EE} = 1 - \frac{E_{End}}{E_{End.ref}} \quad (5-5)$$

$$f_{sav.PE} = 1 - \frac{E_{Prim}}{E_{Prim.ref}} \quad (5-6)$$

Der Primärenergiefaktor für Erdgas wird auf 1,1 [DIN18599\_2016] und für Strom auf 1,8 festgesetzt. Beide entsprechen der Berechnungsgrundlage der seit dem 01.01.2016 gültigen EnEV 2014 [ENEV\_2015]. Dabei weicht der Primärenergiefaktor für Strom aus der EnEV von dem der DIN V 18599-1 ab (2,4). Der Wert von 1,8 basiert auf einer Berechnung des prognostizierten Primärenergiefaktors zwischen den Jahren 2010 und 2020 entsprechend des BMU Leitszenarios [Schuwer\_2015].

Zur Definition des Referenzsystems dient das Berechnungsverfahren für Anlagenaufwandszahlen der DIN V 4701-10 "Energetische Bewertung heiz- und raumluftechnischer Anlagen" als Grundlage [DIN4701\_2003]. Hierbei wird ein

Referenzsystem mit zentraler Trinkwarmwasser- und Raumwärmeerzeugung mit Gasbrennwerttherme gewählt. Aus der berechneten Anlagenaufwandszahl lässt sich der Jahresnutzungsgrad der Referenzwärmezentrale ableiten. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass das Referenzsystem sowohl nachvollziehbar als auch unabhängig von Simulationen und deren Randbedingungen energetisch bewertet werden kann.

Die gewählten Randbedingungen des Referenzsystems sind in Tabelle 5-1 dargestellt. Diese orientieren sich dabei am System, welches in C.5.2 Anlage 2 der DIN V 4701-10 beschrieben ist [DIN4701\_2003].

*Tabelle 5-1: Definition und Randbedingungen des Referenzsystems nach DIN V 4701-10*

<b>Allgemeine Beschreibung</b>	Zentrale TWW- und Raumwärmeerzeugung Gasbrennwerttherme Nutzfläche des Gebäudes: 500 m <sup>2</sup> Raumwärmebedarf: 40 kWh/m <sup>2</sup> /a (saniert), 170 kWh/m <sup>2</sup> /a (unsaniert) Trinkwarmwasserbedarf: 12,5 kWh/m <sup>2</sup> /a
<b>Raumwärme</b>	Übergabe: freie Heizflächen mit 1 Kelvin Spreizung Verteilung: horizontale Verteilung außerhalb der thermischen Hülle und vertikale Stränge innenliegend mit 55/45 °C (saniert) und 70/55 °C (unsaniert), geregelte Heizkreispumpe Speicherung: keine Erzeugung: Gasbrennwerttherme außerhalb der thermischen Hülle
<b>Trinkwarmwasser</b>	Verteilung: 24-stündige TWW-Zirkulation mit Verteilung außerhalb der thermischen Hülle Speicherung: indirekt beheizter Speicher mit Aufstellung außerhalb der thermischen Hülle Erzeugung: Gasbrennwerttherme außerhalb der thermischen Hülle
<b>Lüftung</b>	keine Berücksichtigung

Mit Hilfe der in Tabelle 5-1 definierten Randbedingungen wird in Tabelle 5-2 für das sanierte MFH die Anlagenaufwandszahl entsprechend des Berechnungsverfahrens der DIN V 4701-10 ermittelt, sowie der Jahresnutzungsgrad der Referenzwärmezentrale abgeleitet. Gleiches findet sich für das Referenzsystem im unsanierten Gebäude in Tabelle 5-3.

Der rot markierte Bereich in Tabelle 5-2 und Tabelle 5-3 kennzeichnet den Bilanzbereich der Wärmezentrale. Neben dem Aufwand für Speicherung und Verteilung umfasst die Wärmezentrale auch noch den Hilfsenergiebedarf für die Verteilung, da sich Zirkulations- und Heizkreispumpen innerhalb der Bilanzgrenze der Wärmezentrale befinden. Entgegen der DIN V 4701-10 sind alle energetischen Kennwerte in Tabelle 5-2 brennwertbezogen.

*Tabelle 5-2: Ermittlung des Jahresnutzungsgrads der Wärmezentrale und der Anlagenaufwandszahl des Referenzsystems (saniert) nach DIN V 4701-10 mit brennwertbezogenen energetischen Kennwerten*

	<b>Trinkwarmwasser</b>		<b>Raumwärme</b>	
	<b>Wärme</b>	<b>Hilfsenergie</b>	<b>Wärme</b>	<b>Hilfsenergie</b>
Nutzenergie	12,5 kWh/m <sup>2</sup> /a		40,0 kWh/m <sup>2</sup> /a	
Übergabe			1,1 kWh/m <sup>2</sup> /a	
	12,5 kWh/m <sup>2</sup> /a		41,1 kWh/m <sup>2</sup> /a	
Verteilung	11,5 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,51 kWh/m <sup>2</sup> /a	2,9 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,57 kWh/m <sup>2</sup> /a
	24,0 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,51 kWh/m <sup>2</sup> /a	-2,9 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,57 kWh/m <sup>2</sup> /a
Speicherung	1,9 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,04 kWh/m <sup>2</sup> /a		
	25,9 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,55 kWh/m <sup>2</sup> /a	41,1 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,57 kWh/m <sup>2</sup> /a
Erzeugung	1,12 -	0,13 kWh/m <sup>2</sup> /a	1,03 -	0,38 kWh/m <sup>2</sup> /a
	1,11 -		1,11 -	
	32,2 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,68 kWh/m <sup>2</sup> /a	47,0 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,95 kWh/m <sup>2</sup> /a
Endenergie	80,8 kWh/m <sup>2</sup> /a			
Primärenergie	90,1 kWh/m <sup>2</sup> /a			
Anlagenaufwandszahl	1,72 -			
CPF	0,81 -			

*Tabelle 5-3: Ermittlung des Jahresnutzungsgrads der Wärmezentrale und der Anlagenaufwandszahl des Referenzsystems (unsaniert) nach DIN V 4701-10 mit brennwertbezogenen energetischen Kennwerten*

	<b>Trinkwarmwasser</b>		<b>Raumwärme</b>	
	<b>Wärme</b>	<b>Hilfsenergie</b>	<b>Wärme</b>	<b>Hilfsenergie</b>
Nutzenergie	12,5 kWh/m <sup>2</sup> /a		170,0 kWh/m <sup>2</sup> /a	
Übergabe			3,4 kWh/m <sup>2</sup> /a	
	12,5 kWh/m <sup>2</sup> /a		41,1 kWh/m <sup>2</sup> /a	
Verteilung	11,5 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,51 kWh/m <sup>2</sup> /a	2,9 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,57 kWh/m <sup>2</sup> /a
	24,0 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,51 kWh/m <sup>2</sup> /a	-2,9 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,57 kWh/m <sup>2</sup> /a
Speicherung	1,9 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,04 kWh/m <sup>2</sup> /a		
	25,9 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,55 kWh/m <sup>2</sup> /a	173,4 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,57 kWh/m <sup>2</sup> /a
Erzeugung	1,12 -	0,13 kWh/m <sup>2</sup> /a	1,05 -	0,38 kWh/m <sup>2</sup> /a
	1,11 -		1,11 -	
	32,2 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,68 kWh/m <sup>2</sup> /a	202,1 kWh/m <sup>2</sup> /a	0,95 kWh/m <sup>2</sup> /a
Endenergie	236 kWh/m <sup>2</sup> /a			
Primärenergie	261 kWh/m <sup>2</sup> /a			
Anlagenaufwandszahl	1,43 -			
CPF	0,84 -			

### 5.2.4 Bezugsgröße: bedarfsbezogene Kollektorfläche

Sowohl der CPF als auch der CPF<sub>plus</sub> sind stark abhängig von den gewählten Randbedingungen (solarthermische Kollektoren, Wetter und Gebäudeeigenschaften). Diese Größen haben maßgeblichen Einfluss auf die Analyse und Bewertung der einzelnen Systeme und schränken die Vergleichbarkeit der Systeme massiv ein, falls die Randbedingungen voneinander abweichen. Um daher die beschriebenen Bewertungsgrößen vergleichbar für so viele Systeme wie möglich zu gestalten, wird als Bezugsgröße die bedarfsbezogene Kollektorfläche ( $a_{dsc}$  / engl: demand specific collector area) definiert.

$$a_{dsc} = \frac{A_{Kol}}{Q_{Geb}} \quad (5-7)$$

Die bedarfsbezogene Kollektorfläche stellt das Verhältnis von Kollektorfläche ( $A_{Kol}$ ) zu Gebäudeenergiebedarf dar.

## 5.3 Benchmarkverfahren

### 5.3.1 Methodik des Benchmarkverfahrens

Mit Hilfe des Benchmarkverfahrens wird der maximal mögliche Solarertrag von idealisierten Mehrfamilienhaus-Wärmezentralen in einfachen Schritten und mit geringem Simulationsaufwand abgeschätzt. Der Ansatz ähnelt dabei dem der FSC Methode, wie sie im Handbuch des IEA SHC Task 26 beschrieben wird [Letz\_2002]. Wie bei der FSC Methode wird der Gebäudeenergiebedarf mit dem solaren Energieangebot auf Basis eines Monatsbilanzverfahrens verglichen. Aus dem ermittelten Solarertrag kann unter Annahme einer idealisierten Wärmezentrale (Endenergiebedarf ist die Differenz aus Gebäudeenergiebedarf und Solarertrag) der maximal mögliche Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale abgeleitet werden.

Randbedingungen des Benchmarkverfahrens sind zum einen der aufgeprägte Gebäudeenergiebedarf und zum anderen die Charakteristik der thermischen Solarkollektoren (Kollektorfläche, Kollektorkennwerte, Verrohrung zwischen Wärmezentrale und Kollektoren). Grundlage des Benchmarkverfahrens sind daher Bruttoertragssimulationen, bei welchen auch die Wärmeverluste zwischen den Kollektoren und der Bilanzgrenze der Wärmezentrale berücksichtigt werden. In Abbildung 5.2 ist der flächenspezifische Bruttosolarwärmeertrag monatsweise als Funktion der mittleren Solarfluidtemperatur dargestellt. Für den Kollektor und die Verrohrung zwischen Kollektor und Wärmezentrale gelten die in Kapitel 3.2.5 vorgestellten Randbedingungen.

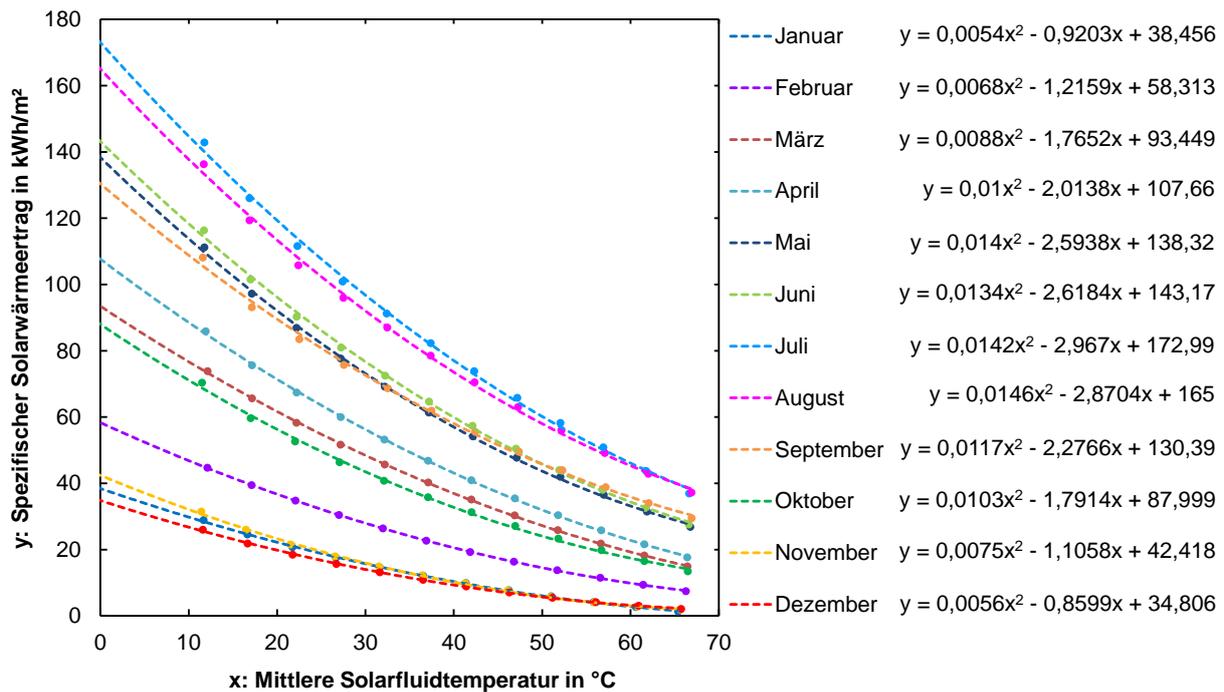


Abbildung 5.2: Flächenspezifischer Bruttosolarwärmeertrag des Kollektorkreises über der mittleren Fluidtemperatur auf Monatsbasis inklusive der dazugehörigen Berechnungsformeln der Trendlinien

Da der Solarwärmeertrag temperaturabhängig ist, muss das Temperaturniveau, auf dem der Kollektor arbeitet (arithmetisches Mittel zwischen Ein- und Austrittstemperatur), bei der Auswertung der Verbrauchsseite Berücksichtigung finden. Aus diesem Grund wird als Information nicht nur der Gebäudeenergiebedarf benötigt, sondern auch das mittlere Temperaturniveau, auf dem der Bedarf auftritt. Bei einem Mehrfamilienhaus mit Vierleiterverteilsystem sind die Verbraucher der Heizkreis (inkl. Verteilverlusten), Trinkwarmwasserbereitung und Zirkulationsverlustdeckung mit jeweils eigenem mittlerem Temperaturbereich separat zu identifizieren. Für das Zweileiterverteilsystem können zwar noch Verbräuche der verschiedenen Senken unterschieden werden, das Temperaturniveau der Deckung dieser Verbräuche ist jedoch aus der Perspektive der Wärmezentrale immer das gleiche, da sie über das selbe zentrale Leitungspaar gedeckt werden. Zur Veranschaulichung ist der spezifische Wärmebedarf über dem dazugehörigen Temperaturbereich für die drei Wärmesenken eines 4-Leiter-Netzes in Abbildung 5.3 beispielhaft für den Monat März dargestellt.

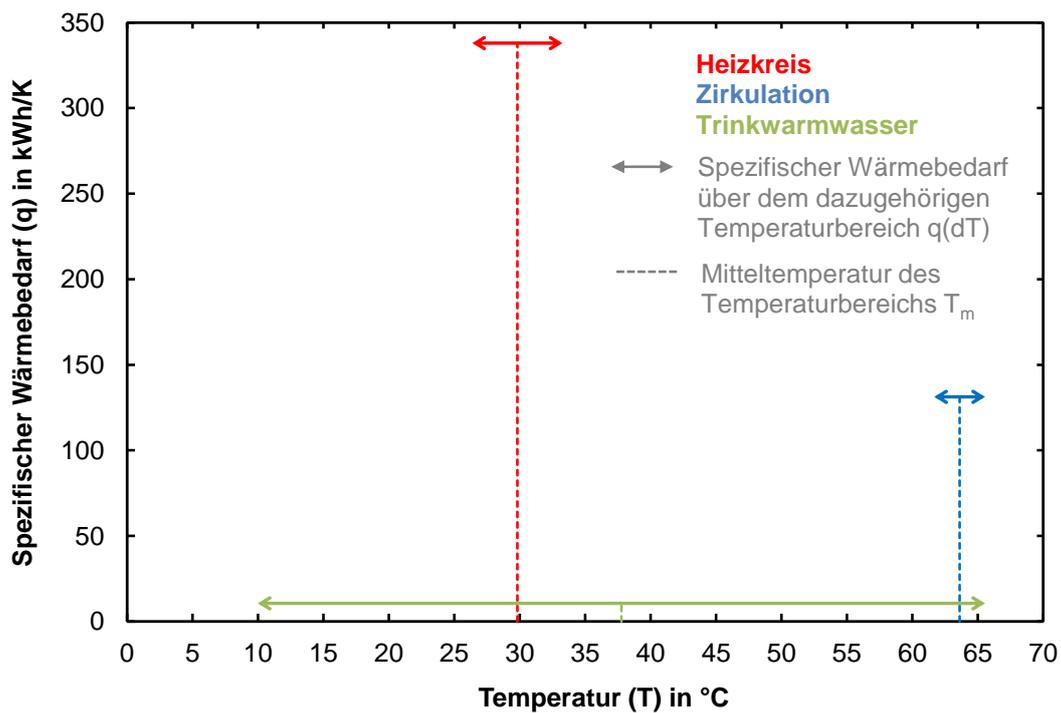


Abbildung 5.3: Spezifischer monatlicher Wärmebedarf über dem dazugehörigen Temperaturbereich und der resultierenden Mitteltemperatur für die drei Wärmesenken "Heizkreis", "Zirkulation" und "Trinkwarmwasser" beispielhaft für den Monat März

Während der Temperaturbereich des Wärmebedarfs sowohl für den Heizkreis (7 K) als auch für die Zirkulation (6 K) sehr gering ist, weist der Wärmebedarf für die Trinkwarmwasserbereitung den größten Temperaturbereich mit einer Spreizung von 56 K (von 10 °C auf 66 °C) auf. Diese Temperaturspreizung ist deutlich höher, als ein thermischer Solarkollektor bereitstellen kann. Daher werden im Benchmarkverfahren Wärmesenken mit einem Temperaturbereich des Wärmebedarfs von größer 15 K auf mehrere Unterbereiche mit jeweils maximal 15 K Spreizung aufgeteilt. Jedem dieser Unterbereiche wird ebenfalls eine mittlere Temperatur des Wärmebedarfs zugewiesen.

Dargestellt ist dieses Verfahren für die Aufteilung des Trinkwarmwasserwärmebedarfs in vier Unterbereiche in Abbildung 5.4. Für das Benchmarkverfahren ergibt sich daraus, dass der Gebäudeenergiebedarf in diesem Fall nicht nur auf drei Wärmesenken, sondern sechs Wärmesenken mit jeweils ihrer eigenen Mitteltemperatur aufgeteilt wird.

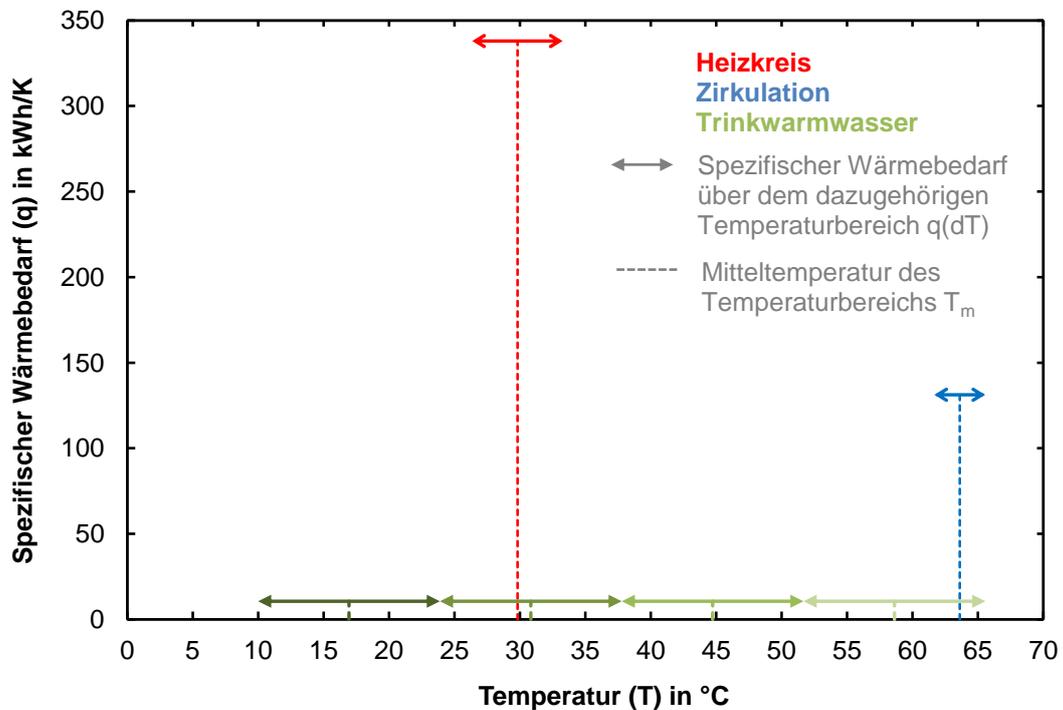


Abbildung 5.4: Spezifischer monatlicher Wärmebedarf über dem dazugehörigen Temperaturbereich und der resultierenden Mitteltemperatur für die beiden Wärmesenken "Heizkreis" und "Zirkulation" und der in vier Unterbereiche aufgeteilten Wärmesenke "Trinkwarmwasser" beispielhaft für den Monat März

Der Gebäudeenergiebedarf mit seinen Wärmesenken und Mitteltemperaturen über den Jahresverlauf sind zusammenfassend in Abbildung 5.5 dargestellt.

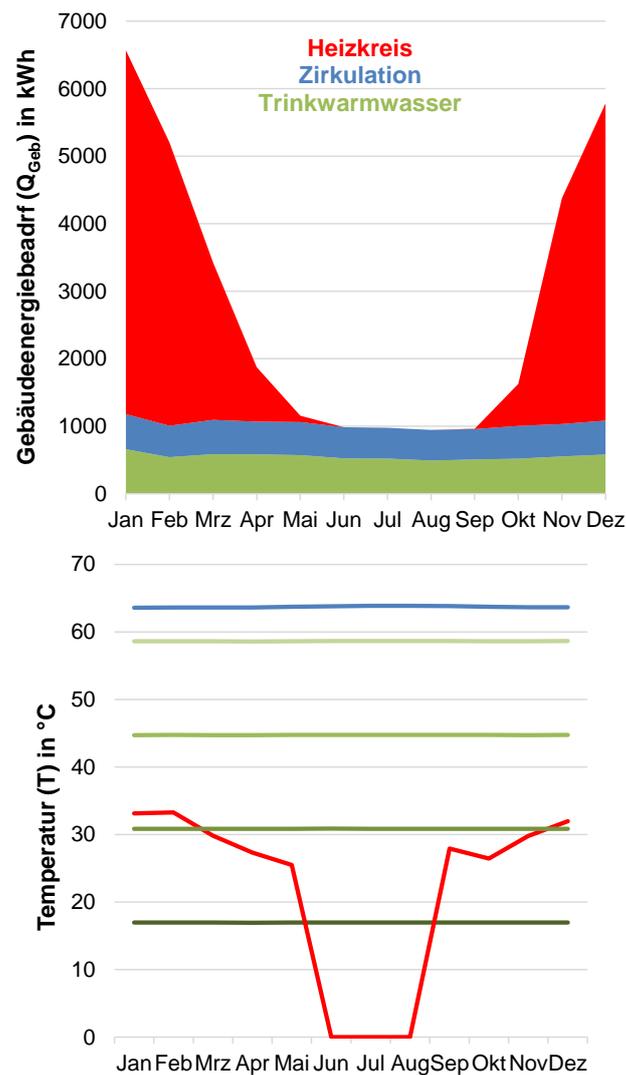


Abbildung 5.5: Monatswerte des Gebäudeenergiebedarfs für die drei Wärmesenken (links) und der Temperaturniveaus dieser Senken (rechts) mit der Aufteilung der Trinkwarmwasser-Wärmesenke in vier Unterbereiche

Zur Ermittlung der solaren Deckung des Gebäudeenergiebedarfs wird zu Beginn der Berechnung jeweils der Wärmebedarf auf dem geringsten Temperaturniveau mit der Wärmeproduktion des Kollektors auf demselben Niveau korreliert. Hierzu dient die temperaturabhängige Bruttoertragssimulation aus Abbildung 5.2. Besonders in den Wintermonaten kann das Angebot den Bedarf nicht voll decken. In diesem Fall ist die Berechnung bereits abgeschlossen. Kann der Bedarf voll gedeckt werden und bestehen gar Überschüsse, dann werden diese genutzt, um die Wärmesenke auf dem nächsthöheren Temperaturniveau zu decken. Dabei findet jeweils wieder das Temperaturniveau Berücksichtigung, auf dem der Kollektor die Wärme zur Verfügung stellen muss. Dies wird fortgeführt, bis entweder der Kollektorertrag voll genutzt oder der Energiebedarf voll gedeckt ist. Die Auswertung wird Monat für Monat wiederholt, bis die volle Jahresbilanz erarbeitet und eine solare Deckung für alle zwölf Monate bestimmt worden ist. Das Ergebnis dieses Verfahrens ist in Abbildung 5.6 dargestellt.

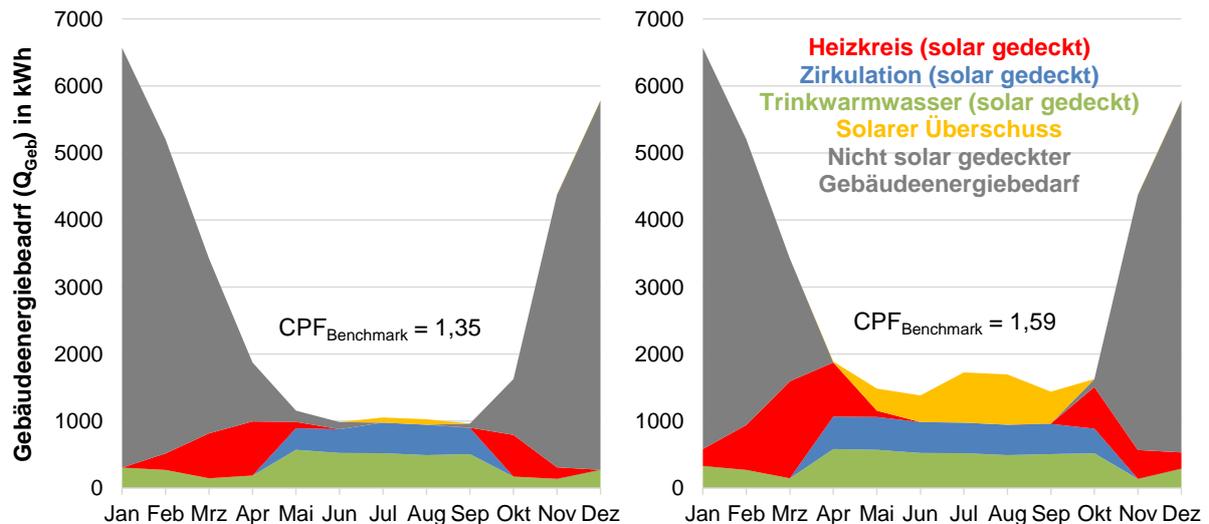


Abbildung 5.6: Grafische Überlagerung von Gebäudeenergiebedarf und solaren Deckungsanteilen für die unterschiedlichen Wärmesenken für 16 m<sup>2</sup> (links) und 32 m<sup>2</sup> Kollektorfläche (rechts)

Der maximal mögliche Jahresnutzungsgrad der idealisierten Wärmezentrale lässt sich nach Formel (5-8) berechnen. Hierbei gilt die bereits erwähnte Idealisierung, dass der nicht solar gedeckte Gebäudeenergiebedarf dem Endenergiebedarf entspricht. Es wird also von einer verlustfreien Energieumwandlung ausgegangen.

$$CPF_{\text{Benchmark}} = \frac{Q_{\text{Geb}}}{E_{\text{End}}} = \frac{Q_{\text{Geb}}}{Q_{\text{Geb}} - Q_{\text{sol}}} \quad (5-8)$$

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass das Benchmarkverfahren einige grobe Vereinfachungen beinhaltet, die eine Abschätzung des idealen Ertragsmaximums jedoch überhaupt erst ermöglichen:

- Durch Monatsbilanzen werden zeitliche Verschiebungen zwischen Energieangebot und -bedarf nahezu vollkommen ausgeglichen. Es stellt ein theoretisches Optimum dar, welches den Bilanzzeitraum stark idealisiert.
- Die Systemverluste der idealisierten Wärmezentrale sind null. Die Zentrale selbst wird als Blackbox angesehen, die die Wärme- und Temperaturanforderung ideal bedient.
- Die Rücklauftemperaturen des betrachteten Heizsystems sind sehr gering, da hinsichtlich des Wärmeverteilsystems von einem optimalen hydraulischen Abgleich ausgegangen wird.

### 5.3.2 Anwendung des Benchmarkverfahrens

Der Nutzen des Benchmarkverfahrens liegt maßgeblich im Vergleich mit realen Systemen. Mit Hilfe von Simulationsstudien ist es möglich, einzelne Verlustursachen aufzuschlüsseln und dadurch Optimierungspotentiale aufzuzeigen. Das Ergebnis einer solchen Simulationsstudie ist beispielhaft für die untersuchte Herstelleranlage

des Konzepts 2 in Abbildung 5.7 dargestellt. Ein Hydraulikschema und eine Beschreibung der Anlage ist in Kapitel 3.3.3 zu finden.

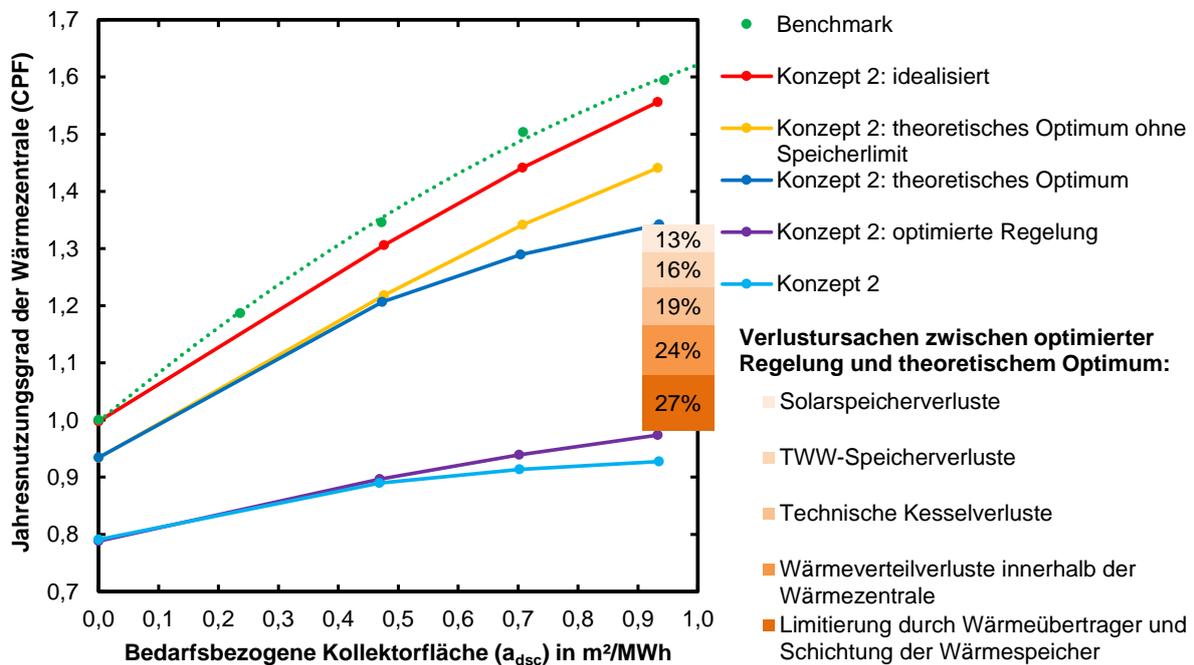


Abbildung 5.7: Vergleich zwischen dem Benchmark und der untersuchten Herstelleranlage zu Konzept 2 durch Aufschlüsselung der einzelnen Verlustursachen

Der grüne Graph in Abbildung 5.7 zeigt den Benchmark, also das theoretische Optimum einer Wärmezentrale unter den aufgeprägten Randbedingungen. Die hellblaue Kurve hingegen stellt die energetische Effizienz der untersuchten Herstelleranlage des Konzepts 2 dar. Die Differenz beider Kurven verdeutlicht das theoretische Optimierungspotential. Die Regelungsoptimierung (lila) umfasst das Modulationsverhalten des Kessels, die Regelung des Heizkreismischventils und die Regelung der solaren Rücklaufanhebung, ohne dabei Änderungen an den Komponenten oder der hydraulischen Verschaltung vorzunehmen. Trotz optimierter Regelung ist die Differenz zum Benchmark sehr groß. Die weiteren simulativen Anpassungen stellen sowohl System- und Komponentenoptimierungen als auch eine Idealisierung der Wärmezentrale dar. Die dunkelblaue Kurve zeigt das theoretische Optimum der Anlage unter der Annahme, dass weder Verteilverluste innerhalb der Wärmezentrale, noch Speicherverluste und technische Kesselverluste auftreten. Zudem sind Wärmeübertrager optimiert und die Wärmespeicher besitzen eine ideale Schichtung. Die Aufgliederung in die einzelnen Verlustursachen ist ebenfalls in Abbildung 5.7 dargestellt. Hierbei wird die Differenz (100 %) zwischen optimierter Regelung und theoretischem Optimum anteilig in die einzelnen Verlustursachen untergliedert. Eine weitere Optimierung (gelber Graph) ist die Vergrößerung des Solarspeichers, sodass dieser keinen limitierenden Faktor mehr darstellt. Nach der Optimierung der Anlage erfolgt mit der roten Kurve eine Idealisierung, bei welcher der Hilfsenergiebedarf zu Null gesetzt und die Annahme getroffen wird, dass eine vollständige Brennwertnutzung durch den Kessel erfolgt. Die bleibende Abweichung

der idealisierten Anlage zum Benchmark ist auf die grundsätzliche Limitierung der hydraulischen Verschaltung des Konzepts und der damit verbundenen nicht idealen Nutzung der Solarwärme zurückzuführen. Während beim Benchmarkverfahren die einzelnen Wärmesenken nacheinander entsprechend ihres mittleren Temperaturniveaus durch solare Wärme bedient werden, kann beim Konzept 2 die solare Wärme nicht differenziert an die einzelnen Wärmesenken, sondern nur in den Solarspeicher übergeben werden. Ohne solare Unterstützung (bedarfsbezogene Kollektorfläche von  $0,0 \text{ m}^2/\text{MWh}$ ) weisen sowohl der Benchmark als auch das idealisierte Konzept 2 einen CPF von 1,0 auf.

## **5.4 TRNSYS Jahressimulationen**

Die Konzeptklassifizierung nach Kapitel 2.1 stellt eine grobe Einteilung der Konzepte entsprechend ihrer Hydrauliken dar. Für die Simulation dieser Konzepte müssen einzelne Komponenten genau definiert und auch die hydraulische Verschaltung und Regelung festgelegt werden. Die im Folgenden vorgestellten Anlagen zur Jahressimulation stellen damit jeweils eine Variante der Konzepte dar. Die simulierten Anlagen zu Konzept 1, 2, 8 und 10 wurden auch mit dem HiL-Verfahren messtechnisch untersucht. Die Simulationsergebnisse dieser Anlagen weisen eine geringere Unsicherheit auf, da ein Abgleich zwischen Messung und Simulation (siehe Kapitel 3.3) zur Validierung der Simulationsmodelle genutzt wurde. Die simulierten Anlagenvarianten für Konzept 4, 5, 6 und 9 sind hingegen nicht mit HiL-Messungen validiert. Die Konzepte 3 und 7 werden, wie in Kapitel 2.5 bereits begründet, nicht mit einem Anlagenbeispiel analysiert.

### **5.4.1 Anlagen zu Konzept 1**

Konzept 1 repräsentiert ein zentrales 4-Leiter-Konzept mit bivalentem Pufferspeicher und Frischwasserstation. Entsprechend der Marktrecherche (siehe Abbildung 2.18) stellt es das meistangebotene Konzept am Markt dar. Daher werden die folgenden drei Varianten dieses Konzepts simulativ untersucht:

#### **Konzept 1 mit solarem Schichtventil**

Bei dieser simulierten Anlage handelt es sich um die Abbildung der im HiL-Prüfstand untersuchten Herstelleranlage des Konzepts 1 (siehe Kapitel 3.3.1). Besonderheit der simulierten Anlage ist ein solares Schichtventil. Darüber hinaus kann der Kessel den Speicher über je ein Umschaltventil im Vor- und Rücklauf auf zwei verschiedenen Höhen beladen.

