



Zwischenbericht vom 28.11.2025

---

## EffPlusWW

# Effizienz-Plus für hygienisch einwandfreie Wärmepumpen-Warmwassersysteme

---





**Datum:** 28.11.2025

**Ort:** Rapperswil

**Subventionsgeberin:**

Bundesamt für Energie BFE  
Sektion Energieforschung und Cleantech  
CH-3003 Bern  
[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

**Ko-Finanzierung:**

Heim AG Heizsysteme  
Matica AG  
EKZ Elektrizitätswerke des Kantons Zürich  
Alfred Müller AG  
Schweizerisch-Liechtensteinischer Gebäudetechnikverband (suisstec)  
Stiebel Eltron AG  
Meier Tobler AG

**Subventionsempfänger/innen:**

SPF Institut für Solartechnik  
OST – Ostschweizer Fachhochschule  
Oberseestrasse 10, CH-8640 Rapperswil  
[www.spf.ch](http://www.spf.ch)

IES Institut für Energiesysteme  
OST – Ostschweizer Fachhochschule  
Werdenbergstrasse 4, CH-9471 Buchs

Institut für Gebäudetechnik und Energie IGE  
Hochschule Luzern HSLU  
Technikumstrasse 21, CH-6002 Luzern

**Autor/in:**

Robert Haberl, SPF, [robert.haberl@ost.ch](mailto:robert.haberl@ost.ch)  
Vera Gütle, SPF, [vera.guetle@ost.ch](mailto:vera.guetle@ost.ch)  
Silvan Bernal, IET, [silvan.bernal@ost.ch](mailto:silvan.bernal@ost.ch)  
Michel Y. Haller, SPF, [michel.haller@ost.ch](mailto:michel.haller@ost.ch)

**BFE-Projektbegleitung:**

Stephan Renz, [info@renzconsulting.ch](mailto:info@renzconsulting.ch)  
Andreas Eckmanns, [andreas.eckmanns@bfe.admin.ch](mailto:andreas.eckmanns@bfe.admin.ch)  
Stephan A. Mathez, [stephan.a.mathez@solarcampus.ch](mailto:stephan.a.mathez@solarcampus.ch)

**BFE-Vertragsnummer:** SI/502673-01 und SI/502677-01

**Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.**



# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>3</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis .....</b>	<b>5</b>
<b>Indizes .....</b>	<b>6</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>7</b>
1.1 Ausgangslage und Hintergrund .....	7
1.2 Motivation des Projektes .....	8
1.3 Projektziele .....	9
<b>2 Standard-Konzepte für Warmwasser mit Wärmepumpen im Mehrfamilienhaus .....</b>	<b>11</b>
2.1 Einleitung .....	11
2.2 Beschreibung der Standardkonzepte .....	11
2.2.1 Möglichkeiten der Be- und Entladung und ihre Abkürzungen .....	11
2.2.2 Trinkwasserspeicher mit externem Wärmeübertrager .....	13
2.2.3 Trinkwasserspeicher mit internem Wärmeübertrager .....	14
2.2.4 Pufferspeicher mit Frischwassermodul .....	14
2.2.5 Pufferspeicher mit internem WÜ für Warmwasser / Spira-Speicher .....	15
2.3 Testmethode .....	16
2.3.1 Messkonzept .....	16
2.3.2 Randbedingungen .....	18
2.3.3 Testablauf .....	19
2.3.4 Bestimmung von Kenngrößen .....	19
2.4 Testresultate .....	21
2.5 Diskussion der Testresultate .....	24
2.5.1 Speicherbeladung .....	24
2.5.2 Speicherentladung .....	27
2.5.3 Hygiene .....	29
<b>3 Next Generation-Konzepte für Warmwasser mit Wärmepumpen im Mehrfamilienhaus .....</b>	<b>31</b>
3.1 Marktübersicht .....	31
3.2 Konzept der NextGen Warmwassererwärmung .....	33
3.2.1 Wassererwärmung .....	33
3.2.2 Zirkulation .....	33
3.3 Auswahl Komponenten .....	34
3.4 Testresultate der Zirkulationswärmepumpe .....	34
3.4.1 Prüfbedingungen .....	34
3.4.2 Prüfergebnisse (Auswahl) .....	35



3.4.3	Optimierungen .....	35
<b>4</b>	<b>Simulation von WP-WW Konzepten .....</b>	<b>36</b>
4.1	Mathematische Funktion und Berechnungen.....	36
4.1.1	Funktion der Thermokline .....	36
4.1.2	Wärmeverluste und Schärfeänderung.....	37
4.1.3	Energieänderung im Speicher durch Be- und Entladung.....	39
4.2	Modellierung der gemessenen Be- und Entladeverläufe .....	41
4.2.1	Beladevorgänge Einstufen- und Mehrstufen-Ladung.....	41
4.2.2	Entladevorgänge WW-Bezug und Zirkulation .....	42
4.2.3	Zirkulation .....	43
4.3	Simulationsmodell.....	44
4.3.1	Programmablauf .....	44
4.3.2	Simulation eines idealisierten Speichers über 24 h .....	46
4.3.3	Randbedingungen .....	49
4.3.4	Simulationsvarianten .....	51
4.4	Simulationsresultate .....	51
<b>5</b>	<b>Durchgeführte Arbeiten und Ergebnisse.....</b>	<b>53</b>
<b>6</b>	<b>Bewertung der bisherigen Ergebnisse .....</b>	<b>54</b>
<b>7</b>	<b>Weiteres Vorgehen .....</b>	<b>54</b>
<b>8</b>	<b>Nationale und internationale Zusammenarbeit .....</b>	<b>55</b>
<b>9</b>	<b>Publikationen .....</b>	<b>55</b>
<b>10</b>	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>55</b>
	<b>Annex A: Randbedingungen und Dimensionierung Standardtests .....</b>	<b>57</b>
	<b>Annex B: Zapfprofile und Zirkulation Standardtests .....</b>	<b>61</b>
	<b>Annex C: Resultate aus früheren Feldmessungen .....</b>	<b>66</b>
	<b>Annex D: Testmatrix Standardsysteme .....</b>	<b>66</b>
	<b>Annex E Programmablauf Simulation und Programmparameter .....</b>	<b>70</b>



## Abkürzungsverzeichnis

EBF	Energiebezugsfläche
ES	Einstufen-Ladung
ESB	Einstufen-Ladung mit Beimischschaltung
ESD	Einstufen-Ladung mit Drosselschaltung
ExB	Beladung mit externem Wärmeübertrager
FWM	Frischwassermodul
FWS	Fachverband Wärmepumpen Schweiz
IHX	Interner Wärmeübertrager
KM	Kältemitte
KW	Kaltwasser
MFH	Mehrfamilienhaus
MS	Mehrstufen-Ladung
PWT	Plattenwärmetauscher
RL	Rücklauf
VL	Vorlauf
WP	Wärmepumpe
WPZ	Wärmepumpenprüfzentrum
WÜ	Wärmeübertrager
WW	Warmwasser
ZL	Zirkulationsleitung

## Formelzeichen

$L$	m	Speicherhöhe
$Q_{\text{Speicher}}$	kWh	Speicherkapazität
$Q_{\text{Verlust}}$	kWh	Wärmeverluste
$\Delta Q$	kWh	Energieänderung
$S_{CDF}$	-	Schärfe Thermokline aus Logistic CDF
$T$	°C	Temperatur
$T_{in}$	°C	Temperatur des Mediums bei Eintritt in den Speicher
$T_{out}$	°C	Temperatur des Mediums bei Austritt aus dem Speicher
$\Delta T$	K	Temperaturdifferenz
$\bar{T}$	°C	Mitteltemperatur
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen



$c_p$	J/(kgK)	Wärmekapazität
$c_{TES}$	J/K	spezifische Speicherkapazität
$h$	-	relative Höhe Speicher
$h_{tp}$	-	Position der Thermokline im Speicher
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$m$	kg	Masse
$m_{tp}$	K	Steigung an der Wendestelle, damit Schärfe der Thermokline
$s$	-	Schärfeparameter der Thermokline
$t$	s	Zeit
$t'$	s	absolute Zeit, die seit einer unendlich scharfen Thermokline verging
$t^*$	-	dimensionslose Zeit
$\Delta t$	s	Dauer des Zeitschritts
$x$	-	Anschlüsse Speicher im warmen Bereich
$\alpha$	m <sup>2</sup> /s	Temperaturleitfähigkeit
$\lambda$	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte

## Indizes

$\Delta t$	pro Zeitschritt
$eff$	effektiv
$max$	maximal
$min$	minimal
$n$	Zeitschritt
$TES$	Wärmespeicher (Thermal Energy Storage)
$tp$	Thermoklinienposition
$wat$	Wasser



# 1 Einleitung

## 1.1 Ausgangslage und Hintergrund

Auf Grund der erforderlichen Dekarbonisierung der Wärmeversorgung werden Wärmepumpen (WP) für die Warmwassererwärmung immer wichtiger, und mit zunehmend wärmegeprägten Gebäuden steigt der Anteil des Warmwassers (WW) am Wärmebedarf von Gebäuden. Jedoch sind die aus hygienischen Gründen relativ hohen Anforderungen an die Temperaturen der WW-Bereitung und -verteilung (Massnahmen gegen Legionellen [1], SIA 385/1, SVGW W3/E3, EN806-2) mit heutigen Wärmepumpen-Konzepten nicht ohne weiteres zu erbringen. Aus der Branche werden Bedenken geäussert, dass diese Anforderungen nur mit teureren Hochtemperatur-Wärmepumpen und den Temperaturen entsprechend tiefen Arbeitszahlen zu erreichen sind, oder aber den Einsatz von Elektroheizstäben erfordern, was die energetische Performance noch weiter reduziert.

Sowohl Felduntersuchungen als auch Labor-Resultate ([www.spf.ch/dhwstrat](http://www.spf.ch/dhwstrat) [2]) zeigen jedoch, dass die Effizienz der Warmwasserbereitung mit WP leider sehr oft weit hinter den technischen Möglichkeiten zurück liegt [3,4]. Gründe hierfür sind mangelnde Speicherschichtung oder mangelnde exergetische Effizienz der Speicherbeladung und Entladung, sowie ungeschickte hydraulische und regelungstechnische Konzepte.

Kältemittel für WW-Wärmepumpen: Die Anforderungen an den GWP der Kältemittel wurden in den letzten Jahrzehnten laufend verschärft. Vorausschauend sollten neue Entwicklungen bereits auf die Zukunft ausgerichtet werden, und idealerweise auch künftige mögliche Verschärfungen der Gesetze antizipieren und entsprechend einen GWP aufweisen der die heutigen Anforderungen bereits substanziell unterschreitet. Dies gelingt mit natürlichen Kältemitteln wie CO<sub>2</sub> (R744) oder Propan (R290). Diese haben gegenüber neuen synthetischen low-GWP Kältemitteln auch den Vorteil, dass sich bei unbeabsichtigter Freisetzung keine persistenten Abbauprodukte bilden in der Umwelt [5](Kauffeld & Dudita 2021).

Der Einsatz von R744 als Kältemittel ist insbesondere dann von Vorteil, wenn auf der Wärmesenkenseite eine Temperaturerhöhung gefordert ist, die sehr hoch ist und damit zu den thermodynamischen Eigenschaften des transkritischen Lorentzen-Prozesses passt. Dies ist für die Trinkwarmwassererwärmung von 10 °C Kaltwasser auf 60 °C Warmwasser (in einem Durchgang) der Fall. Hier kann R744 im Vergleich zu anderen Kältemitteln seinen Vorteil ausspielen und eine höherer Effizienz erreichen. In Japan ist R744 als Kältemittel für die Warmwasserbereitung sehr verbreitet. Dies vor allem im kleinen Bereich mit Luft-Wasser Kompaktgeräten «CO<sub>2</sub> heat pump water heaters», «Eco-Cute» Konzept. Auch aus den USA sind Luft-Wasser CO<sub>2</sub>-Wassererwärmer bereits seit einigen Jahren auf dem Markt (z. Bsp. SANDEN SanCO<sub>2</sub> [6]). Bei SANDEN (USA) werden Mehrfamilienhauskonzepte mit einer Reihe paralleler kleiner Einheiten realisiert, was sich aber in der Schweiz nicht durchsetzen dürfte. In den Forschungslaboren wurden schon verschiedentlich R744-Wassererwärmungskonzepte getestet (z. Bsp. Murray et al. 2014 [7]), entsprechende Produkte sind jedoch nach wie vor nicht auf dem Schweizer Markt erhältlich. Insgesamt kann gesagt werden, dass, es zwar Luft-Wasser R744-Wassererwärmer für Einfamilienhäuser gibt, jedoch kaum Konzepte für Sole-Wasser R744-Wassererwärmung in Ein oder



Mehrfamilienhäusern auf dem Schweizer Markt angeboten werden. Zudem fehlt bei allen erwähnten Konzepten eine effiziente Lösung für die Deckung von Zirkulations- oder Warmhalteverlusten in Kombination mit R744-Wärmepumpe als Haupt-Warmwassererzeuger. Aus Feldstudien ist jedoch bekannt, dass die Zirkulation für die WW-Bereitung im MFH ein Effizienzkiller ist, und gerade für die Deckung der Zirkulationsverluste (Wassererwärmung von 55 °C auf 60 °C) ist R744 denkbar ungeeignet und ineffizient.

Für die Deckung von Zirkulationsverlusten ist R290 (Propan) als natürliches Kältemittel deutlich im Vorteil. Durch eine separate R290-Wärmepumpe welche «nur» die Zirkulationsverluste deckt, könnte auch dieses Problem effizient gelöst werden. Nach SIA 385/2 wird davon ausgegangen, dass eine Zirkulationsleitung pro Meter 5 Watt Wärmeverlust verursacht (0.12 kWh/m-d). Mit einem kW Heizleistung könnten die Verluste von 200 m Zirkulationsleitung gedeckt werden. Mit einer Füllmenge von unter 150 g können Propan-Wärmepumpen mit mehreren kW Heizleistung gebaut werden.

## 1.2 Motivation des Projektes

Im Bereich des wissenschaftlich gesicherten Wissens der Warmwasserbereitung über Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern können folgende Defizite identifiziert werden:

- Es besteht eine Vielzahl möglicher Ladekonzepte wie zum Beispiel Beladung durch interne oder externe Wärmetauscher, Stufen- oder Einstufen-Ladung, sowie Frischwassermodultechnik in Kombination mit Pufferspeichern. Die Auswirkung verschiedener Speicher- und Systemkonzepte auf die WW-Bereitung, insbesondere auch in Kombination mit den inzwischen verfügbaren Möglichkeiten der Modulation der Wärmepumpe, ist bislang nicht wissenschaftlich untersucht und dokumentiert. Es fehlt eine Übersicht über die verschiedenen Konzepte zur Bereitstellung von Warmwasser in Gebäuden über Wärmepumpen, und deren Vergleich hinsichtlich möglicher Effizienz bei gleichzeitiger Erfüllung der hygienischen Anforderungen.
- Insbesondere bei der Verwendung von Frischwassermodulen in Kombination mit Zirkulation besteht grosse Unsicherheit hinsichtlich der Auswirkungen der sich schnell ändernden primärseitigen Rücklauftemperaturen in den Speicher auf die Effizienz des Gesamtsystems.
- Die Möglichkeiten für Effizienzgewinn durch bessere Speicherschichtung und durch einen verbesserten Umgang mit dem Zirkulationsrücklauf werden noch nicht ausreichend verstanden.
- Inwiefern die verschiedenen Konzepte auch kombinierbar sind mit einer Steuerung der Warmwasserladung welche auf die Optimierung des PV-Eigenverbrauchs oder die Netzdienlichkeit des Verbrauchs ausgerichtet sind, ist unklar.
- Die Simulationsmodelle, welche derzeit für die Berechnung der Jahres-Systemperformance verwendet werden (z. Bsp. Polysun, Matlab-Simulink, TRNSYS, etc.) sind nicht in der Lage, die Speicherschichtung als Resultat der schichtungsstörenden Effekte, insbesondere der impulsreichen Einströmung und der mitreissenden Auftriebsströmungen im Speicher, korrekt abzubilden. Entsprechend können auch die konkreten Vor- und Nachteile unterschiedlicher Speicherschichtung nicht im Jahresergebnis aufgezeigt werden.



- Es fehlen neue Konzepte, welche das Problem der Speicher-Durchmischung durch den Zirkulationsrücklauf effizienter lösen als die bisherigen.
- Neue Konzepte, welche ausschliesslich auf natürlichen Kältemitteln beruhen, wären zur Reduktion der Klimawirkung von Kältemitteln und generell aus Sicht der Umweltverträglichkeit, wünschenswert. Idealerweise werden bei Einsatz von brennbaren Kältemitteln dabei die Mengen nicht überschritten, welche erhöhte Sicherheitsanforderungen und entsprechende Massnahmen nach sich ziehen.
- Eine Bewertung verschiedener System-Konzepte, welche sowohl das Kriterium der Effizienz als auch das Kriterium der Hygiene (erreichte Temperaturen, Vermeidung von Temperaturen im kritischen Bereich) berücksichtigt, gibt es bisher nicht.

### 1.3 Projektziele

- Ziel 1: Bewertung existierender Konzepte bezüglich Hygiene und Effizienz

Es sollen konkrete Aussagen gemacht werden bezüglich dem Erreichen der Hygiene-Anforderungen (Temperaturen in der Verteilung und im Speicher) und der damit verbundenen Effizienz verschiedener Konzepte zur Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe im Mehrfamilienhaus. Eine Bewertung bezüglich Hygiene und Effizienz soll konkrete Empfehlungen an Hersteller, Systemdesigner, Planer und Installateure liefern.

Konkrete Fragestellungen:

- a) Welches Konzept zur zentralen Warmwasseraufbereitung und -speicherung im Mehrfamilienhaus erlaubt die höchste Wärmepumpen-Systemeffizienz bei gleichzeitiger Einhaltung der hygienischen Anforderungen (mindestens 50 °C an den Entnahmestellen, 55-60 °C im Speicher). Unterschieden werden vor allem interne oder externe Wärmetauscher für die Be-ladung eines Trinkwasser-Speichers, sowie direkte Beladung eines Pufferspeichers und Trinkwassererwärmung über Frischwassermodul, Mehrstufen-Ladung vs. Schichtenladung bei entsprechenden Massnahmen zur Strömungsberuhigung (gute Schichtung) im Speicher. Dabei werden Einsparungen an End-Energie eventuellen Mehrkosten effizienterer Systeme gegenübergestellt (Wirtschaftlichkeitsbetrachtung).
- b) Lassen sich die hygienischen Anforderungen auch mit gewöhnlichen Wärmepumpen, welche in der Regel durch eine maximale Vorlauftemperatur von 58-60 °C begrenzt sind erreichen, oder sind dazu Hochtemperatur-Wärmepumpen notwendig?

- Ziel 2: Innovation Simulation der Speicherschichtung

Die Speicher-Temperaturprofile, die sich aus verschiedenen Be- und Entladekonzepten des Warmwasserspeichers ergeben, sollen auch in Simulationsprogrammen korrekt wiedergegeben werden können (was derzeit nicht möglich ist), so dass deren Einfluss auf die Effizienz und Hygiene auch in Jahressimulationen korrekt ermittelt und bewertet werden kann.

Konkrete Fragestellungen:

- a) Können die im Projekt RoRoStrat (BFE Programm Solarwärme und Wärmespeicher) entwickelten Ansätze zur Darstellung und Simulation von Speicher-Temperaturprofilen über ein neues Berechnungsverfahren auf die hier untersuchten Systemkonzepte



erfolgreich angewendet werden, und für die verschiedenen Konzepte geeignete Modell-Parameter gefunden werden, um diese abzubilden?

- b) Welche Vor- und/oder Nachteile hat ein solches Verfahren gegenüber den heute gängigen 1D diskretisierten Knotenmodellen, sowohl bezüglich der Validität (korrekte Abbildung der Temperaturverläufe) als auch bezüglich der Rechenperformance (geringe Rechenzeit)?
- c) Kann ein allgemeines / generisches Verfahren definiert werden, welches übliche Warmwasserspeicher und deren Betriebsweisen in gängige Simulationsprogramme wie TRNSYS oder Polysun umgesetzt werden kann?

- Ziel 3: Flexibilitäts-Optionen von Wärmepumpen-Warmwassersystemen in MFH aufzeigen

Für die verschiedene Konzepte für Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe in MFH (Ziel1) soll ermittelt werden, welche (unterschiedlichen) Flexibilitäts-Optionen diese bieten für die Optimierung von Photovoltaik-Eigenverbrauch oder für einen netzdienlichen Betrieb. Netzdienlich kann hier zum Beispiel bedeuten, den Speicher voller zu laden bei verfügbarem «grünem» Strom, und nur jeweils knapp zu beladen, wenn Naturstrom-Mangellage herrscht.

Konkrete Fragestellungen:

- Lassen sich manche Speicherkonzepte (aus Ziel1) flexibler einsetzen zur Erhöhung von PV-Eigenverbrauch oder zu einem netzdienlichen Einsatz als andere?
- Welche Möglichkeiten bestehen, die Flexibilität dieser Systeme zu erhöhen, ohne dass dies die hygienischen Anforderungen negativ beeinflussen würde?

- Ziel 4: «Next Generation» der Warmwasserbereitung über WP in MFH via natürliche KM

Es soll ein neues Konzept entwickelt und getestet werden für die Bereitstellung von Warmwasser in Mehrfamilienhäuser mit Zirkulation, welches in der Lage ist die Hygiene-Anforderungen an die Temperatur zu erfüllen und bezüglich Effizienz bestehenden Konzepten deutlich überlegen ist. Dies soll erreicht werden durch die Kombination einer Speicher-Erwärmung über eine CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe, in Kombination mit einer Deckung der Zirkulationsverluste über eine Propan-Wärmepumpe mit geringer Kältemittelmenge.

- Kann die Kombination einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe zur Speicherladung mit einer Propan-Wärmepumpe zur Deckung der Zirkulationsverluste die Effizienz der hygienisch einwandfreien Warmwasserbereitung und Deckung von Zirkulationsverlusten im MFH deutlich steigern?
- Bis zu welcher Grösse der Verteilung / wie vielen Wohn-Einheiten reicht eine Propan-Füllmenge der Zirkulations-Wärmepumpe, welche keine erhöhten Sicherheitsanforderungen nach sich zieht?
- Ab welcher Grösse von Mehrfamilienhaus zahlen sich die voraussichtlichen Mehrkosten der Investition in ein effizienteres System gegenüber einem Standard-System durch die Einsparung an Endenergie aus?



## 2 Standard-Konzepte für Warmwasser mit Wärmepumpen im Mehrfamilienhaus

### 2.1 Einleitung

Es gibt eine Vielzahl von Systemkonfigurationen für die Integration von WPs in die Warmwasserbereitung. Ein gängiger Ansatz ist die direkte Verwendung von Wasser als Speichermedium. In diesem Fall wird die Wärme von der WP über Wärmeübertrager (WÜ) an den Speicher übertragen, die entweder in den Speicher integriert (immersed heat exchanger, IHX) oder außerhalb des Speichers in Form von Plattenwärmetauschern (PWT) angebracht sein können. Wenn hingegen Pufferwasser als Speichermedium verwendet wird, wird die Wärme ohne zusätzlichen WÜ von der WP zum Speicher übertragen, muss jedoch über WÜ vom Speicher zum Trinkwasser übertragen werden. Auch in diesem Fall können diese als IHX oder als PWT konfiguriert sein. Während IHX aufgrund des Leitungsdrucks durchströmt werden benötigen PWT primärseitig eine Pumpe. Die Kombination aus PWT, Pumpe, Armaturen und Regler wird als Frischwassermodul (FWM) bezeichnet.

In Abbildung 1 ist eine Aufteilung des Speichervolumens in verschiedene funktionale Zonen zu sehen. Je nach Be- oder Entladestrategie müssen Speicheranschlüsse passend zu den eingezeichneten Zonen vorgenommen werden.

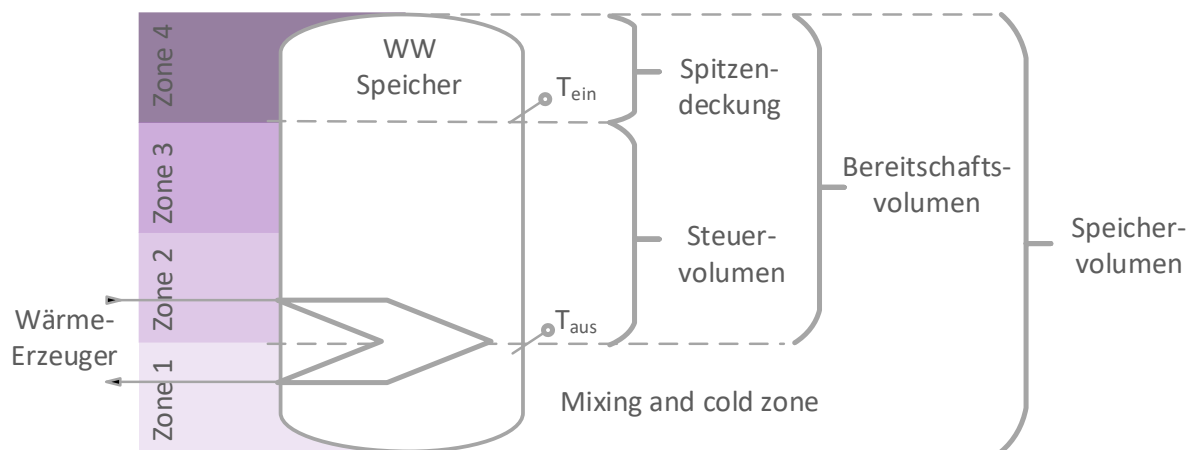


Abbildung 1: Zonen eines Warmwasserspeichers. Linke Seite: Zonen 1 bis 4 wurden zur Auswertung der Temperaturverteilung definiert. Rechte Seite: Funktionale Zonen im Speicher und deren Bezeichnungen.

### 2.2 Beschreibung der Standardkonzepte

#### 2.2.1 Möglichkeiten der Be- und Entladung und ihre Abkürzungen

Die verschiedenen Varianten werden zur Identifikation mit einem Kürzel versehen, welches sich aus den folgenden Abkürzungen zusammensetzt:

- Dir** Direkte Beladung ohne Wärmeübertrager ( )
- ExB** Externe Beladung mittels PWT



- FriWa** Pufferspeicher mit Trinkwassererwärmung über Frischwasserstation, kann mit verschiedenen Varianten der externen Beladung (ExB) kombiniert werden.
- FriWa-Vent:** Frischwasserstationen mit Umschaltung des Rücklaufs zum Speicher über ein Ventil (FriWa-Vent)
- FriWa-Zirk:** Frischwasserstation mit zusätzlichem Wärmeübertrager für die alleinige Erwärmung des Zirkulationsrücklaufs
- IHX** Beladung über internen, d.h. speicherintegrierten Wärmeübertrager (Internal Heat Exchanger) mit einseitig freier Konvektion.
- ES** Einstufen-Ladung: Bei der Einstufen-Ladung wird die Zieltemperatur am Austritt des Wärmeübertragers möglichst schnell erreicht, und Wasser mit der Zieltemperatur wird in oder knapp unter das WW-Spitzendeckungsvolumen des Speichers geladen. Dieses Wasser durchläuft das Speichervolumen von oben nach unten als Kolbenströmung, und wird von kälterem Wasser idealerweise getrennt durch eine gut ausgeprägte Temperatursprungschicht (Thermokline). Dabei resultieren in der Regel deutlich geringere Volumenströme und höhere Temperaturspreizungen zwischen Vor- und Rücklauf des Wärmeerzeugers als bei der Mehrstufen-Ladung.
- ESB** Einstufen-Ladung mit Rücklaufbeimischung im Beladekreis. Es wird zusätzlich zwischen den Varianten mit thermischem / passivem Beimischventil und elektrisch oder elektronisch gesteuertem Beimischventil unterschieden.
- ESD** Einstufen-Ladung mit Drosselschaltung ohne Rücklaufbeimischung im Beladekreis
- Spira** Pufferspeicher mit internem Wärmeübertrager für die Trinkwassererwärmung, meist ausgeführt als Spiralrohrwärmeübertrager (Spira).
- MS** Mehrstufen-Ladung: Bei der **Mehrstufen-Ladung** über einen externen Wärmeübertrager wird mit relativ konstant hohem Volumenstrom und geringer Temperaturspreizung von 5-8 K zuerst der Bereich unterhalb des Zirkulationsrücklaufs, respektive unterhalb des Spitzendeckungsvolumens, in mehreren Stufen aufgeheizt, und erst in der Folge das gesamte Speichervolumen inklusive Spitzendeckungsvolumen auf die Ziel-Temperatur gebracht. Dieses Wasser durchläuft den Bereich unterhalb des Spitzendeckungsvolumens von oben nach unten mehrmals hintereinander als Kolbenströmung mit geringer Spreizung, respektive geringem delta-T über die Thermokline. Auf Grund der hohen Volumenströme ist die Gefahr von Durchmischung auf Grund von impulsreicher Einströmung grösser als bei der Einstufen-Ladung, und es sind entsprechende Strömungsberuhigungen vorzusehen. Für die Mehrstufen-Ladung muss der Vorlauf der Beladung tiefer in den Speicher geführt werden als bei der Einstufen-Ladung.
- Lanz** Für die Beladung über externe Wärmetauscher kann der Eintritt des Fluids in den Speicher über eine vertikale Schichtladelanze erfolgen (ExB-Lanz). Ebenso kann der Rücklauf einer Frischwasserstation über eine Schichtladelanze eingeführt werden (FriWa-Lanz)



## 2.2.2 Trinkwasserspeicher mit externem Wärmeübertrager

- **ExB-ESD:**

**Einstufen-Ladung ohne Rücklaufbeimischung** (Abbildung 2a im Fall ExB-): Der Volumenstrom über den WÜ muss geregelt werden, um je nach Rücklauf immer die richtige Zieltemperatur erreichen zu können (Frequenzansteuerung Pumpen und ggf. Leistungsregelung Wärmepumpe, sowie geregeltes Drosselventil). Der Speichereintritt kann auch direkt ins Spitzendeckungsvolumen erfolgen, oberhalb des Rücklaufs der Zirkulation, mit etwas Abstand zum Austritt Warmwasser.