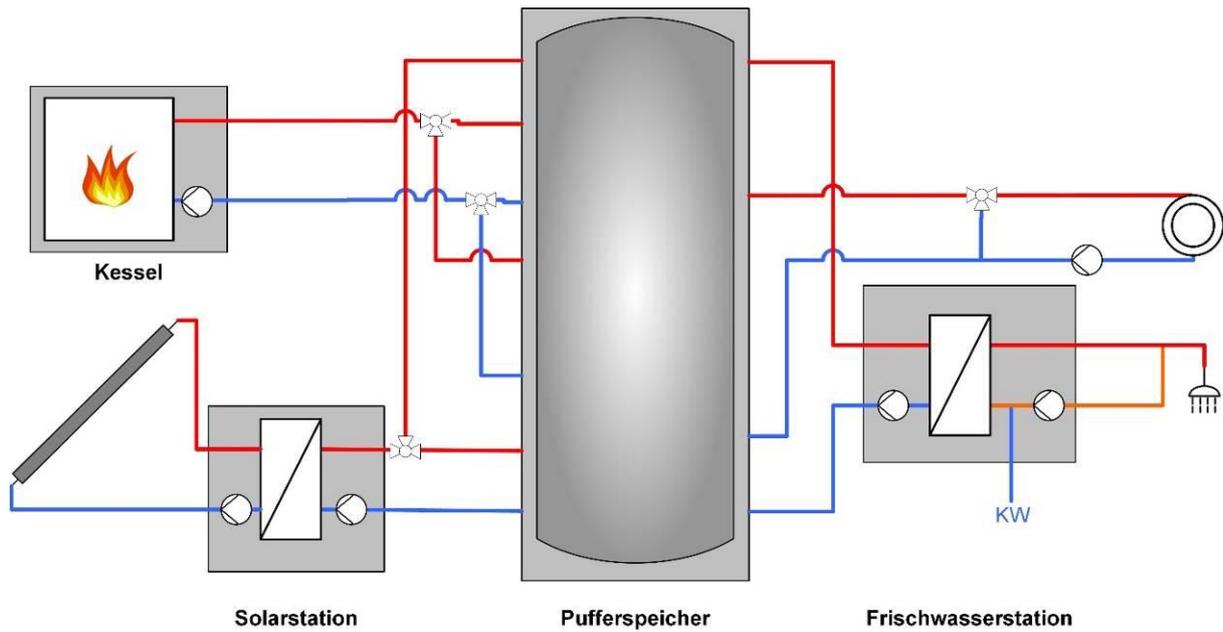


Abbildung 5.8: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 1 mit solarem Schichtventil

### Konzept 1 mit solarer Ladelanze und Zirkulationswärmeübertrager

Bei dieser simulierten Anlage handelt es sich um die Abbildung der auf dem HiL-Prüfstand untersuchten Herstelleranlage des Konzepts 1 mit Zirkulationsentkopplung (siehe Kapitel 3.3.2). Besonderheiten der simulierten Anlage sind eine solare Ladelanze sowie ein separater Zirkulationswärmeübertrager. Kessel- und Heizkreisrücklauf teilen sich einen gemeinsamen Speicheranschluss.

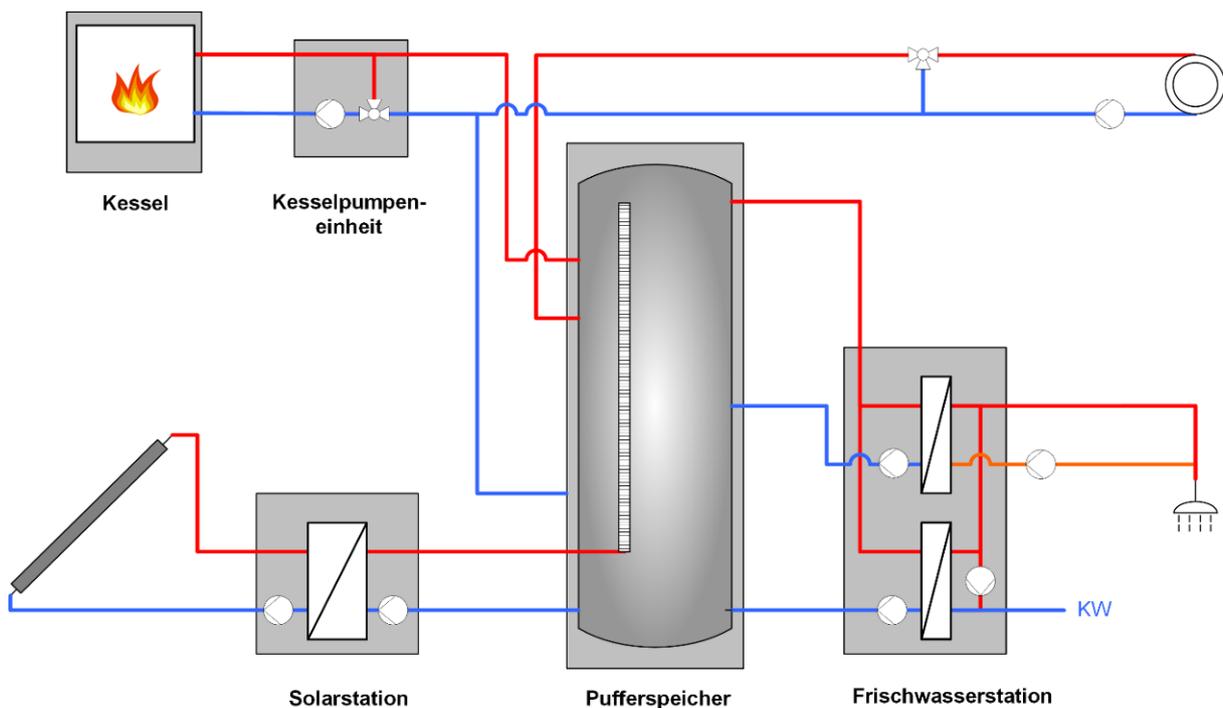


Abbildung 5.9: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 1 mit solarer Ladelanze und Zirkulationswärmeübertrager

### Konzept 1 mit solarer Ladelanze und Zirkulationswärmeübertrager und Ultrafiltrationsmodul

Die hydraulische Verschaltung dieser Variante von Konzept 1 ist identisch zu der vorherigen Anlage in Abbildung 3.43, jedoch ermöglicht der Einbau eines Ultrafiltrationsmoduls eine mechanische Legionellendezimierung durch Filterung im Zirkulationsrücklauf und infolgedessen eine Absenkung der TWW-Vorlauftemperatur auf 47 °C unter Einhaltung der Hygienevorschriften.

#### 5.4.2 Anlage zu Konzept 2

Die Anlage zu Konzept 2 ist eine am HiL-Prüfstand untersuchte Herstelleranlage (Beschreibung in Kapitel 3.3.3). Die Wärmezentrale wärmt einen monovalenten TWW-Speicher im Durchlauf über eine Frischwasserstation mit solarer Wärme vor. Der bivalente Solarpufferspeicher versorgt die Frischwasserstation und unterstützt den Kessel über eine solare Rücklaufanhebung. Simuliert wird das validierte Anlagenmodell nach Abbildung 5.10.

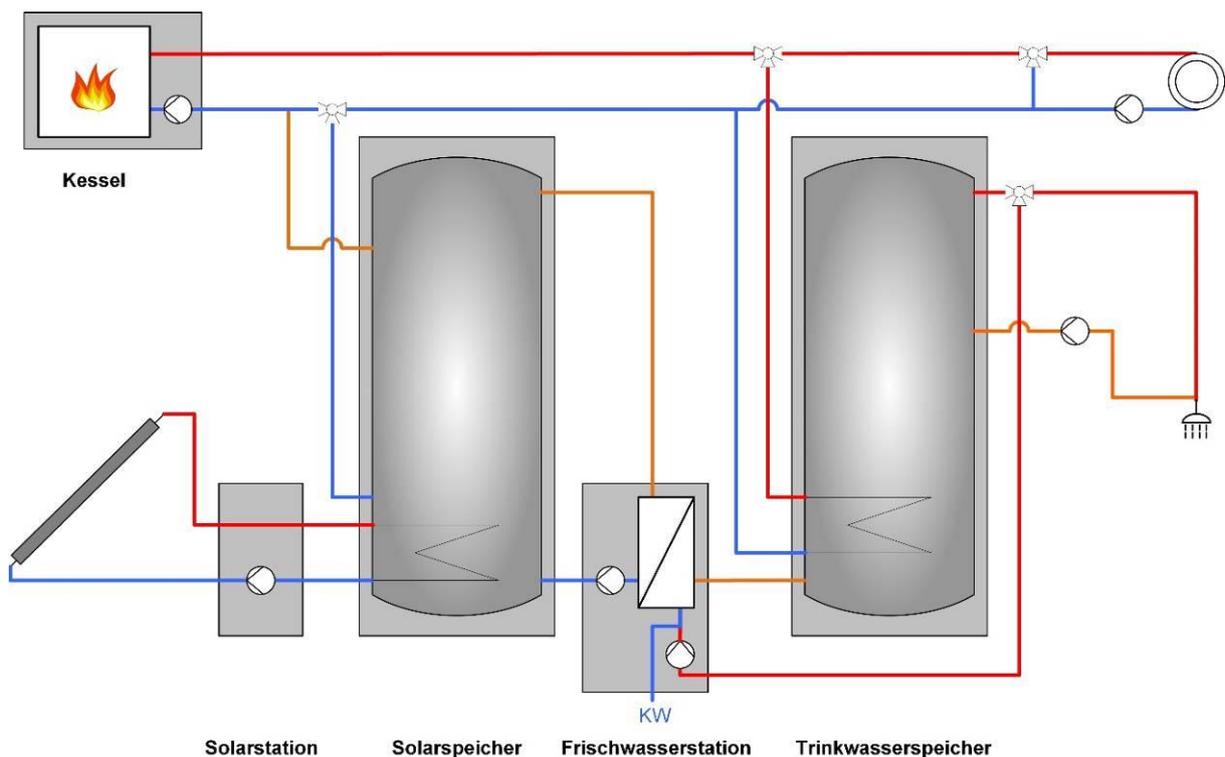


Abbildung 5.10: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 2

#### 5.4.3 Anlage zu Konzept 4

Diese Anlage ist ein Beispiel für eine Wärmezentrale im 4-Leiter-Netz nach Konzept 4. Das Konzeptbeispiel wird ausschließlich simuliert und nicht messtechnisch untersucht. Die hydraulische Verschaltung von der Anlage ist identisch zu der von Konzept 2 in Abbildung 5.10. Der entscheidende Unterschied liegt jedoch in der Versorgung des bivalenten Warmwasserspeichers der Anlage zu Konzept 4. Mit Hilfe einer Regelungsanpassung gegenüber der Anlage zu Konzept 2

wird hierbei über die Rücklaufanhebung, den Kessel (ohne dass dieser heizt) und den internen Wärmeübertrager im Trinkwarmwasserspeicher Solarwärme zur direkten Beladung des Trinkwarmwasserspeichers genutzt. Der Zirkulationsrücklauf wird mittig in den Speicher geführt.

#### 5.4.4 Anlage zu Konzept 5

Diese Anlage ist ein Beispiel für eine Wärmezentrale im 4-Leiter-Netz nach Konzept 5. Das Konzeptbeispiel wird ausschließlich simuliert und nicht messtechnisch untersucht. Der bivalente Pufferspeicher wird sowohl durch den Kessel als auch mit Hilfe von Solarwärme beladen. Der Trinkwarmwasserspeicher kann ausschließlich über den Pufferspeicher beladen werden und nicht direkt durch den Kessel. Über eine solare Rücklaufanhebung kann Solarwärme auch in den Heizkreis eingebracht werden. Der Zirkulationsrücklauf wird mittig in den TWW-Speicher geführt.

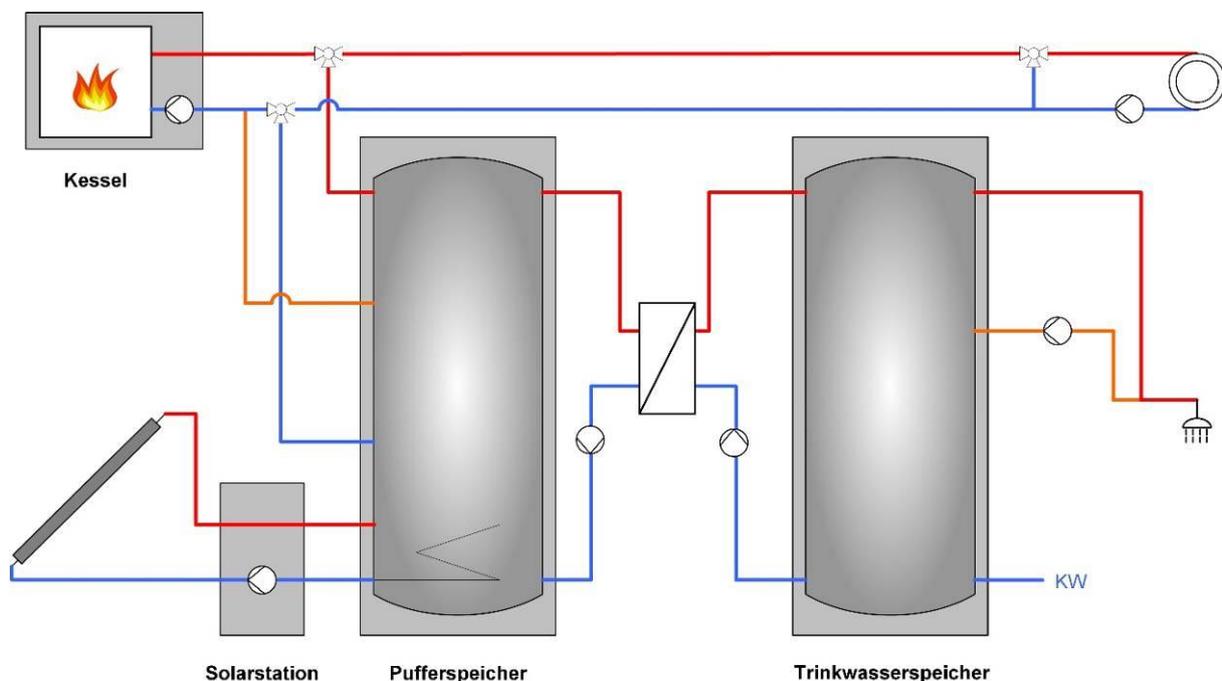


Abbildung 5.11: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 5

#### 5.4.5 Anlage zu Konzept 6

Diese Anlage entspricht einer Wärmezentrale im 4-Leiter-Netz nach Konzept 6. Sie wird ausschließlich simuliert und nicht messtechnisch untersucht. Neben einem separaten Solar- und Trinkwarmwasserspeicher verfügt diese Anlage über einen Trinkwarmwasservorwärmerspeicher. Beim Trinkwarmwasserspeicher handelt es sich um einen monovalent beheizten Speicher, der nur durch den Gaskessel beladen werden kann. Solarwärme dient in diesem Konzeptbeispiel der Heizungsunterstützung über eine solare Rücklaufanhebung sowie der Vorwärmung von Trinkwarmwasser und der mittig in den Vorwärmerspeicher geführten Zirkulation.

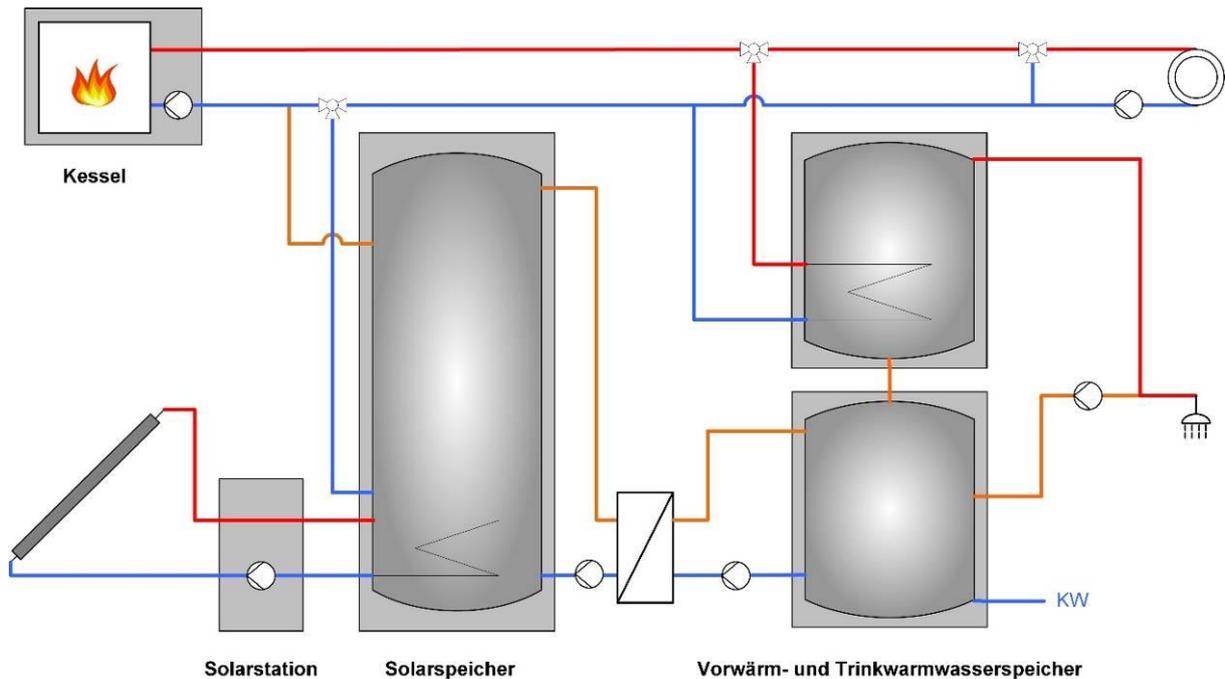


Abbildung 5.12: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 6

#### 5.4.6 Anlage zu Konzept 8

Konzept 8 repräsentiert eine zentrale Heizungsanlage mit einem 2-Leiter-Verteilnetz und dezentralen Wohnungsübergabestationen zur TWW-Bereitung. Das Konzept wird in 2 unterschiedlichen Varianten simulativ untersucht:

##### Konzept 8a

Bei dieser simulierten Anlage handelt es sich um die Abbildung der im HiL-Prüfstand untersuchten Herstelleranlage des Konzepts 8a mit speicherintegriertem Brenner (siehe Kapitel 3.3.4). Die Wärmezentrale besteht aus einem bivalenten Pufferspeicher mit integriertem Gasbrenner, in den solare Wärme über eine solare Ladelanze geschichtet eingebracht werden kann. Ein zentrales Mischventil im 2-Leiter-Netz sorgt für eine Maximalbegrenzung der Temperatur im Verteilnetz von 50 °C.

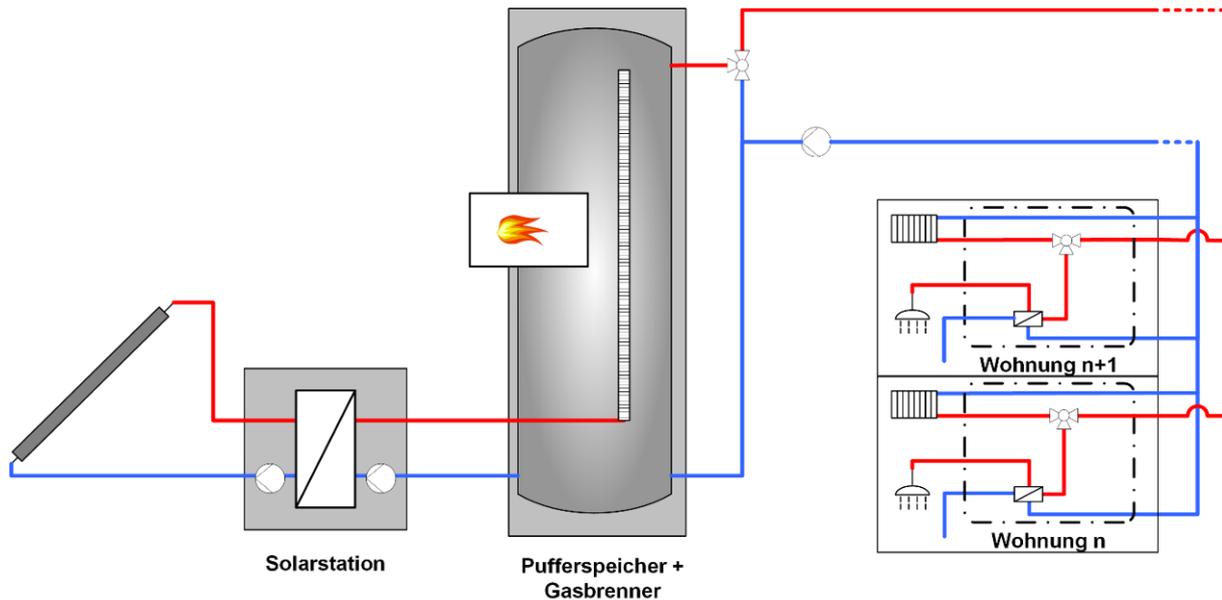


Abbildung 5.13: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 8 mit speicherintegriertem Brenner

### Konzept 8b

Hierbei handelt es sich um die Abbildung der im HiL-Prüfstand untersuchten Anlage des Konzepts 8b mit dezentraler elektrischer Nachheizung des Trinkwarmwassers (siehe Kapitel 3.3.4). In den monovalenten Solarspeicher wird Wärme über eine solare Ladelanze eingebracht. Die Mischerguppe sorgt je nach Temperaturverhältnissen im Speicher dafür, dass der kalte Rücklauf aus dem 2-Leiter-Verteilnetz entweder solar vorgewärmt, komplett solar erwärmt oder am Speicher vorbei direkt zum Kessel geleitet wird. Zudem wird der Vorlauf des 2-Leiter-Verteilnetzes auf 50 C begrenzt. Der Gaskessel versorgt über eine hydraulische Weiche und ohne weiteren Speicher direkt das Verteilnetz mit Wärme. Durch die dezentrale elektrische Nachheizung des Trinkwarmwassers kann die Vorlauf-temperatur im 2-Leiter-Netz abgesenkt werden und folgt dann der Heizkurve bis zu einer minimalen Temperatur des Vorlaufs von 35 C.

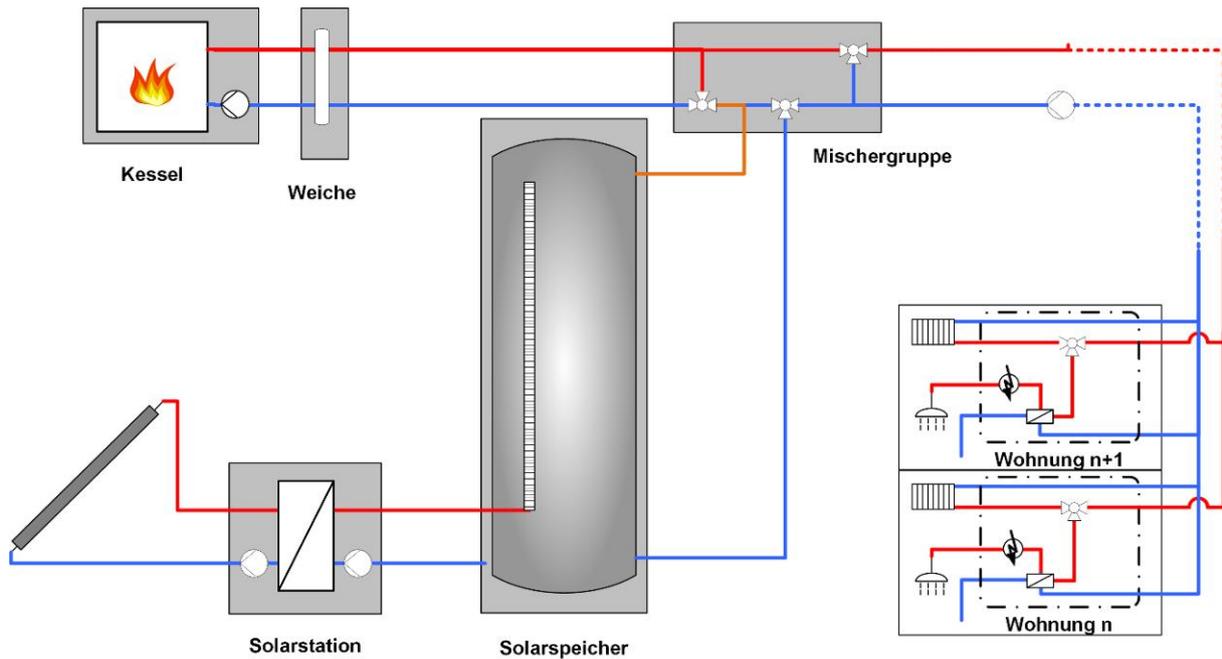


Abbildung 5.14: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 8 mit dezentraler elektrischer Nachheizung des Trinkwarmwassers

#### 5.4.7 Anlage zu Konzept 9

Diese Anlage wird ausschließlich simuliert und nicht messtechnisch untersucht. Es handelt sich hierbei um ein dezentrales Anlagenbeispiel nach Konzept 9, bei dem die solare Wärmespeicherung zentral erfolgt, aber Nachheizung und Speicherung komplett dezentral realisiert werden.

Die Speicherung der Solarwärme erfolgt in einem zentralen Solarspeicher, in den Solarwärme über eine solare Ladelanze eingebracht wird. Ein zentrales Mischventil sorgt für eine Begrenzung der Temperatur im Vorlauf des 2-Leiter-Verteilnetzes. Dezentral in den einzelnen Wohnungen erfolgt die Trinkwassererwärmung mit Hilfe eines dezentralen Gaskessels, eines Pufferspeichers und einer Frischwasserstation. Der Pufferspeicher kann hierbei komplett oder teilweise mit solarer Wärme beladen werden. Solarwärme kann darüber hinaus komplett den Heizwärmebedarf oder teilweise in Form einer solaren Rücklaufanhebung decken.

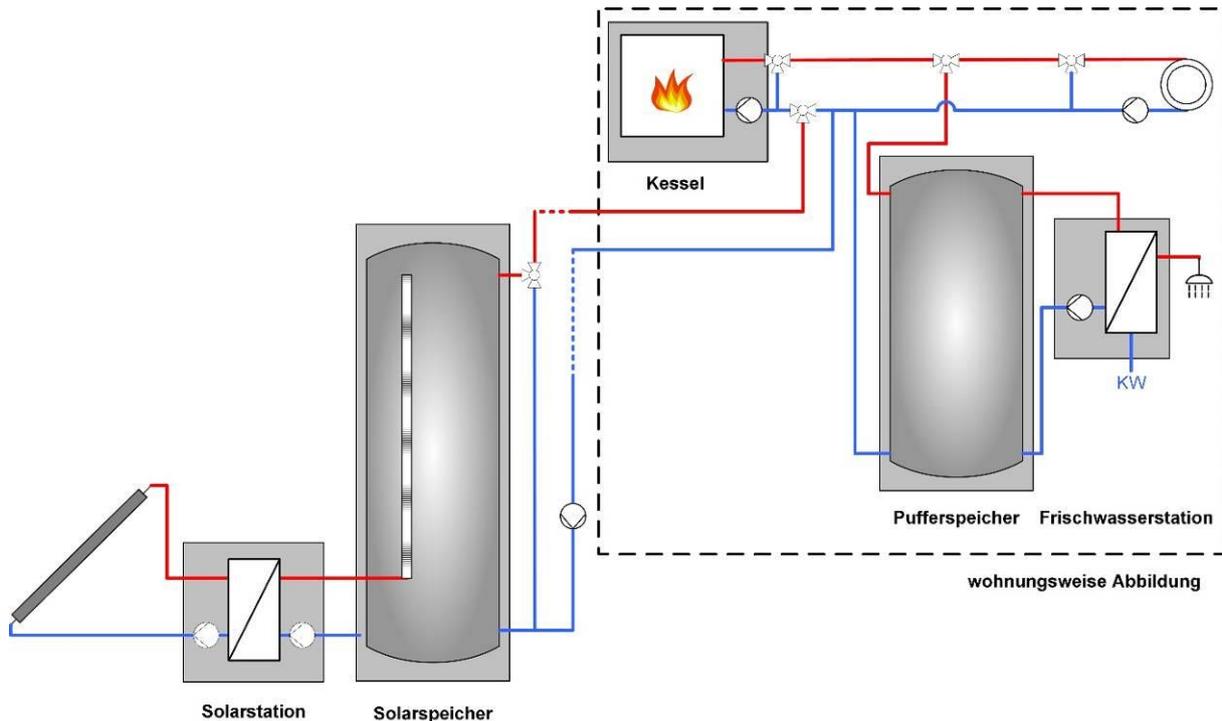


Abbildung 5.15: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 9

## 5.5 MATLAB Carnot Jahressimulationen

### 5.5.1 Anlage zu Konzept 10

Konzept 10 repräsentiert komplett dezentrale Hydrauliken mit einem rein solaren Verteilnetz ohne zentralen Solarspeicher, d.h. nur noch die Solarkollektoren und die Solarpumpe sind zentral.

Ein Beispiel dieses Konzepts (siehe Abbildung 5.16) wird sowohl simulativ, als auch real am HIL-Prüfstand untersucht – im Unterschied zu vorherigen Messungen wird hier nicht die Zentrale aufgebaut, sondern die „Dezentrale“ - also die in der Wohnung vorhandene Hardware. Diese Anlage verfügt über einen dezentralen Pufferspeicher, in dem sowohl solare als auch konventionelle Wärme eingebracht werden können. Solare Heizungsunterstützung erfolgt über eine Rücklaufanhebung ohne die Möglichkeit, den Pufferspeicher zu umgehen. Die TWW-Bereitung erfolgt bei dieser Anlage über eine Frischwasserstation.

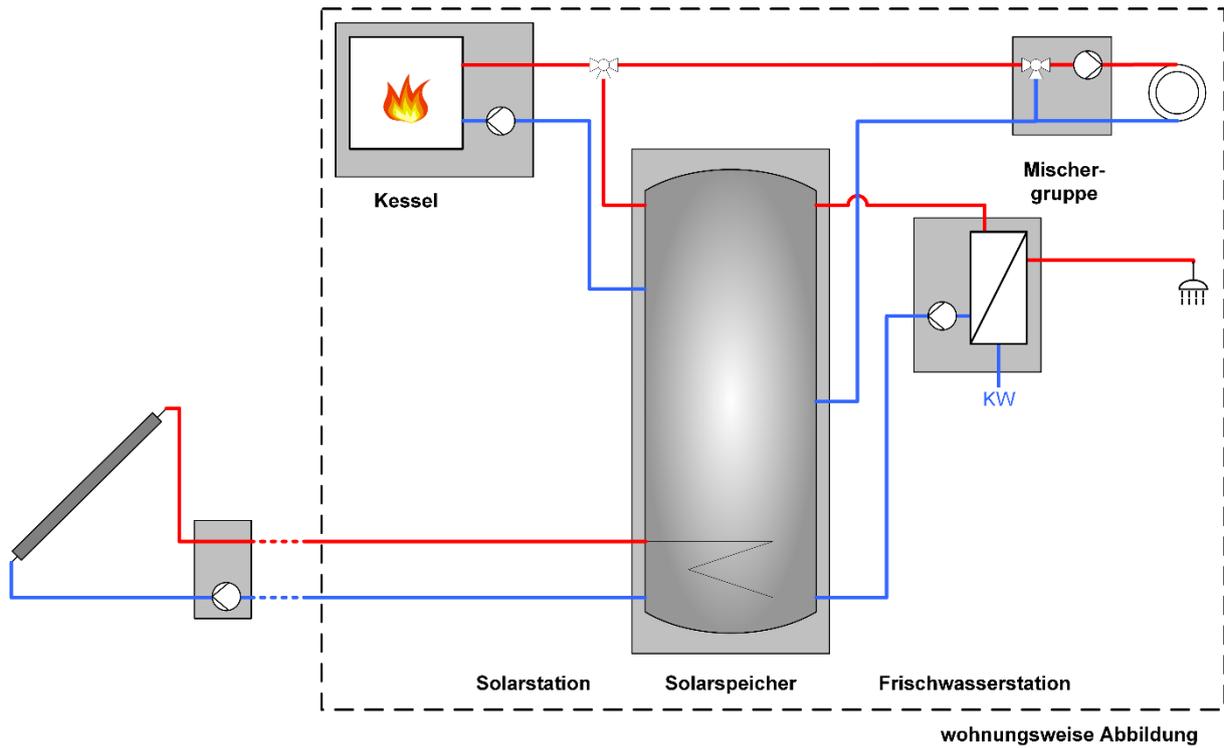


Abbildung 5.16: Hydraulikschemata der simulierten Anlage (Beispiel für Konzept 10)

## 6 Kostenanalyse

*Kapitel bearbeitet durch ISFH*

Da die Ergebnisse der Jahressimulationen im Kapitel 7 nicht nur energetischen sondern auch wirtschaftlich analysiert werden, folgt vorab eine Beschreibung des angewendeten Kostenvergleichs inklusive seiner Bewertungsgrößen und geltenden Randbedingungen.

### 6.1 Verfahrensbeschreibung und Bewertungsgrößen

Zur Bewertung der ökonomischen Effizienz solar unterstützter Wärmeversorgungssysteme werden sowohl Wärmegestehungskosten (WGK) als auch CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten (AC<sub>CO2</sub>) berechnet. Wärmegestehungskosten beschreiben den monetären Aufwand zur Bereitstellung einer Wärmeeinheit. In dieser Untersuchung werden die Wärmegestehungskosten auf die Nutzenergie bezogen, da diese einen Vergleich zwischen allen untersuchten Konzepten ermöglicht. Nachteil hierbei ist jedoch, dass die Nutzenergie nicht messbar, sondern nur mit Hilfe von Simulationen ermittelt werden kann. Daher werden darüber hinaus auch die Mehrkosten der untersuchten Systeme gegenüber dem Referenzsystem ( $f_{WGK}$ ) berechnet. Das Referenzsystem ist in Kapitel 5.2.3 beschrieben.

$$WGK = \frac{AN}{Q_{Nutz}} \quad (6-1)$$

$$f_{WGK} = \frac{WGK_{Sys} - WGK_{ref}}{WGK_{ref}} \quad (6-2)$$

Der monetäre Aufwand wird über das Annuitätenverfahren in Form eines Vollkostenvergleichs nach VDI 2067 [VDI2067\_2012] ermittelt. Die jährliche Annuität (AN) stellt das Produkt aus Annuitätenfaktor (a) und Kapitalwert (K<sub>0</sub>) dar. Der Kapitalwert setzt sich dabei aus Anfangskosten (A<sub>0</sub>), dem Restwert am Ende des Betrachtungszeitraumes und jährlich über den Betrachtungszeitraum (t) auftretenden kapitalgebundenen (A<sub>KG</sub>), bedarfsgebundenen (A<sub>BedG</sub>) und betriebsgebundenen (A<sub>BetG</sub>) Kosten zusammen. Der Annuitätenfaktor ist abhängig vom Kalkulationszinssatz (z) und dem Betrachtungszeitraum.

$$AN = a \cdot KW_0 = \frac{z \cdot (1+z)^t}{(1+z)^t - 1} \cdot \left( A_0 - R_W + \sum_{j=1}^t \frac{A_{KGj} + A_{BedGj} + A_{BetGj}}{(1+z)^j} \right) \quad (6-3)$$

CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten beschreiben den zusätzlichen monetären Aufwand eines Systems (Sys) pro vermiedener Einheit CO<sub>2</sub>-Emissionen gegenüber einem Referenzsystem (ref). Das Referenzsystem ist in Kapitel 5.2.3 beschrieben. Die jährlichen CO<sub>2</sub>-Emissionen werden durch das Aufsummieren des Produktes aus

CO<sub>2</sub>-Emissionsfaktor (EF<sub>CO2</sub>) und Endenergie für die verschiedenen Energieträger (n) bestimmt.

$$AC_{CO_2} = \frac{AN_{Sys} - AN_{ref}}{\left(\sum_{j=1}^n EF_{CO_2,j} \cdot E_{End,j}\right)_{ref} - \left(\sum_{j=1}^n EF_{CO_2,j} \cdot E_{End,j}\right)_{Sys}} \quad (6-4)$$

## 6.2 Randbedingungen und Eingangsgrößen

Die Investitionskosten der untersuchten Anlagen als Teil der Anfangskosten (A<sub>0</sub>) stammen von realen Angeboten eines Installateurbetriebes für Heizungstechnik. Die Angebote unterscheiden dabei Kosten für Komponenten und für Lieferung und Montage. Ebenfalls in den Anfangskosten enthalten ist eine mögliche Gutschrift durch Förderung. In der vorliegenden Untersuchung wird von einer Förderung solarthermischer Anlagen im Rahmen des Marktanreizprogrammes des Bundesamtes für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle [BAFA\_2018] ausgegangen. Als kritisches Förderkriterium kann dort das kollektorspezifische Pufferspeichervolumen von 40 l/m<sup>2</sup> ausgemacht werden. Nach BAFA-Aussagen darf dieses Volumen um 10 % unterschritten werden, sofern ersichtlich ist, dass es sich um eine solare Kombianlage handelt. Daher wird in der vorliegenden Untersuchung als Kriterium für die Förderung von einem Mindestvolumen von 36 l/m<sup>2</sup> ausgegangen.

Kosten für Ersatzbeschaffungen, die sich entsprechend der Nutzungsdauer der Komponenten nach VDI 2067 [VDI2067\_2012] ergeben, sind Teil der kapitalgebundenen Kosten. Die bedarfsgebundenen Kosten beinhalten die Kosten für die Endenergieträger Strom und Erdgas. Die betriebsgebundenen Kosten setzen sich zusammen aus den Kosten für Instandhaltung, welche ebenfalls komponentenweise entsprechend der VDI 2067 [VDI2067\_2012] gewählt wurden, und den Kosten für Wartung und Inspektion. Letztere stammen aus den Angeboten des Installateurbetriebes, in denen ein Wartungsvertrag enthalten ist.

Neben den Angeboten für die real untersuchten Anlagen wurden auch Alternativangebote eingeholt, die eine sehr ähnliche hydraulische Verschaltung und Spezifikation der Komponenten wie die untersuchten Anlagen aufweisen, jedoch von einem anderen Hersteller stammen. Die Alternativangebote dienen dazu, neben den Kostenunterschieden zwischen den Anlagenausführungen auch die zwischen den Herstellern mit einzubeziehen. Die Auswertung erfolgt dabei anonymisiert. Zur Berechnung der Wärmegestehungskosten der Systeme der alternativen Hersteller wird die jeweilige energetische Effizienz der real untersuchten Systeme angenommen. Entsprechend sind die Wärmegestehungskosten der alternativen Hersteller mit einer zusätzlichen Unsicherheit verbunden, die bei der Interpretation und Bewertung der Ergebnisse Berücksichtigung finden muss. Weitere Randbedingungen der Wirtschaftlichkeitsberechnung sind in Tabelle 6-1 zusammengefasst.

Tabelle 6-1: Randbedingungen der Wirtschaftlichkeitsberechnung

<b>Kalkulationszins<sup>7</sup></b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 0,4 %</li> </ul>
<b>Energiepreise</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Strom<sup>8</sup>: 29,7 €-Cent/kWh</li> <li>• Erdgas<sup>9</sup>: 6,1 €-Cent/kWh</li> </ul>
<b>Preissteigerungsraten</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Kapitalgebunden<sup>10</sup>: 1,4 %/a</li> <li>• Lohn<sup>11</sup>: 2,2 %/a</li> <li>• Strom<sup>12</sup>: 3,6 %/a</li> <li>• Erdgas<sup>6</sup>: 3,7%/a</li> </ul>
<b>Betrachtungszeitraum</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 20 Jahre</li> </ul>
<b>Instandsetzungsfaktoren und rechnerische Nutzungsdauer der Komponenten</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• entsprechend VDI 2067 [VDI2067_2012]</li> </ul>
<b>CO<sub>2</sub>-Emissionsfaktoren</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Strom<sup>13</sup>: 516 gCO<sub>2</sub>/kWh</li> <li>• Erdgas: 202 gCO<sub>2</sub>/kWh [UBA_2016]</li> </ul>

<sup>7</sup> Der Kalkulationszins wurde mit Hilfe einer Zinsstrukturkurve nach der Svensson Methode [Dörschell\_2012] mit börsentäglichen Zinsstrukturparametern für börsennotierte Bundeswertpapiere der Deutschen Bundesbank [Bundesbank\_2017] berechnet. Stichtag der Berechnung ist der 31.12.2016.

<sup>8</sup> Der Strompreis beinhaltet alle Steuern, sowie Grund- und Arbeitspreis. Es ist der vorläufige Mittelwert für Deutschland im Jahr 2016 und gilt für einen jährlichen Strombezug von 3.500 kWh [BMWi\_2017].

<sup>9</sup> Der Erdgaspreis beinhaltet alle Steuern, sowie Grund- und Arbeitspreis. Es ist der vorläufige Mittelwert für Deutschland im Jahr 2016 und gilt für einen jährlichen Erdgasbezug von rund 35.000 kWh [BMWi\_2017].

<sup>10</sup> Die kapitalgebundene Preissteigerungsrate entspricht der durchschnittlichen Inflationsrate in Deutschland zwischen 1996 und 2015 [DESTATIS\_2016a].

<sup>11</sup> Die Preissteigerungsrate für Lohnkosten entspricht der durchschnittlichen Steigerung der Bruttomonatsverdienste in Deutschland zwischen 1996 und 2015 [DESTATIS\_2016b].

<sup>12</sup> Die Preissteigerungsrate für Strom und Erdgas entspricht der durchschnittlichen Steigerung in Deutschland zwischen 1997 und 2016 [BMWi\_2017].

<sup>13</sup> Der CO<sub>2</sub>-Emissionsfaktor für Strom gilt als vorläufiger Wert für das Jahr 2016 und wurde im März 2018 veröffentlicht [UBA\_2018].

## **7 Anlagenbewertung der Konzeptbeispiele**

*Kapitel bearbeitet durch ISFH; darin die Unterkapitel 7.4 und 7.5 durch HSD*

Als Randbedingungen der Jahressimulationsuntersuchung dienen sowohl ein saniertes als auch unsaniertes Mehrfamilienhaus mit 8 Wohneinheiten und eine variable Kollektorfläche (zwischen 0 m<sup>2</sup> und 33 m<sup>2</sup> Aperturfläche). Die Untersuchung der Konzeptbeispiele basiert auf den in Kapitel 4 vorgestellten Anlagen.

### **7.1 Funktionale Bewertung**

Die funktionalen Bewertungen erfolgen an den HiL-Typtagmessungen und Typtagsimulationen wie auch dem Auswerteverfahren in Abbildung 3.2 zu entnehmen ist. Sie sind unter Kapitel 3.3 für jede im Labor untersuchte Anlage separat beschrieben.

### **7.2 Energetische Bewertung**

In der folgenden energetischen Bewertung der Wärmezentralen sind die Anlagen in den Grafiken aufgrund Ihres prinzipiellen Unterscheidungsmerkmals als „Konzepte“ bezeichnet. Es ist jedoch immer zu berücksichtigen, dass es sich hier um eine konkrete Auswahl von Komponenten und deren Verschaltung handelt und somit um Anlagenbeispiele der jeweiligen Konzepte.

#### **7.2.1 Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale**

In Abbildung 7.1 ist der Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale für die simulierten Anlagen der zentralen Konzepte und das Referenzsystem über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das sanierte MFH dargestellt und in entsprechend für das unsanierte MFH. Sowohl die Bewertungs- als auch die Bezugsgrößen sind in Kapitel 5.2 näher definiert. Nicht dargestellt in Abbildung 7.2 ist der CPF für die Anlagen der dezentralen Konzepte 9 und 10 auf Grund des Nichtvorhandenseins einer Wärmezentrale.

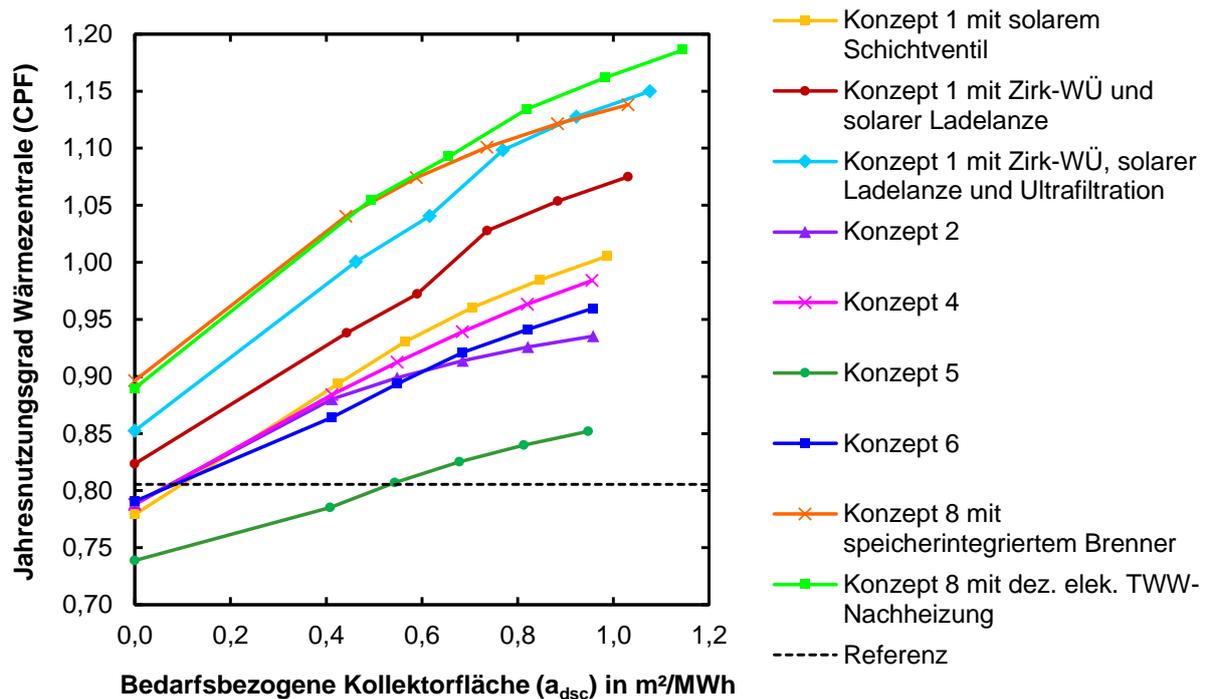


Abbildung 7.1: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale für die untersuchten Anlagen über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das sanierte MFH

Es ist deutlich zu erkennen, dass die simulierte Anlage des Konzepts 5 die geringste energetische Effizienz aufweist und erst ab einer bedarfsbezogenen Kollektorfläche von etwa 0,5 m<sup>2</sup>/MWh äquivalent zur Referenz ist. Zurückzuführen ist dies auf die hydraulische Verschaltung, durch die keine direkte Beladung des TWW-Speichers durch den Kessel möglich ist. Stattdessen wird in diesem Fall der TWW-Speicher durch einen bivalenten Pufferspeicher beladen. Zusätzlich kann auch die Solarwärme nicht direkt zur Trinkwassererwärmung genutzt werden. Zudem ist das Potential, Solarwärme zu speichern, bei einem bivalenten Speicher geringer als bei einem monovalenten Speicher. Dies führt zu sehr hohen Speicher- und Verteilwärmeverlusten innerhalb der Wärmezentrale.

Die simulierten Anlagen der Konzepte 1 (mit solarem Schichtventil), 2, 4 und 6 weisen ohne solaren Wärmeeintrag (=Kollektorfläche ist Null) alle eine ähnliche energetische Effizienz auf, die leicht unterhalb der Referenz liegt. Das Konzept 1 (mit solarem Schichtventil) ist innerhalb dieser Gruppe das einzige 1-Speicherkonzept. Dieses weist ähnliche Wärmeverluste auf, da die Zirkulationsrücklaufspeisung im unteren Speicherbereich das Temperaturniveau des gesamten Speichervolumens auf dauerhaft über 50 °C (vgl. Abbildung 3.37) anhebt. Mit zunehmender Kollektorfläche fördert, das Konzeptbeispiel 1 (mit solarem Schichtventil) den größten energetischen Nutzen aus dem solaren Wärmeeintrag, während das Konzeptbeispiel 2 hingegen den geringsten Nutzen erzielt. In Konzeptbeispiel 2 dient die solare Wärmegewinnung ausschließlich der TWW-Vorwärmung und der solaren Rücklaufanhebung. Eine direkte Beladung des TWW-Speichers durch Solarwärme und eine solare Erwärmung des Zirkulationsrücklaufs ist nicht berücksichtigt. Dieses

schränkt die Nutzbarkeit der solaren Wärme insbesondere bei großen Kollektorflächen massiv ein.

Konzeptbeispiel 1 mit Zirkulationswärmeübertrager und solarer Ladelanze zeigt einen deutlichen Effizienzgewinn gegenüber dem Konzeptbeispiel 1 mit solarem Schichtventil. Eine weitere Effizienzsteigerung lässt sich durch die Verwendung einer mechanischen Legionellenbehandlung (Filter) erzielen, da hierdurch nicht nur die Wärmeverteilverluste im Gebäude, sondern auch innerhalb der Wärmezentrale, sowie Speicher- und Umwandlungsverluste gesenkt werden können.

Die höchsten Jahresnutzungsgrade der Wärmezentrale erzielen die beiden simulierten Varianten des Konzeptbeispiels 8. Durch das 2-Leiter-Verteilnetz und die dezentrale elektrische Nachheizung des TWW können die Systemtemperaturen innerhalb der Wärmezentrale deutlich abgesenkt werden, was die thermischen Verluste entsprechend vermindert.

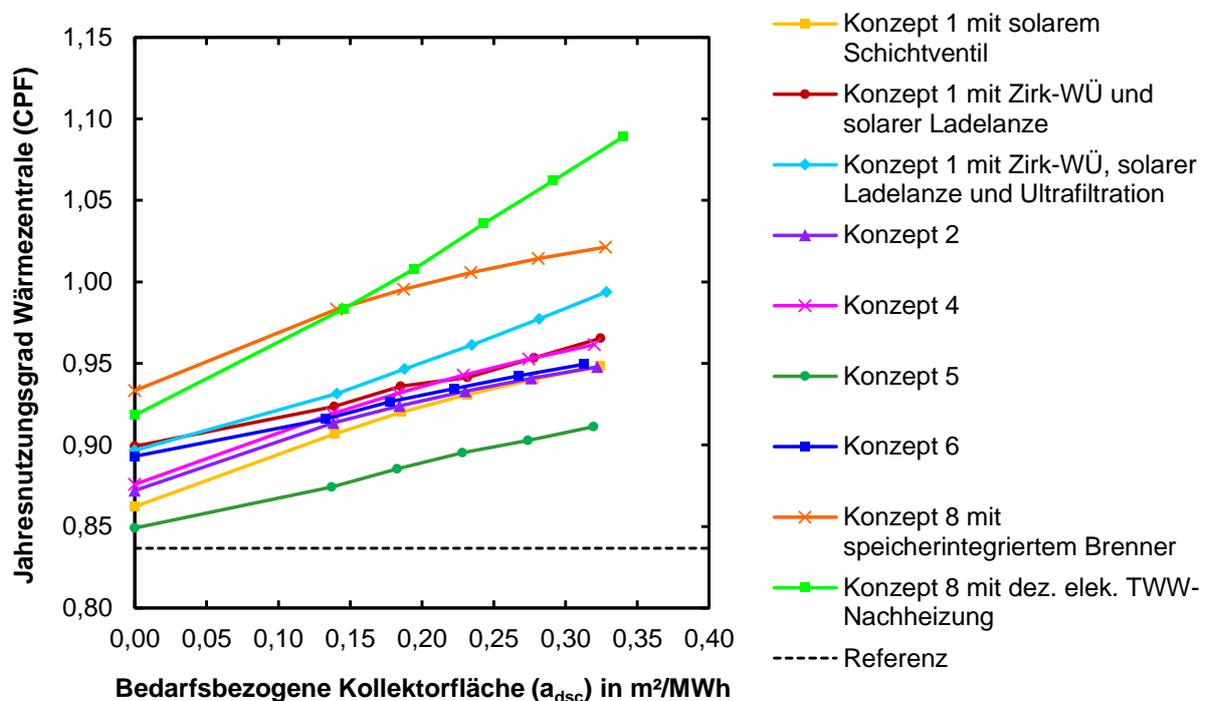


Abbildung 7.2: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale für die untersuchten Anlagen über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das unsanierte MFH

Für das Modell eines unsanierten MFH wurde die Aperturfläche im gleichen absoluten Bereich variiert (0 m<sup>2</sup> bis 33 m<sup>2</sup>), wodurch die bedarfsbezogene Kollektorfläche durch den hohen Gebäudeenergiebedarf deutlich geringer ist als im sanierten MFH. Alle untersuchten Konzeptbeispiele inkl. des Referenzsystems in Abbildung 7.2 weisen bei einer kleinen bedarfsbezogenen Kollektorflächen (bis ca. 0,3 m<sup>2</sup>/MWh) einen höheren CPF auf als beim sanierten MFH. Dies ist auf die größere Wärmemenge und den längeren Zeitraum, über den diese bereitgestellt werden muss zurückzuführen. Hierdurch sinken die relativen Wärmeverluste der

Systeme. Relative Wärmeverluste stellen das Verhältnis der absoluten Wärmeverluste zur bereitgestellten Wärmemenge der Systeme dar.

Insgesamt zeigt sich, dass Konzeptbeispiel 1 mit einem bivalenten Pufferspeicher keinen energetischen Vorteil mehr gegenüber den Konzeptbeispielen mit zwei Speichern aufweist. Dies ist auf das deutlich höhere Temperaturniveau im Speicher auf Grund der höheren Heizkreisvorlauftemperaturen zurückzuführen (energetische gewichtete Heizkreisvorlauftemperatur von 38 °C im sanierten und 49 °C im unsanierten Gebäude). Hierdurch sinkt zum einen das Potential, Solarwärme in den Speicher einzubringen und zum anderen steigen die Speicherverluste an. Die Konzeptbeispiele mit einem 2-Leiter-Veteilsystem (Konzepte 8) verbessern ihre energetische Effizienz relativ zu den anderen Konzeptbeispielen, da die Temperaturniveaus für die Raumwärme- und Trinkwarmwasserbereitung im sanierten MFH deutlich näher beieinanderliegen als im unsanierten MFH. Die Effizienzsteigerung von Konzeptbeispiel 8 mit speicherintegriertem Brenner wird jedoch mit steigender Kollektorfläche immer geringer, da bei diesem System die Speichergröße herstellerbedingt begrenzt ist.

In Abbildung 7.3 ist der Jahresnutzungsgrad der Wärmeversorgung ( $CPF_{plus}$ ) für alle simulierten Anlagen über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das sanierte MFH dargestellt und in Abbildung 7.4 für das unsanierte MFH. Im Gegensatz zum CPF können mit dem  $CPF_{plus}$  auch die dezentralen Konzepte 9 und 10 energetisch bewertet werden (siehe Kapitel 5.2.2.).

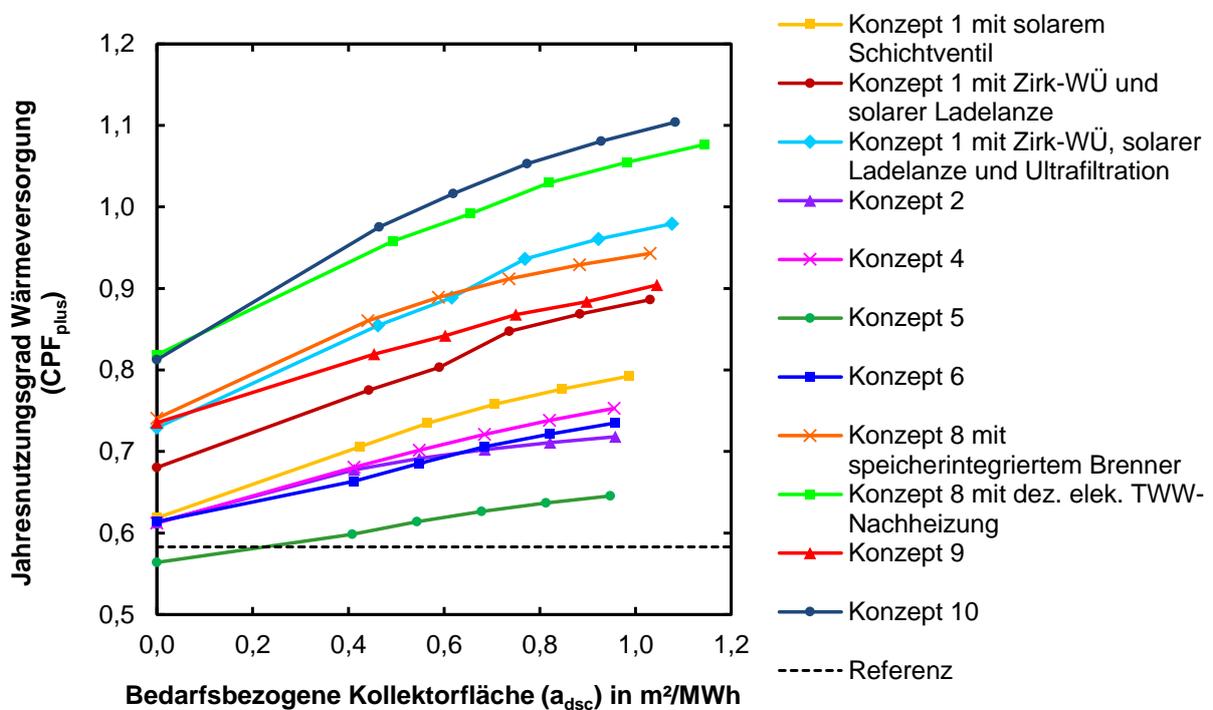


Abbildung 7.3: Jahresnutzungsgrad der Wärmeversorgung für die untersuchten Anlagen über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das sanierte MFH

Die Anlagen der Konzepte 1 bis 8, die auch schon mit dem CPF in Abbildung 7.1 bewertet wurden, zeigen grundsätzlich einen ähnlichen Verlauf in Abbildung 7.3. Unterschiede gibt es bei den Konzeptbeispielen 1 (mit Ultrafiltration) und 8 (mit dezentraler elektrischer Nachheizung des TWW). Diese Konzeptbeispiele weisen beim  $CPF_{plus}$  eine relative Effizienzsteigerung gegenüber den übrigen Konzeptbeispielen auf. Dies ist bei beiden Konzeptbeispielen auf die verringerten Wärmeverteilverluste im Gebäude zurückzuführen, welche im Gegensatz zum CPF beim  $CPF_{plus}$  durch die weiteren Bilanzgrenzen mit in die Bewertung einfließen. Die simulierte Anlage des Konzepts 10 erweist sich als die energetisch effizienteste in der Untersuchung. Diese weist die geringsten Verteilverluste innerhalb des Gebäudes auf und ein Großteil der Wärmeverluste in den Wohnungen sind nutzbare Wärmeverluste. Konzeptbeispiel 9 schneidet demgegenüber deutlich schlechter ab, da Solarwärme zunächst in einen zentralen Solarspeicher im Keller eingebracht wird und anschließend wieder im Gebäude auf die einzelnen Wohnungen aufgeteilt werden muss. Zudem werden die Konzeptbeispiele 9 und 10 mit unterschiedlichen Gebäudemodellen simuliert. Konzeptbeispiel 9 wird hierbei mittels TRNSYS modelliert, wobei jeder Raum als eigene thermische Zone abgebildet ist. Sowohl Speicher als auch Wärmeerzeuger befinden sich hierbei im unbeheizten Flur der Wohnung, sodass nicht alle Wärmeverluste der Erzeugung und Speicherung direkt nutzbar sind. Demgegenüber wird Konzeptbeispiel 10 mit MATLAB simuliert. Hierbei wird die gesamte Wohnung als eine thermische Zone abgebildet, wodurch die Verluste der Erzeugung und Speicherung direkt nutzbar sind.

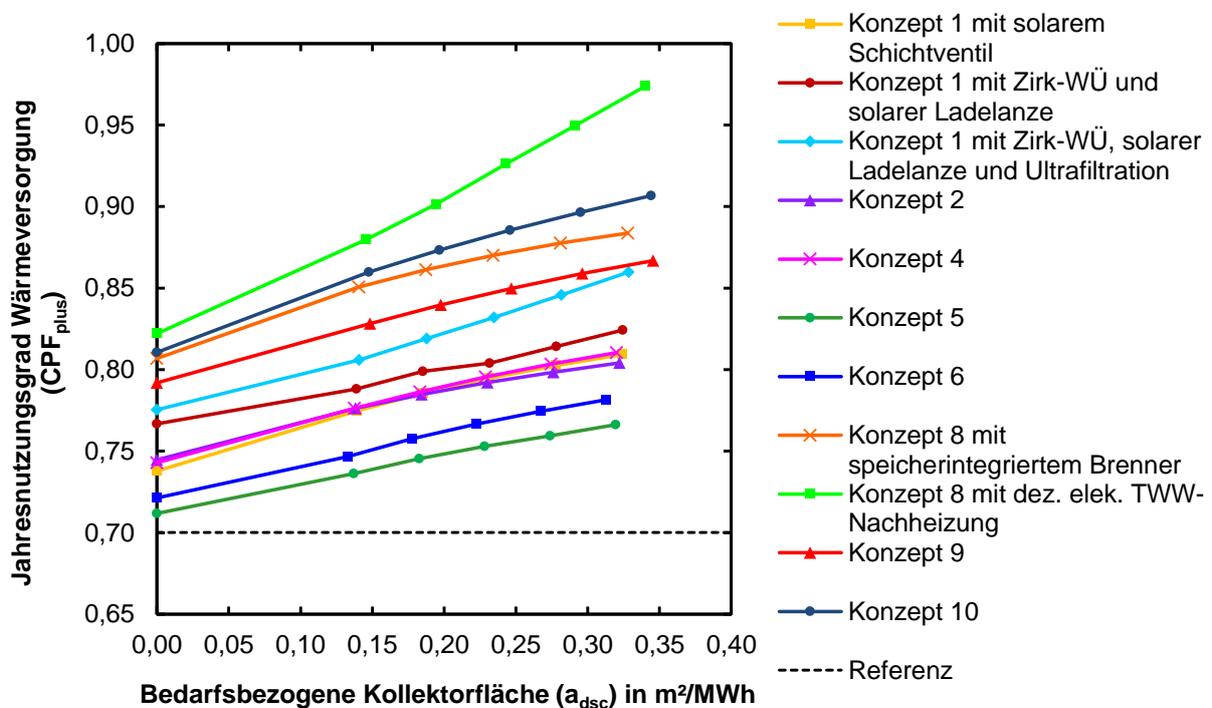


Abbildung 7.4: Jahresnutzungsgrad der Wärmeversorgung für die untersuchten Anlagen über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das unsanierte MFH

Wie beim sanierten MFH, zeigt auch der  $CPF_{plus}$ -Verlauf der Konzeptbeispiele im unsanierten MFH einen ähnlichen Verlauf wie der CPF. Anders als im sanierten MFH ist beim unsanierten MFH jedoch Konzeptbeispiel 8 mit dezentraler elektrischer Nachheizung das effizienteste der untersuchten Konzeptbeispiele und nicht Konzeptbeispiel 10. Dies ist wiederum auf den relativen Vorteil des 2-Leiter-Verteilnetzes durch die ähnlichen Temperaturniveaus für Raumwärme und TWW-Bereitung zurückzuführen. Prinzipiell muss ein 2-Leiter-Netz auf mindestens 50 °C im Vorlauf betrieben werden, um die Erwärmung des TWW zu gewährleisten, sofern keine dezentrale elektrische Nachheizung des TWW erfolgt. Hierdurch erfolgt die Wärmeverteilung der Raumwärme im sanierten Gebäude auf einem deutlich höheren Temperaturniveau, als es in einem 4-Leiter-Verteilnetz der Fall wäre. Im unsanierten Gebäude hingegen erfolgt die Wärmeverteilung zumeist auf dem erforderlichen Temperaturniveau, da die Sollvorlauftemperaturen der Raumwärme deutlich höher als im sanierten Gebäude sind, die Anforderungen der TWW-Erwärmung (50 °C) bleiben hingegen konstant.

## 7.2.2 Endenergieeinsparung

In Abbildung 7.5 ist die Endenergieeinsparung gegenüber dem Referenzsystem für das sanierte MFH und in Abbildung 7.6 für das unsanierte MFH dargestellt.

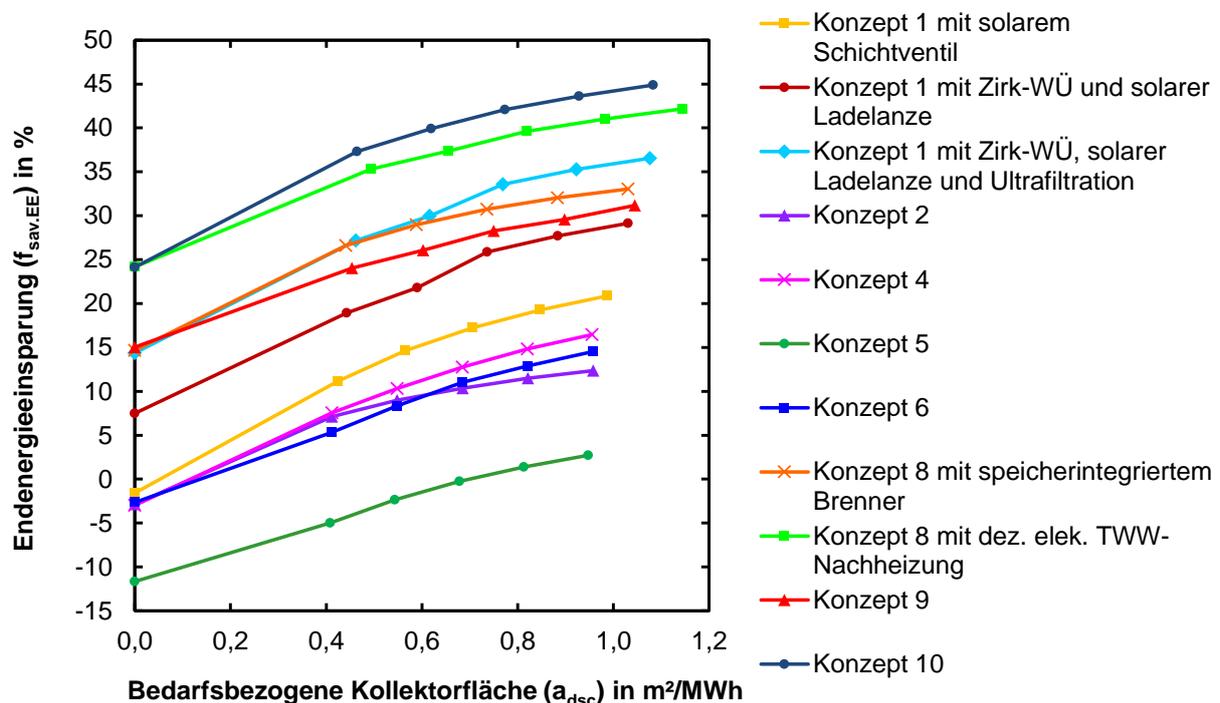


Abbildung 7.5: Endenergieeinsparung der untersuchten Anlagen über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das sanierte MFH

Die Bewertung und der Vergleich der untersuchten Konzeptbeispiele mit Hilfe der Endenergieeinsparung führt zu den gleichen qualitativen Aussagen, wie schon mit Hilfe des CPF und des  $CPF_{plus}$ . So weist für das sanierte MFH Konzeptbeispiel 5 die geringste und Konzeptbeispiel 10 die höchste Endenergieeinsparung auf. Insgesamt

ist eine Endenergieeinsparung von bis zu 45 % gegenüber dem Referenzsystem möglich.

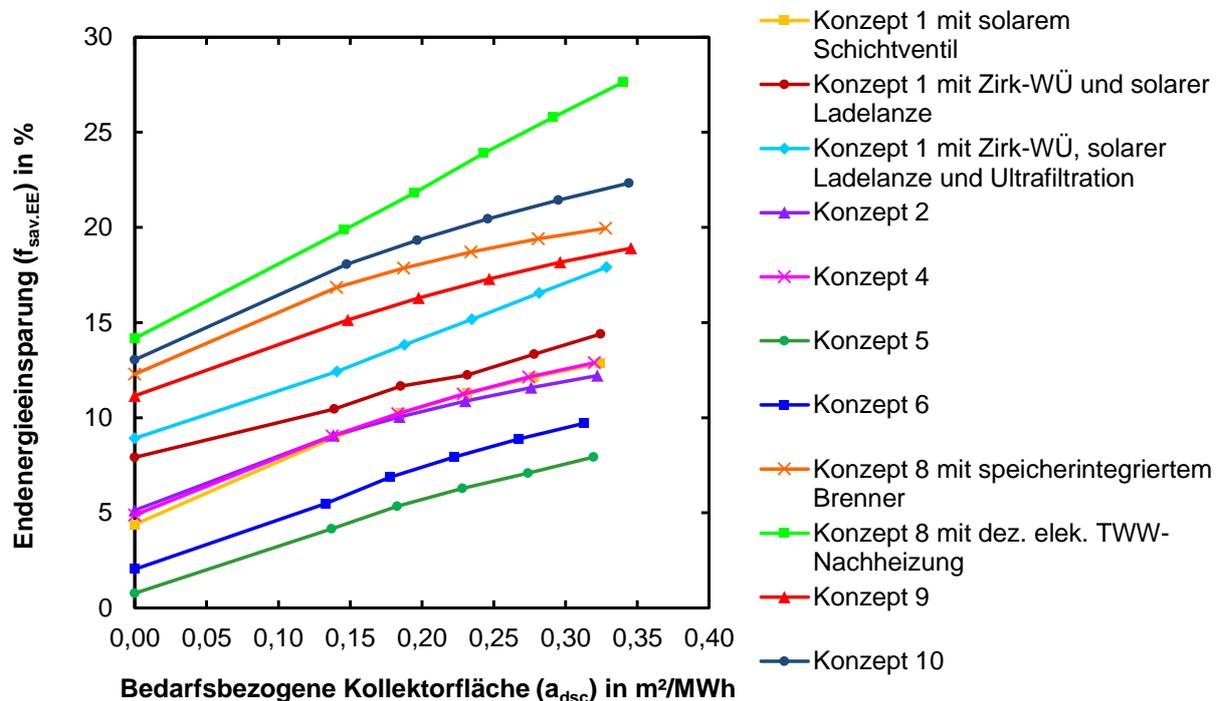


Abbildung 7.6: Endenergieeinsparung der untersuchten Anlagen über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das unsanierte MFH

Für das unsanierte MFH stellt Konzeptbeispiel 8 mit dezentraler elektrischer Nachheizung des TWW das effizienteste mit bis zu 28 % Endenergieeinsparung gegenüber dem Referenzsystem dar.

## 7.3 Wirtschaftliche Bewertung

### 7.3.1 Wärmegestehungskosten und Mehrkosten gegenüber Referenz

In Abbildung 7.7 sind die Wärmegestehungskosten für alle simulierten Konzeptbeispiele und das Referenzsystem über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das sanierte MFH und in Abbildung 7.8 für das unsanierte MFH dargestellt. Die Wärmegestehungskosten beziehen sich für einen fairen Vergleich der Anlagen untereinander auf die Nutzenergie und nicht den Brennstoffeinsatz (Erklärung siehe Kapitel 6.2). Zudem handelt es sich um Vollkosten inklusive der Mehrwertsteuer.

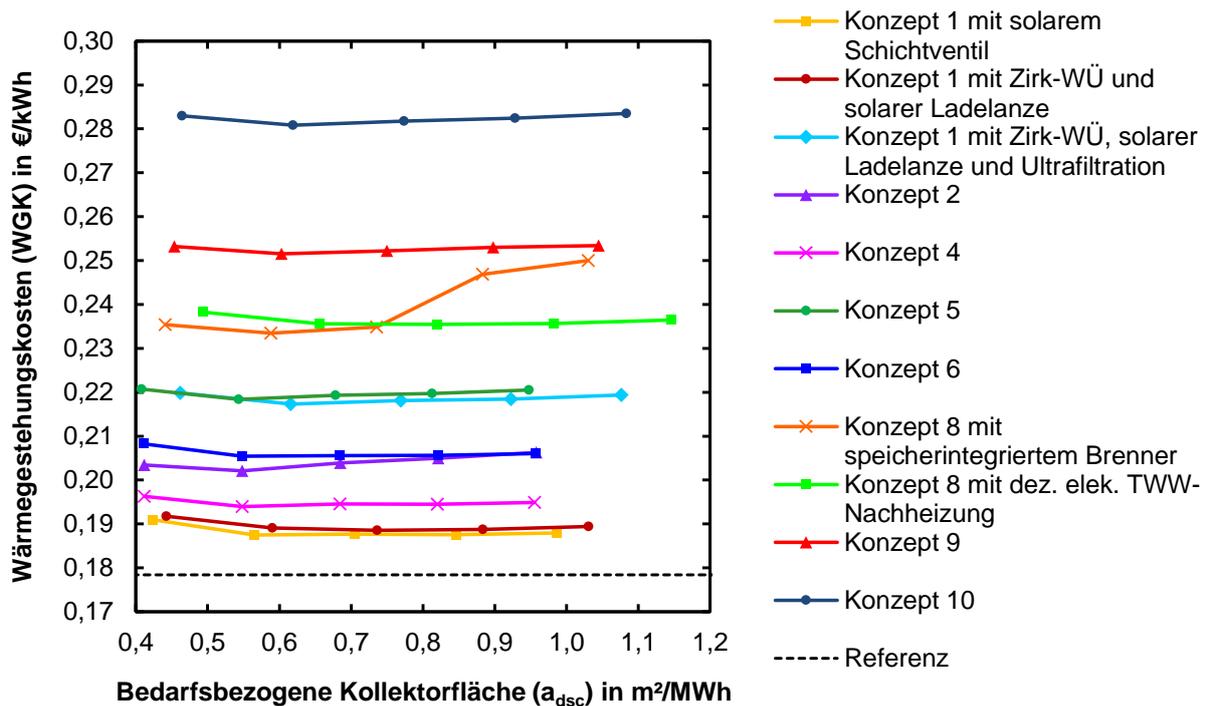


Abbildung 7.7: Wärmegestehungskosten der untersuchten Konzeptbeispiele in Bezug auf die bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das sanierte MFH

Die Wärmegestehungskosten variieren zwischen etwa 0,18 €/kWh für das Referenzsystem und 0,28 €/kWh für Konzeptbeispiel 10. Keine der untersuchten Anlagen weist geringere Wärmegestehungskosten auf als das Referenzsystem. Die geringsten Wärmegestehungskosten unter den solarunterstützten Wärmeversorgungssystemen ergeben sich für die beiden untersuchten Anlagen des Konzepts 1 ohne Ultrafiltration. Hierbei liegen die absoluten Mehrkosten gegenüber dem Referenzsystem bei etwa 0,01 €/kWh. Konzeptbeispiel 4 weist auf Grund der besseren energetischen Effizienz gegenüber den Konzeptbeispielen 2 und 6 geringere Wärmegestehungskosten bei ähnlichen Investitionskosten auf. Die Wärmegestehungskosten von Konzeptbeispiel 5 liegen deutlich oberhalb der Konzeptbeispiele 1, 2, 4 und 6, da die geringe energetische Effizienz zu hohen Brennstoffkosten führt. Bei Konzeptbeispiel 1 mit Ultrafiltration sorgen die hohen Investitionskosten für das Ultrafiltrationsmodul zu erhöhten Wärmegestehungskosten. Da die Module für größere Wohngebäude mit mehr Wohneinheiten konzipiert sind, ist davon auszugehen, dass die Mehrkosten bei diesen Anwendung deutlich geringer ausfallen. Die Konzeptbeispiele 8 bis 10, bei denen die Wärmeerzeugung, -speicherung und -übergabe teilweise oder gänzlich dezentral in den einzelnen Wohneinheiten stattfindet, weisen allesamt hohe Wärmegestehungskosten auf, da die Investitionskosten sehr hoch ausfallen. Konzeptbeispiel 8 mit der geringsten Dezentralität zeigt hierbei die geringsten Wärmegestehungskosten zwischen diesen Konzeptbeispielen. Der Sprung der Wärmegestehungskosten bei Konzeptbeispiel 8 mit speicherintegriertem Brenner lässt sich durch den Wegfall der BAFA-Förderung erklären. Da es diesen Speicher nur mit einem maximalen Volumen von knapp 1000 l gibt, ist ab einer Kollektorfläche

von etwa 28 m<sup>2</sup> nicht mehr das Mindestkriterium des kollektorspezifischen Speichervolumens erfüllt. Werden bei den Konzeptbeispielen 9 und 10 die Kosten für dezentrale Kessel nicht berücksichtigt, da diese als bereits vorhanden angesehen werden, sinken die Wärmegestehungskosten bei beiden Konzeptbeispiele auf etwa 0,21 €/kWh.