- **ExB-ESB:**

**Einstufen-Ladung mit Rücklaufbeimischung** (Abbildung 2b). Über ein Mischventil zwischen Vor- und Rücklauf des Speichers wird die Rücklauftemperatur erhöht. Dadurch kann der Volumenstrom über den WÜ relativ hoch sein und es ist keine Frequenzregelung der Pumpen erforderlich. Die Rücklaufbeimischung kann über ein thermisch oder elektronisch geregeltes Ventil erfolgen. Am Prüfstand wird die Variante mit elektronisch geregeltem Ventil getestet da dies die Standardvariante ist. Eine Leistungsregelung der Wärmepumpe (Leistungsrücknahme gegen Ende der Beladung) kann vorteilhaft sein. Der Speichereintritt kann direkt ins Spitzendeckungsvolumen erfolgen.

- ExB-ESB-th: mit thermischen Mischventil
- ExB-ESD-el: mit elektronisch geregeltem Mischventil

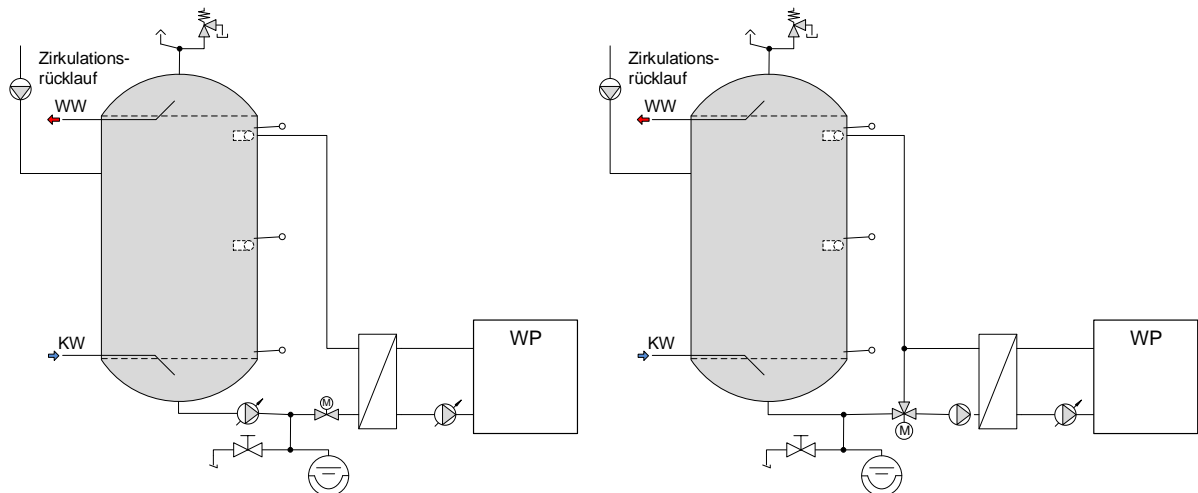


Abbildung 2: Externer Wärmeübertrager für Beladung, Einstufen-Ladung a) ohne und b) mit Rücklaufbeimischung.

- **ExB-ESD / ExB-ESD-Lanz:**

Die Beladung erfolgt für alle Varianten ohne weitere Einbauten in den Speicher (ohne) oder über eine Schichtlanze (Lanz)

- **ExB-MS: Externer WÜ für Beladung, Mehrstufen-Ladung** (Abbildung 3).

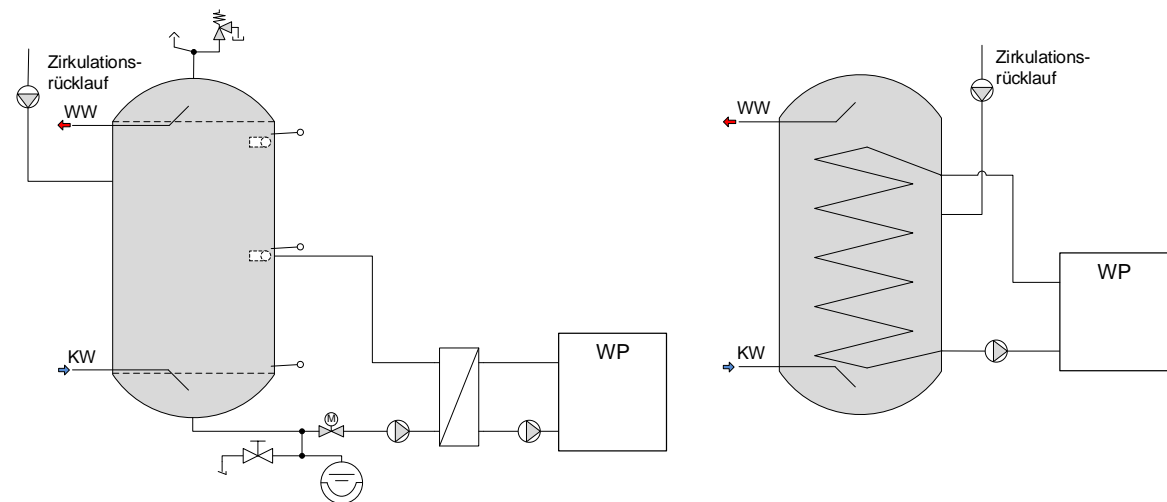


Abbildung 3: Links: Externer Wärmeübertrager für Beladung, Mehrstufen-Ladung. Rechts: Interner Wärmeübertrager für Beladung.

### 2.2.3 Trinkwasserspeicher mit internem Wärmeübertrager

Eine weitere Variante der Beladung von Speichern ist die Kombination aus Frischwasser als Speichermedium und internem Wärmeübertrager (IHX). Diese Variante finden in der Praxis bei MFH kaum Anwendung und sollen daher nicht getestet werden

Kurz-Identifikation:

- **IHX:** Warmwasser-Wärmespeicher mit internem WÜ für die Beladung.

### 2.2.4 Pufferspeicher mit Frischwassermodul

Varianten und Kurz-Identifikation:

- **FriWa:** keine spezielle Massnahme für die Einleitung des Rücklaufs auf unterschiedlichen Höhen, je nachdem ob nur Zirkulationserwärmung stattgefunden hat (Rücklauf mit hoher Temperatur) oder ob eine WW-Entnahme stattfindet (Rücklauf mit deutlich tieferer Temperatur).
- **FriWa-Lanz:** Rücklauf der FriWa wird über eine vertikale Schichtlanze in den Speicher geführt
- **FriWa-Vent:** Rücklauf der FriWa wird über ein Umschaltventil geleitet und entweder höher (nur Zirkulationserwärmung) oder tiefer (Rücklauf bei WW-Entnahme) in den Speicher geführt. Die Reglereinstellung respektive Umschaltemperatur hat einen grossen Einfluss auf die Speicherschichtung. Hier könnten verschiedene Reglereinstellungen getestet werden.

Alle drei Varianten der Wärmebereitstellung könnten theoretisch in den oben beschriebenen Beladevarianten realisiert werden: -ESD, -ESB und -MS. Dies ergäbe insgesamt neun Varianten, deren Realisierung und Testen im Prüfstand jedoch den Zeit- und Kostenrahmen des Projektes sprengen würde. Aus diesem Grund müssen wir uns auf eine der drei Beladevarianten einigen. Die Entscheidung könnte erfolgen auf Grund der Erfahrungen mit den drei Varianten beim Testen der Beladungen über externen Wärmeübertrager. Ausserdem spielen die Varianten FriWa-ohne und FriWa-Lanz im Feld keine relevante Rolle.

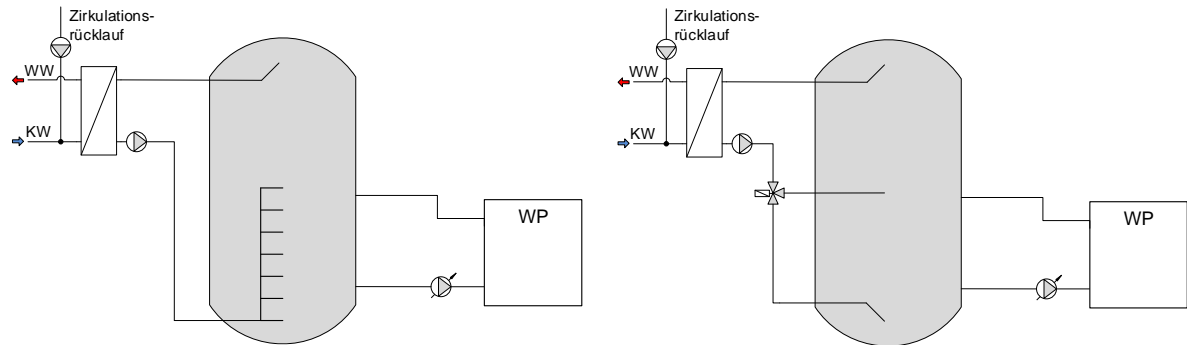


Abbildung 4: Pufferspeicher mit Frischwassermodul, Zirkulationserwärmung über denselben WÜ wie die Warmwasserbereitung bei Entnahme, a) Rücklauf der FriWa über Schichtladelanze und b) Rücklauf über Umschaltventil.

### - FriWa mit zusätzlichem Modul für die Zirkulation

Die Frischwasser-Erwärmung erfolgt über einen externen Wärmeübertrager im Frischwassermodul, der Rücklauf in den Speicher erfolgt unten im Speicher. Die Erwärmung der Zirkulation wird ein zusätzliches Frischwassermodul realisiert, dessen Rücklauf weiter oben, unterhalb des Spitzendeckungsvolumens, in den Speicher geführt wird.

Kurz-Identifikation:

- **FriWa-WÜ-zirk:** Frischwasserstation mit separatem WÜ für die Zirkulationserwärmung.

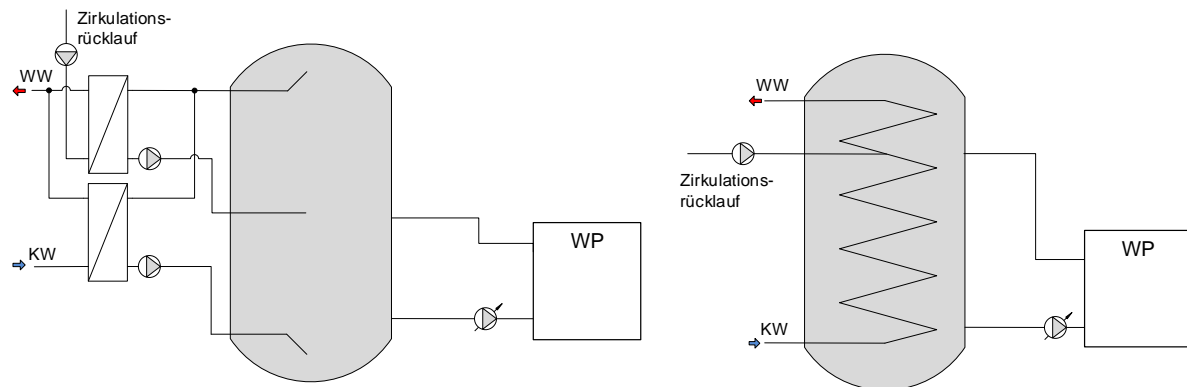


Abbildung 5: Links: Pufferspeicher mit Frischwassermodul, Zirkulationserwärmung über einen separaten WÜ. Rechts: Pufferspeicher mit Warmwasseraufbereitung über internen Wärmeübertrager, Spiralrohr- oder Spira-Speicher, mit separatem Anschluss für den Zirkulationsrücklauf.

### 2.2.5 Pufferspeicher mit internem WÜ für Warmwasser / Spira-Speicher

Der Speicher enthält grösstenteils Pufferwasser und wird direkt über die Wärmepumpe beladen. Die Erwärmung des Warmwassers erfolgt über einen internen Wärmeübertrager, der in der Regel als Spiralrohr ausgeführt ist und das Wasser im Durchflussprinzip erwärmt. Für die Rückführung der Zirkulation auf den Speicher muss ein zusätzlicher Anschluss an dieses Spiralrohr im Wärmespeicher zur Verfügung stehen.



Wie bei den anderen Speichertypen kann der Speicher über die drei Varianten -ESB, -ESD und -MS beladen werden. Beim Betrieb ist aber mit weniger tiefen Temperaturen im unteren Teil des Speichers zu rechnen, weil die Wärmeübertragung vom Pufferwasser auf das Wasser innerhalb des Wärmetauschers über die gesamte Höhe des Speichers erfolgt. Zusätzlich ist die Vorwärmung im unteren Teil ggf. notwendig, um genügend hohe Schüttleistungen zu gewährleisten. Deshalb scheint eine Einstufen-Ladung mit Rücklaufbeimischung des Speichers weniger sinnvoll (in der Matrix über die Priorisierung der Varianten berücksichtigt).

Kurz-Identifikation:

- **Spira:** Pufferspeicher mit Spiralrohr-Durchflusserwärmung.

## 2.3 Testmethode

### 2.3.1 Messkonzept

Die Messung verschiedener Standardkonzepte zur WW-Bereitung mit Wärmepumpen erfolgt am Hardware-in-the-Loop-Prüfstand, genannt BigHiL, des SPF. In einem Hardware-in-the-Loop-Prüfstand kann ein Prüfling durch Simulation der Umgebung und des Gebäudes wie in einem Feld getestet werden. Der BigHiL verfügt über eine zentrale Wärmequelle-Wärmesenke Versorgung (WQWS) mit einer Kälteleistung von 35 kW und Wärmeleistung von bis zu 90 kW. Die WQWS verteilt Wärme bzw. Kälte an die Emulatoren. Aus der Simulation folgt der Wärmebedarf des Gebäudes, welcher über die Emulatoren des Prüfstandes auf den Prüfling emuliert werden.