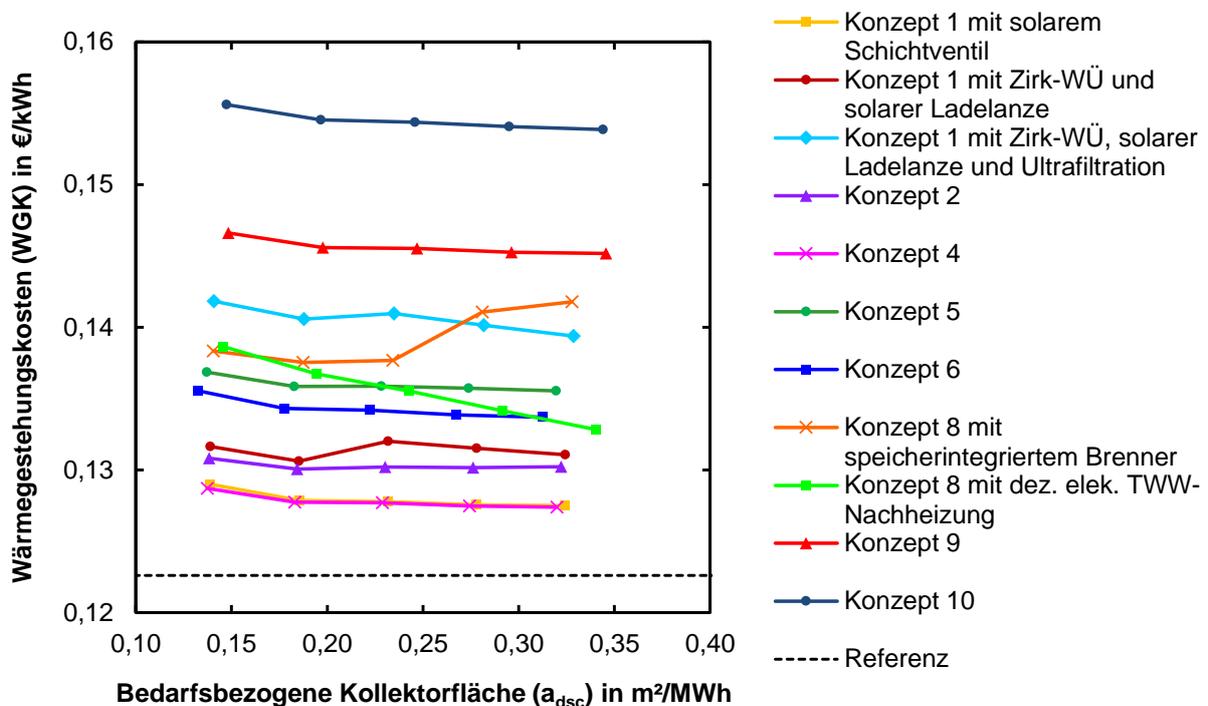


Abbildung 7.8: Wärmegestehungskosten der untersuchten Konzeptbeispiele in Bezug auf die bedarfsbezogene Kollektorfläche für das unsanierte MFH

Im unsanierten MFH ergeben sich deutlich geringere Wärmegestehungskosten als im sanierten MFH, da sich bei den Anlagen im unsanierten Anwendungsfall nur geringfügig höhere Investitionskosten ergeben bei gleichzeitig deutlich höherer Nutzenergie. So variieren die Wärmegestehungskosten zwischen etwa 0,12 €/kWh und 0,16 €/kWh. Wie im sanierten MFH stellt sich das Referenzsystem als das kostengünstigste dar. Die beiden günstigsten solaren Anlagen sind Konzeptbeispiel 1 mit solarem Schichtventil und Konzeptbeispiel 4. Die dezentralen Anlagen der Konzepte 9 und 10 verursachen die höchsten Wärmegestehungskosten. Anders als im sanierten MFH liegen die Wärmegestehungskosten der 2-Leiter-Konzeptbeispiele (Konzepte 8) im Bereich der zentralen Konzeptbeispiele und verursachen nur geringe Mehrkosten. Der deutliche Abfall der Wärmegestehungskosten von Konzeptbeispiel 8 mit dezentraler Erwärmung des TWW bei steigender Kollektorfläche ist auf die starke Effizienzsteigerung dieses Konzeptbeispiels zurückzuführen. Dieses Konzeptbeispiel weist den höchsten Solarertrag auf.

In Abbildung 7.9 sind die relativen Mehrkosten der untersuchten Konzeptbeispiele gegenüber dem Referenzsystem für das sanierte MFH und in Abbildung 7.10 für das unsanierte MFH dargestellt. Der Kurvenverlauf entspricht dabei dem der Wärmegestehungskosten.

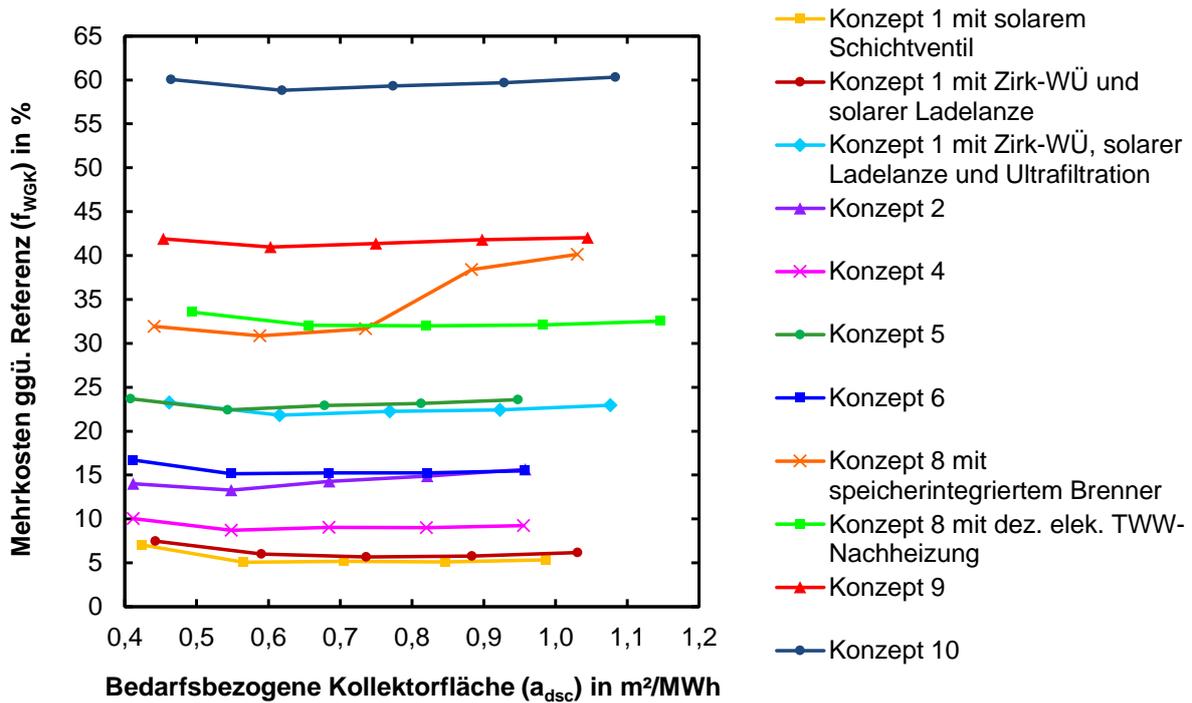


Abbildung 7.9: Relative Mehrkosten der untersuchten Konzeptbeispiele gegenüber dem Referenzsystem in Bezug auf die bedarfsbezogene Kollektorfläche für das sanierte MFH

In Abbildung 7.9 wird deutlich, dass die Mehrkosten im sanierten MFH im Minimum lediglich 5 % über dem Referenzsystem liegen (Konzeptbeispiel 1), im Maximum jedoch bei 60 % (Konzeptbeispiel 10). Abbildung 7.10 zeigt, dass die Mehrkosten im unsanierten MFH ebenfalls im Minimum lediglich 4 % über dem Referenzsystem liegen und damit vergleichbar zum sanierten Anwendungsfall sind. Die maximalen Mehrkosten liegen jedoch im unsanierten Fall mit etwa 25 % deutlich unterhalb der maximalen Mehrkosten im sanierten MFH. Es zeigt sich, dass die Unterschiede zwischen den Konzeptbeispielen im unsanierten MFH deutlich geringer ausfallen.

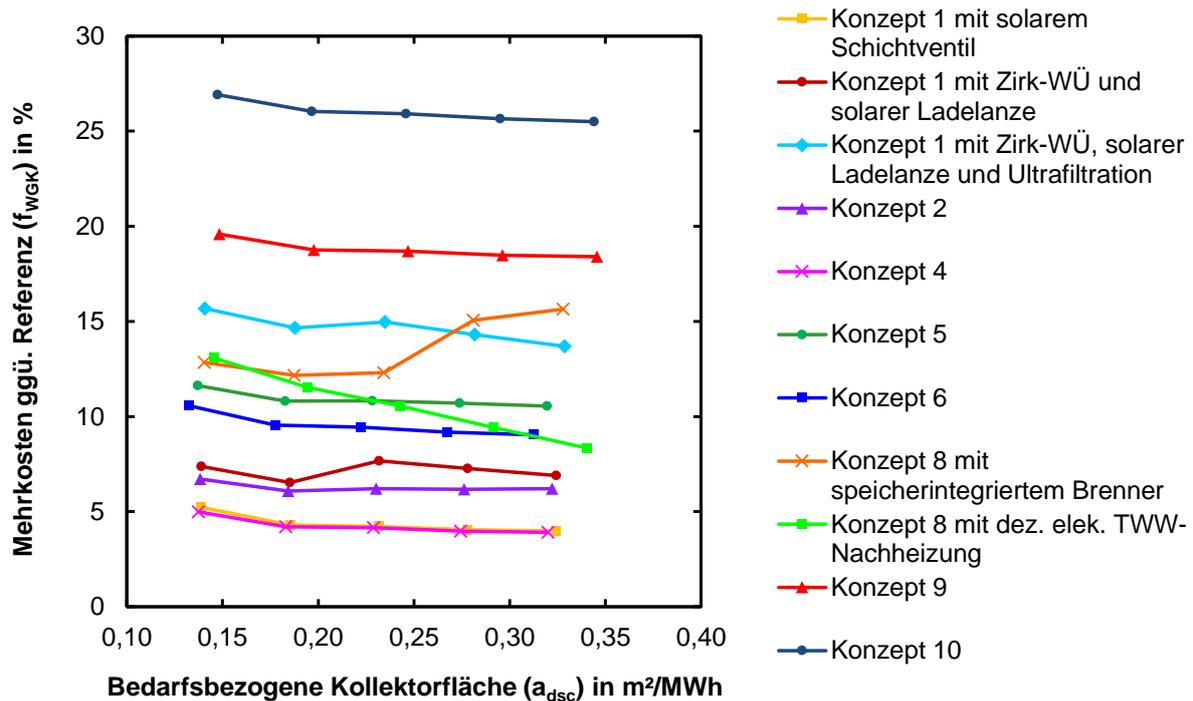


Abbildung 7.10: Relative Mehrkosten der untersuchten Konzeptbeispiele gegenüber dem Referenzsystem in Bezug auf die bedarfsbezogene Kollektorfläche für das unsanierte MFH

### 7.3.2 CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten

In Abbildung 7.11 sind die CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten der untersuchten Konzeptbeispiele über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das sanierte MFH und in Abbildung 7.12 für das unsanierte MFH dargestellt. Die Vermeidungskosten werden dabei in Bezug auf das Referenzsystem ermittelt (siehe Kapitel 5.2.3).

CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten kombinieren die energetische/ökologische Bewertung mit der wirtschaftlichen. Hierbei zeigt sich, dass Konzeptbeispiel 1 (ohne Ultrafiltration) die beste Kombination aus energetischer Effizienz und geringen Mehrkosten gegenüber dem Referenzsystem dargestellt. Auf Grund der hohen energetischen Effizienz weisen Konzeptbeispiel 1 mit Ultrafiltration und Konzeptbeispiel 8 mit dezentraler elektrischer Nachheizung des TWW deutlich geringere CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten auf, als beispielsweise die nicht so effizienten Konzeptbeispiele 2 und 6. Nicht dargestellt in Abbildung 7.11 ist Konzeptbeispiel 5. Da die energetische Effizienz teils unterhalb der des Referenzsystems liegt, wird hierbei kein CO<sub>2</sub> vermieden, sondern es kommt zu einem Mehrausstoß von CO<sub>2</sub>. Entsprechend lassen sich für dieses Konzept keine CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten berechnen.

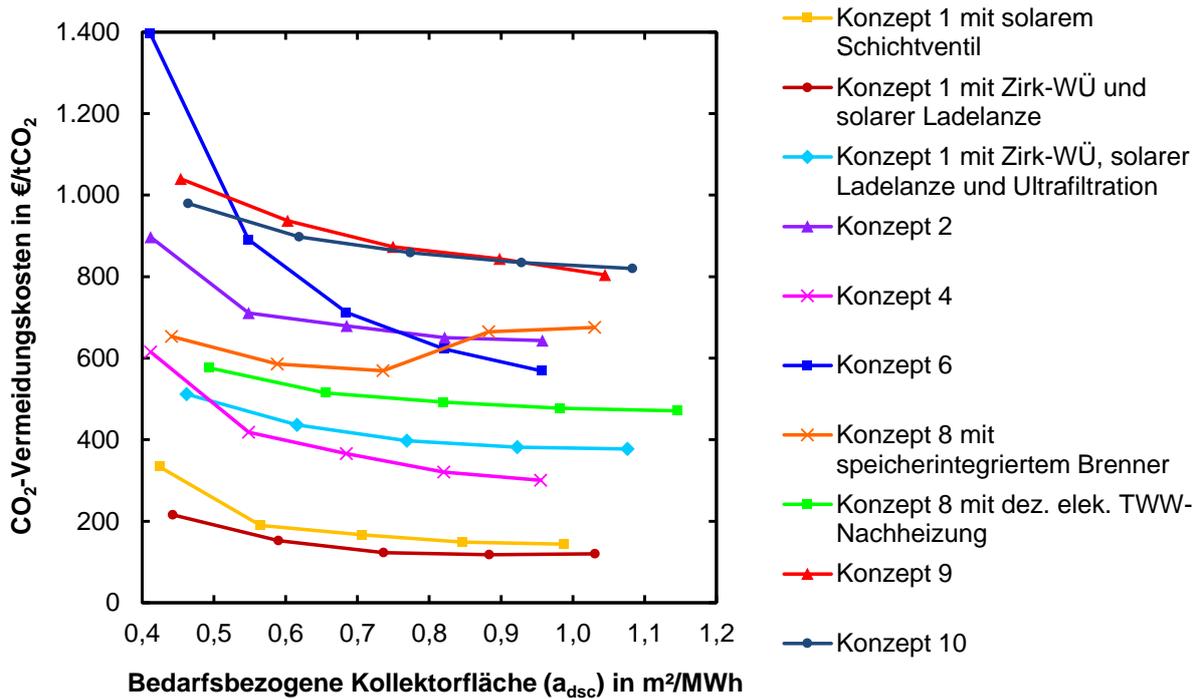


Abbildung 7.11: CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten der untersuchten Konzeptbeispiele in Bezug auf die bedarfsbezogene Kollektorfläche für das sanierte MFH

In Abbildung 7.12 sind die CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten der untersuchten Konzeptbeispiele für das unsaniert MFH dargestellt. Nicht aufgeführt sind jedoch die Konzeptbeispiele 5 und 6, da diese vergleichsweise so geringe CO<sub>2</sub>-Einsparungen gegenüber dem Referenzsystem aufweisen, dass eine Berechnung der Vermeidungskosten nicht möglich ist.

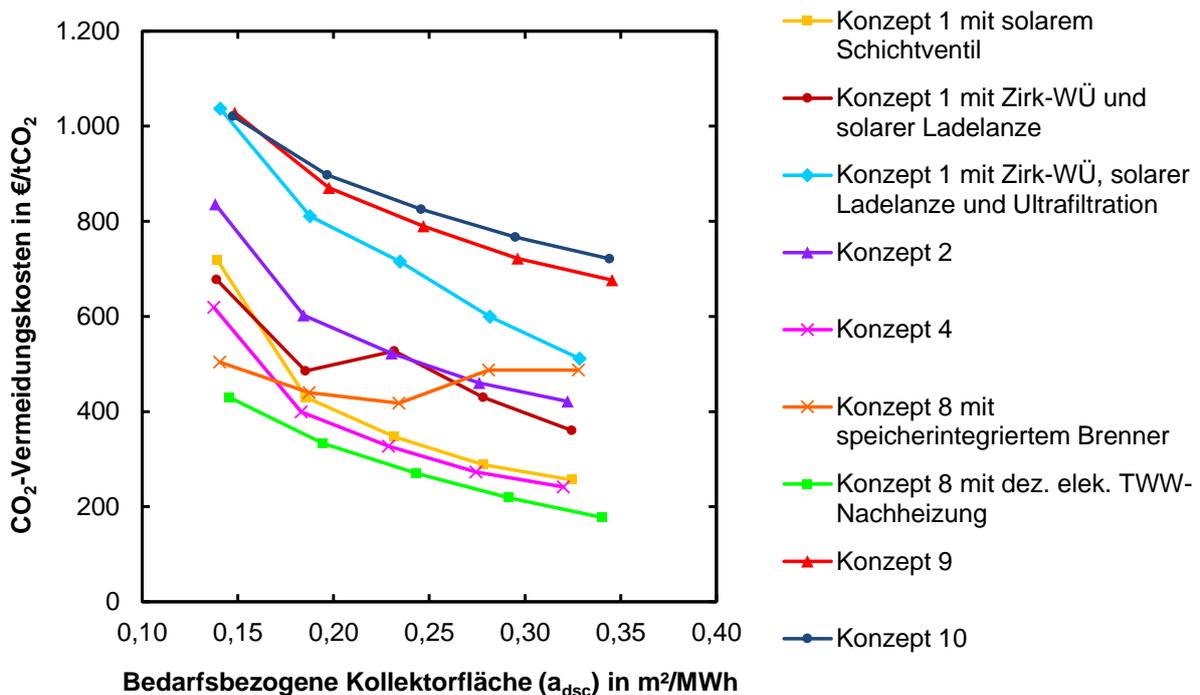


Abbildung 7.12: CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten der untersuchten Konzeptbeispiele in Bezug auf die bedarfsbezogene Kollektorfläche für das unsanierte MFH

Außerdem können aus der VDI 2067 die Instandhaltungskosten für den Speicher als hoch angesehen werden, sowie die Lebensdauerangaben von Kollektor und Speicher kritisch hinterfragt werden. Setzt man das günstigste Angebot an und realistische, doppelt so lange Lebensdauern der Kollektoren und eines Pufferspeichers mit 40 Jahren und 50 % der Instandhaltungskosten der VDI 2067, so werden die besten solaren Wärmezentralen etwas günstiger als die konventionelle Referenz.

Die CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten der untersuchten Konzeptbeispiele weisen im unsanierten MFH eine ähnliche Größenordnung auf wie im sanierten Anwendungsfall. Hierbei zeigt sich jedoch ein steilerer Abfall der Kosten mit steigender bedarfsbezogener Kollektorfläche. Dies ist auf einen stärkeren Abfall der Wärmegestehungskosten mit zunehmender Kollektorfläche bei gleichzeitigem Anstieg der energetischen Effizienz zurückzuführen. Im unsanierten Gebäude kann auf Grund des höheren Wärmebedarfs mehr Solarenergie, insbesondere in den Übergangsmonaten, genutzt werden. Die geringsten CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten werden mit dem 2-Leiter-Konzeptbeispiel 8 (mit dezentraler elektrischer Nachheizung des TWW) erzielt, da die Mehrkosten nur gering ausfallen und die energetische Effizienz deutlich höher ist. Ebenfalls geringe Vermeidungskosten weisen Konzeptbeispiel 1 mit solarem Schichtventil und Konzeptbeispiel 4 auf.

## **7.4 Komplexitätsbewertung**

In Kapitel 2.3 wurden 12 Konzeptbeispiele nach ihrer Komplexität bewertet. Die Beispiele wurden bis auf die tatsächlich Konzept-bedingten Unterschiede gleich gewählt, so gelten die Erkenntnisse auch für die Konzepte an sich. Es wurde eine Komplexitätszahl für jedes Konzept bestimmt, diese sind rotbraun dargestellt in den beiden folgenden Abbildungen.

In blau ergänzt sind nun die Komplexitätszahlen für die in Kapitel 5 simulierten konkreten Konzeptbeispiele.

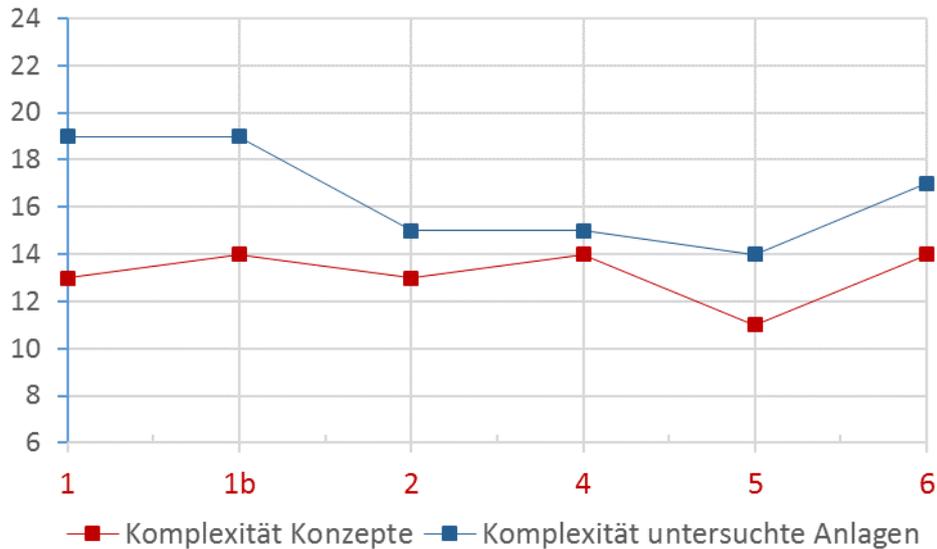


Abbildung 7.13: Vergleich der Komplexität der zentralen theoretischen Konzepte zu den zentralen simulierten Anlagen

Abbildung 7.13 zeigt die Unterschiede in den Komplexitäten für die zentralen Anlagen, Abbildung 7. die für die dezentralen Konzepte. Für beide gilt: Die untersuchten Konzeptbeispiele (blau) sind fast alle etwas komplexer als die generellen Konzepte (rotbraun), folgen aber ihrem Verlauf.

Zentrale Konzeptbeispiele: die Unterschiede sind nicht sehr groß, Konzeptbeispiel 5 hat mit 14 die niedrigste Komplexität und die zwei Beispiele zu Konzept 1 mit 19 die höchsten.

Dezentrale Konzeptbeispiele (8 bis 10): Die Komplexitäts-Unterschiede sind groß, Konzept 10 hat die niedrigste Komplexität (6). Die höchste Komplexität im Vergleich besitzt Konzept 9 (22).

(Die absoluten Komplexitätszahlen selbst sind zwischen dezentralen und zentralen Anlagen nicht vergleichbar, siehe Kapitel 2.)

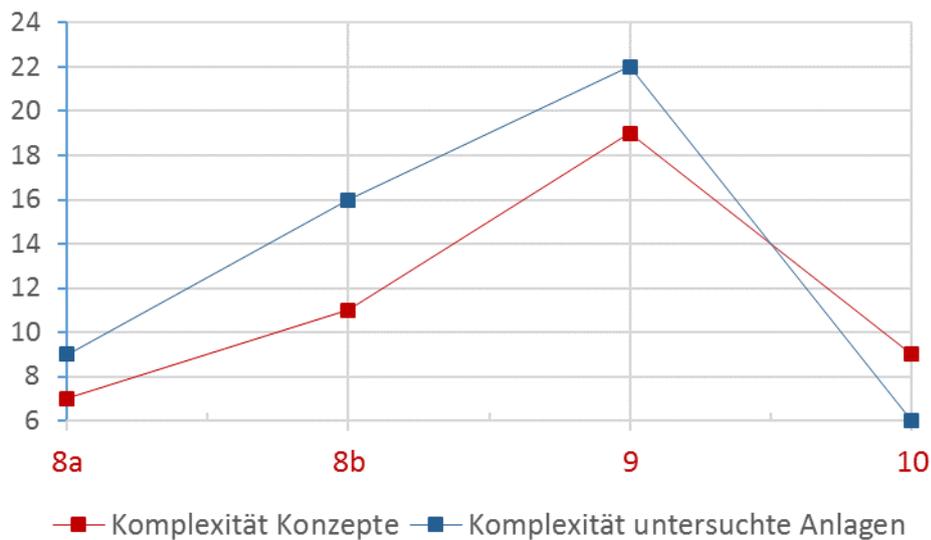


Abbildung 7.14: Vergleich der Komplexität der dezentralen Konzepte zu dezentralen simulierten Anlagen

Veränderungen an Hydrauliken können gut mit der Komplexität bewertet werden, dies erfolgt in diesem Bericht in Kapitel 8.3. für die Optimierungen einer Konzept-1-Hydraulik.

## 7.5 Gesamtbewertung

Beispiele für die Hydraulik-Konzepte 2, 8 und 10 und mehrere Beispiele des Konzepts 1 wurden anhand realer Anlagen an repräsentativen Typtagen vermessen, in ihrer Funktionsfähigkeit und ihrer Komplexität bewertet und mit Kosten aus echten Angeboten versehen. Die HiL- Messdaten wurden als Grundlage verwendet für die Simulationsmodelle aller Konzeptbeispiele, die anschließend Jahressimulationen durchlaufen und so auch energetisch bewertet werden.

### Funktional

Bei den realen, (HiL-)getesteten Anlagen handelt es sich um im Handel erhältliche solare Wärmezentralen wie die Anlagen zu Konzept 1 und 2 sowie um Prototypenkonfigurationen wie bei den Konzepten 8 und 10.

Es sind mehrere Auffälligkeiten in der Funktionstüchtigkeit handelsüblicher Wärmezentralen festgestellt worden. Diese betreffen die Anlagenhydraulik, die Komponentenauswahl und auch die Anlagenregelung:

- Eine Anlage ist nicht optimal an den Anwendungsfall einer 24-stündigen Zirkulationsdauer angepasst, dabei ist die sinnvolle Einbindung des Zirkulationsrücklaufs (bzw. des Rücklaufs der Frischwasserstation) für ein effizientes Heizsystem sehr wichtig. Der Lösungsansatz der massebehafteten Vorwärmung (des Kaltwasser-Zulaufs am Zirkulationsrücklauf) kann hier Abhilfe schaffen. In einer auf dem HiL-Teststand vermessenen Variante war dies zwar nicht der Fall, in einer anderen simulierten Variante ergaben sich

plausible Endenergieeinsparungen von 2,2 %. Einsparungen durch andere verbesserte Zirkulationseinbindungen werden im folgenden Kapitel diskutiert.

- In einer Herstelleranlage ist ein zu träges Mischventil verbaut, das die Funktion der Regelung stark beeinträchtigt.
- Eine Anlage enthält für bestimmte Betriebszustände falsche Regelungseinstellungen. So hat während der Nachheizung des TWW-Speichers der modulierende Kessel auf Volllast geregelt, obwohl der TWW-Wärmeübertrager diese hohe Leistung nicht übertragen konnte.
- In einer Anlage ist ein hydraulisch realisierbarer Betriebszustand regelungstechnisch nicht umgesetzt, der zu einer energetischen Optimierung führen würde.
- Es sind nicht optimierte Regelungen zwischen Komponenten (Kessel/ Kesselpumpeneinheit) und Bauteilen von Komponenten (drehzahlgeregelte Solarkreisumpen) ermittelt worden, die extreme Temperatur- oder Massenstromschwankungen hervorrufen.

### **Energetisch**

Die Jahressimulationen zeigen anhand des auf die Nutzenergie bezogenen Jahresnutzungsgrades der Wärmeversorgung  $CPF_{plus}$ , dass die dezentralen Anlagenbeispiele zu Konzept 8 mit dezentraler elektrischer TWW-Nachheizung und zu Konzept 10 besonders aufgrund der geringen Anlagen- und Verteilverluste deutliche energetische Vorteile besitzen.

Für eine bedarfsbezogene Kollektorfläche von  $1,1 \text{ m}^2/\text{MWh}$ , dies entspricht einer Kollektorfläche von  $33 \text{ m}^2$  für das sanierte Gebäude, ergibt sich eine Endenergieeinsparung von 42 bis 45 % für die beiden Anlagenbeispiele.

Für das unsanierte Gebäude ergibt sich eine ähnliche Reihung in der Effizienz der Anlagenbeispiele. Zudem wird deutlich, dass die Anlage zu Konzept 8 mit dezentraler elektrischer TWW-Nachheizung und die Anlage zu Konzept 1 mit Ultrafiltration mit den höheren Heizlasten des unsanierten Gebäudes und dem geringen Temperaturniveau der Verteilleitungen (aufgrund ihres Konzeptes) besonders effektiv die Solarwärme nutzen können. Daher wirkt sich für diese Konzeptbeispiele eine größere Auslegung des Kollektorfeldes merklich aus in der Energieeinsparung und der wirtschaftlichen Betrachtung. Die Anlage zu Konzept 8 mit dezentraler elektrischer TWW-Nachheizung erreicht in den validierten Jahressimulationen für  $33 \text{ m}^2$  Kollektorfläche eine Endenergieeinsparung von 25 %. Die sonstigen simulierten Variationen der Kollektorfläche führen nicht zu starken Veränderungen der energetischen Reihenfolge der Konzepte.

Innerhalb der zentralen Konzepte sind Beispiele zu Konzept 1 energetisch am günstigsten. Eine Variante zu Konzept 2 ist in den T\*SOL-Simulationen energetisch die günstigste, in den TRNSYS-Simulationen dagegen nicht. Dies liegt daran, dass unterschiedliche Varianten des Konzeptes 2 simuliert worden sind. In T\*SOL macht

sich die solare Zirkulationsdeckung stark positiv bemerkbar, die in den TRNSYS-Simulationen fehlt.

Daran zeigt sich, dass innerhalb eines der 10 definierten Konzepte je nach hydraulischer oder regelungstechnischer Ausführung große Streuungen möglich sind. Ausführungsmöglichkeiten wie Schichtungseinrichtungen und Zirkulationseinbindungen sind keine Konzeptunterscheidungsmerkmale, wirken sich aber stark aus. Daher kann von den simulierten oder vermessenen Konzeptbeispielen nur bedingt auf die Bewertung eines Konzeptes im Allgemeinen geschlossen werden.

### **Wirtschaftlich**

Die dezentralen Konzepte sind energetisch günstig, ihre Kosten aber hoch, insbesondere für die Anlagen zu Konzept 9 und 10. Werden also die Kosten der Anlagen in die Bewertung einbezogen, so zeigen sich zentrale Konzeptbeispiele als wirtschaftlicher: Mit den Wärmegestehungskosten bewertet, sind die Hydrauliken zu Konzept 1 (für das sanierte Gebäude) bzw. 1 und 4 (unsaniertes Gebäude) die kosteneffizientesten.

Die Wärmegestehungskosten der wirtschaftlichsten solaren Wärmezentralen liegen inklusive der BAFA-Förderung noch ca. 5 % über denen einer konventionellen Referenzanlage ohne Solarteil. Für die Bestimmung der Kosten einer Anlage wurden zwei Angebote eingeholt und die durchschnittlichen Kosten als Grundlage verwendet. Die Kostenunterschiede zwischen den einzelnen Angeboten sind teilweise sehr hoch und liegen in der Größenordnung der Kostenunterschiede zwischen den einzelnen Konzepten. Zudem können aus der VDI 2067 die Instandhaltungskosten für den Speicher als hoch, sowie die Lebensdauerangaben von Kollektor und Speicher als zu kurz kritisch hinterfragt werden, sodass unter anderen Randbedingungen solare Wärmezentralen günstiger sind als die Referenzanlage ohne Solarkollektoren.

Im Gegensatz zu der Variation der Kollektorfläche wirkt sich die Variation des spezifischen Wärmebedarfs (Gebäude saniert / unsaniert) bei den Kosten spürbar aus, sodass sich im sanierten Gebäude die Mehrkosten der Anlagen gegenüber der Referenz in den meisten Fällen fast halbieren. Für die sanierten Gebäude sind die Anlagen mit Frischwasserstation (ohne Ultrafiltration) zu Konzept 1 immer am günstigsten, oft in der Variante mit separatem Zirkulationswärmeübertrager und solarer Ladelanze. Für das unsanierte Gebäude zeigen auch das Konzeptbeispiel 4 bei Betrachtung der Wärmegestehungskosten oder Konzeptbeispiel 8 bei CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten sehr kosteneffiziente Anlagen. Die Anlage zu Konzept 8 erreicht in den Simulationen besonders für höhere spezifische Kollektorflächen geringe Mehrkosten gegenüber der Referenzanlage.

Vor allem Hydrauliken mit Frischwasserstation nach Konzept 1 werden laut der Marktrecherche derzeit als Neuanlagen angeboten. Sie bieten im Neubau und in sanierten Gebäuden die niedrigsten Wärmegestehungskosten. Hydraulische Optimierungen dafür werden im nächsten Kapitel gezeigt.

**Komplexität**

Die Komplexität aller Konzepte und Konzeptbeispiele wurde quantifiziert bewertet. Innerhalb der zentralen Konzepte fanden sich dabei keine sehr großen Unterschiede. Bei den dezentralen Konzepten fiel das Beispiel zu Konzept 9 mit einer sehr hohen Komplexität („22 Punkte“) negativ auf.

## 8 Anlagenoptimierung für ein best-practice Konzept

*Kapitel bearbeitet durch ISFH; darin Unterkapitel 8.3 durch HSD*

Das best-practice Konzept stellt entsprechend der funktionalen, energetischen und wirtschaftlichen Bewertung aus Kapitel 7 ein zentrales 4-Leiter-System mit bivalentem Pufferspeicher und zentraler Frischwasserstation zur Trinkwarmwassererwärmung dar. Im Folgenden wird zunächst das energetische Effizienzsteigerungspotential ermittelt, bevor im Anschluss eine Wirtschaftlichkeitsabschätzung der untersuchten Maßnahmen erfolgt.

### 8.1 Energetischer Optimierungsansatz

Die energetische Optimierung gliedert sich in zwei Teil-Untersuchungen. Zunächst wird die Effizienzsteigerung quantifiziert, die durch eine Optimierung der Speicheranschlusshöhen erzielbar ist. Dazu wird ein Algorithmus entwickelt, mit welchem für jeden Anwendungsfall die optimale Höhe jedes einzelnen Speicheranschlusses ermittelt wird. Anschließend wird der Einfluss der Speicherschichtbe- und -entladevorrichtungen auf die energetische Effizienz des Wärmeversorgungssystems simulativ untersucht.

#### 8.1.1 Randbedingungen der Untersuchung

Das für die Untersuchung gewählte solare Kombisystem ist in Abbildung 8.1 dargestellt.

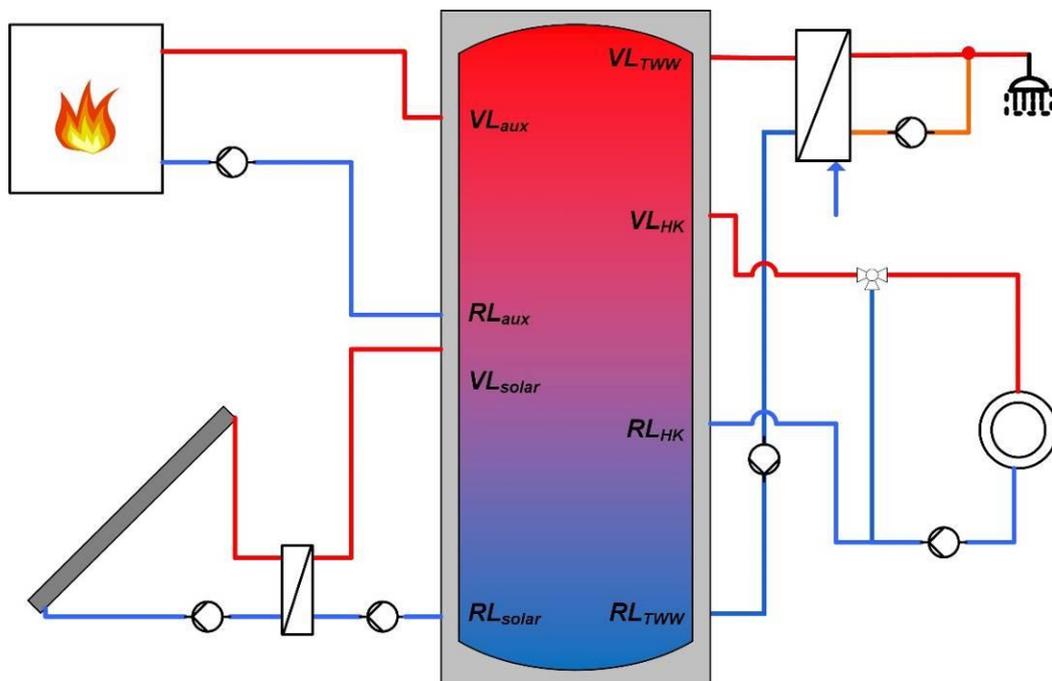


Abbildung 8.1: Hydraulikschema des solarunterstützten Kombisystems mit Frischwasserstation zur energetischen Optimierung

Die Vor- (VL) und Rückläufe (RL) sowohl der Wärmequellen und -senken sind über den Speicher angeschlossen, sodass sämtliche Energieflüsse über den Speicher führen.

Als Wärmesenke für den Heizkreis (HK) dient das in Kapitel 3.2.3 bereits vorgestellte sanierte Mehrfamilienhaus mit 8 Wohneinheiten. Ebenfalls identisch sind die weiteren Randbedingungen aus Kapitel 3.2 bezüglich des Zapfprofils für Trinkwarmwasser (TWW), die 24-stündige Zirkulation und die Angaben zum solarthermischen Kreislauf.

Als Lieferant für die Zusatzenergie (aux) dient im untersuchten Kombisystem eine Gastherme mit einer thermischen Leistung von 23,9 kW und einem Wirkungsgrad von 96,6 % bezogen auf den Brennwert.

Das Speichervolumen des Pufferspeichers variiert in der Untersuchung entsprechend der gewählten Kollektorfläche. Das kollektorspezifische Speichervolumen kann hierbei Werte zwischen 30 l/m<sup>2</sup> und 70 l/m<sup>2</sup> annehmen. Die Höhe des Speichers ( $h_s$ ) ist abhängig von dessen Volumen ( $V_s$ ) und wird entsprechend des IEA Task 32 bestimmt [Heimrath\_2007]:

$$h_s = 0,32 \cdot V_s + 1,65 \quad (8-1)$$

Für den Speicher wird ein flächenspezifischer Wärmeverlustkoeffizient von 0,64 W/(K·m<sup>2</sup>) zuzüglich 0,1 W/K pro Speicheranschluss angenommen. Bei den Speicheranschlüssen handelt es sich um siphonierte Anschlüsse ohne Einrohrzirkulation [ISFH\_2014].

### 8.1.2 Optimierung der Speicheranschlusshöhen

Ziel der folgenden Untersuchung ist es, unter energetischen Gesichtspunkten die optimalen Anschlusshöhen der einzelnen Wärmesenken und Wärmequellen zu bestimmen. Die Berechnungsalgorithmen der Anschlusshöhen folgen hierbei allgemeinen Kriterien, um Übertragbarkeit zu gewährleisten.

Im Folgenden sind die Speicheranschlusshöhen auf die Speicherhöhe skaliert angegeben und nehmen damit Werte zwischen 0,0 (unten) und 1,0 (oben) an. Für die Optimierung der Anschlusshöhen werden drei von acht Anschlüssen (siehe Abbildung 8.1) auf definierte Höhen festgesetzt, da diese Anschlüsse von den höchsten bzw. niedrigsten Temperaturen im Speicher abhängig sind. Dies sind der Vor- und Rücklauf der Frischwasserstation ( $h_{VL.TWW} = 1,0$  und  $h_{RL.TWW} = 0,0$ ) und der Rücklauf der Solarstation ( $h_{RL.solar} = 0,0$ ).

Die Anschlusshöhen des Vor- und Rücklaufs des Heizkreises werden mit Hilfe der Vorlauf-Auslegungstemperatur ( $T_{VL.HK.max}$ ) und der korrespondierenden Rücklauftemperatur ( $T_{RL.HK.max}$ ) und eines als linear angenommenen Speichertemperaturgefälles zwischen der maximalen und minimalen Speichertemperatur ( $T_{S.max}$  und  $T_{S.min}$ ) ermittelt.

$$h_{VL.HK} = \frac{T_{VL.HK.max} - T_{S.min}}{T_{S.max} - T_{S.min}} \quad (8-2)$$

$$h_{RL.HK} = \frac{T_{RL.HK.max} - T_{S.min}}{T_{S.max} - T_{S.min}} \quad (8-3)$$

Mit der so gewählten Berechnung wird sichergestellt, dass eine möglichst geringe Durchmischung der Speicherschichten stattfindet, da sowohl die Entnahme als auch der Eintrag des Heizkreisvolumenstroms in der jeweils am besten passenden thermischen Speicherschicht erfolgt. Allerdings kann durch diese Berechnungsweise bei großen Speichervolumina und geringen Auslegungsvorlauftemperaturen des Heizkreises ein sehr großes Bereitschaftsvolumen entstehen. Dieses ist definiert als das Volumen oberhalb des Anschlusses für den Heizkreisvorlauf. Im Weiteren wird daher der Einfluss einer oberen Begrenzung des Bereitschaftsvolumens im Speicher ( $V_{aux.max}$ ) untersucht. Anhand von Formel (8-4) wird daher das Speichervolumen ( $V_{S.krit}$ ) berechnet, ab welchem die Anschlusshöhe des Heizkreisvorlaufs nicht mehr nach Formel (8-2), sondern stattdessen nach Formel (8-5) berechnet werden muss, damit das Volumen oberhalb dieses Anschlusses nicht das maximale Bereitschaftsvolumen übersteigt. Des Weiteren ergibt sich hierdurch auch eine Neuberechnung der Anschlusshöhe des Heizkreisrücklaufs: Formel (8-3) muss durch Formel (8-6) ersetzt werden. Hierbei wird von einem linearen Temperaturgefälle im Speicher zwischen der Anschlusshöhe des Heizkreisvorlaufes (nach Formel (8-5)) und dem Speicherboden ausgegangen.

$$V_{S.krit} > \frac{V_{aux.max}}{1 - \frac{T_{VL.HK.max} - T_{S.min}}{T_{S.max} - T_{S.min}}} \quad (8-4)$$

$$h_{VL.HK} = 1 - \frac{V_{aux.max}}{V_S} \quad (8-5)$$

$$h_{RL.HK} = \left(1 - \frac{V_{aux.max}}{V_S}\right) \cdot \frac{T_{RL.HK.max} - T_{S.min}}{T_{VL.HK.max} - T_{S.min}} \quad (8-6)$$

Im vorliegenden Untersuchungsbeispiel beträgt die maximale Auslegungstemperatur des Heizkreises 50 °C und die korrespondierende Rücklaufstemperatur 35°C. Die minimale Speichertemperatur ist abhängig von der Temperatur des kalten Trinkwassers und der Wärmeübertragungsleistung der Frischwasserstation. In der folgenden Analyse wurde dieses auf 15 °C festgesetzt. Die maximale Speichertemperatur ist hingegen abhängig von der Gasthermenregelung. Allerdings kann diese an sonnigen Tagen auch durch den solaren Wärmeeintrag überschritten werden. Dies ist jedoch vor allem in den Sommermonaten der Fall, wo kaum ein

Heizwärmebedarf auftritt. Daher wird im Folgenden die maximale Speichertemperatur durch die Gasthermenregelung definiert (70 °C).

Sowohl die Anschlusshöhen des Vor- und Rücklaufs der Gastherme als auch des solaren Vorlaufs und das maximale Bereitschaftsvolumen werden über ein iteratives Simulationsverfahren in Relation zu den Anschlusshöhen des Vor- und Rücklaufs des Heizkreises bestimmt. Hierbei steht die Optimierung der energetischen Effizienz des Wärmeversorgungssystems im Fokus.

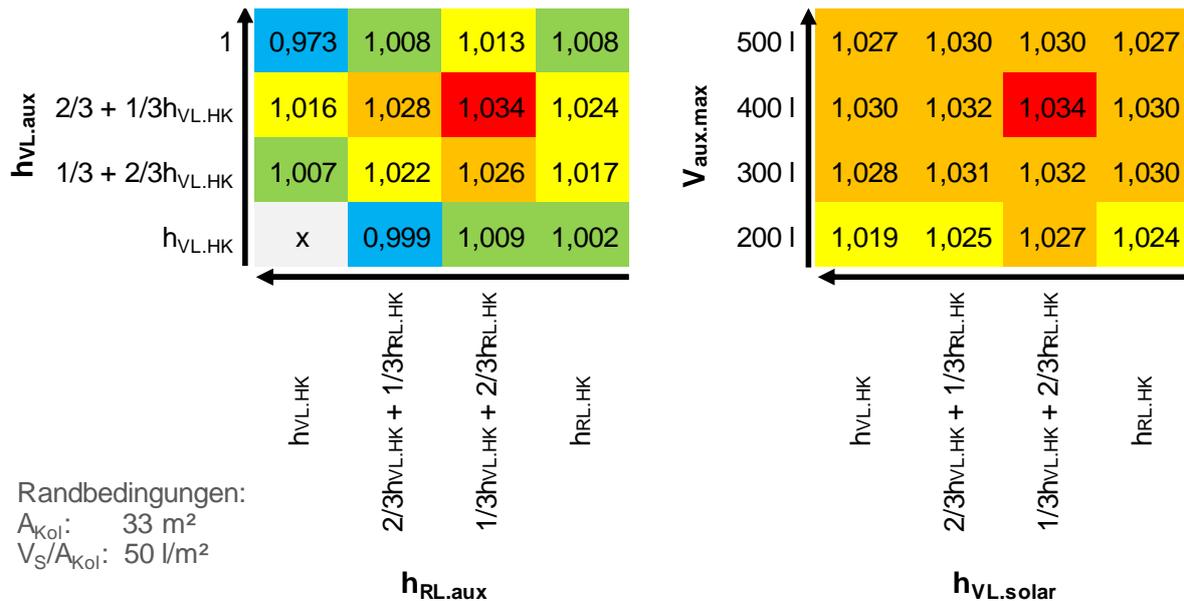


Abbildung 8.2: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale (CPF) als Bewertungsgröße bei der Variation der Anschlusshöhen für den Vor- und Rücklauf der Gastherme ( $h_{VL.aux}$  und  $h_{RL.aux}$ ) und des solaren Vorlaufs ( $h_{VL.solar}$ ) sowie des maximalen Bereitschaftsvolumens ( $V_{aux.max}$ )

Abbildung 8.2 zeigt den letzten Iterationsschritt zur Anschlusshöhenoptimierung. Im linken Teil der Abbildung werden die Anschlusshöhen sowohl des Vor- als auch des Rücklaufs der Gastherme variiert. Die Untergrenze des Variationsbereichs für den Vorlauf ist die Anschlusshöhe für den Heizkreisvorlauf. Der Rücklauf der Gastherme muss sich zwischen dem Heizkreisvor- und -rücklauf befinden. Der höchste erzielbare Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale ist in Rot dargestellt. Das maximale Bereitschaftsvolumen wird für diese Untersuchung auf 400 l festgelegt und die Anschlusshöhe des solaren Vorlaufs entspricht der, des Rücklaufs der Gastherme. Da es sich in Abbildung 8.2 um den letzten Iterationsschritt des Verfahrens handelt, ist dies auch das optimale Ergebnis bei der Variation des maximalen Bereitschaftsvolumens und der Anschlusshöhe für den solaren Vorlaufs in der rechten Bildhälfte. Beim Vergleich der beiden Parametervariationen ist auffällig, dass die Änderungen der Gasthermenanschlusshöhen eine deutlich höhere Sensitivität bezogen auf die energetische Effizienz aufweisen, als die Variation des maximalen Bereitschaftsvolumens oder der Anschlusshöhe des solaren Vorlaufs. Zusammenfassend ergeben sich damit die folgenden Berechnungsformeln für die optimierten Anschlusshöhen:

$$h_{VL.solar} = \frac{1}{3} \cdot h_{VL.HK} + \frac{2}{3} \cdot h_{RL.HK} \tag{8-10}$$

$$h_{RL.aux} = \frac{1}{3} \cdot h_{VL.HK} + \frac{2}{3} \cdot h_{RL.HK} \tag{8-8}$$

$$V_{aux,max} = 400 \text{ l} \tag{8-9}$$

Um die Effizienzsteigerung durch die aufgezeigte Optimierung der Anschlusshöhen bewerten zu können, werden dieser Ausführung zwei andere Varianten gegenübergestellt. Dies ist zum einen eine Variante mit einer minimalen Anschlussanzahl von vier Anschlüssen. Hierbei teilen sich jeweils die Wärmesenken und -quellen einen gemeinsamen Vor- und Rücklauf. Die Vorläufe sind jeweils auf einer relativen Höhe von 1,0 und die Rückläufe auf 0,0 angebracht. Die Speicherverluste sind hierbei durch die geringere Anschlussanzahl reduziert. Die zweite Vergleichsvariante weist eine Speicherauslegung entsprechend des IEA Task 32 [Heimrath\_2007] auf, dargestellt in Abbildung 8.3. Als Besonderheit ist hervorzuheben, dass dieses System bereits eine solare Schichtladelanze besitzt. Der Einfluss von Speicherschichtbe- und -entladeeinrichtungen für die Variante mit optimierten Anschlusshöhen wird explizit in Kapitel 8.1.3 näher untersucht.

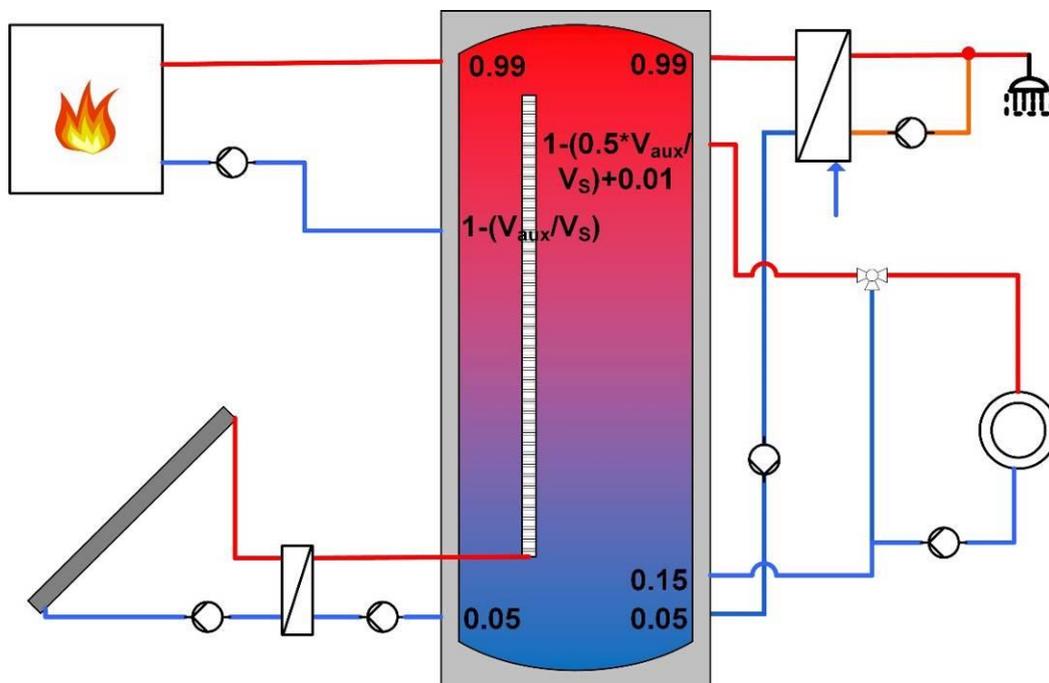


Abbildung 8.3: Hydraulikschema eines solaren Kombisystems mit einer Anschlusshöhenbelegung entsprechend dem IEA Task 32

Mit Hilfe von Jahressimulationen in TRNSYS wird die energetische Effizienz aller drei vorgestellten Varianten analysiert und miteinander verglichen. Als Bewertungsgröße dient der Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale (siehe Abbildung 8.4).

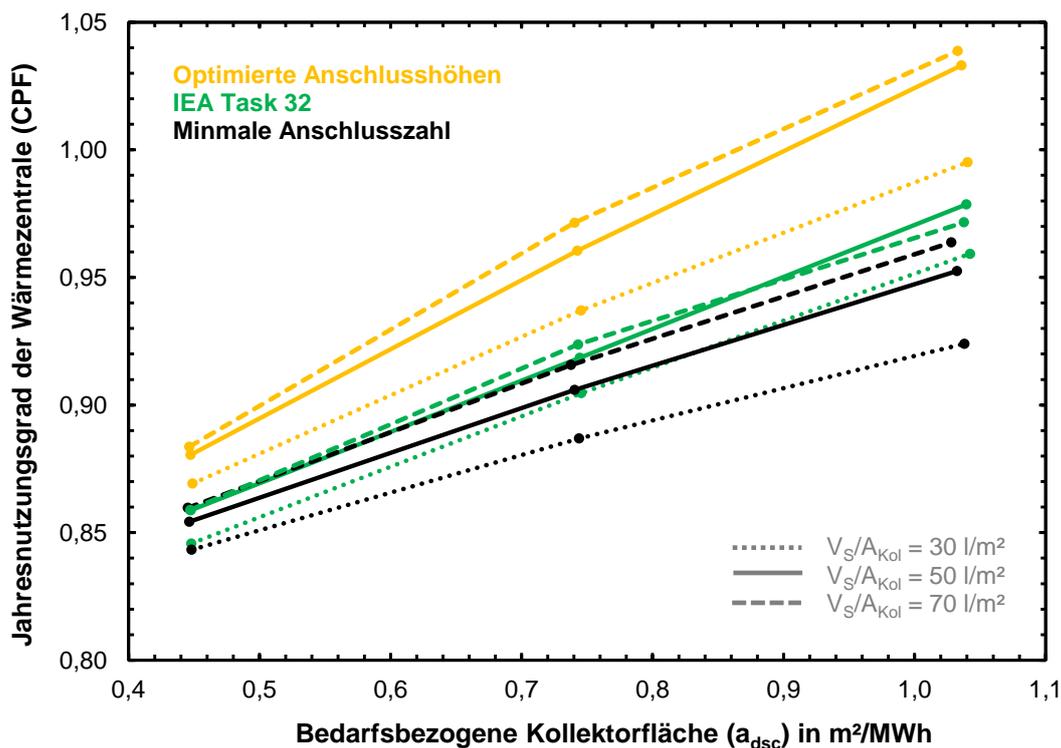


Abbildung 8.4: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale (CPF) für verschiedene spezifische Speichervolumina und Kollektorfeldgrößen der drei Varianten "Optimierte Anschlusshöhen", Anschlusshöhenbelegung nach "IEA Task 32" und für eine "Minimale Anschlusszahl"

Es ist deutlich zu erkennen, dass der CPF der Variante "Minimale Anschlusszahl" am geringsten ist. Etwas besser schneidet die Speicherauslegung nach IEA Task 32 ab. Eine deutliche Effizienzsteigerung kann durch die Variante mit optimierten Anschlusshöhen erzielt werden. Bei einer bedarfsbezogenen Kollektorfläche von  $1,2 \text{ m}^2/MWh$  (entspricht hier im Beispiel  $33 \text{ m}^2$  Kollektorfläche) kann durch optimierte Anschlusshöhen eine CPF-Steigerung von 8 %-Punkten gegenüber der minimalen Anschlusszahl und von 5 %-Punkten gegenüber der IEA Task 32 Auslegung erzielt werden. Die CPF-Steigerung entspricht hierbei der Endenergieeinsparung. Darüber hinaus verdeutlicht Abbildung 8.4, dass eine Vergrößerung des kollektorspezifischen Speichervolumens von  $30 \text{ l/m}^2$  auf  $50 \text{ l/m}^2$  bei allen drei Varianten eine deutliche Verbesserung des CPF zur Folge hat. Eine weitere Steigerung auf  $70 \text{ l/m}^2$  führt hingegen nur noch zu einem leichten Anstieg des CPF.

### 8.1.3 Einfluss von Speicherschichtbe- und -entladevorrichtungen

Ausgehend von der Variante mit optimierten Anschlusshöhen, die im vorangegangenen Kapitel vorgestellt wurde, werden nun verschiedene Vorrichtungen zur geschichteten Speicherbe- und -entladung näher untersucht. Diese finden teilweise bereits Verwendung in den Anlagen der HiL-Untersuchungen (Kapitel 3.3). Im Folgenden wird bei den Simulationen unterschieden zwischen:

- der geschichteten Einspeisung solarer Wärme,
- der geschichteten Rücklaufeinspeisung von Zirkulationswärme,

- der geschichteten Entnahme der Heizungswärme und
- den Kombinationen dieser Unterkategorien.

Bei der geschichteten Einspeisung solarer Wärme wird sowohl ein Dreiwegeschichtventil (siehe Abbildung 8.5) als auch eine ideale solare Ladelanze (siehe Abbildung 8.3) betrachtet.

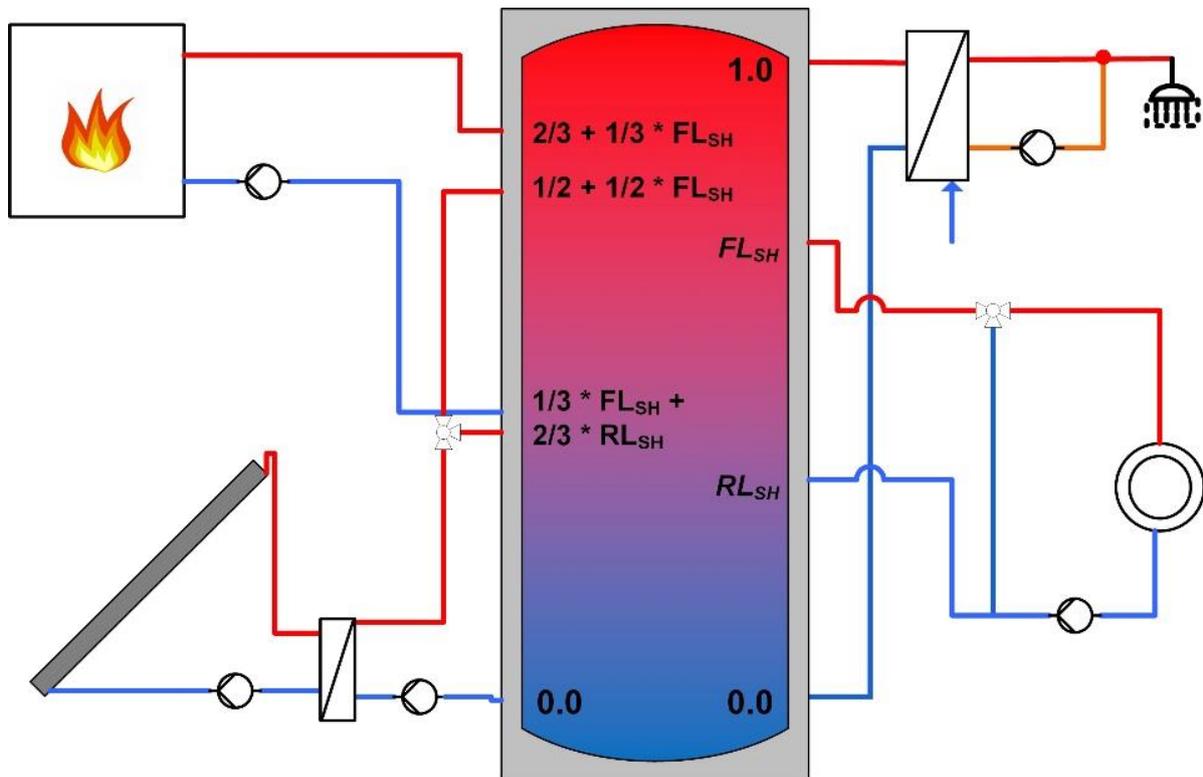


Abbildung 8.5: Hydraulikschema eines solaren Kombisystems mit Dreiwegeschichtventil

Darüber hinaus erfolgt auch die Analyse eines internen Solarwärmeübertragers. Dieser trägt zwar nicht zur Verbesserung der thermischen Speicherschichtung bei, stellt aber eine Systemvereinfachung dar, weshalb ein Effizienzvergleich zu einem externen Wärmeübertrager sowie den Schichtladevorrichtungen von Interesse ist. Der Jahresnutzungsgrad der untersuchten Wärmezentralen ist in Abbildung 8.6 dargestellt.

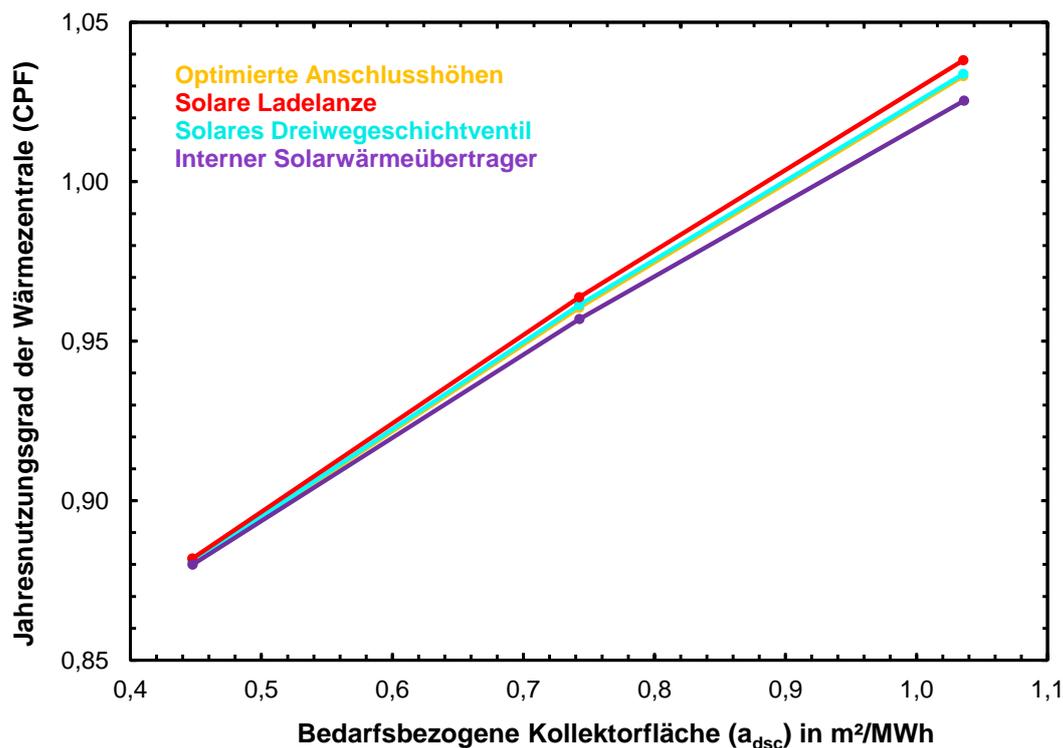


Abbildung 8.6: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale (CPF) der drei Varianten zur geschichteten solaren Speicherbeladung für ein kollektorspezifisches Speichervolumen von  $50 \text{ l/m}^2$

In Abbildung 8.6 ist deutlich zu erkennen, dass alle untersuchten Varianten zur geschichteten solaren Speicherbeladung nur einen sehr geringen Einfluss auf die energetische Effizienz der Wärmezentrale aufweisen. Hierbei ist die solare Ladelanze dem solaren Dreiwegeschichtventil leicht überlegen. Ein interner Solarwärmeübertrager führt gegenüber einem externen Wärmeübertrager zu einer leichten Verringerung des CPF.

Die Erklärung für die geringe Effizienz der solaren Schichtladevorrichtungen findet sich bei der Untersuchung der unterschiedlichen Ausführungen der geschichteten Einbringung des warmen Zirkulationsrücklaufs, dargestellt in Abbildung 8.8. Die Trinkwarmwasser Zirkulation spielt speziell in Mehrfamilienhäusern eine zentrale Rolle für die energetische Effizienz von Wärmeversorgungssystemen, da häufig eine 24-stündige Zirkulation aus Komfortgründen vorzufinden ist.

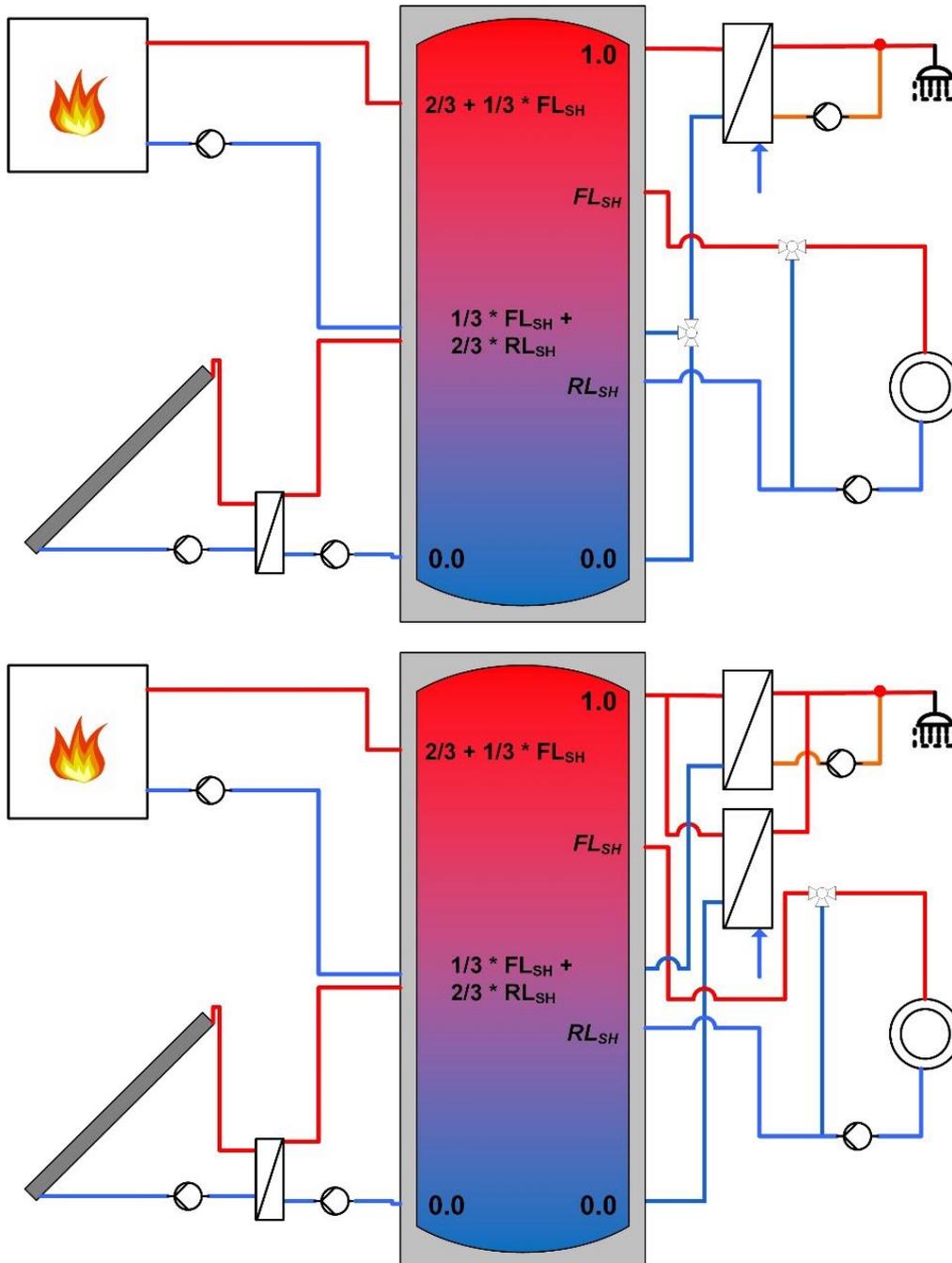


Abbildung 8.7: Hydraulikschemata eines solaren Kombisystems mit Zirkulationsschichtventil (oben) oder zusätzlichem Zirkulationswärmetauscher (unten)

Sowohl ein Zirkulations-Schichtventil als auch ein zusätzlicher Zirkulations-Wärmeübertrager, wie in Abbildung 8.7 dargestellt, trägt nach Abbildung 8.8 zu einer deutlichen Steigerung des CPF bei. Hierbei ist der Zirkulations-Wärmeübertrager jedoch effizienter als ein Zirkulations-Schichtventil.

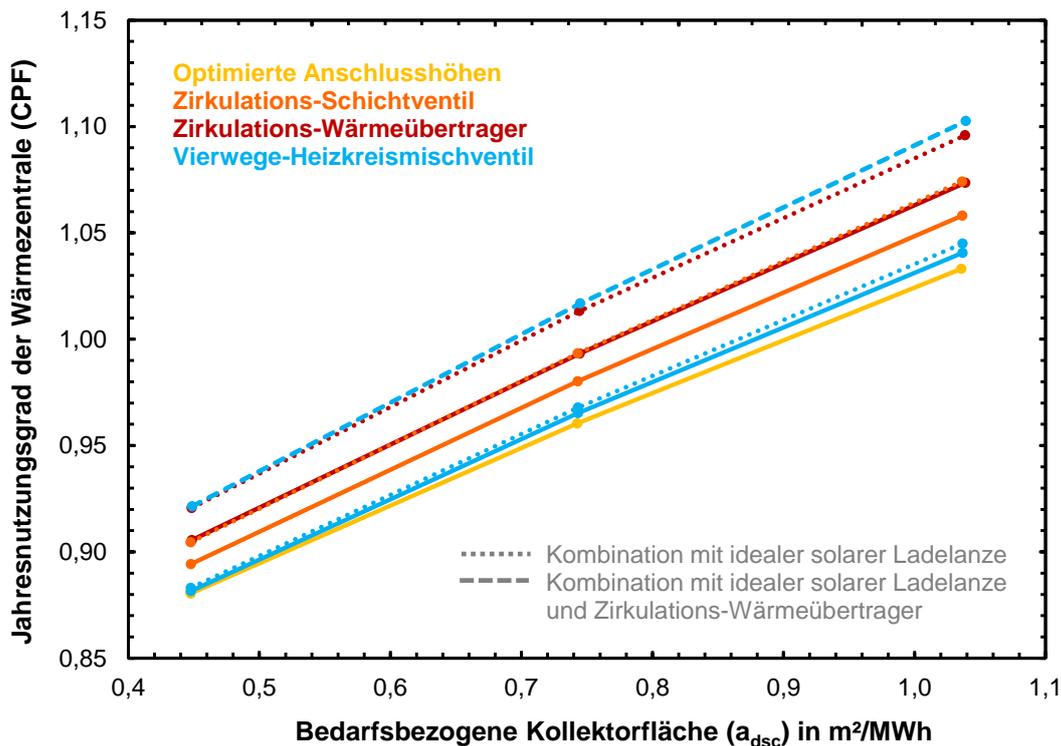


Abbildung 8.8: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale (CPF) der Varianten mit Zirkulationsentkopplung und Vierwege-Heizkreismischventil sowie deren Kombination mit einer solaren Ladelanze für ein kollektorspezifisches Speichervolumen von 50 l/m<sup>2</sup>

Die beiden gepunkteten Graphen stellen jeweils die Kombination mit einer solaren Ladelanze dar. In beiden Fällen führt die solare Ladelanze zu einer erheblichen Effizienzsteigerung, obwohl diese Maßnahme für sich allein betrachtet (siehe Abbildung 8.6) eine kaum darstellbare Steigerung des CPF zur Folge hat. Grund hierfür ist die Speicherdurchmischung bei Varianten ohne Zirkulationsentkopplung: wird der permanente Volumenstrom des Zirkulationsrücklaufs mit einer Temperatur von etwa 50 °C in den unteren Teil des Speichers eingeleitet, führt der sich einstellende Auftrieb im Speicher zu einer Zerstörung der thermischen Speicherschichtung. Entsprechend sind Schichtladevorrichtungen (wie die solare Ladelanze) als alleinige Maßnahme wirkungslos. Gleiches zeigt sich bei der Untersuchung eines Vierwege-Heizkreismischventils zur geschichteten Entladung durch den Heizkreis wie in Abbildung 8.9 dargestellt.