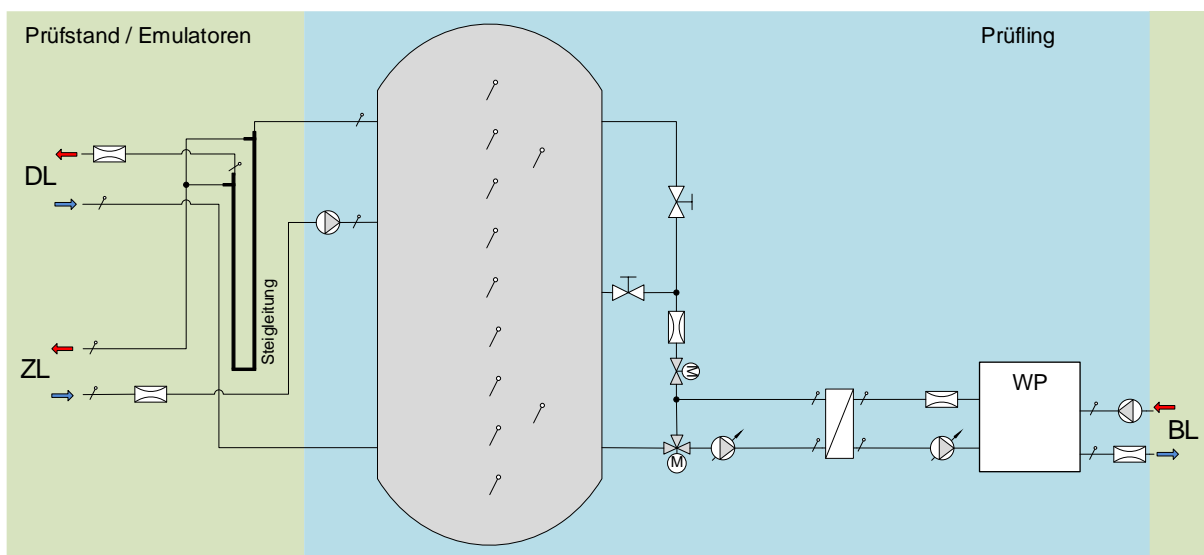


Abbildung 6 Darstellung Messkonzept beispielhaft für das Konzept «Trinkwasserspeicher mit externem WÜ für die Beladung». Im blau hinterlegten Bereich ist das geprüfte System zu sehen, grün hinterlegt sind die emulierten Komponenten.

Zum Testen der verschiedenen Warmwasserkonzepte wird ein Emulator zur Bereitstellung der Quelle der Sole-Wasserwärmepumpe eingesetzt. Über einen weiteren Emulator mit Frischwasserfunktion wird der Warmwasserbezug über ein Zapfprofil emuliert. Um die thermische Masse in der Warmwasserleitung und die im Verteil- und Zirkulationssystem entstehenden Wärmeverluste abzubilden wird der Prüfstand erweitert. In Abbildung 6 ist



schematisch die Umsetzung am Prüfstand aufgezeigt. Bei einer Zapfung wird zunächst das Kaltwasser über den D-Loop konditioniert und vom Austritt des D-Loops auf den Kaltwasseranschluss des Speichers geführt. Das erwärmte Wasser verlässt den Speicher und wird über die Steigleitung Ost geführt. Das Volumen der Steigleitung Ost ist installiert, um die thermische Masse der Steigleitung abzubilden. Für die Umsetzung am Prüfstand wurden grössere Rohrdurchmesser gewählt, um die Leitungslänge entsprechend zu verkürzen. Vom Ende der Steigleitung verlässt das Warmwasser das System über den D-Loop. Die Wärmeverluste, die zwischen Speicher und Verbrauchsanschluss entstehen werden am Prüfstand nicht abgebildet, können aber nach Formel 36 abgeschätzt werden.

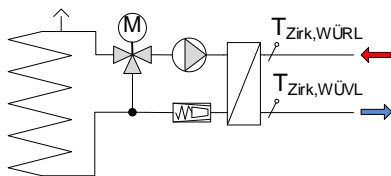


Abbildung 7 Hydraulisches Schema Emulator ZL, zur Emulation der Zirkulationsverluste

Vor der Steigleitung Ost wird der Zirkulationsvolumenstrom von Steigleitung West und Küche (ZL West + Küche) abgeführt und hinter der Steigleitung mit dem Zirkulationsvolumenstrom aus Ost zusammengeführt. Von dort tritt der Zirkulationskreislauf in den Emulator ZL ein. Dort werden die Wärmeverluste emuliert und der Austritt aus dem ZL wird auf den Speicher geführt. Das hydraulische Schema des neu aufgebauten

Emulator ZL ist in **Error! Reference source not found.** Die Emulation erfolgt über einen Wärmetauscher, auf dessen Primärseite ein Lamellenwärmetauscher angebracht, welcher die Wärme an die Umgebung abgibt. Über eine Rücklaufbeimischung wird die Verlustleistung geregelt.

Speicher, Zirkulationspumpe, Wärmepumpe, sowie alle für die hydraulische Einbindung benötigten Einbauten und die Regelung der WW-Bereitung sind Teil des Prüflings. Der Prüfling bildet die Systemgrenze, da der Prüfstand nicht in den Prüfling eingreift. Der in Abbildung 6 abgebildete Prüfling ist beispielhaft, die verschiedenen Konzepte werden im nachfolgenden Kapitel näher beschrieben. In Tabelle 1 sind die benötigten Messstellen beschrieben.

Tabelle 1 Beschreibung der Messstellen

Messstelle	Einheit	Bezeichnung
$T_{WW,S}$	°C	Warmwassertemperatur am Speicheraustritt
$T_{WW,Z}$	°C	Warmwassertemperatur am Austritt der Steigleitung
$T_{KW}$	°C	Kaltwassertemperatur am Speichereintritt
$T_{Speicher}$	°C	Temperatur im Speicher, gemessen über Anlegefühler
$T_{Zirk,RL}$	°C	Temperatur Zirkulationsrücklauf am Speichereintritt
$T_{WP,VL}$	°C	Temperatur WP Vorlauf am Speichereintritt
$T_{WP,RL}$	°C	Temperatur WP Rücklauf am Speicheraustritt
$T_{Zirk,WÜRL}$	°C	Temperatur am Austritt WÜ, Messstelle zur Regelung der Zirkulationsverluste



$T_{Zirk,WÜVL}$	°C	Temperatur am Eintritt WÜ, Messstelle zur Regelung der Zirkulationsverluste
$T_{Qu,VL}$	°C	Vorlauftemperatur der WP-Quelle
$T_{Qu,RL}$	°C	Rücklauftemperatur der WP-Quelle
$\dot{V}_{WW}$	l/h	Volumenstrom des Warmwassers
$\dot{V}_{Zirk}$	l/h	Zirkulationsvolumenstrom
$\dot{V}_{WPse}$	l/h	Volumenstrom der Wärmepumpe, sekundärseitig, entfällt bei Systemen mit direkter Beladung
$\dot{V}_{WPPr}$	l/h	Volumenstrom der Wärmepumpe, primärseitig
$\dot{V}_{Qu}$	l/h	Volumenstrom der Wärmepumpe Quelle

### 2.3.2 Randbedingungen

Es wurde ein Referenzgebäude zur Definition des WW-Bedarfes sowie zur Auslegung der Zirkulationsleitungen verwendet. Das Gebäude ist ein Mehrfamilienhaus (MFH) mit 6 Wohnungen [8]. Die Auslegung des Wärmebedarfs erfolgte nach der SIA 385-2 [9]. Gemäss der Auslegung ergibt sich ein Wärmebedarf von total 70 kWh/d (vgl. Abbildung 8). Der Anteil «WW-Bedarf» und «Ausstossverluste» wurde als Zielwert zur Definition des Testprofils verwendet.

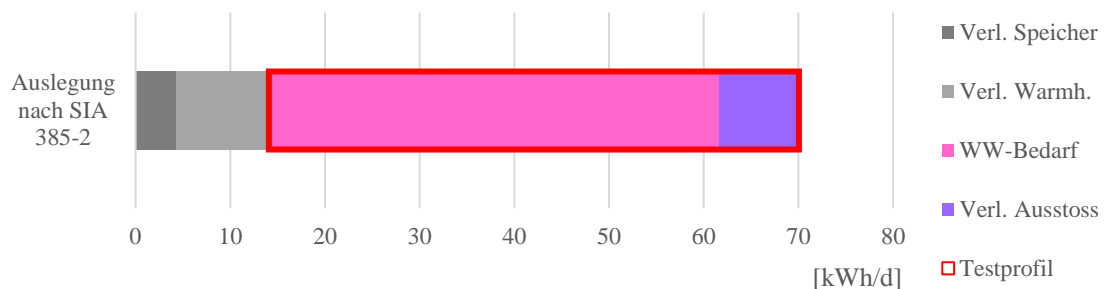


Abbildung 8: Wärmebedarf zur Warmwasserbereitung im Referenzgebäude gemäss der Auslegung nach SIA 385-2.

Das 24h-Zapfprofil wurde mit der Software dhwCalc [10] geniert und für die Umsetzung am Prüfstand aufbereitet. Abbildung 9 zeigt den kumulierten Energiebedarf ohne Ausstossverluste und die Volumenströme der einzelnen Zapfungen. Die Ausstossverluste wurden an-teilmässig auf die Zapfungen aufgeschlagen.

Passend zum Zapfprofil wurden auch die Randbedingungen der Zirkulation definiert, wobei zum einen Vorgaben zu Ausstosszeiten etc. aus Normen berücksichtigt wurden und zum anderen auf Felddaten zu Warmhalteverlusten [11] zurückgegriffen wurde. Die durch den Prüfstand emulierten Verluste zur Warmhaltung betragen 500 W bzw. 12 kWh/d und sind somit höher als nach der oben beschriebenen Auslegung.

Eine ausführliche Dokumentation der Randbedingungen inklusive einer Beschreibung des Gebäudes ist im Anhang A zu finden.



Die Herleitung des Zapfprofils ist in Anhang B zu finden.

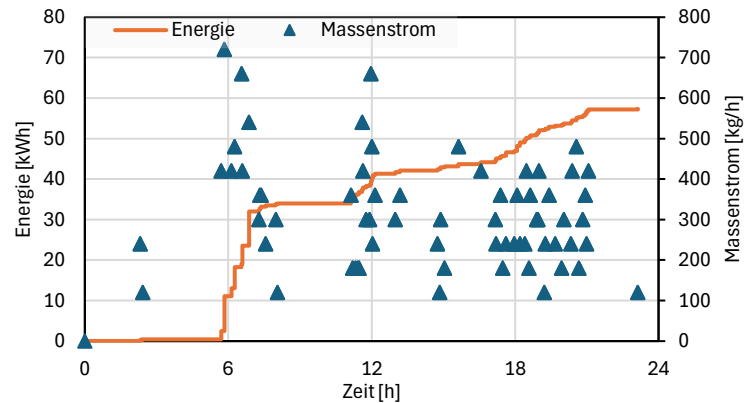


Abbildung 9: Warmwasser Zapfprofil.

### 2.3.3 Testablauf

Ein Testzyklus läuft über 24 h. Hierbei wird das beschriebene Zapfprofil durch den Prüfstand auf den Speicher emuliert. Da das System eine gewisse Zeit benötigt, um sich einzuschwingen wird der Testzyklus so lange wiederholt bis keine Speicheränderung zwischen Beginn und Ende eines 24 h-Zyklus mehr vorhanden ist. Somit soll der Energieinhalt im Speicher am Anfang und Ende des Testzyklus gleich sein. Zur Bestimmung der Speicheränderung werden die mittleren Speichertemperaturen am Anfang und am Ende des 24 h-Zyklus über die Anlegefühler am Speicher berechnet.

Des Weiteren ist das Einhalten der hygienischen Anforderungen an die Warmwasserbereitung Voraussetzung für das Bestehen eines Tests. Die hygienischen Anforderungen sind in der SIA 385/1 festgelegt. Gemäss der Norm muss die Temperatur in warmgehaltenen Trinkwasserleitungen mindestens 55 °C betragen und darf nur kurzfristig während der Beladung oder bei grossen Warmwasserentnahmen unterschritten werden. Erreicht ein System die Zieltemperatur nicht, wird der Test wiederholt und Solltemperatur im Speicher erhöht, bis die Bedingung erfüllt ist. Die Temperatur  $T_{Zirk,RL}$  wird am Eintritt der Zirkulationsleitung in den Speicher bzw. bei Konzepten mit Frischwassermodul am Rücklauf des Wärmetauschers gemessen.

### 2.3.4 Bestimmung von Kenngrössen

Die verschiedenen Konzepte sollen hinsichtlich ihrer Systemeffizienz unter Einhaltung der hygienischen Anforderungen verglichen werden. In Tabelle 2 ist eine Übersicht über die Kenngrössen gegeben, welche in den nachfolgenden Abschnitten genauer beschrieben werden.

Tabelle 2 Übersicht Kenngrössen

Kenngrösse	Einheit	Beschreibung
$AZ_{Anlage}$	-	Arbeitszahl der Anlage



$AZ_{WP}$	-	Arbeitszahl der Wärmepumpe
$Q_{WP}$	kWh	Durch die Wärmepumpe gelieferte Wärmemenge
$E_{Verlust,WW}$	kWh	Thermische Verluste der Warmwasserbereitung
$t_{WP}$	hh:mm	Laufzeit der Wärmepumpe im 24-h Testzyklus
$\overline{T}_{TES}$	°C	Mittlere Speichertemperatur
$\overline{T}_{WP,VL}$	°C	Nach Leistung gewichtete mittlere Vorlauf­temperatur WP
$\overline{T}_{WP}$	°C	Nach Leistung gewichtete mittlere Temperatur WP
$\overline{T}_{WW}$	°C	Nach Leistung gewichtete mittlere WW-Temperatur
$\overline{T}_{WW,Zirk,RI}$	°C	Nach Leistung gewichtete mittlere Rücklauf­temperatur der Zirkulation

Die Arbeitszahl der Anlage  $AZ_{Anlage}$  macht eine Aussage über die Effizienz des WW-Systems. Sie ergibt sich aus dem Verhältnis der gezapften Energie  $Q_{Zapfung}$  und der benötigten elektrischen Energie der Wärmepumpe  $W_{el,WP}$ .

$$AZ_{Anlage} = \frac{Q_{WW}}{W_{el,WP}} \quad \text{Formel 1}$$

Die Arbeitszahl der Wärmepumpe  $AZ_{WP}$  ergibt sich wie folgt:

$$AZ_{WP} = \frac{Q_{WP}}{W_{el,WP}} \quad \text{Formel 2}$$

Eine weitere Kenngrösse ist der Wärmeverlust der Warmwasserbereitung bis Eintritt Zirkulation. Dieser wird berechnet als Differenz zwischen der durch die Wärmepumpe eingebrachten thermischen Energie  $E_{WP,thermisch}$  und der für die Warmwasserzapfungen  $E_{Zapfung}$  und die Deckung von Zirkulationsverluste  $E_{Verlust,Verteilung}$  entnommenen Energie.

$$E_{Verlust,WW} = E_{WP,thermisch} - E_{Zapfung} - E_{Verlust,Verteilung} \quad \text{Formel 3}$$

Die Verluste in den Verteilungen setzen sich aus den Zirkulationsverlusten und den Verlusten, die während einer Zapfung zwischen WW-Austritt am Speicher und dem Wohnungsanschluss entstehen, zusammen.

$$E_{Verlust,Verteilung} = E_{Verlust,Zirkulation} + \rho c_p (T_{WW} - T_{Wohnung}) V_{WW} \quad \text{Formel 4}$$

Die Verluste der Zirkulation  $E_{Verlust,Zirkulation}$ , die Warmwassertemperatur  $T_{WW}$  und das gezapfte Warmwasservolumen  $V_{WW}$  ergibt sich aus den Messungen am Prüfstand.



$T_{Wohnung}$  wird berechnet. Beim Vergleich der Wärmeverluste ist zu beachten, dass die Umgebungsbedingungen im Labor nicht konditioniert werden können und sich somit die Umgebungsbedingungen zwischen den verschiedenen Test unterscheiden können.

In der zweiten Bilanzgrenze wird das System zur Warmwasserbereitung betrachtet. Die Verluste in Steigleitungen zwischen Warmwasseraustritt aus dem Speicher und den Wohnungsanschlüssen werden dabei nicht beachtet, da diese vom Speicher nicht wahrgenommen werden. Die Verluste der Zirkulationsleitung werden vom Speicher hingegen wahrgenommen.

Um die verschiedenen Systeme vergleichen zu können, werden verschiedene nach Leistung gewichtete mittlere Temperaturen berechnet. Die Formel zur Bestimmung dieser Temperaturen ist exemplarisch für die nach Leistung gewichtete mittlere Vorlauftemperatur der WP  $\overline{T_{WP,VL}}$  gezeigt:

$$\overline{T_{WP,VL}} = \frac{\sum(T_{WP,VL,i} \dot{Q}_{WP,i})}{\sum \dot{Q}_{WP,i}} \quad \text{Formel 5}$$

## 2.4 Testresultate

Aus den oben beschriebenen Standardsystemen wurden drei verschiedene Konzepte getestet, zwei der Konzepte in verschiedenen Varianten. In Abbildung 10 sind die verschiedenen Konzepte und Varianten mit den in Kapitel 2.2 eingeführten Bezeichnung dargestellt.

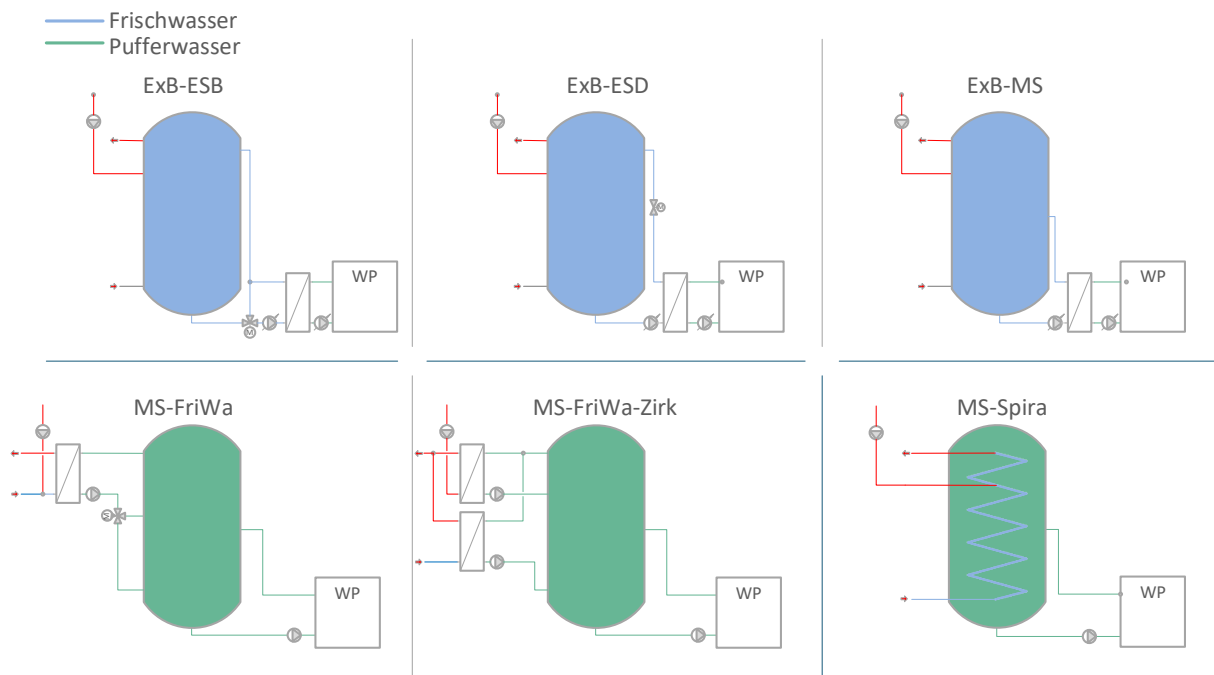


Abbildung 10: Geprüfte Speicherkonzepte. Speicher und Leitungen in blau enthalten Frischwasser, Speicher und Komponenten in grün enthalten Pufferwasser; ExB: Externe Beladung, ES: Einstufen-Ladung, MS: Mehrstufen-Ladung, B: Beimischung, D: Drosselventil, FriWa: Frischwasser-Station, Zirk: separate FriWa für Zirkulation, Spira: interner Spiralrohr-WÜ für Entladung, WP: Wärmepumpe.



Neben den verschiedenen Konzepten und ihren Varianten wurden auch Messungen mit unterschiedlichen Regler Einstellungen durchgeführt. Zur Unterscheidung wird im Folgenden auch eine Testnummer mit Beschreibung der Randbedingungen gezeigt.

Die Ergebnisse von insgesamt 9 verschiedenen Messungen sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

Tabelle 3: Testergebnisse.

System	ExB-ESB		ExB-ESD		ExB-MS	MS-FriWa-Vent		MS-FriWa-Zirk		MS-Spira
	1	2 <sup>(a)</sup>	1	2 <sup>(a)</sup>	1	1	1	2	1	
WP Ein [°C]	56	56	56	56	56	59	59	57	59	
WP Aus [K]	60	60	60	62	62	65	65	63	65	
FriWa: Solltemp. DHW / Zirk. [°C]	-	-	-	-	-	60	60	58	-	
Q <sub>DHW</sub> [kWh]	57.1	59.4	57.8	57.0	57.3	57.3	57.3	57.3	57.3	
Q <sub>Zirk.</sub> [kWh]	12.0	12.0	12.0	12.2	12.0	11.5	11.9	11.5	12.7	
Q <sub>Verlust</sub> [kWh]	11.7	14.3	13.1	15.7	13.5	11.9	9.5	8.7	8.5	
Q <sub>WP</sub> [kWh]	80.6	85.7	82.9	85.3	83.0	80.8	78.8	77.1	78.4	
W <sub>el</sub> WP [kWh]	27.1	26.8	27.0	26.3	21.4	28.4	27.8	24.2	27.6	
W <sub>el</sub> Pumpen [kWh]	2.0	2.1	1.6	2.0	2.6	2.0	2.0	1.9	2.0	
Laufzeit WP [hh:mm]	5.6	6.7	4.7	5.5	4.3	5.2	5.2	4.8	5.5	
$\overline{T}_{TES}$ [°C]	56.0	55.4	56.9	53.6	56.2	60.4	60.6	58.6	59.5	
$\overline{T}_{WW,Zirk,RI}$ [°C]	56.7	56.6	56.8	58.1	56.7	56.4	56.2	55.1	59.6	
$\overline{T}_{WP,VI}$ [°C]	59.9	59.3	59.8	63.1	48.1	60.1	58.8	55.1	58.8	
$\overline{T}_{WP}$ [°C]	57.8	57.2	55.3	54.9	45.9	57.8	56.5	52.6	56.6	
AZ <sub>WP</sub> [-]	2.8	2.96	2.9	3.01	3.5	2.7	2.6	2.9	2.6	
AZ <sub>System</sub> [-]	2.0	2.1	2.0	2.0	2.4	1.9	1.9	2.1	1.9	

<sup>(a)</sup> Betriebsoptimiert: Die Regelung sowohl des Kältemittelkreises der Wärmepumpe als auch der externen Hydraulik (Ventile, Pumpendrehzahlen) wurde über optimierte Einstellungen der PID-Regler angepasst, um oszillierendes Verhalten und andere negative Effekte zu minimieren.

Die Arbeitszahlen auf Ebene WP und System sind in Abbildung 5 dargestellt. Die Grafik zeigt auch die durchschnittlichen, leistungsgewichteten Vorlauf- und Rücklauftemperaturen der WP sowie die durchschnittliche, leistungsgewichtete Rücklauftemperatur der Zirkulation. Die höchsten Arbeitszahlen wurden im Test ExB-MS-1 (Beladung über externen Wärmeübertrager, Mehrstufen-Ladung) erzielt, bei dem sowohl die durchschnittliche Rücklauf- als auch die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe am niedrigsten waren.



In Abbildung 11 ist die Speichertemperatur verschiedener Konzepte als Carpet Plot gezeigt. Die Temperaturen wurden über Sensoren an der Speicherwand gemessen. Dabei ist deutlich zu erkennen, dass die Messungen mit Warmwasserspeicher tiefere Temperaturen im Speicher unten erreichen.

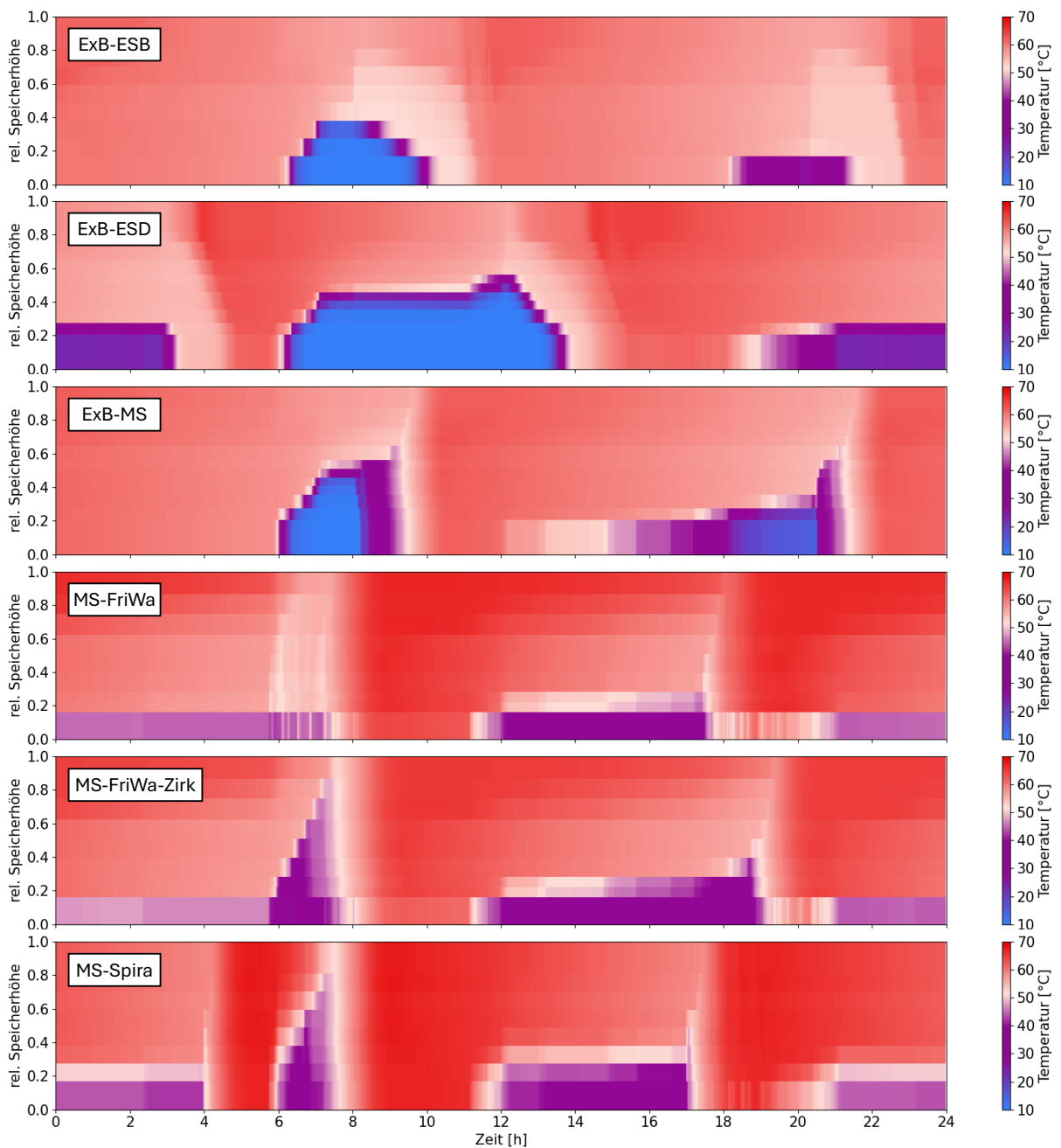


Abbildung 11 Speichertemperatur über die Zeit

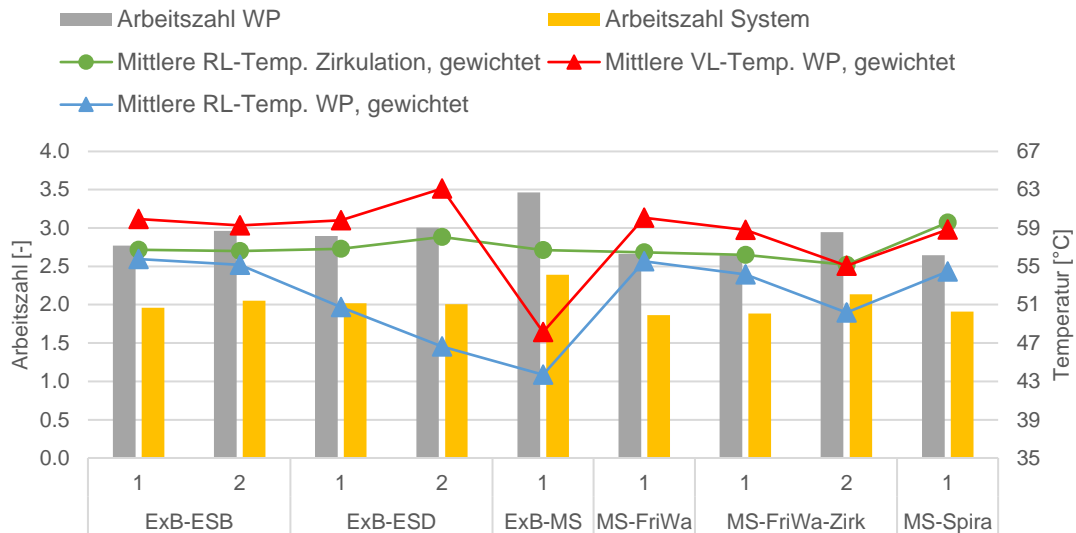


Abbildung 12: Arbeitszahlen und leistungsgewichtete Temperaturen der 24-Stunden-Testsequenzen für jedes System.