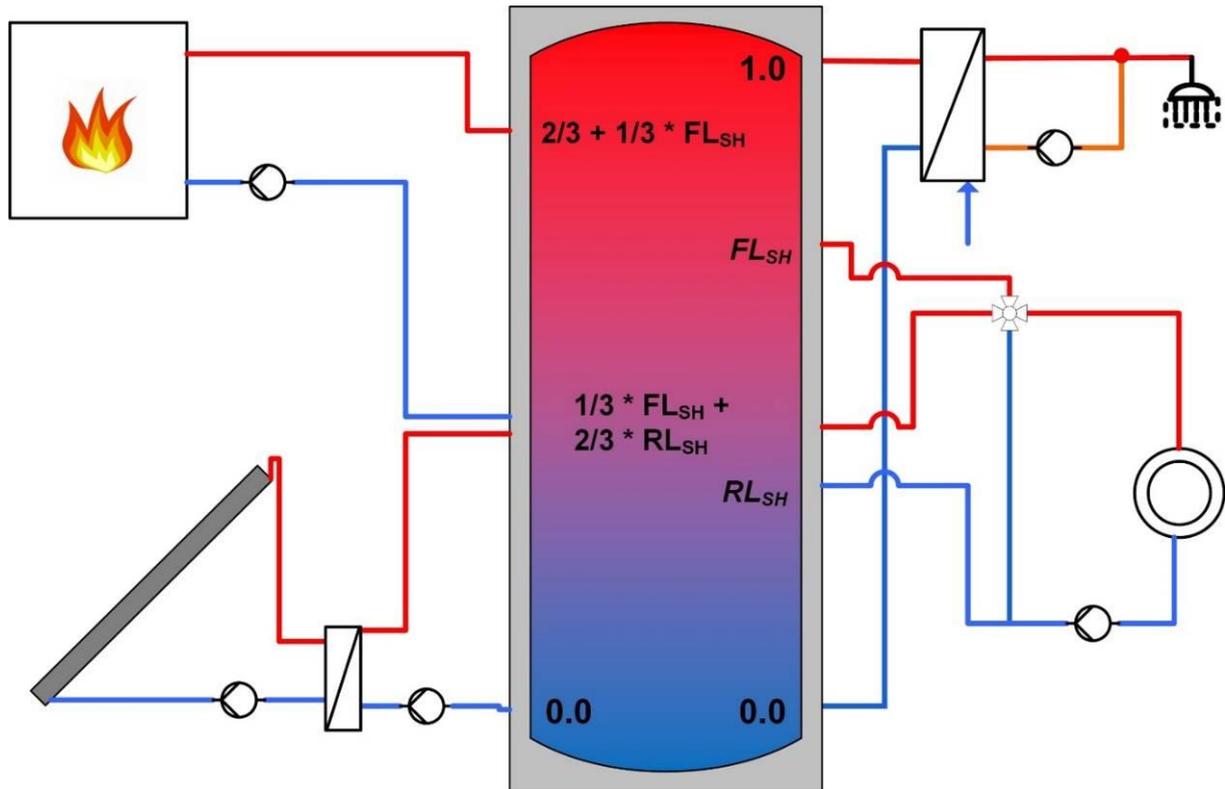


Abbildung 8.9: Hydraulikschema eines solaren Kombisystems mit Vierwege-Heizkreismischventil

Als alleinige Maßnahme und auch in Kombination mit der solaren Ladelanze ist jeweils nur eine sehr geringe Steigerung des CPF zu verzeichnen. Sobald diese jedoch mit einem Zirkulations-Wärmeübertrager kombiniert werden, steigt die energetische Effizienz sehr stark an.

In Abbildung 8.10 sind die Endenergieeinsparungen der untersuchten Maßnahmen zur geschichteten Speicherbe- und -entladung gegenüber der Variante mit optimierten Anschlusshöhen zusammenfassend einander gegenüber gestellt.

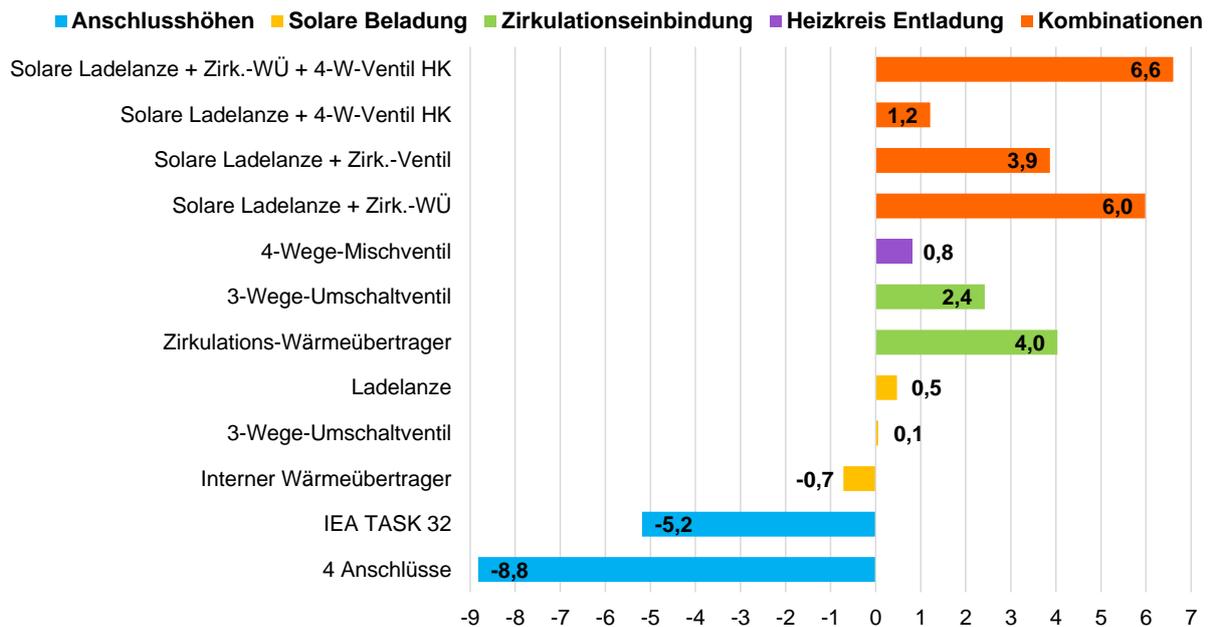


Abbildung 8.10: Endenergieeinsparung gegenüber der Variante "optimierte Anschlusshöhen" in % bei einer bedarfsbezogenen Kollektorfläche von  $1,05 \text{ m}^2/\text{MWh}$  (entspricht hier  $33 \text{ m}^2$ ) und einem kollektorspezifischen Speichervolumen von  $50 \text{ l/m}^2$

In Abbildung 8.10 ist noch einmal die deutlich geringere Effizienz bei nicht optimierten Speicheranschlusshöhen zu erkennen. Sowohl eine Variante mit 4 Anschlüssen als auch die Speicheranschlussauslegung nach IEA Task 32 führen zu negativen Endenergieeinsparungen und damit zu einer niedrigeren energetischen Effizienz der gesamten Wärmezentrale.

Eine Maßnahme zur Speicherschichtung ohne eine gleichzeitige Zirkulationsentkopplung ist im Mehrfamilienhaus fast wirkungslos, da die permanente Trinkwarmwasserzirkulation eine thermische Speicherschichtung unterbindet. Die Maßnahmen mit der höchsten Endenergieeinsparung sind:

- der Zirkulations-Wärmeübertrager (4,0 %),
- der Zirkulations-Wärmeübertrager kombiniert mit einer solaren Ladelanze (6,0 %) und
- der Zirkulations-Wärmeübertrager kombiniert mit einer solaren Ladelanze und einem Vierwege-Heizkreismischventiles (6,6 %)

Letztere erweist sich hierbei als Variante mit der höchsten erzielbaren Endenergieeinsparung und wird daher als "Optimierte Be- und Entladung" bezeichnet. Diese ist in Abbildung 8.11 in einem Kontur-Diagramm der Variante mit optimierten Anschlusshöhen gegenübergestellt. Bewertungsgröße ist hierbei der Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale, welcher sowohl in Abhängigkeit der bedarfsbezogenen Kollektorfläche als auch in Bezug zum kollektorspezifischen Speichervolumen abgebildet ist.

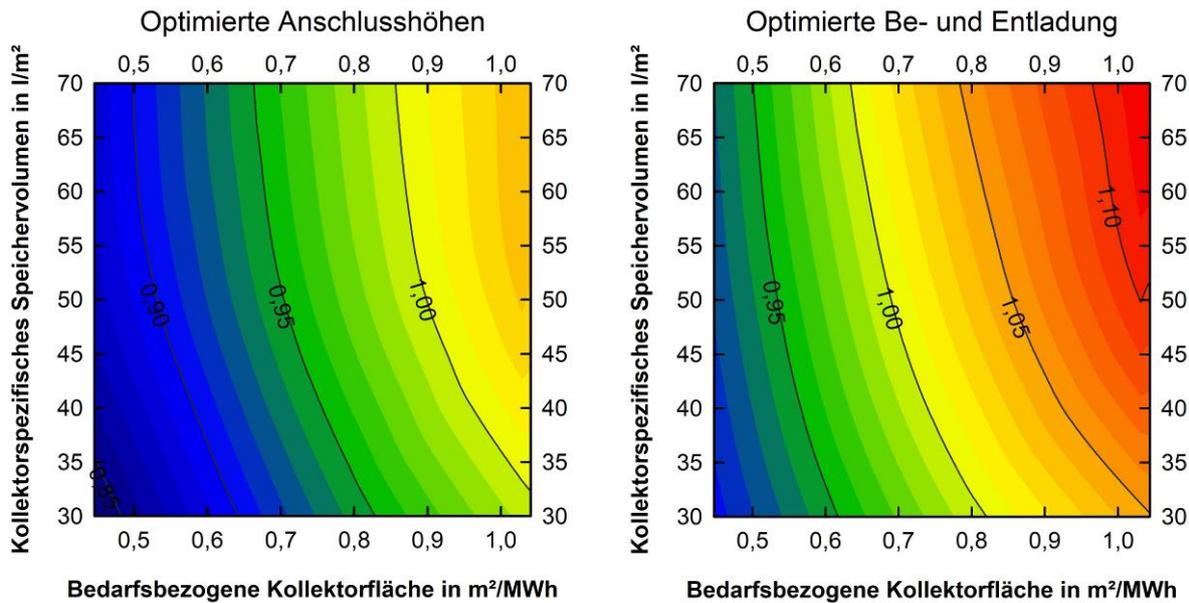


Abbildung 8.11: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale in Abhängigkeit des kollektorspezifischen Speichervolumens und der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für die Varianten "Optimierte Anschlusshöhen" und "Optimierte Be- und Entladung"

Der Vergleich der beiden Kontur-Diagramme in Abbildung 8.11 zeigt deutlich die erzielbare Effizienzsteigerung durch die optimierte Beladung gegenüber der Variante mit optimierten Anschlusshöhen. In beiden Diagrammen ist darüber hinaus die stärkere Abhängigkeit des CPF von der bedarfsbezogenen Kollektorfläche als von dem kollektorspezifischen Speichervolumen zu erkennen. Hierbei nimmt die Effizienzsteigerung mit steigendem kollektorspezifischem Speichervolumen ab. Der Abfall der Effizienzsteigerung ist bei der Variante mit optimierter Be- und Entladung geringer als bei der Variante mit optimierten Anschlusshöhen. In beiden Diagrammen weisen die CPF-Isolinien einen leichten "Knick" bei einem kollektorspezifischen Speichervolumen von etwa 40 l/m³ bis 50 l/m³ auf. Ab diesem Volumen ist die Effizienzsteigerung durch ein größeres kollektorspezifisches Speichervolumen nur noch sehr gering ausgeprägt.

## 8.2 Wirtschaftlichkeitsabschätzung

Im Folgenden werden für ausgewählte Optimierungsmaßnahmen des best-practice Konzepts Vollkostenberechnungen entsprechend VDI 2067 [VDI2067\_2012] durchgeführt, wie sie bereits in Kapitel 6 beschrieben sind. Alle Kosten beinhalten bereits die Mehrwertsteuer. Die Wärmegestehungskosten beziehen sich auf die Nutzenergie.

In Tabelle 8-1 ist eine Wirtschaftlichkeitsabschätzung für die beiden Maßnahmen zur Zirkulationsentkopplung sowie deren Kombination mit einer solaren Ladelanze und einem 4-Wege-Heizkreismischventil dargestellt. Eventuelle Kosten für zusätzliche Speicheranschlüsse wurden nicht berücksichtigt.

*Tabelle 8-1: Wirtschaftlichkeitsabschätzung ausgewählter Optimierungsmaßnahmen des best-practice Konzepts für eine bedarfsbezogene Kollektorfläche von 1,05 m<sup>2</sup>/MWh (hier 33 m<sup>2</sup>) und einem Kollektorspezifischen Speichervolumen von 50 l/m<sup>2</sup>*

	<b>Zusatzinvestitions- kosten ggü. opt. Anschlusshöhen</b>	<b>Wärme- gestehungs- kosten</b>	<b>Annuität</b>	<b>jährliche Kosten- einsparung ggü. opt. Anschlusshöhen</b>
	<b>[€]</b>	<b>[€/kWh]</b>	<b>[€/a]</b>	<b>[€/a]</b>
Optimierte Anschlusshöhen	-	0,180	5280	-
Zirkulationswärmübertrager	1395	0,180	5281	-1
Zirkulationsventil	343	0,179	5239	41
Solare Ladelanze + Zirk.-Ventil	793	0,178	5229	51
Solare Ladelanze + Zirk.-WÜ	1845	0,179	5257	23
Solare Ladelanze + Zirk.-WÜ + 4-Wege-Heizkreis-Mischventil	2045	0,179	5254	26

Bei näherer Betrachtung der Zusatzinvestitionen gegenüber der Variante mit optimierten Anschlusshöhen zeigt sich, dass ein zusätzliches Zirkulationsventil die geringsten Kosten aufweist, dicht gefolgt von der Kombination aus Zirkulationsventil und solarer Ladelanze. Ein zusätzlicher Zirkulationswärmübertrager (inkl. Pumpe) ist hingegen mit erheblichen Investitionskosten verbunden und ebenso alle Kombinationen mit diesem. Die höchsten jährlichen Kosteneinsparungen (durch verminderte Energiekosten) erzielt die Kombination aus solarer Ladelanze und Zirkulationsventil. Dieses System stellt zwar nicht das energetisch effizienteste dar (siehe Abbildung 8.10), überzeugt wirtschaftlich jedoch durch die geringen Zusatzinvestitionskosten.

Die niedrigsten Wärmegestehungskosten erzielt ebenfalls die Kombination aus solarer Ladelanze und Zirkulationsventil. Diese sind noch einmal für verschiedene Kollektorflächen in Abbildung 8.12 näher dargestellt. Zum Vergleich finden sich in der Grafik auch die Wärmegestehungskosten für die beiden im Projekt untersuchten Varianten von Konzept 1 (siehe Kapitel 7.3) sowie die Referenz ohne solare Unterstützung.

Die Wärmegestehungskosten in Abbildung 8.12 sind für die beiden untersuchten Varianten von Konzept 1 wieder als Bereich dargestellt, der sich aus den verschiedenen Angeboten für die Systeme ergibt (vergleiche Abbildung 7.7). Ausgangsbasis für die Berechnung der Wärmegestehungskosten der optimierten best-practice Varianten bildet das günstigste Angebot für die untersuchten Varianten von Konzept 1 (untere Linie des roten Bereichs). Die optimierten Varianten zeigen dabei deutlich das Kostenreduktionspotential durch die Optimierung der Speicheranschlusshöhen, welche zu deutlichen Endenergie- und damit Kosteneinsparungen führen. Das System mit den geringsten Wärme-

gestehungskosten über der gesamten untersuchten bedarfsbezogenen Kollektorfläche ist die Kombination aus Zirkulationsventil und solarer Ladelanze. Bei einer bedarfsbezogenen Kollektorfläche von 1,05 m<sup>2</sup>/MWh sind die Wärmegestehungskosten dabei identisch mit denen des Referenzsystems ohne solare Unterstützung.

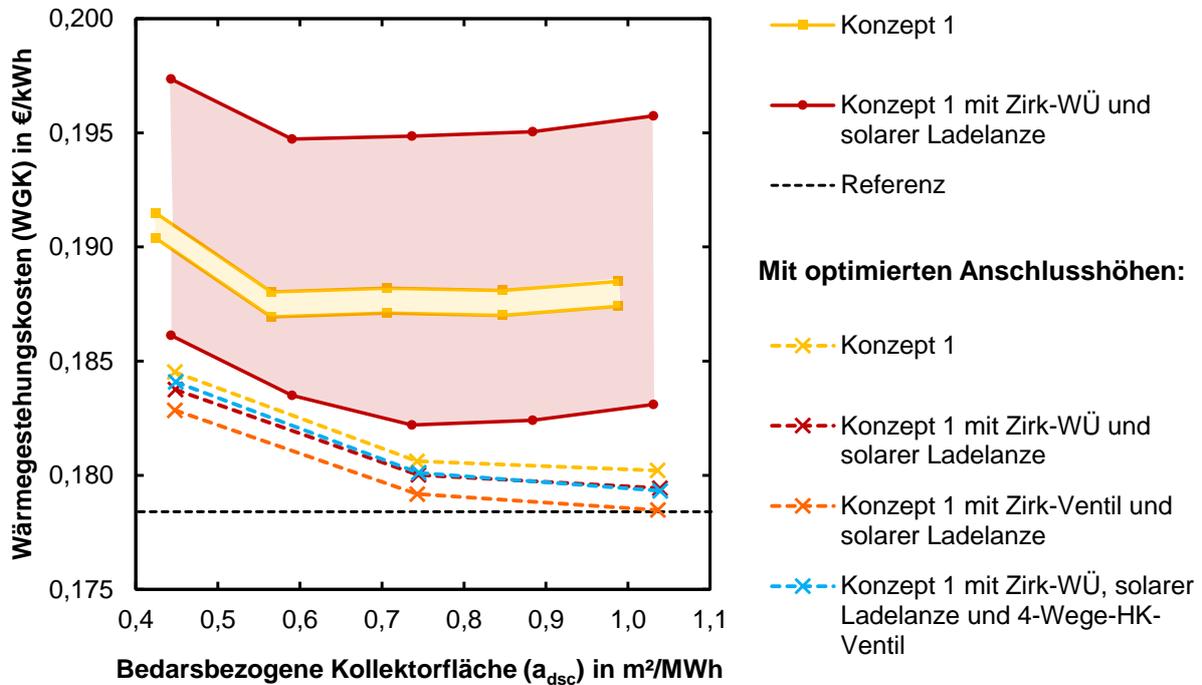


Abbildung 8.12: Wärmegestehungskosten in Abhängigkeit der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für die untersuchten Konzept 1-Varianten und die optimierten best-practice Varianten bei einem kollektorspezifischen Speichervolumen von 50 l/m<sup>2</sup> (gestrichelt)

### 8.3 Komplexität der Optimierungen

Als „optimales“ System soll nicht zwangsläufig das mit der höchsten Energieeinsparung verstanden werden. Es handelt sich vielmehr um das System, was unter den Gesichtspunkten hoher Energieeinsparung, geringer Anlagenkomplexität und niedriger Gesamtkosten den besten Kompromiss darstellt.

Hierzu werden in diesem Kapitel die möglichen Risiken identifiziert, die zu hydraulischem Fehlverhalten führen können. Dies kann z. B. ein nicht mehr dicht schließendes Umschaltventil sein. Diese Risiken treten meistens nicht zu Beginn der Anlagenlebensdauer auf, sondern zu einem späteren Zeitpunkt. Die Risiken wirken sich auf die Systemrobustheit aus. Auch komplexe Regelungs- und Hydraulikabläufe, die nicht einfach und schnell vom Planer oder Installateur beherrscht werden können, bergen Risiken für Fehlfunktionen bei der Inbetriebnahme und Wartung der Anlage.

Im Folgenden werden alle in Kap. 8.1.3 aufgelisteten und simulierten Anlagenvarianten des Konzeptes 1 unter den Gesichtspunkten des Risikos für Fehlfunktionen und deren Auswirkungen auf die Effizienz eingeschätzt.

Fehlfunktionen können direkt an den Komponenten in der Hydraulik oder in der Regelung entstehen.

Das Risiko von Fehlfunktionen im Hydraulikkreis steigt dabei mit der Anzahl und Art von Komponenten und der Verschaltungsweise in der Gesamthydraulik.

Das Risiko von Fehlfunktionen im Regelkreis steigt mit der Anzahl und Art von Komponenten und den Regelanforderungen des jeweiligen Hydraulikkreises im gesamten Regelalgorithmus der Gesamthydraulik.

Unter „Auswirkung auf die Effizienz“ wird die Rückwirkung auf den Endenergieverbrauch verstanden.

In Tabelle 8-1 wurde bereits eine Wirtschaftlichkeitsabschätzung für die Optimierungsmaßnahmen mit den höchsten Endenergieeinsparungen gegenüber der Variante "optimierte Anschlusshöhen" durchgeführt.

In der folgenden Tabelle 8-2 werden diese ausgewählten Optimierungsmaßnahmen bzgl. der Komplexität und Systemrobustheit (d.h. Fehleranfälligkeit und Fehlertoleranz) eingestuft.

Tabelle 8-2: Einstufung ausgewählter Optimierungsmaßnahmen des best-practice Konzeptes bezüglich der Komplexität und Systemrobustheit (Abk.: AK: Anzahl zusätzlicher Komponenten, AR: Anzahl zusätzlicher Regelfühler)

	<b>Endenergieein- sparung ggü. opt. Anschlusshöhen</b>	<b>AK</b>	<b>AR</b>	<b>Anfälligkeit für Fehlfunktion Komponente</b>	<b>Anfälligkeit für Fehlfunktion Regelung</b>	<b>Auswirkung Fehlfunktion auf Effizienz</b>
	[%]					
Optimierte Anschlusshöhen	-					
Zirkulations- wärmeübertrager	4,0	3	0	gering	gering	gering bis mittel
Zirkulationsventil	2,4	1	2	gering	gering	hoch
Solare Ladelanze + Zirk.-Ventil	3,9	2	2	mittel	gering	hoch
Solare Ladelanze + Zirk.-WÜ	6,0	4	0	mittel	gering	gering bis mittel
Solare Ladelanze + Zirk.-WÜ + 4- Wege-Heizkreis- Mischventil	6,6	5	1	erhöht	mittel	mittel

### Begründung der Einordnung

Die Zirkulationsrücklauferwärmung mit **separatem Wärmeübertrager** kann als ausgereifter Standard mit geringem Risiko für Fehlfunktionen eingeordnet werden. Eine Fehlfunktion (z.B. Pumpenausfall oder falscher Volumenstrom) hat, nur geringen bis mittleren (sinkende Auslastung bei Pumpenausfall) Einfluss auf die Effizienz. Zu beachten ist aber eine möglicherweise zu geringe TWW-Temperatur und damit eine Verletzung der TWW-Hygiene-Vorschriften (Legionellenprophylaxe).

Die Rücklauferwärmung der Frischwasserstation mit zusätzlichem Umschaltventil („**Zirkulationsventil**“) kann als ausgereifter Standard mit geringem Risiko für Fehlfunktionen eingeordnet werden. Als Regelung wird eine einfache Delta T-Regelung angenommen. Eine Fehlfunktion (z.B. undichtes Ventil oder falsche Ventilstellung) hat jedoch erhöhten Einfluss auf die Effizienz. Denn im schlimmsten Fall wird der untere Speicherbereich vom Rücklauf der Frischwasserstation umgangen.

Die Solarstation besteht aus einem externen Wärmeübertrager und 2 Pumpen. Eine **zusätzliche Lanze** zur geschichteten Beladung birgt bei richtiger Auslegung des Volumenstroms wenig Risiko einer Fehlfunktion. Allerdings fehlen hier Erfahrungen

über das Langzeitverhalten. Die Auswirkungen auf die Effizienz durch „falsches“ Einschichten des Solarvorlaufs werden als mittel eingeschätzt.

Das Risiko für eine Fehlfunktion der geschichteten Entladung im Heizkreis mit einem 4-Wege-Mischventil wird als ähnlich gering wie beim Umschaltventil eingeschätzt. Eine Fehlfunktion (z.B. undichtes Ventil oder falsche Ventilstellung) hat nur geringen Einfluss auf die Effizienz. Zu beachten ist aber eine möglicherweise zu geringe Heizungsvorlauftemperatur durch eine fehlerhafte Ventilstellung.

Durch die Kombination von mehreren Komponenten steigt in der Summe das Risiko von Fehlfunktionen in der Anlage. Dies wurde bei der Bewertung der Hydrauliken in Tabelle 8-2 berücksichtigt.

### **Fazit mit Berücksichtigung der Systemrobustheit**

Unter Berücksichtigung der Endenergieeinsparung und dem Fehlerrisiko durch die erhöhte Komplexität der Anlage ist die Optimierungsmaßnahme mit der Kombination von solarer Ladelanze und Zirkulations-WÜ zu favorisieren. Diese Hydraulik kombiniert eine hohe Endenergieeinsparung mit geringem bis mittlerem Fehlerrisiko und überschaubaren Auswirkungen auf die Effizienz im Fehlerfall. Bezüglich der Wirtschaftlichkeit ist diese Anlage zwar nicht die günstigste, bietet aber doch Kostenvorteile gegenüber dem Ausgangskonzept „Optimierte Anschlusshöhen“ und nur gering erhöhte Wärmegestehungskosten als die Varianten mit Zirkulationsventil (s. Tabelle 8-1).

Auch eine Erweiterung dieser Hydraulik um ein zusätzliches Heizkreismischventil erscheint unter Gesichtspunkten der Effizienz noch akzeptabel.

Eine in diesem Kapitel nicht betrachtete technisch interessante Optimierung bietet die massebehafteter Vorwärmung (s. Kap. 3.3.1.2). Diese Hydraulik benötigt keine zusätzlichen Ventile oder Pumpen, sondern nur einen zusätzlichen internen Wärmeübertrager. Die Endenergieeinsparung liegt zwar unter der einer Hydraulik mit Zirkulations-WÜ, dafür entfällt aber das Fehlerrisiko durch einen Pumpenausfall.

## 9 Praxisbeispiel: Parabel

*Kapitel bearbeitet durch HSD*

### Praxisbeispiel Solaranlage im Mehrfamilienhaus

Im Projekt SUW wurden Mehrfamilienhäuser mit 3 bis 16 Wohneinheiten untersucht. Im Projekt wurde aber auch eine größere Anlage auf einem Mehrfamilienhaus mit 40 Wohnungen betrachtet. Da keine Feldmessungen im Projekt geplant waren, wurde eine kurze Untersuchung durchgeführt.

#### Objekt

Das Gebäude ist ein achtgeschossiges Mehrfamilienhaus auf der Wevelinghover Straße in Düsseldorf mit 40 Wohnungen zu je 55 m<sup>2</sup> Wohnfläche.

#### Wärmezentrale: Solaranlage und Heizung

Die Solaranlage besteht aus (auf dem Flachdach) aufgeständerten Flachkollektoren mit einer Kollektorfläche von 47 m<sup>2</sup>, siehe Abbildung 9.1. Die konventionelle Nachheizung liefert ein Gaskessel (Logano Plus GB312), die gesamte Wärmezentrale heißt SAT-WZ, auch bezeichnet als JuriMAXX. Die Anlage ging 2009 in Betrieb. Sie wird online überwacht.



Abbildung 9.1: Flachkollektoren von Buderus

Solarenergie wird genutzt für Heizung, Warmwasserbereitung und TWW-Zirkulation. Bei letzterer kann die Solarenergie selten unterstützen, da die Zirkulation nur bei Kollektorvorlauftemperaturen über 61°C unterstützt wird. Aber bei TWW-Zapfung kann das Kaltwasser schon bei sehr geringen solaren Temperaturen solar vorgewärmt werden.

Insgesamt gibt es sechs Betriebszustände:

1. Solare KW-Vorwärmung
2. Solare Ladung (TWW-Speicher und Zirkulation)
3. Solares Heizen
4. Puffer Be- / Entladung
5. Konventionelle Wärme

### 6. Legionellenschaltung konventionell

Sechs Betriebszustände bedingen eine komplexe Hydraulik, siehe Abbildung 9.2. Die Hydraulik setzt mit drei Solarwärmetauschern (linke Seite im Bild) darauf, die Solarwärme möglichst direkt zu verwerten und nicht zu speichern.

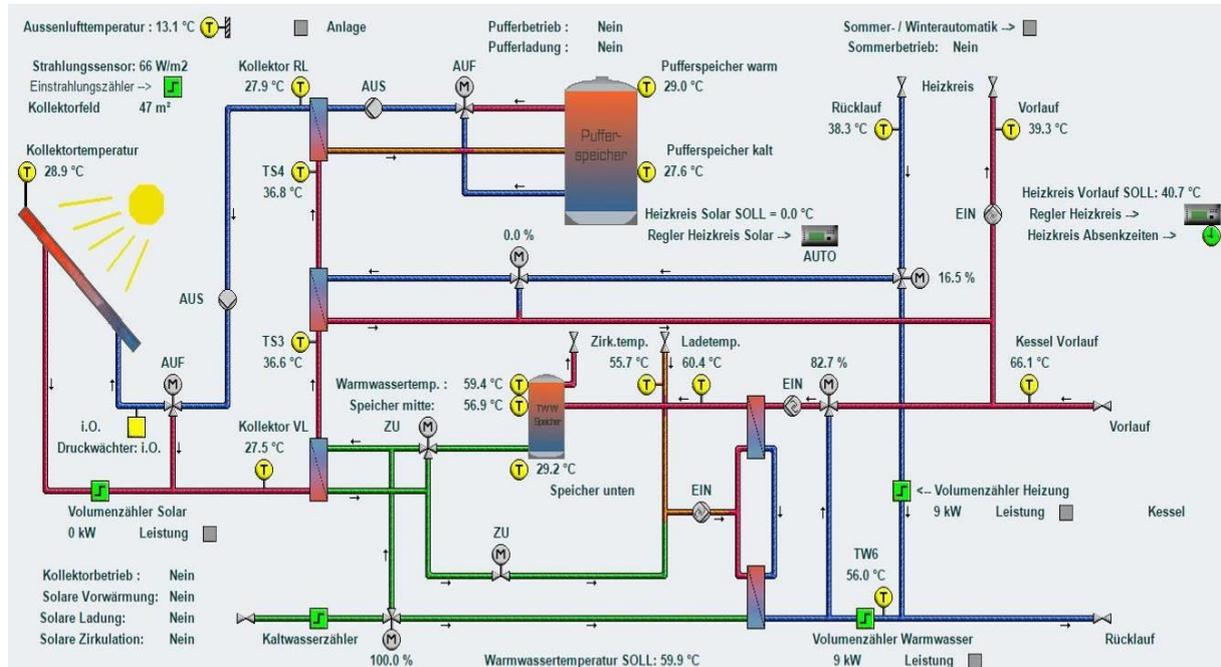


Abbildung 9.2: Hydraulik der Anlage Wevelinghover Straße (Quelle: Parabel Solar GmbH, 13509 Berlin)

Der kleine Warmwasserspeicher mit 400 Litern Volumen (PEWO PED 400, Isolierung 7 cm) ist oben immer knapp 60°C warm, der Solarpuffer mit 2000 Liter Volumen (oben im Bild, 2 x Logalux PR 1000/5 E mit Schichtlanze, 12 cm Isolierung) weist im Jahresmittel 2017 geringe Temperaturen auf von nur ca. 35°C.

### Klassifizierung des Hydraulik-Konzepts

Da das Warmwasser zentral bereit wird, ist diese Hydraulik (Abbildung 9.3) ein zentrales Konzept. Es arbeitet mit einem 4-Leiter-Netz. Aufgrund der Übergabe der Solarwärme an einen bivalenten Warmwasserspeicher ist es im Sinne der Klassifizierung in Kapitel 2 das Konzept Nr. 4.

Dabei ist der TWW-Speicher mit 400 Litern im Verhältnis zum Verbrauch eher klein (TWW-Verbrauch in 2017 im Mittel 110 l/h, zzgl. Zirkulation von 900 l/h, d.h. Durchfluss ca. 1100 l/h), so dass man alternativ von einem „Durchfluss-System mit Spitzenlastspeicher“ (und nicht von einem echten Speicherladesystem) sprechen kann. Andere [Weyres

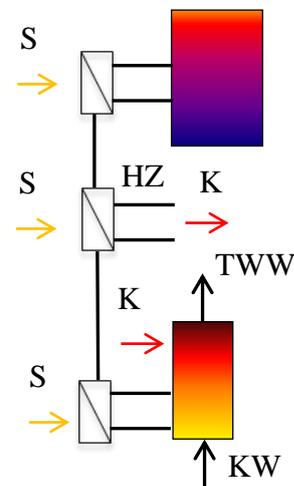


Abbildung 9.3: Vereinfachte Hydraulik

\_2015] sortierten dieses Konzept daher in eine eigene Rubrik ein als Solare Wärmezentrale (SEZ), die solare Wärme direkt an TWW, Heizung oder Zirkulation verteilt.

### Montage der Anlage

Zur Montage wird diese Wärmezentrale in vormontierten und getesteten Hydraulik-Modulen eingebracht. Die einzelnen Module sind in Abbildung 9.4 gut erkennbar. Die charakteristischen drei Solar-Wärmetauscher sind rot. Der hohe Vorfertigungsgrad vermindert den Montageaufwand und Montagefehler.



Abbildung 9.4: JuriMaxx in 5 Modulen (Quelle: Parabel Solar GmbH, 13509 Berlin)

### Monitoring

Die erforderlichen Messpunkte zur Berechnung der Nutz- oder Gebäudeenergie, um diese Anlage mit Hilfe der hier im Bericht benutzten Jahresnutzungsgraden einer Wärmezentrale CPF oder CPF<sub>plus</sub> vergleichen zu können, wurden nicht vermessen. Daher kann kein Vergleich zu den anderen Anlagen dieses Berichtes erfolgen.

Das ansonsten ausführliche Monitoring und die erzeugten Monatsberichte erlauben es aber in jedem Falle die Funktionsfähigkeit der Anlage zu überprüfen.

Aus den bei Monitoring aufgenommenen Daten (siehe Tabelle 9-1) wurde ein solarer Deckungsgrad der Anlage von 10 % bis 11 % berechnet:

Tabelle 9-1: Gemessene und berechnete Daten aus dem Monitoring des Praxisbeispiels

	<b>Solarertrag</b>	<b>Konventioneller Wärmeverbrauch</b>	<b>Solarer Deckungsgrad</b>	<b>Gasverbrauch</b>	<b>TWW-Verbrauch</b>
	<b>[kWh]</b>	<b>[kWh]</b>	<b>[%]</b>	<b>[kWh]</b>	<b>[m<sup>3</sup>]</b>
2016	22.437	190.964	11	201.057	963
2017	21.637	187.011	10	194.992	936

## 10 Schlussfolgerungen

Dieses Forschungsprojekt bewertet funktional, energetisch und kostenmäßig vielfältige, praxisrelevante Verschaltungen solarunterstützter Wärmezentralen großer Kombi-Solaranlagen in Mehrfamilienhäusern mit den zugehörigen Regelfunktionen und ihrer hydraulischen Einbindung. Die unterschiedlichen Wärmeversorgungskonzepte werden klassifiziert und in ihrer Komplexität bewertet. Für die in Vorsimulationen ausgewählten und in einer Marktanalyse recherchierten Konzeptvarianten werden an realen Herstelleranlagen mit hardware-in-the-loop Messungen zur Untersuchung der Funktionalität und zur Validierung von Simulationsmodellen durchgeführt. Die validierten Simulationsmodelle dienen der energetischen Bewertung der real geprüften, sowie weiteren im Markt eingesetzten Konzeptbeispielen. Die kostenmäßige Bewertung wird anhand einer Vollkostenrechnung nach VDI 2067 [VDI2067\_2012] durchgeführt. Anschließend werden optimierte Systemkonzepte abgeleitet mit dem Ziel, best-practice-Lösungen zu empfehlen sowie Konzeptfehler und damit einhergehende Ertrags- und Wirkungsgradeinbußen, wie sie in individuell ausgeführten Anlagen häufig vorkommen, zu vermeiden.

### Hardware-in-the-loop Untersuchungen

Die innerhalb des Projektes (weiter)entwickelten hardware-in-the-loop-Prüfstände und das dazugehörige Auswerteverfahren haben Fehler und Auffälligkeiten der Herstelleranlagen aufzeigen können, insbesondere regelungstechnische Probleme zwischen Anlagenkomponenten oder Fehlverhalten in spezifischen Betriebszuständen.

### Benchmarkverfahren

Mit dem entwickelten Benchmarkverfahren kann mit einfachen Mitteln das energetische Potential von Anlagenkonzepten bestimmt werden und es können Vergleiche zu realen Anlagen hergestellt werden. Anhand von Simulationsstudien wurden einzelne Verlustursachen aufgeschlüsselt und dadurch Optimierungspotentiale für ein Beispielkonzept aufgezeigt.

### Optimierung der Speicheranschlusshöhen

Mit den entwickelten Algorithmen und Simulationsuntersuchungen zur Ermittlung der optimalen Speicheranschlusshöhen wird den Anlagenherstellern die Möglichkeit gegeben, ihre Anlagenkonzepte energetisch zu optimieren. Diese Optimierung erfordert keine zusätzlichen Materialinvestitionen, sondern es wird für das jeweilige Konzept und die jeweilige Anlagenauslegung ermittelt, auf welcher Höhe die Speicheranschlüsse optimal positioniert werden sollen bzw. bei Speichern mit mehreren Anschlussmöglichkeiten welche Anschlüsse idealerweise genutzt werden sollen.

### Anlagenbewertungen und weitere Optimierungen

Mit Hilfe der hardware-in-the-loop-Messungen sind die Simulationsmodelle der Herstelleranlagen erfolgreich validiert worden. Anschließend wurden Jahressimulationen ausgewertet mit einer sehr guten Aussagekraft für die realen Energiebilanzen. Im Projekt wurden zwei Kennzahlen zur energetischen Bewertung definiert. Der Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale (CPF) als Verhältnis aus Gebäudeenergiebedarf zu Endenergiebedarf kann dabei von Anwendern und Planern schnell und einfach für jede Wärmezentrale anhand der üblicherweise vorhandenen Energiezähler ermittelt werden. Nachteil dieser Kennzahl ist, dass ein Vergleich von Wärmeerzeugern mit unterschiedlichen fossilen Energieträgern nicht möglich ist, ebenso wenig, wie der Vergleich von zentralen zu dezentralen Heizsystemen - dazu wird der Jahresnutzungsgrad der Wärmeversorgung ( $CPF_{plus}$ ) eingesetzt, der das Verhältnis aus Nutzenergie zu Primärenergie darstellt.