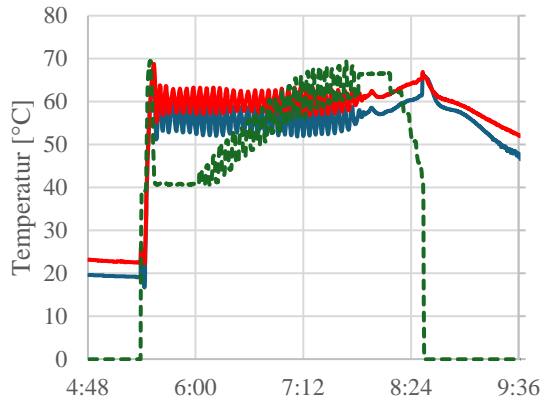
## 2.5 Diskussion der Testresultate

### 2.5.1 Speicherbeladung

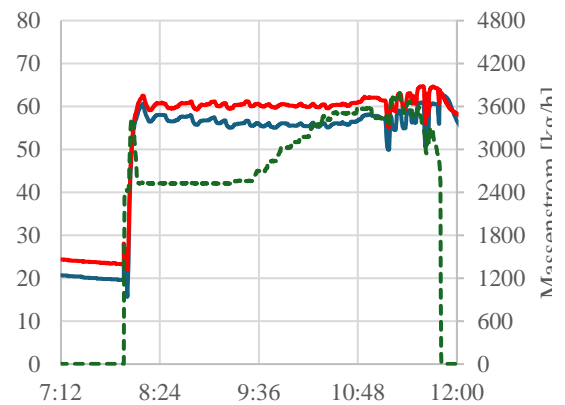
Wie in Abschnitt 2.2 beschrieben, wird bei der Einstufen-Ladung die Vorlauftemperatur der WP von Beginn der Ladung an auf die erforderliche Zieltemperatur (am sekundären Ausgang des Belade-Wärmeübertragers, falls vorhanden) geregelt. Dazu müssen die Kompressordrehzahl und die primäre Pumpendrehzahl sowie bei Beladung per PWT entweder die sekundäre Pumpendrehzahl in Kombination mit einem Drosselventil oder die Eintrittstemperatur des WÜ sekundärseitig durch Rücklaufbeimischung geregelt werden. Das Zusammenspiel der Komponenten und Regler ist anspruchsvoll. Bei der Messung mit Rücklaufbeimischung trat mit den initialen Einstellungen der PID-Regler ein Überschwingen der WP-Austrittstemperatur auf 70 °C auf, gefolgt von oszillierendem Verhalten der WP. Auch bei der Drosselschaltung konnte ein schwingendes Verhalten der WP beobachtet werden. Die dadurch bedingten kurzzeitig hohen Vorlauftemperaturen können bei WPs die keine hohe Toleranz gegenüber hohen Temperaturen haben zu Hochdruckstörungen führen. Die Mehrstufen-Ladung ist auch ohne Betriebsoptimierung stabil. Die WP wird mit einer über weite Strecken konstanten Temperaturdifferenz zwischen WP Vorlauf und Rücklauf betrieben. Erst zum Ende der Beladung mit steigender RL Temperatur wird die Temperaturdifferenz geringer. Ein Überschwingen ist praktisch ausgeschlossen, da im Beladekreis ausser der Wärmepumpe selbst keine geregelten Komponenten vorhanden sind.



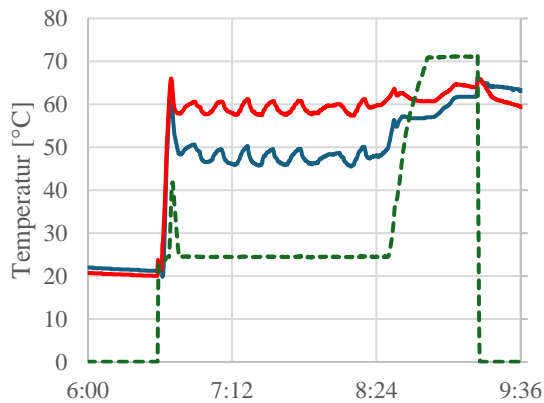
ExB-ESB



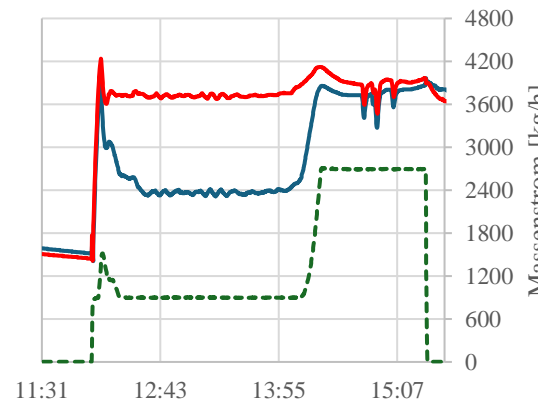
ExB-ESB betrieboptimiert



ExB-ESD



ExB-ESD betrieboptimiert



ExB-MS

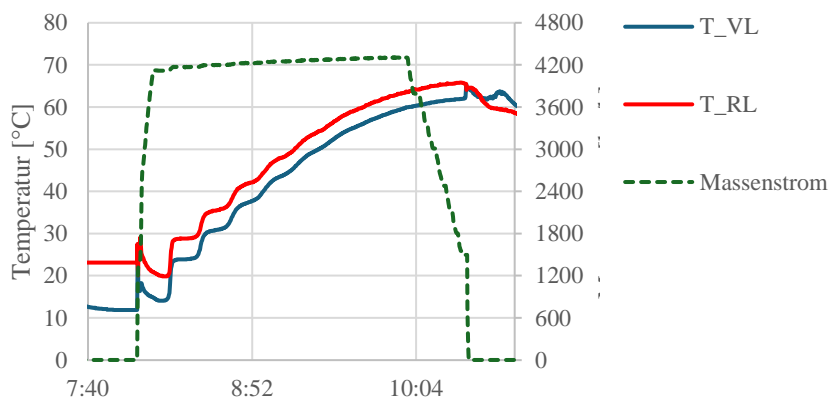


Abbildung 13: Temperaturverläufe jeweils eines Beladevorganges aus den Messungen mit Frischwasserspeicher und externem PWT zur Beladung. Gezeigt werden die primärseitigen Daten.

In Abbildung 14 sind Energie-Temperatur Diagramme dreier Messungen zu sehen. Dazu wurde die gelieferte oder bezogene Energie nach der Temperatur geordnet aufgetragen. Bei der Beladung durch die WP ist ein deutlicher Unterschied im Temperaturverlauf bei den verschiedenen Varianten zu sehen:



- ExB-ESB-2: Die primärseitige Spreizung der WP während der Beladung ist etwa 5 K. Mit der Solltemperatur von 60 °C liegt die mittlere WP-Temperatur während dem grössten Teil der Beladung bei etwa 58 °C, über die gesamte Betriebszeit bei 57 °C (vgl. Tabelle 3).
- ExB-ESD-2: Über weite Strecken der Beladung tiefere Rücklauftemperatur (von etwa 40 °C) bzw. eine grössere Spreizung als mit Beimischschaltung. Bedenkt man die Speichertemperatur von ca. 10 °C, erscheint eine Rücklauftemperatur von 40 °C zu Beginn des Beladevorgangs allerdings als hoch. Zudem steigt zum Ende der Beladung die Vorlauftemperatur auf fast 70 °C (vgl. auch Abbildung 13). Über die gesamte Beladung betrug die nach Leistung gewichtete, mittlere WP-Temperatur 55 °C.
- ExB-MS: Mit der Mehrstufen-Ladung konnte die tiefste mittlere WP-Temperatur (nach Leistung gewichtet) erreicht werden. Die Spreizung liegt bei 5 K, die mittlere WP-Temperatur über die gesamte Betriebszeit ist 46 °C.

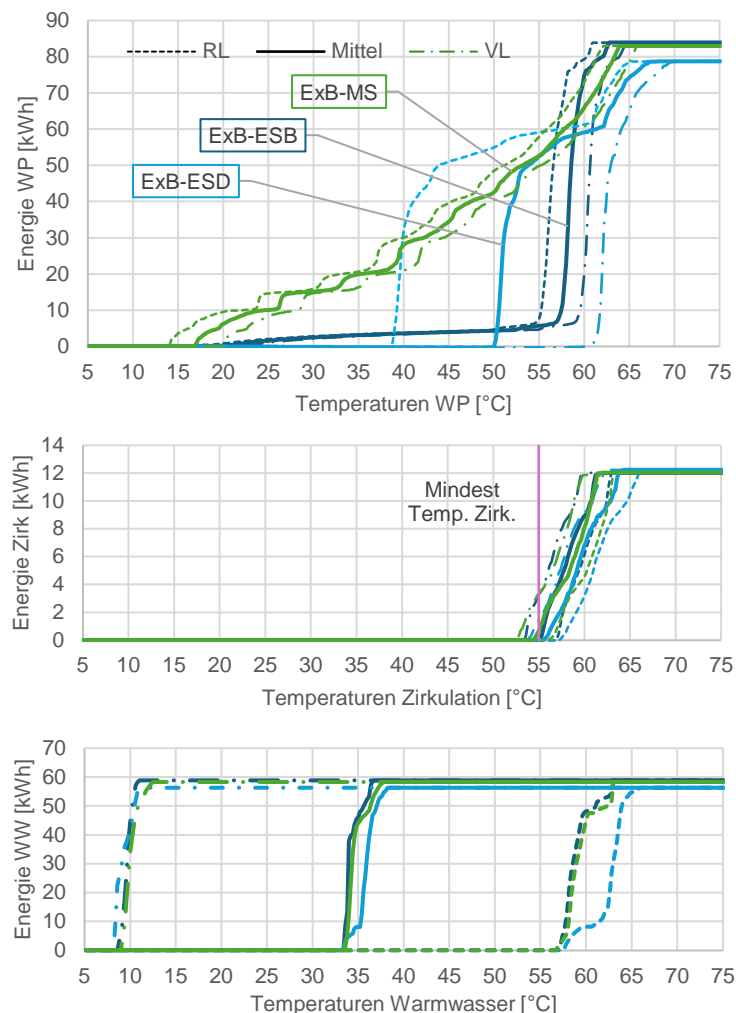


Abbildung 14: Energie-Temperatur Diagramme der Wärmepumpe, der Zirkulation und des Warm-/Kaltwassers während den Zapfungen auf Grund von Messungen von Einstufen-Ladungen mit Beimischung und mit Drosselventil sowie der Mehrstufen-Ladung.



## 2.5.2 Speicherentladung

### Warmwasser

Kaltwasser wird bei den Varianten mit Frischwasserspeicher direkt in den Speicher geführt. Mit adäquater Strömungsberuhigung am Speichereintritt entsteht eine scharfe Trennung zwischen dem Kaltwasserreservoir im Speicher unten und dem darüberliegenden erwärmten Wasser. Bei der Entladung entsteht eine Kolbenströmung, bei der der Thermoklin im Speicher nach oben wandert.

Mit der Mehrstufen-Ladung kann dieses kalte Wasser sehr effizient erwärmt werden. Das Vorhandensein des Kaltwasserreservoirs im unteren Speicher ist eine Voraussetzung für den effizienten Betrieb der WP vor allem zu Beginn des Ladevorgangs.

In den Varianten mit Pufferspeicher wird das Warmwasser bei der Entladung mittels WÜ erwärmt.

Bei der Erwärmung mit FWM hängt die Warmwassertemperatur von der primärseitigen Durchflussregelung ab. Damit das FWM die Temperatur effizient regeln kann, muss die Temperatur im Speicher höher sein als der Sollwert auf der Sekundärseite. Andernfalls kann die Frequenz der primärseitigen Pumpe des FWM – abhängig von den PI(D)-Reglereinstellungen – auf ihr Maximum ansteigen. Die Messung mit FWM und Zirkulationsstation zeigt anhand der Speichertemperatur, dass die primärseitige Rücklaufemperatur des FWM zumindest zeitweise unter 28 °C liegen muss. In der Messung ohne Zirkulationsstation waren die Speichertemperaturen bei identischem FWM deutlich höher. Der Grund für die höheren Temperaturen im unteren Teil des Speichers wird im nächsten Abschnitt erläutert.

Bei der Erwärmung von Warmwasser bei der Entladung mittels IHX werden beim Warmwasserbezug keine Komponenten aktiv geregelt. In Phasen ohne Warmwasserverbrauch hat das Wasser im IHX die gleiche Temperatur wie das umgebende Pufferwasser. Wenn Warmwasser entnommen wird, wird dieses Wasser ausgestossen und das nachströmende Kaltwasser wird nach dem Durchflussprinzip erwärmt. Je mehr sich der untere Teil des Speichertanks abgekühlt hat, desto mehr Wärme muss im oberen Teil des Speichers übertragen werden, wodurch eine Abkühlung im oberen Bereich erzwungen wird. Um die Hygieneanforderungen bei diesem System zu gewährleisten, muss die Nachladung daher früher erfolgen als bei den anderen Systemen.

### Einfluss der Zirkulation

#### Frishwasserspeicher

Die Beladung des Speichers wird über zwei Sensoren geregelt. Der obere Sensor für die Einschaltbedingung der WP ist unterhalb der Stundenspitze bzw. unterhalb des Spitzendeckungsvolumens platziert. In den Tests mit Frishwasserspeicher war die Einschaltbedingung jeweils 56 °C an dieser Position. Dies ist die tiefste Temperatur, bei der lediglich ein kurzzeitiges Unterschreiten der Zirkulationsrücklaufemperatur von 55 °C zu beobachten war. Der Ausschalt-Sensor war am Speicher unten platziert. Die eingestellte Warmwasser-Solltemperatur betrug entweder 60 °C oder 62 °C (vgl. Tabelle 3), bei Erreichen dieser Temperatur am Ausschalt-Sensor wurde die Beladung beendet.



Eine Nachladung sollte dann erfolgen, wenn der Thermoklin, der sich bei der Entladung ausbildet, die Position des oberen Temperaturfühlers erreicht. Die Temperatur im Speicher oben sollte während der Entladung hoch bleiben. Eine Abkühlung des oberen Volumens erfolgt zum einen durch Wärmeverluste an die Umgebung, und zum anderen durch die Zirkulation. Im besten Fall wird der Rücklauf der Zirkulation unterhalb des Spitzendeckungsvolumen in den Speicher geführt, und sinkt anfangs in das darunterliegende Steuervolumen (Volumen zwischen den beiden Sensoren) ab, obwohl die Temperaturdifferenz des Zirkulationsrücklaufes zum Wasser an der Position des Speichers sehr klein ist.

In Abbildung 15 ist die Speichertemperatur jeweils zu den zwei Zeitpunkten dargestellt, an welchen die Beladungen ausgelöst wurden, sowie am Ende der ersten Beladung des Tages. Am Ende der Beladung ist die Temperatur in allen Fällen im gesamten Speicher im Bereich 60 bis 62 °C. Das obere Speichervolumen kühlt sich jeweils nahezu homogen aus. Ein markanter, sich durch den Zirkulationsrücklauf ausbildender, Thermoklin kann nicht beobachtet werden. Mindestens einmal am Tag führt die Auskühlung durch die Zirkulation zu einer vorzeitigen Beladung des Speichers und somit zu Effizienzeinbußen.

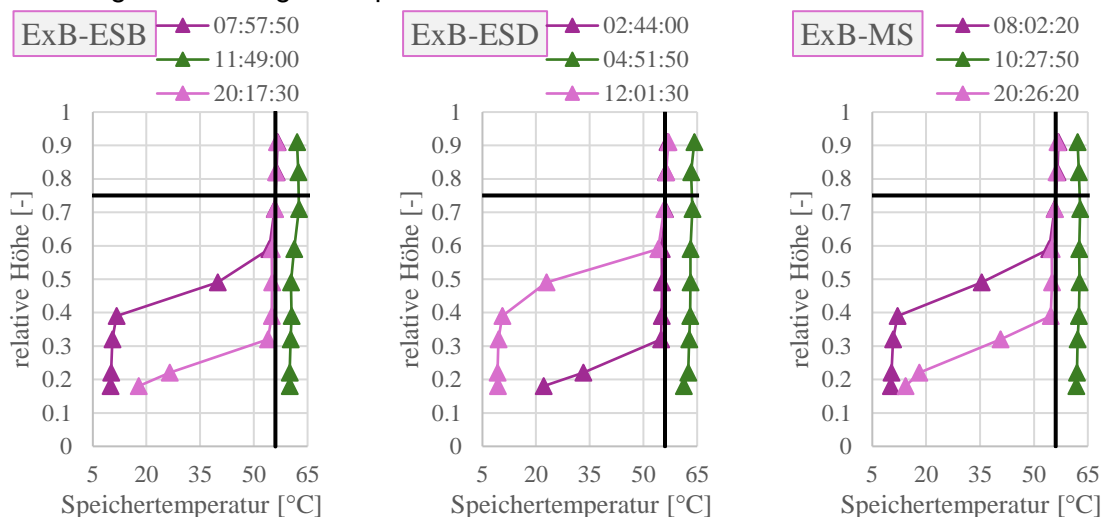


Abbildung 15: Speichertemperatur zu den zwei Zeitpunkt der Auslösung der Nachladung sowie zum Ende der jeweils ersten Beladung des Tages bei den Messungen mit Frischwasserspeicher und externem Wärmeübertrager zur Beladung.

### Pufferspeicher mit FWM

Die primärseitige Rücklaufftemperatur eines FWM unterscheidet sich je nach Betriebszustand. Während der Zirkulation kann die Rücklaufftemperatur nicht tiefer sein als 55 °C. Bei reinem Warmwasserbezug ohne Zirkulation ergibt sich bei eine Rücklaufftemperatur von ca. 25 °C bis 30 °C (je nach Speichertemperatur, WW-Solltemperatur und Einstellungen am Regler). Im Test MS-FriWa-Valve wurde der Rücklauf an zwei verschiedenen Positionen zurück in den Speicher geführt, mit einem Ventil zur Umschaltung zwischen den Betriebszuständen. Im Test MS-FriWa-Zirk wurde ein separater PWT für die Zirkulation eingesetzt.

Die Messungen zeigen, dass die Verwendung des separaten Wärmetauschers (Zirkulationsstation) zu deutlich niedrigeren Speichertemperaturen und damit zu einer höheren Effizienz der Speicherladung durch die Wärmepumpe führt. Unter den gewählten



Randbedingungen im Test wäre diese Lösung wirtschaftlich nicht ideal, da die Effizienzgewinne und damit die Betriebskosten die zusätzlichen Investitionen für ein so kleines System mit nur sechs Wohnungen nicht aufwiegen. Bei größeren Objekten mit kaskadierten FWM wäre die Lösung nicht nur aus energetischer, sondern auch aus wirtschaftlicher Sicht sinnvoll.

### Einfluss der Speicherentladung auf die Speicherwärmung

In Abbildung 16 ist ein Energie-Temperatur Diagramm der Beladung der verschiedenen Speicherkonzepte, jeweils mit Mehrstufen-Ladung zu sehen. Darin wird der Einfluss der oben beschriebenen Effekte beim Warmwasserbezug deutlich: Die Variante mit Frischwasserspeicher und direkter Kaltwasser-Einschichtung im Speicher unten ermöglicht die Beladung bei den niedrigsten Temperaturen der Wärmepumpe. Die Varianten mit FWM unterscheiden sich durch die Verwendung eines Zirkulations-Moduls. Dieses ermöglicht tiefere Temperaturen im Speicher und erhöht so die Effizienz des Systems.

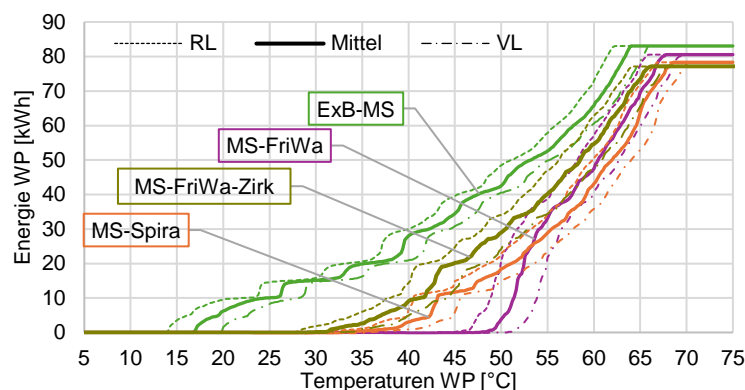


Abbildung 16: Energie-Temperatur Diagramm der Beladung (Vorlauf-, Rücklauf- und gemittelte Temperatur der Wärmepumpe) verschiedener Speicherkonzepte mit Mehrstufen-Ladung.

### 2.5.3 Hygiene

Bei der Diskussion der Hygiene in Warmwassersystemen in Mehrfamilienhäusern stehen meist Legionellen im Mittelpunkt. Legionellen sind fakultativ pathogene Bakterien, die unter bestimmten Bedingungen die Legionärskrankheit verursachen können. Die Infektion erfolgt über die Lunge durch Einatmen von Aerosolen oder feinen Wassertröpfchen. Nach heutigem Kenntnisstand ist das Trinken von mit Legionellen kontaminiertem Wasser in der Regel nicht gesundheitsschädlich. Der optimale Temperaturbereich für das Wachstum von Legionellen liegt zwischen 25 °C und 45 °C. Oberhalb dieses Bereichs wird die Vermehrung gehemmt. Bei etwa 50 °C beginnen die Bakterien abzusterben, und bei Temperaturen von 60 °C und darüber werden Legionellen in der Regel zuverlässig abgetötet.

Im Konzept mit Pufferspeicher und FWM wird kein Trinkwasser gespeichert. Es kann angenommen werden, dass die Einhaltung der maximal zulässigen Rücklauftemperatur der Zirkulation (55 °C) und einer Temperatur von mindestens 50 °C am Wasserhahn das Wachstum von Legionellen im warmen Teil des Rohrsystems zuverlässig verhindert. In den anderen Konzepten wird Frischwasser gespeichert: In den Konzepten mit externem WÜ zur Beladung wird Trinkwasser direkt als Speichermedium verwendet. Bei Pufferspeichern mit IHX



befindet sich Trinkwasser im Volumen des integrierten Wärmetauschers. In diesen Systemen kann das Wasser theoretisch über längere Zeiträume im kritischen Temperaturbereich verbleiben. Abbildung 17 zeigt ein Histogramm der Speichertemperaturen in den Zonen 1 bis 4 (vergleiche Abbildung 1) aus den Messungen ExB-ESD, ExB-MS und MS-Spira.

Die Hygieneanforderungen der Schweizer Normen wurden in allen Systemen erfüllt, jedoch unterscheiden sich die Risikoprofile. Ein gut schichtender Trinkwasserspeicher bietet einen hohen Schutz vor Legionellen, da das gespeicherte Trinkwasser über den grössten Teil seines Volumens auf einer hohen Temperatur gehalten wird, wodurch das Bakterienwachstum wirksam verhindert wird. Die obere heisse Zone dient als Barriere, die ein Durchschlagen von Legionellen verhindert, die sich möglicherweise im unteren Teil des Speichers befinden und dort temporär Temperaturen vorfinden, welche ein Wachstum begünstigen.

Im Speicher mit IHX bleibt der untere Bereich am längsten im kritischen Temperaturbereich. Außerdem müssen nur wenige Liter Wasser aus dem Inneren des Wärmetauschers ausgestoßen werden, bevor das Wasser aus dem unteren Teil des Wärmetauschers nach oben steigt. Das bedeutet, dass die Zeit, in der dieses Wasser nach dem Aufheizen auf hoher Temperatur bleibt, im Vergleich zum Konzept mit Frischwasserspeicher deutlich kürzer ist.

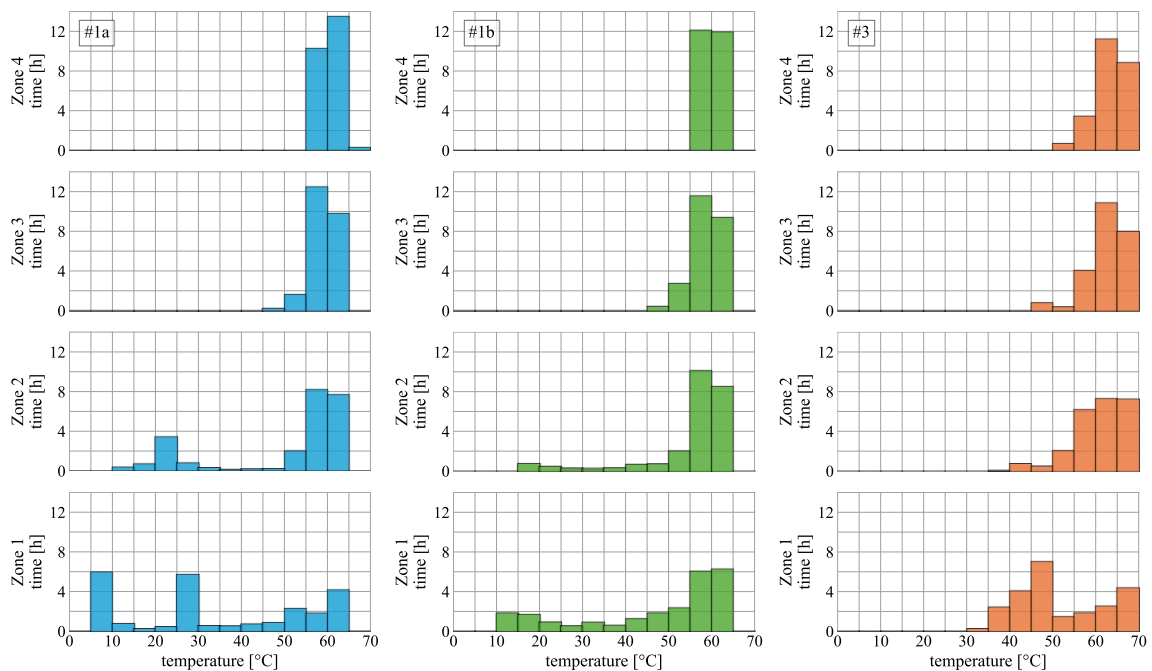


Abbildung 17: Histogramm der Speichertemperaturen in den Zonen 1 bis 4 der Konzepte ExB-ESD, ExB-MS und MS-Spira.



### 3 Next Generation-Konzepte für Warmwasser mit Wärmepumpen im Mehrfamilienhaus

#### 3.1 Marktübersicht

Aus dem vom Bundesamt für Statistik veröffentlichten Zahlen [12] geht hervor, dass der Schweizer Gebäudepark 2023 knapp 1.8 Mio Gebäude umfasst, die zu Wohnzwecken genutzt werden. Abbildung 18 zeigt die Anzahl Gebäude nach der Gebäude Art. Dabei wird deutlich, dass Anzahlmässig mit 56.7 % der Grossteil der zu Wohnzwecken genutzten Gebäude auf Einfamilienhäuser entfällt.

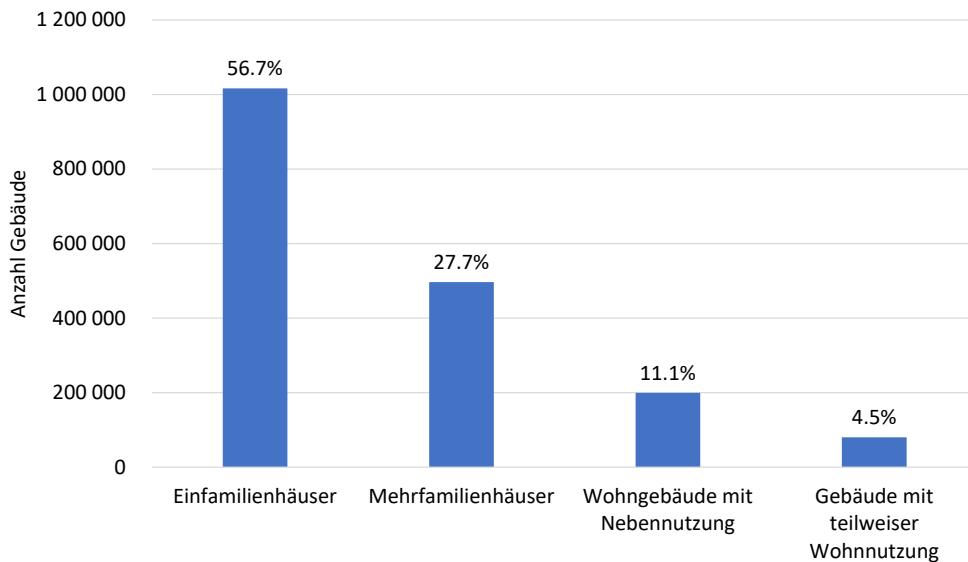


Abbildung 18 Anzahl Wohngebäude der Schweiz nach Gebäudetyp, Ein- und Mehrfamilienhäuser werden ausschliesslich zu Wohnzwecken genutzt, Wohngebäude mit Nebennutzung hauptsächlich zu Wohnzwecken und zu Gebäuden mit teilweiser Wohnnutzung zählen Kollektivhaushalte (Spitäler, Hotels, etc.) und Fabriken, Verwaltungsgebäude, etc. mit mind. einer Wohnung.