Die Anlagen zu den dezentralen Konzepten insbesondere die Konzepte 8b und 10 weisen die höchsten Kennwerte bezüglich  $CPF_{plus}$  auf, beispielweise für das sanierte Wohngebäude mit einem Nutzungsgrad von ca. 1,1 bei einer bedarfsbezogenen Kollektorfläche von 1,1 m<sup>2</sup>/MWh. Dies entspricht hier 33 m<sup>2</sup> Kollektorfläche bzw. 2,4 m<sup>2</sup>/Person. Diese dezentralen Konzepte erreichen darüber hinaus auch die höchsten Endenergieeinsparungen mit bis zu 45 % gegenüber einer Referenzanlage mit fossiler Energiezufuhr. Beim Einsatz einer Ultrafiltrationsanlage in der Wärmezentrale zu Konzept 1 werden durch die geringeren Verluste bei der TWW-Bereitung und -Verteilung die höchsten Endenergieeinsparungen aller zentralen Anlagenkonzepte erzielt. Für sanierte Gebäude ist dieser Einsparungseffekt des Anlagenbeispiels mit bis zu 35 % besonders hoch, da der relative Anteil der TWW-Heizlast zur Gesamtheizlast höher ist, als in unsanierten Gebäuden.

Wenn Anlagen konzeptionell schlecht umgesetzt werden, wie die Anlage zu Konzept 5 ohne direkte solare TWW-Unterstützung und ohne direkte konventionelle TWW-Nachheizung, so muss die solare Wärmeunterstützung die zusätzlichen Energieverluste ausgleichen. Im ungünstigsten Fall kann eine solche Anlage keine Endenergieeinsparung erzielen, obwohl die Solaranlage einwandfrei ihre Erträge liefert.

Allgemein kann festgestellt werden, dass die Anlagen umso teurer sind, je dezentraler das Versorgungskonzept ist. Die untersuchten dezentralen Anlagen 8a, 8b und 10 sind außerdem zu Teilen noch im Prototypenzustand und bieten größeres Potential zur Kostensenkung oder Effizienzsteigerung durch eine kompaktere Bauweise.

So steigen die Mehrkosten der Anlage gemäß Konzept 10 gegenüber der Referenzanlage um 26 % für unsanierte Gebäude, bzw. um 60 % für sanierte Gebäude. Am wirtschaftlichsten sind die mit Frischwasserstationen ausgestatteten Wärmezentralen zu Konzept 1. Die Option der Ultrafiltrationsanlage ist energetisch sehr interessant, aber für die betrachtete Gebäudegröße noch nicht wirtschaftlich. Sie ist nach Herstellerangaben bisher für Gebäude über 30 Wohneinheiten vorgesehen, die Kosten sollen aber sinken.

Auch 2-Speichersysteme wie die Anlage zu Konzept 4 können ähnlich wirtschaftlich sein wie die Anlagen der Konzepte 1. Im optimierten Fall erreichen die Anlagen zu Konzept 1 ab einer bedarfsbezogenen Kollektorfläche von 0,75 m<sup>2</sup>/MWh gleiche Wärmegestehungskosten wie die Referenzanlage.

Unter den dezentralen Konzepten hat die Anlage zu Konzept 9 die höchste Komplexität. Einfacher und somit betriebssicherer sind dagegen die Konzeptbeispiele 8a und 10. Bei Betrachtung der Anzahl an Wohneinheiten steigt jedoch der Aufwand für die Wartung und Instandhaltung aufgrund der steigenden Gesamtzahl an Komponenten je höher der Grad der Dezentralität ist. Für die zentralen Anlagen unterscheidet sich die Komplexität der Anlagen untereinander nicht wesentlich.

Damit ist in der Gesamtbewertung das best-practice Konzept für solarunterstützte Mehrfamilienhäuser eine Wärmezentrale mit Heizungspuffersystem und zentraler TWW-Bereitung im Durchlauf (Frischwasserstation). Dieses Konzept zeigt unter den zentralen Konzepten die höchsten Energieeinsparungen. Durch die gleichzeitig niedrigsten Wärmegestehungskosten der solarunterstützten Anlagen erreichen die Anlagen zu Konzept 1 auch ohne optimierte Speicheranschlusshöhen im Vergleich sehr niedrige CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten mit < 200 €/tCO<sub>2</sub>.

Wirtschaftliche Optimierungen dieses Konzepts 1 sind ein Ventil im Rücklauf der Frischwasserstation mit 2,4 % Endenergieeinsparung oder ein separater Zirkulations-Wärmeübertrager mit 4,0 % Endenergieeinsparung. In Kombination mit einer solaren Ladelanze wirken beide Optimierungen besser und erbringen Endenergieeinsparungen von 3,9 bzw. 6,0 %.

Geringere CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten als die Anlagen zu Konzept 1 erzielt für unsanierte Gebäude aufgrund der sehr hohen Energieeffizienz lediglich das Anlagenbeispiel zu Konzept 8b, das durch eine solare Rücklaufanhebung über einen Solarspeicher und dezentrale TWW-Bereitung mit elektrischer Nachheizung gekennzeichnet ist.

Insgesamt zeigen die wirtschaftlichen Analysen, dass für eine bessere Akzeptanz im Markt die Kosteneffizienz der solaren Wärmezentralen gesteigert werden muss. Dies ist einerseits über den Kaufpreis der Komponenten möglich mit der Gefahr von Qualitätsverlusten und andererseits über ein besseres Verhältnis der Energieeffizienz zu den Investitionskosten. Wenngleich ein günstigeres Produkt immer die Marktakzeptanz erhöht, so müssen aufgrund der avisierten Klimaschutzziele Aspekte wie die CO<sub>2</sub>-Einsparung wirtschaftliche Berücksichtigung finden.

### **Empfehlungen zur Ausführung von solarunterstützte Wärmezentralen in Mehrfamilienhäusern**

Aus den Erkenntnissen des Forschungsprojektes ergeben sich folgende Empfehlungen für solarunterstützte Wärmezentralen in Mehrfamilienhäusern:

- Vermeidung von Verteilverlusten, in 2-Leiter-Netzen beispielweise durch an die Heizlast angepasste Vorlauftemperaturen und eine elektrische Nachheizung für die TWW-Erwärmung
- Wärmeverluste in der Anlage minimieren durch kompakte Hydrauliken und Komponenten. Auch eine möglichst integrierte Lösung von Komponenten, (z.B. Gastherme im Speicher, Solarstation / Frischwasserstation direkt am Speicher) ist bei der Produktgestaltung anzustreben. Dies bringt in der Regel auch Kostenersparnisse mit sich.
- Speicherung von fossil erzeugter Wärme minimieren, zum Beispiel durch Verzicht auf TWW-Speicherung und den Einsatz von Frischwasserstationen, bei dezentralen Anlagen mit wohnungseigenen Gasthermen möglichst auf Pufferung konventioneller Wärme verzichten.
- Trennung von Solarwärme und fossil erzeugter Wärme durch getrennte Speicherung oder optimierte Temperatureinschichtung
- Zirkulationsrücklauf temperaturoptimiert in den Speicher einbinden, Speicherdurchmischung verhindern
- Auf eine solare Zirkulationsunterstützung achten
- Möglichst direkte Nutzung von solar oder fossil erzeugter Wärme
- Erhöhte Kollektorflächendimensionierung für Anlagenkonzepte mit niedrigem Temperaturniveau des Verteilnetzes (Bei Wärmezentralen mit Ultrafiltrationsanlagen oder 2-Leiter-Systemen mit überwiegend heizungsgeführter Vorlauftemperatur)

## 11 Veröffentlichungen und Präsentationen

Am 27.2.2018 wurden die Projektergebnisse im Rahmen eines öffentlichen Abschlussworkshops an der HSD Teilnehmern aus Industrie und Wissenschaft präsentiert.

Zur weiteren Verbreitung der Ergebnisse wurden im Rahmen des Projektes die folgenden Beiträge auf Fachtagungen oder in wissenschaftlichen Zeitschriften präsentiert:

- Steinweg, J.; Eggert, D.; Rockendorf, G.; Backes, K.; Adam, M.: Leistungsbewertung und Optimierung von solar unterstützten Wärmeeinheiten in Mehrfamilienhäusern, 26. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, April 2016.
- Adam, M.; Backes, K.; Ille, F.; Eggert, D.; Steinweg, J.: Klassifizierung und Laborfeldtest von solar unterstützten Wärmeeinheiten in Mehrfamilienhäusern, OTTI-Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, April 2016
- Adam, M.; Backes, K.; Walter, D.; Steinweg, J.: Classification of hydraulic designs and hardware-in-the-loop-tests of solar assisted heating systems for multi-family houses, International Energy and Sustainability, Köln, Juni 2016, Online bei IEEE (USA) <http://ieeexplore.ieee.org/document/7569494/>
- Helbig, S.; Steinweg, J.; Eggert, D.; Adam, M.: Performance Testing and Optimization of Solar Assisted Heating Systems for Multi-Family Houses, International Conference on Solar Energy for Buildings and Industry EuroSun, Palma de Mallorca, Oktober 2016
- Helbig, S.; Steinweg, J.; Eggert, D.; Herz, A.; Adam, M.: Gesamtsystembewertung von solar unterstützten Wärmeversorgungskonzepten in Mehrfamilienhäusern - Effizienz gegenüber Wirtschaftlichkeit, 27. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Mai 2017
- Adam, M.; Backes, K.; Eggert, D.: Energetischer Vergleich verschiedener Zirkulationseinbindungen bei einer solaren Wärmeeinheit mit Frischwasserstation, Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Mai 2017
- Helbig, S.; Eggert, D.; Adam, M.: Energetic and Economic Efficiency Evaluation of Solar Assisted Heating Systems for Multi-Family Houses, ISES Solar World Congress and IEA SHC International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry, Abu Dhabi, November 2017
- Wirth, H.; Backes, K.; Adam, M.; Helbig, S.; Eggert, D.: Best-Practice-Lösungen für Mehrfamilienhäuser mit Solaranlage, Symposium Solarthermie – Technik für die Wärmewende, Bad Staffelstein, Juni 2018
- Helbig, S.; Eggert, D.; Adam, M.: Einfluss von Speicheranschlusshöhen und geschichteter Speicherbe- und -entladung auf die Effizienz solarer

Kombisysteme im Mehrfamilienhaus, Symposium Solarthermie – Technik für die Wärmewende, Bad Staffelstein, Juni 2018

Im Rahmen des Projekts sind studentische Abschlussarbeiten entstanden:

Studentische Abschlussarbeiten am ISFH:

- Alexander Herz: Wirtschaftlichkeitsberechnung solarunterstützter Wärmeversorgungskonzepte im Mehrfamilienhaus; Fachhochschule Münster; Fachbereich Energie, Gebäude, Umwelt; Master-Thesis; 2017

Studentische Abschlussarbeiten ZIES/HSD:

- Sebastian Wache: Modellierung und Systemsimulationen einer dezentralen thermischen Kombi-Solaranlage für Mehrfamilienhäuser; Hochschule Düsseldorf, Fachbereich Maschinenbau; Bachelor-Thesis, 2016
- Damian Walter: Simulation dezentraler, wohnungsweiser Heizung und Warmwasserbereitung unterstützt durch gebäudezentrale Solaranlage im Mehrfamilienhaus; Hochschule Düsseldorf, Fachbereich Maschinenbau; Master-Thesis, 2017
- Thomas Phlipsen: Vergleich zentraler thermischer Kombi-Solaranlagen für Mehrfamilienhäuser anhand von Rechnersimulationen unter T\*SOL; Hochschule Düsseldorf, Fachbereich Maschinenbau; Bachelor-Thesis, 2017
- Dennis Götzelmann: Hardware-in-the-loop-Tests einer dezentralen thermischen Kombi-Solaranlage für Mehrfamilienhäuser; Hochschule Düsseldorf, Fachbereich Maschinenbau; Master-Thesis, 2017

## 12 Verwertbarkeit der Ergebnisse

### 12.1 Wirtschaftliche Verwertungsaussichten

Allgemein fördert das Projekt die Verbreitung von Informationen zu energieeffizienten, gut funktionierenden Kombi-Solaranlagen zur Raumheizung und Brauchwassererwärmung. Die Verbreitung der Projektergebnisse erfolgt unter anderem über [www.energiewendebauen.de](http://www.energiewendebauen.de) und durch Fortschreibung der Planungshinweise auf den eigenen Webseiten. Einschlägige Gerätehersteller, Handwerker und Ingenieurbüros können somit direkt auf die vorgeschlagenen best-practice Konzepte zugreifen. Dies stärkt die Wettbewerbsfähigkeit der Unternehmen in der für die Zukunft und die Energiewende wichtigen Solarthermiebranche. Mit den an den Instituten erfolgreich umgesetzten hardware-in-the-loop Prüfständen und dem zugehörigen Typtageauswerteverfahren haben die Anlagenherstellern die Möglichkeit, ein Tool zur Qualitätssicherung zu nutzen, mit dem sie bereits vor Markteinführung ihre Produkte flexibel für unterschiedlichste Randbedingungen realitätsgetreu untersuchen können. Dadurch sinkt die Fehleranfälligkeit der Anlagen im Feld und die gesamte Vertriebskette bis zum Handwerker profitieren von geringeren Reklamationszahlen.

Die Fokussierung auf große Solar-Kombi-Anlagen ist insbesondere für den sehr wichtigen Bereich der Mehrfamilienhäuser entscheidend. Erprobte Systemkonzepte mit validierten Jahreserträgen liefern den Planern und Betreibern eine wichtige Hilfestellung und sorgen dafür, dass die Erwartungen an End- und Primärenergieeinsparung durch große Kombi-Solaranlagen in der Praxis auch tatsächlich erreicht werden. Zudem ist es ein wesentliches Projektziel, kostenoptimierte Lösungen für ein best-practice Konzept zu erarbeiten. Mit dem Berechnungsverfahren zu optimierten Speicherhöhen haben sowohl die Anwender (geringere solare Wärmepreise) als auch die Industrie (höhere Nachfrage) einen beachtlichen Nutzen. Gleiches gilt für die Analyse zur Wirtschaftlichkeit von verschiedenen Optimierungsmaßnahmen zu Speicherschichtbe- und -entladevorrichtungen.

### 12.2 Wissenschaftlich-technische Verwertungsaussichten

CARNOT-Modelle sind Open Source, also kostenlos, anpassbar und allgemein weiterverwendbar. Für TRNSYS-Modelle aus öffentlich geförderten Projekten verfahren die Partner analog. Damit können auch andere wissenschaftliche Einrichtungen, Gerätehersteller und Dienstleister von den im Projekt validierten Modellen zur Hydraulik und Regelung von Kombi-Solaranlagen für ihre eigenen Zwecke profitieren. Eine Verbreitung der Projektergebnisse erfolgte durch Veröffentlichungen auf Tagungen.

Bei den Forschungsinstituten knüpft das Projekt an bestehende Aktivitäten an: Das ISFH und die Arbeitsgruppe E<sup>2</sup> der HSD haben im BMU-Projekt „Integration von

Heizkesseln in Wärmeverbundsysteme mit großen Solaranlagen“ bereits intensiv zusammengearbeitet. Ihre Kompetenzen ergänzen sich sehr gut. Während das ISFH beträchtliche Erfahrung bei Solaranlagen, TRNSYS-Simulationen und konventioneller Prüfstandtechnik besitzt, hat das ZIES der HSD ihr Know-How in Sachen Heizungstechnik, MATLAB-Simulink-CARNOT-Simulationen und HiL-Prüfstandtechnik in das Projekt eingebracht. Ein entsprechender Wissenstransfer hat stattgefunden. Das beantragte Projekt hat die vorhandenen F&E-Kompetenzen der beteiligten Forschungsinstitute ausgebaut, wobei insbesondere die gegenseitigen Synergieeffekte zu nennen sind.

### **12.3 Wissenschaftliche und Wirtschaftliche Anschlussfähigkeit**

Die Arbeitsgruppen bzw. Mitarbeiter am ISFH und HSD haben spezifisches Fachwissen erworben, welches in weiterführenden Projekten einsetzbar ist. So können die Institute z. B. Anlagen- oder Gerätehersteller gezielt bei Produktentwicklungen unterstützen, wenn diese ihre Systemkonzepte und Hydrauliken für Kombi-Solaranlagen auf Funktionalität testen, energetisch bewerten und optimieren. Generell steht der Heizungstechnikbranche damit ein verbessertes Know-How zur Verfügung.

Die im Projekt optimierten Konzepte und Anlagen bzw. die als gut bewerteten Konzepte für solare Wärmezentralen, können für eine anschließend zu entwickelnden MFH-Auswerte- oder Planungssoftware (Einbindung der Auswerteverfahren oder Modelle in vorhandene Software) dem Markt anwendungsnah zur Verfügung gestellt werden.

#### **Öffentlich geförderte Folgeprojekte**

Das im Projekt optimierte best-practice Konzept sowie andere funktionell optimierte Konzeptbeispiele für solare Wärmezentralen sollen in realen Demonstrationsprojekten Anwendung finden und dabei messtechnisch/ wissenschaftlich begleitet werden. Ziel ist es, dabei ihr Verhalten im Feld zu analysieren und die real erzielte Wirtschaftlichkeit zu ermitteln.

Das im ISFH geschaffene Know-How zu HiL-Testständen kann in Folgeprojekten zu Optimierungszwecken genutzt werden – dies ist nicht beschränkt auf solare Wärmezentralen, sondern gilt grundsätzlich für verschiedene Varianten wärmetechnischer Anlagen.

Im Projekt sind keine Schutzrechtsanmeldungen entstanden.

## 13 Literatur

- Adam\_2017 Adam , M.; Backes, K.; Eggert, D.: Symposium Thermische Solarenergie, "Energetischer Vergleich verschiedener Zirkulationseinbindungen bei einer solaren Wärmezentrale mit Frischwasserstation", Mai 2017
- Bales\_2002 Bales, C., IEA SHC Task 26, Combitest – Initial development of the AC/DC Test method, 2002
- Bales\_2004 Bales, C., Combitest – a new test method for thermal stores used in solar combisystems, 2004
- BAFA\_2018 Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle, Förderübersicht Solar (Basis-, Innovations- und Zusatzförderung), Quelle (zuletzt aufgerufen im Juli 2018): [http://www.bafa.de/SharedDocs/Downloads/DE/Energie/ew\\_solarthermie\\_foerderuebersicht.pdf?\\_\\_blob=publicationFile&v=5](http://www.bafa.de/SharedDocs/Downloads/DE/Energie/ew_solarthermie_foerderuebersicht.pdf?__blob=publicationFile&v=5)
- BMU\_2012 J. Glembin, M. Adam, J. Deidert, K. Jagnow, G. Rockendorf, H. P. Wirth, D. Wolff, „Integration von Heizkesseln in Wärmeverbundsysteme mit großen Solaranlagen“, „Teil 4: Simulation von Solar-Kessel-Varianten“, Forschungsprojekt des BMU, 2012
- BMWi\_2017 Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) (Hrsg.): Energiedaten: Tabelle 30 und Tabelle 30a; Berlin 2017; Quelle (zuletzt aufgerufen am 26.0.2017): [https://www.bmwi.de/SiteGlobals/BMWI/Forms/Listen/Energiedaten/energiedaten\\_Formular.html?&addSearchPathId=304726](https://www.bmwi.de/SiteGlobals/BMWI/Forms/Listen/Energiedaten/energiedaten_Formular.html?&addSearchPathId=304726)
- BMWi\_2018 Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, Zeitreihen zur Entwicklung der erneuerbaren Energien in Deutschland unter Verwendung von Daten der Arbeitsgruppe Erneuerbare Energien-Statistik (AGEE-Stat), Quelle (zuletzt aufgerufen im Februar 2018): [https://www.erneuerbare-energien.de/EE/Redaktion/DE/Downloads/zeitreihen-zur-entwicklung-der-erneuerbaren-energien-in-deutschland-1990-2017.pdf;jsessionid=5504017D484D7CB14CA8DF3E7B88B700?\\_\\_blob=publicationFile&v=15](https://www.erneuerbare-energien.de/EE/Redaktion/DE/Downloads/zeitreihen-zur-entwicklung-der-erneuerbaren-energien-in-deutschland-1990-2017.pdf;jsessionid=5504017D484D7CB14CA8DF3E7B88B700?__blob=publicationFile&v=15)
- Brillinger\_2004 Brillinger, M. H. et al; Energie- und wassersparende Maßnahmen bei der Warmwasserbereitung im Geschosswohnungsbau; Forschungsprojekt des BMBF; Würzburg, Berlin; 2004
- Brillinger\_2009 Brillinger, M. H. et al; Warmwasserbereitung und -verteilung bei Niedrigenergiesanierungen im Wohnungsbau; BBR Forschungsbericht; Fraunhofer IRB Verlag; 2009.

- Bundesbank\_2017 Deutsche Bundesbank; Kapitalmarktstatistik - Tägliche Zinsstruktur am Rentenmarkt; Quelle (zuletzt aufgerufen am 26.04.2017):  
[https://www.bundesbank.de/Navigation/DE/Statistiken/Zeitreihen\\_Datenbanken/Geld\\_und\\_Kapitalmaerkte/geld\\_und\\_kapitalmaerkte\\_list\\_node.html?listId=www\\_skms\\_it03c](https://www.bundesbank.de/Navigation/DE/Statistiken/Zeitreihen_Datenbanken/Geld_und_Kapitalmaerkte/geld_und_kapitalmaerkte_list_node.html?listId=www_skms_it03c)
- Chèze\_2014 Chèze, D., Towards an harmonized whole system test method for combined renewable heating systems for houses, Proceedings EuroSun 2014
- Croy\_2007 Croy R., Wirth H. P.; Analyse und Evaluierung großer Kombianlagen zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung, Teil 2, BMU Abschlussbericht in Kooperation mit SWT, Stuttgart; Nov. 2007; Quelle: <http://www.tib.uni-hannover.de/>
- Croy\_2011 Croy R., et al. ; Solarthermie-2000, Teilprogramm 2 und Solarthermie2000plus Wissenschaftlich-technische Programmbegleitung und Messprogramm (Phase 4): Abschlussbericht zum Projekt 032 9601 Q, Teil 2: Systemtechnik und Planungshinweise; Hilden 2011; Quelle: <http://solarwaerme-info.de/technische-informationen/zfs/einleitung/>
- DESTATIS\_2010 Statistisches Bundesamt: Mikrozensus Zusatzerhebung. 2010
- DESTATIS\_2016a Statistisches Bundesamt (Destatis); Zahlen & Fakten - Gesamtwirtschaft & Umwelt - Preise - Verbraucherpreisindizes; Wiesbaden 2016; Quelle (zuletzt aufgerufen am 26.04.2017):  
<https://www.destatis.de/DE/ZahlenFakten/GesamtwirtschaftUmwelt/Preise/Verbraucherpreisindizes/Verbraucherpreisindizes.html>
- DESTATIS\_2016b Statistisches Bundesamt (Destatis): Zahlen & Fakten - Gesamtwirtschaft & Umwelt - Verdienste & Arbeitskosten – Bruttomonatsverdienste; Wiesbaden 2016; Quelle (zuletzt aufgerufen am 26.04.2017):  
<https://www.destatis.de/DE/ZahlenFakten/GesamtwirtschaftUmwelt/VerdiensteArbeitskosten/VerdiensteVerdienstunterschiede/Tabellen/Bruttomonatsverdienste.html>
- Diefenbach\_2010 Diefenbach, N; Cischinsky, H.; Rodenfels, M.; Clausnitzer, K.-D.; Datenbasis Gebäudebestand - Datenerhebung zur energetischen Qualität und zu den Modernisierungstrends im deutschen Wohngebäudebestand; Darmstadt, 2010
- DIN4701\_2003 Deutsches Institut für Normung e.V.; DIN V 4701-10 (Vornorm): Energetische Bewertung heiz- und raumluftechnischer Anlagen, Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung; 2003
- DIN18599\_2016 Deutsches Institut für Normung e.V.; DIN V 18599-1 (Vornorm): Energetische
- Verbundprojekt der Hochschule Düsseldorf und dem Institut für Solarenergieforschung Hameln

- Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung, Teil 1: Allgemeine Bilanzierungsverfahren, Begriffe, Zonierung und Bewertung der Energieträger; 2016
- Drescher\_2001      Drescher (Fa. Solvis): Artikel in Sonne Wind und Wärme 8/2001.  
„Großanlagenplanung: weniger ist mehr“
- Dörschell\_2012      Dörschell, A., Franken, L., Schulte, J.: Der Kapitalisierungszinssatz in der Unternehmensbewertung - Praxisgerechte Ableitung unter Verwendung von Kapitalmarktdaten, 2. überarb. und erw. Aufl., ISBN 978-3-8021-1856-2, IDW-Verl., Düsseldorf 2012
- DVGW\_2004      DVGW, Technische Regel, Arbeitsblatt W551, 2004
- ENEV\_2014      Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung - EnEV), Zuletzt geändert durch Art. 3 V v. 24.10.2015; 2015
- Fink\_2006      Fink C., et al.; OPTISOL - Messtechnisch begleitete Demonstrationsprojekte für optimierte und standardisierte Solarsysteme im Mehrfamilienwohnbau; Berichte aus Energie- und Umweltforschung Nr. 50/2006; Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie (Hrgb.), Wien, 2006
- Glembin\_2013      Glembin J. et al.; A new easy-to-parametrize boiler model for dynamic simulations. ASHRAE Transactions, American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers; Denver 2013
- Haberl\_2015      Haberl, R. et al., Project Macsheep Deliverable 2.3: Testing of combined heating systems for small houses: Improved procedures for whole system test methods, 2015
- Hafner\_2013      Hafner, B.; Wie können europäische Hersteller und Handwerker die Solarwärme voranbringen? Vortrag auf 3. DSTTP Technologiekonferenz, Jan. 2013, Berlin; Quelle:  
<http://www.solarthermiettechnologie.de/konferenz/konferenzpraesentationen/>
- Haller\_2013      Haller, M.Y. et al., Dynamic whole system testing in combined renewable heating systems – The current state of the art, Energy and Buildings 66, p667-677, 2013
- Haller2\_2013      Haller, M.; Dott, R.; Ruschenburg J.; et al.: The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Part A: General Simulation Boundary Conditions, A technical report of subtask C, Report C1 Part A, Institut für Solartechnik SPF, Hochschule für Technik HSR,

- Rapperswil, 2013
- Haller\_2014 Haller, M.Y. et al., SOL-HEAP – Solar and heat pump combisystems, Final Report, 2014
- Heimrath\_2002 Heimrath, Riva, Fink: Solarunterstützte Wärmeversorgung für Mehrfamilienhäuser im Vergleich, Gleisdorf Solar 2002
- Heimrath\_2007 Heimrath, R., Haller, M.: The Reference Heating System, the Template Solar System of Task 32 - A Report of IEA Solar Heating and Cooling programme - Task 32 - A technical report of Subtask A; Graz 2007
- Humusoft\_2016 Humusoft <http://www.humusoft.cz/>, 2016
- ISFH\_2013 Tepe R., Rockendorf G; interne Informationen im ISFH; April 2013
- ISFH\_2014 Kliem, F., Steinweg, J., Rockendorf, G.: Wärmeverluste durch Einrohrzirkulation - Bewerten und Vermindern; Hameln 2014; ISBN 978-3-9816770-0-3
- Letz\_2002 Letz, T.; Validation and background information on the FSC procedure - A Report of IEA SHC – Task 26 – Solar Combisystems; France, 2012
- IWU\_2010 Institut Wohnen und Umwelt (IWU), Bremer Energie Institut (Hrgb); Datenbasis Gebäudebestand - Datenerhebung zur Energetischen Qualität und zu den Modernisierungstrends im deutschen Wohngebäudebestand; Darmstadt 2010; Quelle (zuletzt aufgerufen am 26.04.2016): [http://www.datenbasis.iwu.de/dl/Endbericht\\_Datenbasis.pdf](http://www.datenbasis.iwu.de/dl/Endbericht_Datenbasis.pdf)
- Jagnow\_2013 Jagnow K., Wolff D.; Integration von Heizkesseln in Wärmedämmverbundsysteme mit großen Solaranlagen, Zusammenfassung des Schlussberichts im BMU Projekt (FKZ 0325958A), Wolfenbüttel, 2013; Quelle: [www.delta-q.de](http://www.delta-q.de)
- Jahn\_1999 Jahn, Schwenk: "Thermische Solaranlagen für Mehrfamilienhäuser - Untersuchungen der künftigen Einsatzmöglichkeiten in kostensparenden Wohnungs- bau", 1999, Institut für Solarenergieforschung (ISFH) und Bremer Energie Institut.
- Krohne\_20116 Krohne Messtechnik GmbH <https://de.krohne.com/>, 2016
- Lam\_2014 Lam, J.; Hiller, M.: Schwierigkeiten bei der Verwendung der TRY Daten 2011 für Deutschland in der thermischen Simulation; Fifth German-Austrian IBPSA Conference; RWTH Aachen; 2014
- Luchterhand\_2009 Luchterhand J.; BMU Projekt GroSolTechnik –ein Zwischenstand; 1.

- Solarthermie- Technologiekonferenz, Berlin, 2009; Quelle:  
<http://www.solarthermietechologie.de/>
- Lustig\_2018      Lustig K., „Wenig Planungsaufwand und schnelle Montage - Solare Heizung geht auch einfach“; <https://www.sbz-online.de/Archiv/Heftarchiv/article-295956-101902/solare-heizung-geht-auch-einfach-.html>, aufgerufen im April 2018
- Mercker\_2017      Mercker, O., Arnold, O.; Ansätze zur Reduktion der konventionell erzeugten Wärmeverteilverluste in solar unterstützten Mehrfamilienhäusern – Abschlussbericht; Institut für Solarenergieforschung, Hameln, 2017
- Microchip\_2016      MCP <http://ww1.microchip.com/downloads/en/DeviceDoc/22059a.pdf>, 2016
- NI\_2016      National Instruments <http://www.ni.com/de-de.html>, 2016
- Oberzig\_2011      Oberzig K.; Kampagne „Solar – so heizt man heute“ wird eigenen Ansprüchen nicht gerecht; <http://www.energieportal.info>; 22.06.2011
- Oppen\_2009      von Oppen M.; Große Solarwärmeanlagen: Dokumentation und Weiterentwicklung der rechtlichen Rahmenbedingungen, im Auftrag des BMU, Berlin 2009; Quelle: [www.solarwaerme-info.de](http://www.solarwaerme-info.de)
- Philipsen\_2017      Philipsen, T.; Vergleich zentraler thermischer Kombi-Solaranlagen für Mehrfamilienhäuser anhand von Rechnersimulationen unter T\*SOL, Bachelor-Thesis im Studiengang Prozess-, Energie-, und Umwelttechnik, Hochschule Düsseldorf, 2017
- Scheuren\_2007      Scheuren J., Eisenmann W.; Stagnationsuntersuchungen in den Kollektorkreisen hochdimensionierter großer thermischer Solaranlagen: Bericht zum BMU-Vorhaben; Emmerthal, 2007
- Schuewer\_2015      Schüwer, D., Hanke, T., Luhmann, H.-J. (Wuppertal Institut); Konsistenz und Aussagefähigkeit der Primärenergie-Faktoren für Endenergieträger im Rahmen der EnEV- Diskussionspapier; Wuppertal 2015
- Solar-Info\_2012      Target GmbH, Hannover; Internetseite der BMU Aktivität „So heizt man heute“; Quelle: <http://www.solartwaerme-info.de>
- Solarpraxis\_2011      Kühn A.; BMU-Förderprojekt GroSol-Technik abgeschlossen; Solarpraxis Newsletter Juni 2011; [www.solarpraxis.de](http://www.solarpraxis.de)
- Streicher \_2003      Streicher, W.; Heimrath, R.; Bales, Ch.: Analysis of System Reports of Task 26 for Sensitivity of Parameters - A Report of IEA SHC - Task 26: Solar

- Combisystems, Institute of Thermal Engineering, Graz University of Technology, Graz, 2003 (revised February 2007)
- Styri-Hipp\_2007 Styri-Hipp G., Schnauss M., Moch F., Bundesverband Solarwirtschaft e.V. (Hrgb); GroSol, Studie zu großen Solarwärmeanlagen, November 2007; Quelle: <http://www.erneuerbare-energien.de>
- Thür\_2011 Thür A., Kuhness G., Breidler J.; CombiSol - Solar-Kombianlagen für Einfamilienhäuser - Stand der Technik und Optimierungspotenziale; Berichte aus Energie- und Umweltforschung, Nr. 29/2011, Gleisdorf, März 2011; Quelle: [www.aee-intec.at](http://www.aee-intec.at)
- UBA\_2016 Umweltbundesamt, CO2-Emissionsfaktoren für fossile Brennstoffe, Juni 2016, ISSN 1862-4359
- UBA\_2018 Umweltbundesamt, Strom- und Wärmeversorgung in Zahlen, Quelle (zuletzt aufgerufen am 02.07.2018): <https://www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/energieversorgung/strom-waermeversorgung-in-zahlen#textpart-1>
- Vanoli\_2010 Vanoli K; Beispiele für Effizienzverbesserungen bei der Anfangsoptimierung und Langzeit-Ertragsbewertung von solar unterstützten Wärmeversorgungsanlagen; Tagungsband 3. Effizienztagung Bauen u. Modernisieren, Energie-u. Umweltzentrum Springe (Hrgb.), Hannover, Nov. 2010
- Vogelsanger\_2002 Vogelsanger, P., IEA SHC Task 26, The concise cycle test method – a twelve day system test, 2002
- VDI2067\_2010 Verein Deutscher Ingenieure e.V.: VDI 2067 Blatt 12; Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Nutzenergiebedarf für die Trinkwassererwärmung, Berlin 2000
- VDI2067\_2012 Verein Deutscher Ingenieure e.V.: VDI 2067 Blatt 1; Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Grundlagen und Kostenberechnung; Beuth Verlag, Berlin 2012
- Weyres\_2015 Bernhard Weyres-Borchert und Bernd-Rainer Kasper, BINE Informationsdienst im Fraunhofer IRB Verlag SOLARE WÄRME Technik - Planung - Hausanlage, FIZ Karlsruhe, 2015
- Wolff\_2012 Wolff, D., von Krosigk, D. et al; Einfluss der Verteilungsverluste bei der energie-tischen Modernisierung von Mehrfamilienhäusern. Analyse und Ableitung von Optimierungsmaß-nahmen; Projekt im Auftrag des proKlima energycity-Fonds; Hannover/Braunschweig/Wolfenbüttel, 2012
- Wolff\_2013 Wolff D., Jagnow K., Deidert J.; Ergebnisse der Projektstudie Solarthermie im Verbundprojekt der Hochschule Düsseldorf und dem Institut für Solarenergieforschung Hameln

Feld, Teil 1 und Teil 2; GEB 03/2013, S. 26-311 sowie GEB 04/2013 S. 22-29

Zaß\_2011            Zaß K., Hydraulische Schaltungen für solarthermische Kombianlagen mit hohen Deckungsraten, theoretischer Vergleich und konstruktive Umsetzung, Promotion, 2011

Zensus\_2011        Statistisches Bundesamt; Zensus 2011, [www.zensus2011.de](http://www.zensus2011.de), Wiesbaden 2014

## 14 Abbildungen

Abbildung 2.1: Zentralität der Konzepte für solar unterstützte Wärmeversorgung.....	9
Abbildung 2.2: Zentrale Konzepte sortiert nach Kriterium II (Energiebereitstellung für Warmwasser) .....	10
Abbildung 2.3: Konzept „interner Wärmetauscher“ .....	11
Abbildung 2.4: Hydraulische Konzepte zur solaren Erwärmung des Heizungskreises, links - Heizungspuffer für Kessel- und Solarwärme, mittig - Solarpuffer mit Kessel-Rücklaufanhebung, rechts - Kessel-Rücklaufanhebung über Solar-Wärmetauscher	11
Abbildung 2.5: Zirkulations- Nachheiz-Wärmetauscher .....	12
Abbildung 2.6: Hydraulikbeispiel A zu Konzept 1 mit Frischwasserstation .....	13
Abbildung 2.7: Hydraulikbeispiel B zu Konzept 1: „Frischwasserstation mit separatem Wärmetauscher zur Zirkulationserwärmung“ .....	13
Abbildung 2.8: Hydraulik zu Konzept 2.....	14
Abbildung 2.9: Hydraulik zu Konzept 3.....	14
Abbildung 2.10: Hydraulik zu Konzept 4.....	15
Abbildung 2.11: Hydraulik zu Konzept 5.....	15
Abbildung 2.12: Hydraulik zu Konzept 6.....	16
Abbildung 2.13: Hydraulik zu Konzept 7.....	16
Abbildung 2.14: Hydraulik zu Konzept 8a.....	17
Abbildung 2.15: Hydraulik zu Konzept 8b.....	17
Abbildung 2.16: Hydraulik zu Konzept 9.....	18
Abbildung 2.17: Hydraulik zu Konzept 10.....	18
Abbildung 2.18: Anzahl der angebotenen zentralen Systeme .....	24
Abbildung 2.19: Hydraulik für Puffer mit Frischwasserstation, hier als Heizungspuffersystem .....	25
Abbildung 2.20: Rücklaufanhebung.....	25
Abbildung 2.21: Solare Wärmeeinbindung in die Heizung (nur Frischwasserstationen mit Puffer) .....	26
Abbildung 2.22: Anzahl und Art des Zirkulationsrücklaufs der Hydrauliken .....	26
Abbildung 2.23: Puffer, Frischwasserstation und separater Zirkulationswärmetauscher.....	27
Abbildung 2.24: Anzahl der gefundenen Hydrauliken mit / ohne Schichtung im Solarvorlauf .....	28

Abbildung 2.25: Hydraulik mit Schichtungsventil im Solarvorlauf .....	28
Abbildung 2.26: Junkers Cerapur, Einbindung der Solarwärme [Lustig_2018].....	29
Abbildung 2.27: Hydraulik für Wohnungsstation „Regudis W“ von Oventrop.....	30
Abbildung 2.28: Anlage der Fa. Remasol mit dezentralen Pufferspeichern, Konzept 8 .....	30
Abbildung 3.1: Allgemeine Beschreibung der Hardware-in-the-loop Typtagemessung .....	34
Abbildung 3.2: Verfahrensbeschreibung für die Untersuchung von Wärmezentralen	36
Abbildung 3.3: Hydraulikzeichnung der Testanlage mit Kennzeichnung der Sensoren .....	39
Abbildung 3.4: Ausschnitt der Prüfstands-Hydraulik, rot gestrichelt markiert ist die Zirkulationsemulation, schwarz gepunktet markiert die TWW-Zapfungsemulation...	40
Abbildung 3.5: Ausschnitt der hydraulischen Übersicht, rot gestrichelt markiert ist die Heizungslastemulation .....	41
Abbildung 3.6: Ausschnitt der hydraulischen Übersicht, rot gestrichelt markiert ist die Heizungsvolumenstromemulation.....	41
Abbildung 3.7: Der Solaremulator vor dem Umbau, die obere Pumpe wurde ausgebaut, da die Hersteller-Solarladestation bereits eine Pumpe enthält .....	42
Abbildung 3.8: Hydraulik der Testanlage mit Kennzeichnung der Sensoren und Emulatoren .....	45
Abbildung 3.9: HiL-Prüfstand.....	45
Abbildung 3.10: links: Hydraulischer Aufbau des Zapfemulators, rechts: Foto Zapfemulator .....	46
Abbildung 3.11: HiL-Prüfstandskomponenten zur Untersuchung von zentralen oder dezentralen Heizanlagen .....	47
Abbildung 3.12: Teilansicht vom HiL-Prüfstand am ISFH mit eingebauter Wärmezentrale: Solaremulator (links), Gastherme der Wärmezentrale (Mitte,links), Speicher der Wärmezentrale sowie Mess- und Regelrechner (Mitte, rechts), Heizlastemulator (rechts).....	48
Abbildung 3.13: Emulator für elektrische Temperatursignale: relaisangesteuerte Widerstandskaskade für zwei Temperaturkanäle (Eigenbau).....	50
Abbildung 3.14: Minütlicher Datenaustausch zwischen TRNSYS und LabVIEW mit Hilfe von Excel zur Kopplung von Simulation und Emulation in den HiL- Untersuchungen des ISFH .....	51

Abbildung 3.15: Gaskalorimeter (Mitte) mit Kalibriereinrichtung (links), Balgengaszähler und weiterer Sensorik (rechts) zur Bestimmung der Gasenergiezufuhr .....	52
Abbildung 3.16: Vergleich der Jahresmitteltemperaturen und der Globalstrahlungssummen für die ausgewählten Standorte .....	53
Abbildung 3.17 Darstellung der Umgebungstemperatur gegenüber dem KT-Wert aus dem Meteorolog-Wetterdatensatz Zürich zur Typtageauswahl .....	60
Abbildung 3.18 Beispiel zur iterativen Bildung von Clustern, (Clusterzentren: quadratisch, Datenpunkte: rund) .....	61
Abbildung 3.19: Grundriss einer Etage des Gebäudemodells mit 8 Wohneinheiten. 63	
Abbildung 3.20: Schematische Darstellung des angesetzten Simulationsmodells ...	65
Abbildung 3.21: Die thermischen Kopplungen über zugeführte bzw. anliegende Temperaturvektoren .....	66
Abbildung 3.22 Häufigkeitsverteilung des Volumenstromes für das mit DHWcalc erstellte 8- und 16 Wohneinheiten Zapfprofil .....	70
Abbildung 3.23 Zapfprofil Tag 124 der zentralen Anlage mit 16 WE .....	71
Abbildung 3.24: Häufigkeitsverteilungen der Zapfungen .....	73
Abbildung 3.25: Zapfprofil Tag 313.....	73
Abbildung 3.26: Zapfprofil Tag 85 der zentralen Anlage mit 8 WE .....	74
Abbildung 3.27: Zapfprofil für Wohneinheit 1 (HiL) .....	75
Abbildung 3.28: Anlage zu Konzept 1 mit solarem Schichtventil.....	77
Abbildung 3.29: Speichertemperaturen .....	79
Abbildung 3.30: Vor- und Rücklauftemperaturen der Gastherme .....	80
Abbildung 3.31:Temperaturen und Volumenströme für den Heizbetrieb .....	81
Abbildung 3.32: Temperaturen und Volumenströme für die Solaranlage (Prüfstands-Sensoren für Tsolar-VL und Tsolar-RL am Solaremulator).....	82
Abbildung 3.33: relevante Temperaturen und Volumenströme für die Solaranlage (Hersteller-Sensoren für Tsolar-VL und Tsolar-RL in der Solarstation) .....	83
Abbildung 3.34: Temperaturen und Volumenströme der Solarstation zu Beginn der solaren Einspeisung .....	84
Abbildung 3.35: Temperaturen und Volumenströme der Solarstation am Ende der solaren Einspeisung .....	85
Abbildung 3.36: Temperaturen und Volumenströme für die Solaranlage, Einspeisung in die obere Speicherschicht.....	85

Abbildung 3.37: Messdaten zu Frischwasserstation und Speicher, der Frischwasserstations-Rücklauf erwärmt den Speicher unten .....	87
Abbildung 3.38: Schema der massebehafteten Vorwärmung.....	88
Abbildung 3.39: Konzept 1 mit massebehafteter Vorwärmung (interner Wärmetauscher).....	90
Abbildung 3.40: solarer Mehrertrag und Endenergieeinsparung in Relation zum Referenzsystem.....	90
Abbildung 3.41: Messdaten vom HiL-Teststand zu Heizung und Speicher zur Hydraulik „Heizungspuffer mit Frischwasserstation“ .....	92
Abbildung 3.42: Simulationsergebnisse zu Heizung und Speicher zur Hydraulik „Heizungspuffer mit Frischwasserstation“.....	92
Abbildung 3.43: Vereinfachtes Hydraulikschema der Anlage zu Konzept 1 mit solarer Ladelanze und Zirkulationswärmeübertrager.....	93
Abbildung 3.44: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Pufferspeicher der Anlage zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmetauscher und Ultrafiltrationsmodul für Typtag „sonniger Sommertag“ .....	95
Abbildung 3.45: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Solarkreis der Anlage zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmetauscher und Ultrafiltrationsmodul für Typtag „sonniger Sommertag“ .....	96
Abbildung 3.46: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Heizkreis der Anlage zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmetauscher und Ultrafiltrationsmodul für Typtag „bedeckter Wintertag“ .....	97
Abbildung 3.47: Messdaten für Typtag „sonniger Übergangstag“ vom Kesselkreis der Anlage zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmetauscher .....	100
Abbildung 3.48: Messdaten für Typtag „sonniger Sommertag“ vom primärseitigen Solarkreis der Anlage zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmetauscher und Ultrafiltrationsmodul.....	101
Abbildung 3.49: Installation von Speicherladelanzen (Quelle: Herstellerunterlagen) .....	102
Abbildung 3.50: Vereinfachtes Hydraulikschema der Anlage zu Konzept 2.....	104
Abbildung 3.51 Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Heizkreis der Anlage zu Konzept 2 für Typtag „sonniger Wintertag“ .....	106
Abbildung 3.52 Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Solarkreis der Anlage zu Konzept 2 für Typtag „sonniger Sommertag“ .....	107
Abbildung 3.53: Unzureichende Kesselmodulation während der TWW-Speicherbeladung.....	109
Abbildung 3.54:Ungenügende solare Rücklaufanhebung.....	110

Abbildung 3.55: Vereinfachtes Hydraulikschema der Anlage zu Konzept 2 mit regelungstechnischer Optimierung (grün) zur erhöhten Nutzung solarer Wärme...	111
Abbildung 3.56: Vereinfachtes Hydraulikschema der Anlage zu Konzept 8a mit speicherintegriertem Brenner .....	112
Abbildung 3.57: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Pufferspeicher der Anlage zu Konzept 8a für Typtag „sonniger Übergangstag“ .....	114
Abbildung 3.58: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom primärseitigen Solarkreis der Anlage zu Konzept 8a für Typtag „sonniger Sommertag“ .....	114
Abbildung 3.59: Reproduzierbares Fehlverhalten der Solarstation der Anlage zu Konzept 8a für Typtag „bedeckter Sommertag“ .....	115
Abbildung 3.60: Temperaturverlauf vom Pufferspeicher im Erstbetrieb der Anlage zu Konzept 8a für Typtag „bedeckter Wintertag“ .....	117
Abbildung 3.61: Temperaturverlauf vom Pufferspeicher der Anlage zu Konzept 8a für Typtag „bedeckter Wintertag“ nach Sensorpositionswechsel .....	118
Abbildung 3.62: Vereinfachtes Hydraulikschema der Anlage zu Konzept 8b mit dezentraler elektrischer Nachheizung des Trinkwarmwassers .....	119
Abbildung 3.63: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom primärseitigen Solarkreis der Anlage zu Konzept 8b für Typtag „sonniger Übergangstag“ .....	121
Abbildung 3.64: Vergleich der Mess- und Simulationsdaten vom Heizkreis der Anlage zu Konzept 8b für Typtag „sonniger Übergangstag“ .....	121
Abbildung 3.65: Kesselkreisverhalten der Anlage zu Konzept 8b für den Typtag „sonniger Übergangstag“ .....	124
Abbildung 3.66: Temperaturverläufe und Massenstrom im Heizkreis der Anlage zu Konzept 8b für den Typtag „sonniger Übergangstag“ .....	125
Abbildung 3.67: Anlage zu Konzept 10 .....	126
Abbildung 3.68 und Abbildung 3.69: Zeichnung des verwendeten Pufferspeichers und Sensorhöhen .....	127
Abbildung 3.70: Verschaltung der Solaranlage anhand von vier Wohneinheiten ...	129
Abbildung 3.71: obere Speichertemperaturen (zoom) .....	130
Abbildung 3.72: Temperaturen der Therme mit Speichertemperaturen TS3 und TS4 (zoom) .....	131
Abbildung 3.73: Bei geschlossenem Thermostatventil oder $V_{TH\_RL} > V_{HZ}$ : Erzwungener Rücklauf durch den Speicher.....	132
Abbildung 3.74: Temperaturen und Gasvolumenstrom der Therme.....	133
Abbildung 3.75: Temperaturen und Volumenstrom im Heizungsmischerkreis.....	134

Abbildung 3.76: Vor- und Rücklauftemperaturen, sowie Volumenstrom im Solarkreis .....	135
Abbildung 3.77: Temperaturen und Volumenströme der Frischwasserstation.....	135
Abbildung 3.78: Speichertemperaturen .....	136
Abbildung 3.79: Temperaturen und Gasvolumenstrom der Therme.....	137
Abbildung 3.80: Vor- und Rücklauftemperaturen, sowie Volumenstrom im Solarkreis WE1 .....	137
Abbildung 3.81: Vergleich der Solareinträge von WE1 und WE2 an Typtag 250 ...	138
Abbildung 3.82: Vergleich der Solareinträge von WE1 und WE2 an Typtag 230 ...	138
Abbildung 3.83: Vor- und Rücklauftemperaturen, sowie Volumenstrom im Solarkreis (WE2) .....	139
Abbildung 3.84, Abbildung 3.85 und Abbildung 3.86: Speichertemperaturen von anderen mitsimulierten Wohneinheiten .....	140
Abbildung 3-87:Heizkreisvolumenstrom für den Typtag 359 (Sim./ HiL) .....	143
Abbildung 3-88: Volumenstrom- und Temperaturverläufe der Frischwasserstation (Typ-Tag 71).....	144
Abbildung 3-89: Volumenstrom- und Temperaturverläufe des Solarkreises (Typ-Tag 71) .....	145
Abbildung 3-90: Volumenstrom- und Temperaturverläufe des Kesselkreislaufes (Typ-Tag 71) .....	146
Abbildung 3-91: Volumenstrom- und Temperaturverläufe des Heizkreises (Typtag 71) .....	147
Abbildung 4.1: T*SOL Darstellung der Variante A18 – ein Beispiel für Konzept 1..	150
Abbildung 4.2: T*SOL Darstellung der Variante C6.2 – ein Beispiel für Konzept 2	151
Abbildung 4.3: T*SOL Darstellung der Variante A6 – ein Beispiel für Konzept 5....	152
Abbildung 4.4: T*SOL Darstellung der Hydraulik C7 – ein Beispiel für Konzept 6..	153
Abbildung 4.5: Endenergiebedarf der Wärmezentrale unter Variation der Kollektorfläche bei 50 kWh/(m <sup>2</sup> a) Heizbedarf .....	160
Abbildung 4.6: Solare Nutzenergie unter Variation der Kollektorfläche bei 50 kWh/(m <sup>2</sup> a) Heizbedarf .....	161
Abbildung 4.7: Endenergiebedarf der Wärmezentrale unter Variation der Kollektorfläche bei 100 kWh/(m <sup>2</sup> a) Heizbedarf .....	162
Abbildung 4.8: Endenergiebedarf der Wärmezentrale unter Variation der Kollektorfläche bei 50 kWh/(m <sup>2</sup> a) Heizbedarf .....	167

Abbildung 5.1: Bilanzgrenzen einer solar unterstützten zentralen Wärmeversorgung von Mehrfamilienhäusern über ein 4-Leiter-Netz.....	170
Abbildung 5.2: Flächenspezifischer Bruttosolarwärmeertrag des Kollektorkreises über der mittleren Fluidtemperatur auf Monatsbasis inklusive der dazugehörigen Berechnungsformeln der Trendlinien.....	175
Abbildung 5.3: Spezifischer monatlicher Wärmebedarf über dem dazugehörigen Temperaturbereich und der resultierenden Mitteltemperatur für die drei Wärmesenken "Heizkreis", "Zirkulation" und "Trinkwarmwasser" beispielhaft für den Monat März	176
Abbildung 5.4: Spezifischer monatlicher Wärmebedarf über dem dazugehörigen Temperaturbereich und der resultierenden Mitteltemperatur für die beiden Wärmesenken "Heizkreis" und "Zirkulation" und der in vier Unterbereiche aufgeteilten Wärmesenke "Trinkwarmwasser" beispielhaft für den Monat März.....	177
Abbildung 5.5: Monatswerte des Gebäudeenergiebedarfs für die drei Wärmesenken (links) und der Temperaturniveaus dieser Senken (rechts) mit der Aufteilung der Trinkwarmwasser-Wärmesenke in vier Unterbereiche .....	178
Abbildung 5.6: Grafische Überlagerung von Gebäudeenergiebedarf und solaren Deckungsanteilen für die unterschiedlichen Wärmesenken für 16 m <sup>2</sup> (links) und 32 m <sup>2</sup> Kollektorfläche (rechts).....	179
Abbildung 5.7: Vergleich zwischen dem Benchmark und der untersuchten Herstelleranlage zu Konzept 2 durch Aufschlüsselung der einzelnen Verlustursachen	180
Abbildung 5.8: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 1 mit solarem Schichtventil.....	182
Abbildung 5.9: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 1 mit solarer Ladelanze und Zirkulationswärmeübertrager.....	182
Abbildung 5.10: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 2 .....	183
Abbildung 5.11: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 5 .....	184
Abbildung 5.12: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 6 .....	185
Abbildung 5.13: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 8 mit speicherintegriertem Brenner .....	186
Abbildung 5.14: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 8 mit dezentraler elektrischer Nachheizung des Trinkwarmwassers .....	187
Abbildung 5.15: Vereinfachtes Hydraulikschema des simulierten Konzepts 9 .....	188
Abbildung 5.16: Hydraulikschema der simulierten Anlage (Beispiel für Konzept 10) .....	189

Abbildung 7.1: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale für die untersuchten Anlagen über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das sanierte MFH.....	194
Abbildung 7.2: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale für die untersuchten Anlagen über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das unsanierte MFH.....	195
Abbildung 7.3: Jahresnutzungsgrad der Wärmeversorgung für die untersuchten Anlagen über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das sanierte MFH.....	196
Abbildung 7.4: Jahresnutzungsgrad der Wärmeversorgung für die untersuchten Anlagen über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das unsanierte MFH.....	197
Abbildung 7.5: Endenergieeinsparung der untersuchten Anlagen über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das sanierte MFH .....	198
Abbildung 7.6: Endenergieeinsparung der untersuchten Anlagen über der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das unsanierte MFH .....	199
Abbildung 7.7: Wärmegestehungskosten der untersuchten Konzeptbeispiele in Bezug auf die bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das sanierte MFH .....	200
Abbildung 7.8: Wärmegestehungskosten der untersuchten Konzeptbeispiele in Bezug auf die bedarfsbezogenen Kollektorfläche für das unsanierte MFH .....	201
Abbildung 7.9: Relative Mehrkosten der untersuchten Konzeptbeispiele gegenüber dem Referenzsystem in Bezug auf die bedarfsbezogene Kollektorfläche für das sanierte MFH .....	202
Abbildung 7.10: Relative Mehrkosten der untersuchten Konzeptbeispiele gegenüber dem Referenzsystem in Bezug auf die bedarfsbezogene Kollektorfläche für das unsanierte MFH .....	203
Abbildung 7.11: CO <sub>2</sub> -Vermeidungskosten der untersuchten Konzeptbeispiele in Bezug auf die bedarfsbezogene Kollektorfläche für das sanierte MFH .....	204
Abbildung 7.12: CO <sub>2</sub> -Vermeidungskosten der untersuchten Konzeptbeispiele in Bezug auf die bedarfsbezogene Kollektorfläche für das unsanierte MFH .....	204
Abbildung 7.13: Vergleich der Komplexität der zentralen theoretischen Konzepte zu den zentralen simulierten Anlagen .....	206
Abbildung 8.1: Hydraulikschema des solarunterstützten Kombisystems mit Frischwasserstation zur energetischen Optimierung .....	211
Abbildung 8.2: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale (CPF) als Bewertungsgröße bei der Variation der Anschlusshöhen für den Vor- und Rücklauf der Gastherme ( $h_{VL,aux}$ und $h_{RL,aux}$ ) und des solaren Vorlaufs ( $h_{VL,solar}$ ) sowie des maximalen Bereitschaftsvolumens ( $V_{aux,max}$ ) .....	214
Abbildung 8.3: Hydraulikschema eines solaren Kombisystems mit einer Anschlusshöhenbelegung entsprechend dem IEA Task 32.....	215

Abbildung 8.4: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale (CPF) für verschiedene spezifische Speichervolumina und Kollektorfeldgrößen der drei Varianten "Optimierte Anschlusshöhen", Anschlusshöhenbelegung nach "IEA Task 32" und für eine "Minimale Anschlusszahl" .....	216
Abbildung 8.5: Hydraulikschema eines solaren Kombisystems mit Dreiwegeschichtventil .....	217
Abbildung 8.6: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale (CPF) der drei Varianten zur geschichteten solare Speicherbeladung für ein kollektorspezifisches Speichervolumen von 50 l/m <sup>2</sup> .....	218
Abbildung 8.7: Hydraulikschema eines solaren Kombisystems mit Zirkulationsschichtventil (oben) oder zusätzlichem Zirkulationswärmetauscher (unten) .....	219
Abbildung 8.8: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale (CPF) der Varianten mit Zirkulationsentkopplung und Vierwege-Heizkreismischventil sowie deren Kombination mit einer solaren Ladelanze für ein kollektorspezifisches Speichervolumen von 50 l/m <sup>2</sup> .....	220
Abbildung 8.9: Hydraulikschema eines solaren Kombisystems mit Vierwege-Heizkreismischventil .....	221
Abbildung 8.10: Endenergieeinsparung gegenüber der Variante "optimierte Anschlusshöhen" in % bei einer bedarfsbezogenen Kollektorfläche von 1,05 m <sup>2</sup> /MWh (entspricht hier 33 m <sup>2</sup> ) und einem kollektorspezifischen Speichervolumen von 50 l/m <sup>2</sup> .....	222
Abbildung 8.11: Jahresnutzungsgrad der Wärmezentrale in Abhängigkeit des kollektorspezifischen Speichervolumens und der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für die Varianten "Optimierte Anschlusshöhen" und "Optimierte Be- und Entladung" .....	223
Abbildung 8.12: Wärmegestehungskosten in Abhängigkeit der bedarfsbezogenen Kollektorfläche für die untersuchten Konzept 1-Varianten und die optimierten best-practice Varianten bei einem kollektorspezifischen Speichervolumen von 50 l/m <sup>2</sup> (gestrichelt) .....	225
Abbildung 9.1: Flachkollektoren von Buderus .....	229
Abbildung 9.2: Hydraulik der Anlage Wevelinghover Straße (Quelle: Parabel Solar GmbH, 13509 Berlin) .....	230
Abbildung 9.3: Vereinfachte Hydraulik .....	230
Abbildung 9.4: JuriMaxx in 5 Modulen (Quelle: Parabel Solar GmbH, 13509 Berlin) .....	231

## 15 Tabellen

<b>Bestimmung der Komplexität für Konzeptbeispiel 1</b> Tabelle 2-1: Ermittlung der Komplexität für zentrale Systeme, hier Konzeptbeispiel 1 .....	20
Tabelle 2-2: Ermittlung der Komplexität für dezentrale Systeme, hier Konzeptbeispiel 8a .....	21
Tabelle 2-3: Ergebnisse für die Komplexität .....	22
Tabelle 3-1 Liste der definierten Typtage aus dem Meteonorm Wetterdatensatz für Zürich .....	62
Tabelle 3-2: Kennwerte der thermischen Hülle des MFH vor und nach der Sanierung .....	64
Tabelle 3-3: Parameter für Kollektorfeld (Apertur bezogen) .....	68
Tabelle 3-4: Starttage der Wohneinheiten .....	72
Tabelle 3-5: Verbrauch in l/d.....	72
Tabelle 3-6: Konfigurationen der in den Typtageanalysen angesetzten Randbedingungen .....	76
Tabelle 3-7: Quantitative Modellvalidierung durch Vergleich der kumulierten Energiebilanzen aller HiL-Typtagmessungen und Typtagsimulationen der Anlage zu Konzept 1 mit Zirkulationwärmeübertrager .....	98
Tabelle 3-8: Einfluss von Speicherladelanzen auf die Effizienz der Wärmezentrale zu Konzept 1 mit Zirkulationswärmeübertrager in 2 Varianten .....	103
Tabelle 3-9: Quantitative Modellvalidierung durch Vergleich der kumulierten Energiebilanzen aller HiL-Typtagmessungen und Typtagsimulationen der Anlage zu Konzept 2 .....	108
Tabelle 3-10: Quantitative Modellvalidierung durch Vergleich der kumulierten Energiebilanzen aller HiL-Typtagmessungen und Typtagsimulationen der Anlage zu Konzept 8a .....	116
Tabelle 3-11: Quantitative Modellvalidierung durch Vergleich der kumulierten Energiebilanzen aller HiL-Typtagmessungen und Typtagsimulationen der Anlage zu Konzept 8b .....	122
Tabelle 3-12: Solare Energieausträge in der Jahressimulation betrachtet: .....	140
Tabelle 3-13: Vergleich der Typtag Ergebnisse (Sim./ HiL) .....	141
Tabelle 4-1: Vergleich der Aufbauten der Hydrauliken .....	154
Tabelle 4-2: Übersicht der angesetzten Speichergrößen je nach Kollektorfläche...	158
Tabelle 4-3: Übersicht der gewonnen und bereitgestellten Energie je Hydraulik....	163

Tabelle 4-4: Entladewärmeübertrager zur TWW-Erwärmung: Daten des 1. Januar von 8 bis 9 Uhr .....	164
Tabelle 4-5: Übersicht der Jahresnutzungsgrade des Brenners.....	165
Tabelle 4-6: Übersicht der Optimierungen am Beispiel für eine Kollektorfläche von 24m <sup>2</sup> .....	166
Tabelle 4-7: Relative Endenergieminderung durch Optimierungen für drei Kollektorflächen .....	166
Tabelle 5-1: Definition und Randbedingungen des Referenzsystems nach DIN V 4701-10.....	172
Tabelle 5-2: Ermittlung des Jahresnutzungsgrads der Wärmezentrale und der Anlagenaufwandszahl des Referenzsystems (sanierter) nach DIN V 4701-10 mit brennwertbezogenen energetischen Kennwerten .....	173
Tabelle 5-3: Ermittlung des Jahresnutzungsgrads der Wärmezentrale und der Anlagenaufwandszahl des Referenzsystems (unsanierter) nach DIN V 4701-10 mit brennwertbezogenen energetischen Kennwerten .....	173
Tabelle 6-1: Randbedingungen der Wirtschaftlichkeitsberechnung.....	192
Tabelle 8-1: Wirtschaftlichkeitsabschätzung ausgewählter Optimierungsmaßnahmen des best-practice Konzepts für eine bedarfsbezogene Kollektorfläche von 1,05 m <sup>2</sup> /MWh (hier 33 m <sup>2</sup> ) und einem kollektorspezifischen Speichervolumen von 50 l/m <sup>2</sup> .....	224
Tabelle 8-2: Einstufung ausgewählter Optimierungsmaßnahmen des best-practice Konzeptes bezüglich der Komplexität und Systemrobustheit (Abk.: AK: Anzahl zusätzlicher Komponenten, AR: Anzahl zusätzlicher Regelfühler) .....	227
Tabelle 9-1: Gemessene und berechnete Daten aus dem Monitoring des Praxisbeispiels.....	231



Hersteller/Produkt	I Zentralität				II Energiebereitstellung für Warmwasser													
	1: Zentralität	2: Wärmeverteilung/Netzstruktur	3: Nachheizung	4: Solarspeicher	5: Kesselspeicher	6: Wärmespeicherung für WW	WW-Erzeuger und Speicherart				WW-Nachheizung über...		Solarwärmebindung					
Bosch/Buderus/Parabel																		
LSS - TF Schema 1																		
LSS - TF Schema 2																		
LSS - TS																		
Buderus SAT WZ midl																		
Buderus SAT WZE																		
Buderus SAT WZ / Parabel Juni Maxx																		
Solvis																		
Schäferstrak 3																		
Solvis/Via 3 Korstantes TWW-Profil																		
Solvis/Via 3 schwankendes TWW-Profil																		
Viesmann																		
zentrale Varianten mit internen WT 1																		
zentrale Varianten mit internen WT 2																		
zentrale Varianten mit internen WT 3																		
zentrale Varianten mit internen WT 4																		
dezentrale Variante Viodebis 343																		
Variante mit Frischwasserstation																		
Vallant																		
Wohnungsstation "UnsSAT"																		
zentrale Variante																		

## 16.2 Ermittlung der Komplexität

Konzept 1b mit Zirkulationswärmetauscher verzichtet auf einen geschichteten Heizungsrücklauf zum Brenner, dadurch entfällt ein Ventil sowie ein Regelsensor. Durch den zusätzlichen Zirkulationswärmetauscher sowie die damit etwas schwierigere Nachvollziehbarkeit des Hydraulikschemas erhält das Konzept eine Komplexität von „14“.

Konzept 2 hat die gleiche Anzahl an hydraulischen Komponenten wie Konzept 1b, jedoch einen Regelsensor weniger. Regelprinzipien sowie Nachvollziehbarkeit des Hydraulikschemas werden gleich wie bei Konzept 1b bewertet, damit erhält das Konzept eine Komplexität von „13“.

Konzept 3 hat weniger hydraulische Komponenten und auch weniger Regelsensoren als Konzept 1 und 1b. Es erhält eine Komplexität von „9“.

Konzept 4 erhält eine Komplexität von „13“, das Regelungsprinzip ist ähnlich komplex wie in den genannten Konzepten und es hat 5 hydraulische Komponenten mehr als das Referenzsystem.

Konzept 5 erhält durch den zusätzlichen Speicher und einen zusätzlich notwendigen Regelsensor eine um 2 Punkte höhere Komplexität als Konzept 3. Die Nachvollziehbarkeit des Hydraulikschemas sowie die Komplexität der Regelprinzipien werden gleich bewertet wie in Konzept 3.

Konzept 6 hat insgesamt 14 hydraulische Komponenten, sowie 13 Regelsensoren. Die Verständlichkeit von Regelung und Hydraulik wurde mit jeweils 2/5 Punkten bewertet.

Konzept 7 hat im Vergleich mit Konzept 6 3 hydraulische Komponenten sowie einen Regelsensor weniger und erhält eine Komplexitätsbewertung von „12“. Auch bei der hydraulischen Verschaltung sowie den Regelprinzipien ist das Konzept etwas komplexer.

Konzept 8b erhält durch zusätzliche Komponenten wie die elektrische Nachheizung in der Wohnungsstation, sowie einem weiteren Ventil eine Bewertung von „11“. Die hydraulische Verschaltung sowie das Regelungsprinzip wird als komplexer als bei Konzept 8a empfunden, was zu dem deutlichen Punkteabstand zu Konzept 8a führt.

Konzept 9 bekommt im Vergleich die höchste Komplexitätszahl von „19“. Dies liegt einerseits an den vielen hydraulischen Komponenten, andererseits an den komplexeren Regelprinzipien sowie der schwierigeren Nachvollziehbarkeit des Hydraulikschemas.

Konzept 10 bietet bei höchster Dezentralität eine relativ niedrige Komplexität. Mit 13 benötigten Regelsensoren (für eine WE) liegt sie auf gleichem Niveau wie das Referenzkonzept. Mit 9 hydraulischen Komponenten liegt das Konzept einen Punkt über der Referenz, die Hydraulik ist relativ einfach zu durchschauen, auch die Regelprinzipien sind relativ einfach zu implementieren.

Krit.	zentrale Konzepte																		
	ref	ref	1	1	1b	1b	2	2	3	3	4	4	5	5	6	6	7	7	
	absolut	Punkte	absolut	Punkte	absolut	Punkte	absolut	Punkte	absolut	Punkte	absolut	Punkte	absolut	Punkte	absolut	Punkte	absolut	Punkte	
	<b>Anzahl hydraulische Komponenten mit Speicher:</b>																		
	Kollektor und Kessel werden nicht mitgezählt																		
		5	5		6		5		6		5		5		5		5		
		0	4		3		3		2		3		3		3		2		
		2	2		3		3		2		3		2		3		2		
		1	1		1		2		1		2		2		3		2		
I		8	1	12	5	13	6	13	6	11	4	13	6	12	5	14	7	11	4
	<b>Anzahl Regelsensoren:</b>																		
		-	-		-		-		-		-		-		1		-		
		-	-		-		2		-		2		1		1		1		
		-	1		-		-		-		-		-		-		-		
		-			-		-		-		-		-		-		-		
		1	1		1		1		1		1		1		1		1		
		1	1		1		1		1		1		1		1		1		
		3	3		3		3		3		3		3		3		3		
		-	4		4		1		-		-		-		-		-		
		1	1		1		1		1		1		1		1		1		
		5	5		5		5		5		5		5		5		5		
II		11	1	16	6	15	5	14	4	11	1	13	3	12	2	13	3	12	2
III		1	-	1		1		1		2		2		2		2		2	
IV		1	-	1		2		2		2		2		2		2		2	
		4		13		14		13		9		13		11		14		12	

Krit.	dezentrale Konzepte											
	ref	ref	8a	8a	8b	8b	9	9	10	10		
	absolut	Punkte	absolut	Punkte	absolut	Punkte	absolut	Punkte	absolut	Punkte	absolut	Punkte
	<b>Anzahl hydraulische Komponenten mit Speicher (für eine WE):</b>											
	Kollektor und Kessel werden nicht mitgezählt											
		5		3		3		5		3		
		0		3		4		5		3		
		2		2		2		2		2		
		1		1		1		2		1		
						1						
I		8	1	9	2	11	4	14	7	9	2	
	<b>Anzahl Regelsensoren:</b>											
		-		-		-		-		-		
		-		-		-		-		-		
		-		-		-		-		-		
		1		1		1		1		1		
		1		1		1		1		1		
		3		3		3		3		3		
		-		-		-		4		-		
		1		1		1		1		1		
		5		5		5		5		5		
				2		2				2		
II		11	1	13	3	13	3	15	5	13	3	
III				1		1		2		3		2
IV				1		1		2		4		2
				4		7		11		19		9

Erläuterung der Einzelkriterien zu Berechnung der Komplexitäten für die theoretischen Konzepte

Konzeptnummer	Kriterium 1	Kriterium 2	Kriterium 3	Kriterium 4	Komplexität
Referenz	1	1	1	1	4
1,1	6	9	2	2	19
1,2	8	7	2	2	19

2	8	4	1	2	15
4	8	4	1	2	15
5	6	4	2	2	14
6	8	5	2	2	17
8a	2	5	1	1	9
8b	7	5	2	2	16
9	8	7	3	4	22
10	2	2	1	1	6

*Erläuterung der Einzelkriterien zu Berechnung der Komplexitäten für die untersuchten Anlagen*

### **Begründungen für die Bewertungen von Kriterium 3 und 4:**

#### **Zentrale Konzepte:**

Sowohl das Referenzkonzept, als auch Konzept 1 wurden bei Kriterium 3 und 4 als sehr gut zu durchdringen, also mit 1 bewertet, da die Konzepte und Regelprinzipien gut nachvollziehbar sind. Auch wenn die Regelung einer Frischwasserstation aufwendiger ist, wird diese als ausgereiftes, in sich geschlossen geregeltes System betrachtet. Für Konzept 1b wurde die Hydraulik durch den zusätzlichen Plattenwärmetauscher etwas komplexer, was bei Kriterium 4 deshalb dann mit „2“ bewertet wurde. Für Konzept 2 wurde die gleiche Bewertung wie für Konzept 1b abgegeben. Dies wird mit der etwas schwierigeren Nachvollziehbarkeit durch den hydraulischen Aufbau mit zwei Speichern und zwischengeschalteter Frischwasserstation begründet. Kriterium 3 und 4 wurden bei Konzept 3 mit jeweils „2“ bewertet. Dies wird begründet mit dem notwendigen zusätzlichen Wärmetauscher im Kessel, was auch regelungstechnisch etwas anspruchsvoller ist als die vorherige Variante mit TWW-Speicher. Für Konzept 4 wurde auch eine „2“ für die Nachvollziehbarkeit der Regelprinzipien gegeben, da durch den zusätzlichen TWW-Speicher relativ viele Regelsensoren notwendig werden. Die Regelprinzipien werden durch Umschichtung der Solarwärme in den unteren TWW-Speicherbereich, sowie gleichzeitig mögliche konventionelle Aufwärmung im oberen TWW-Speicherbereich etwas komplexer. Konzept 5 ist ähnlich wie Konzept 4, hier gibt es auch zwei Speicher, aber der TWW-Speicher ist monovalent. Der Regelungsaufwand ist hier vergleichbar mit Konzept 4. Konzept 6 ist trotz zusätzlichem Vorwärmespeicher hydraulisch und regelungstechnisch nicht schwieriger nachvollziehbar als Konzept 5, daher wird auch hier jeweils eine „2“ vergeben. Hydraulik und Regelungsprinzipien von Konzept 7 sind etwas schwieriger zu durchdringen (jeweils „3“), als bei den vorherig genannten Konzepten. Dies liegt an der Verschaltung des zusätzlichen Vorwärmespeichers mit TWW-Nacherwärmung in der Gastherme, was in beiden Kriterien aufwändiger ist, auch hinsichtlich der darin eingebundenen Zirkulation.

#### **Dezentrale Konzepte:**

Hydraulik und Regelungsprinzipien von Konzept 8a sind relativ einfach nachzuvollziehen, da es nur ein 2-Leiter-Netz gibt und die TWW und HZ-Erzeugung mithilfe von Wohnungsstationen erfolgt. Diese werden wie Frischwasserstationen als in sich geschlossen geregelte Systeme betrachtet, was den Aufwand für die übrigen notwendigen Regelprinzipien deutlich reduziert. Darum wird für beide Kategorien eine „1“ vergeben.

In Konzept 8b existiert ein weiterer Mischer, die Anordnung und Funktion der drei Ventile, sowie deren Regelprinzip ist schwieriger nachzuvollziehen als bei Konzept 8a. Darum wird für beide Kategorien eine „2“ vergeben.

Konzept 9 besitzt insgesamt 5 Ventile im Heiz- bzw. Kesselkreis und ist damit hydraulisch sowie regelungstechnisch relativ unübersichtlich. Darum wird für Kriterium 3 eine „3“ und für Kriterium 4 eine „4“ vergeben.

Bei Konzept 10 dagegen ist der hydraulische Aufbau wesentlich einfacher, es gibt nur 3 Ventile und 3 Pumpen. TWW und HZ werden im Durchlauf erzeugt, was einen Pufferspeicher für konventionelle Wärme überflüssig macht. Auch die Regelprinzipien sind relativ gut zu verstehen, weshalb hier für Kriterium 3 und 4 jeweils eine „2“ vergeben wurde.