Abbildung 19 zeigt die Anzahl der Gebäude mit zwei und mehr Wohnungen nach Anzahl der Wohnungen und Gebäudetyp. Insgesamt verfügen mehr 640 000 Gebäude in der Schweiz über mehr als eine Wohnung. Hiervon fallen wiederum mit 77.4 % in die Kategorie Mehrfamilienhäuser und damit zu den Gebäuden die ausschliesslich als Wohngebäude genutzt werden. Die Mehrheit der Gebäude verfügt über weniger als 6 Wohnungen (64.1 %).

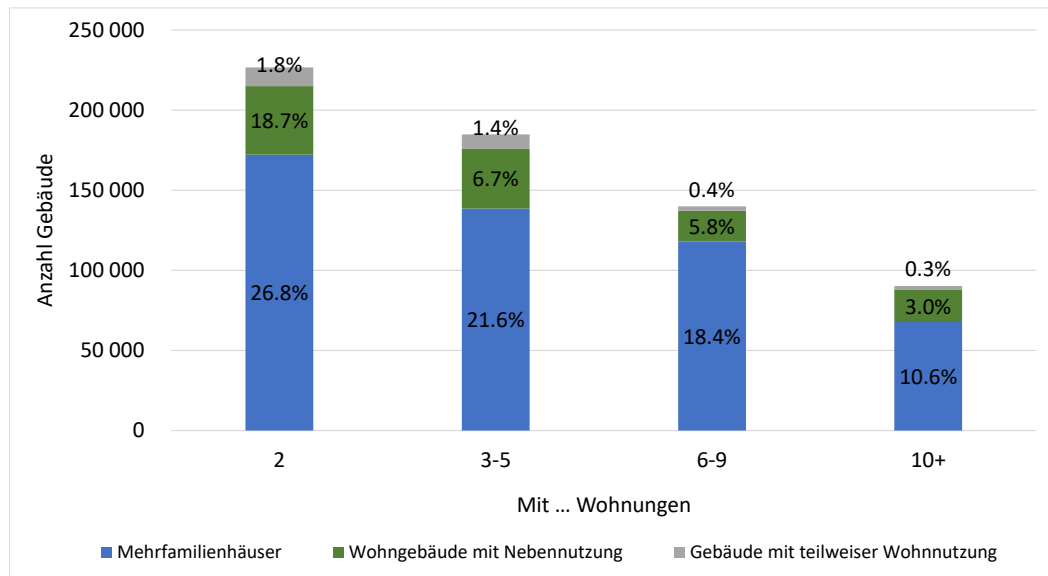


Abbildung 19 Anzahl der Gebäude mit zwei und mehr Wohnungen nach Gebäudetyp

Abbildung 20 zeigt die für Warmwasserbereitung genutzten Energiequellen in Gebäuden mit mehr als zwei Wohnungen. Bei mehr als 50 % erfolgt die Warmwasserbereitung mit direkt fossilen Energiequellen (Heizöl 32.9 %, Gas 17.8 %) und in 22.5 % der Gebäude wird das WW direkt elektrisch erzeugt. Weitere 13.1 % entfallen auf Energiequellen für Wärmepumpen. Aus Tabelle 4 geht hervor, dass in der Schweiz in über 276 000 Gebäuden Wärmepumpen für die Warmwasserbereitung genutzt werden. Hiervon entfallen mehr als 190 000 auf Einfamilienhäuser bzw. Gebäude mit einer Wohnung. Bei der relativen Betrachtung, fällt auf, dass mit zunehmender Gebäudegrösse (Anzahl Wohnungen) der Anteil nur leicht abnimmt. Während in 16.8 % der Gebäuden mit einer Wohnung Wärmepumpen-Energiequellen zur Warmwasserbereitung verwendet werden. Liegt der Anteil bei Gebäuden mit mehr als 10 Wohnungen immer noch 12.4 %. Insgesamt wird in 15.4 % der Gebäuden, welche zu Wohnzwecken benutzt werden, Energiequellen für WP zur Warmwasserbereitung verwendet.

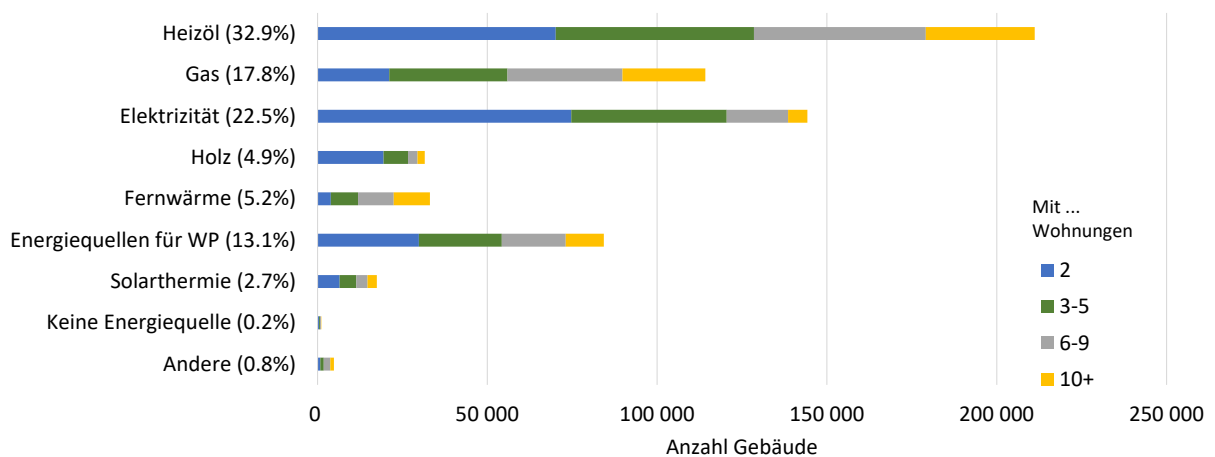


Abbildung 20 Energiequellen der Warmwasserbereitung für Gebäude mit mehr als zwei Wohnungen, (Energiequelle für WP z.B. Luft, Wasser, Geothermie)



Tabelle 4 Gebäude mit Energiequellen für Wärmepumpe zur Warmwasserbereitung nach Anzahl der Wohnungen

	Mit ... Wohnung(en)					<b>Total</b>
	1	2	3-5	6-9	10+	
Anzahl Gebäude mit WP-WW-Bereitung	192 244	29 821	24 415	18 822	11 213	<b>276 515</b>
Anteil der Gebäude mit WP-WW-Bereitung	16.8%	13.1%	13.2%	13.4%	12.4%	15.4%

## 3.2 Konzept der NextGen Warmwassererwärmung

Das Konzept der NextGen Wassererwärmung verfolgt den Ansatz, die Effizienz der Wassererwärmung durch den Einsatz speziell geeigneter Wärmepumpen zu verbessern. Mit dem neuen Konzept wird der Prozess der Wassererwärmung und der Zirkulationsnacherwärmung angegangen.

### 3.2.1 Wassererwärmung

Die Wassererwärmung erfolgt klassischerweise durch Einstufen- oder Mehrstufen-Ladung (Kapitel 2.2). Nun ist der Prozess der Einstufen-Ladung mit einer klassischen Wärmepumpe nicht optimal, da die Temperaturverläufe von Wasser und Kältemittel im Kondensator nicht aufeinander abgestimmt sind. Das Kältemittel hat während der Kondensation praktisch keine Temperaturänderung, während das Wasser eine Temperaturdifferenz von mehr als 40 K durchläuft. Mit dem Einsatz eines transkritischen Kreisprozesses kann das Temperaturprofil auf der Kältemittelseite an jenes der Wassererwärmung angepasst werden. In diesem Einsatzbereich eignet sich eine transkritische CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe. Diese wird mit einem externen PWT in die Wassererwärmung eingebunden.

### 3.2.2 Zirkulation

Da nun die Wärmepumpe zur Wassererwärmung auf hohe Temperaturdifferenzen optimiert ist, kann die Zirkulation nicht sinnvoll durch diese Wärmepumpe wiedererwärmt werden. Daher wird für die Zirkulationsnacherwärmung eine weitere, wesentlich kleinere Wärmepumpe eingesetzt. Der Einsatzbereich, sowohl bezüglich Temperatur als auch Leistung spricht für eine Luft/Wasser-Propanwärmepumpe mit geringer Füllmenge (<152 g). Die Propanwärmepumpe wird Leistungsgeregelt ausgeführt, damit diese in unterschiedlichen Gebäuden eingesetzt werden kann.

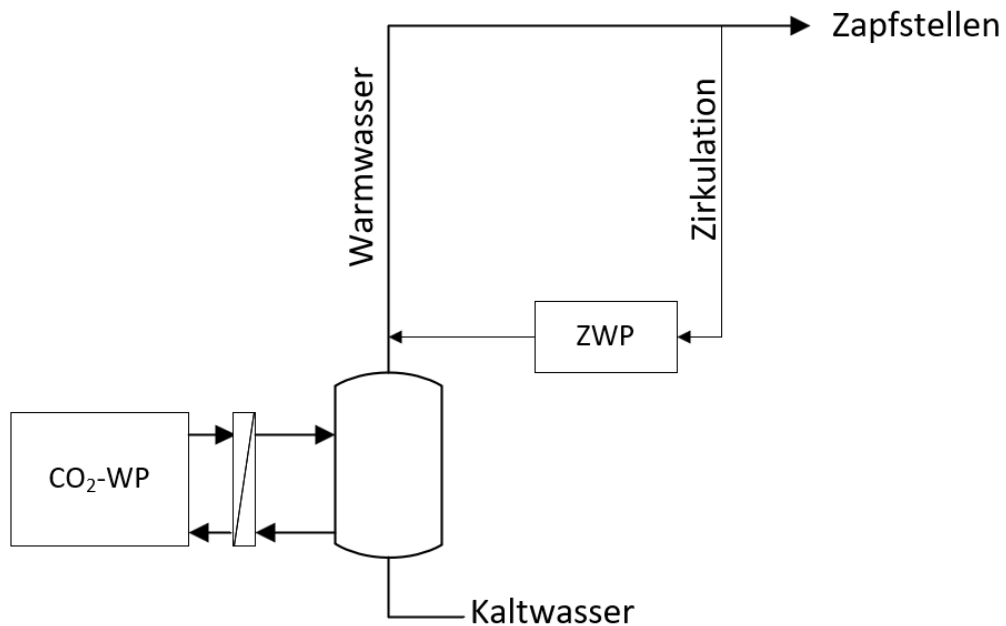


Abbildung 21: Schematische Darstellung des NextGen-Warmwassererwärmungskonzepts.

### 3.3 Auswahl Komponenten

Auslegung und Auswahl der Komponenten wurden aufgrund der Vertraulichkeit in einem separaten Bericht dokumentiert. Der Bericht mit dem Titel «EffPlusWW – AP5 Go/NoGo Bericht» wurde dem BFE am 01. Mai 2025 zugestellt.

### 3.4 Testresultate der Zirkulationswärmepumpe

Die neu konstruierte Zirkulationswärmepumpe wurde zur Vorbereitung auf die Systemtests im Wärmepumpenprüfzentrum der Ostschweizer Fachhochschule in Buchs in verschiedenen Betriebszuständen geprüft und optimiert.

#### 3.4.1 Prüfbedingungen

Die Prüfungen der Wärmepumpe erfolgten in einer Klimakammer des Wärmepumpenprüfzentrums (WPZ) in Buchs unter stationären Bedingungen. Da es für Zirkulationswärmepumpen keine Prüfnorm gibt, wurden Messungen bei ähnlichen Bedingungen wie bei der Normmessung von Wärmepumpenboilern durchgeführt. Aussagekräftig ist der Prüfpunkt A20W55-60, dabei wird das Warmwasser von 50 auf 60°C erwärmt, wobei die Wärmequellentemperatur bei 20°C liegt. Die Senkentemperatur liegt konstant bei 60°C. Wären die Messungen exakt wie bei Wärmepumpenboilern durchgeführt worden, so würde die gemessene Effizienz höher liegen, da die mittlere Senkentemperatur eher bei 50°C liegen würde. Geschätzt, läge der COP ca. 20-30% höher (2-3% pro Kelvin).



Tabelle 5: Prüfbedingungen zur Messung der Zirkulationswärmepumpe.

Nummer	Quellentemp. [°C]	Senktemp. [°C]	Luftfeuchtigkeit [%]	Drehzahl [Hz]
1	20	60	59.5	50
2	20	60	59.5	30
3	20	60	59.5	20
4	20	60	71.2	50
5	20	60	71.2	30
6	20	60	71.2	20
7	20	60	88.4	50
8	20	60	88.4	30
9	20	60	88.4	20

### 3.4.2 Prüfergebnisse (Auswahl)

Die Prüfergebnisse zeigen, dass ein effizienter Betrieb mit dieser kompakt-WP möglich ist. Die von der EN16147 vorgegebene minimal-Effizienz von COP=3 bei A20W55-60 für Wassererwärmungs-Wärmepumpen wird erreicht. Wie bereits erwähnt, würde ein effektiver Test als WP-Boiler zu einer 20-30% höheren Effizienz führen als gemessen, da die Senktemperatur im Mittel geringer ist.

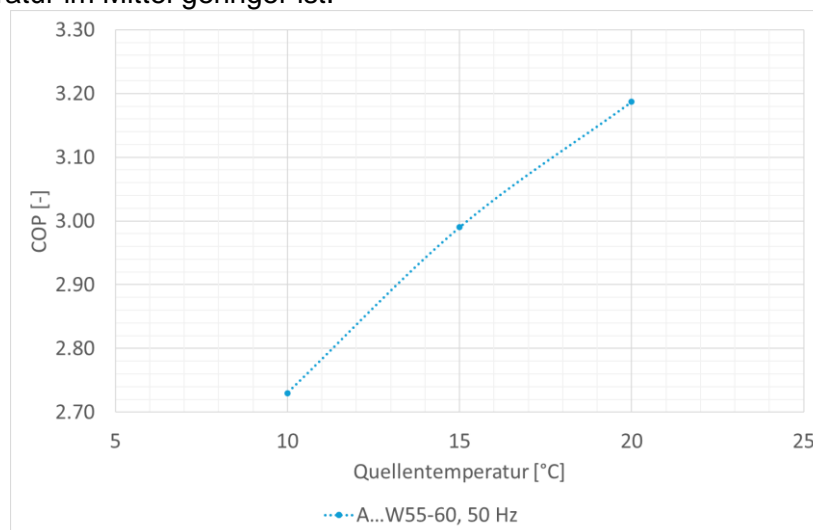


Abbildung 22: Messergebnisse WPZ; Verlauf des COP in Abhängigkeit der Quelltemperatur bei einer Senktemperatur von 60°C.

### 3.4.3 Optimierungen

- Füllmenge  
Die für die Anwendung optimale Füllmenge konnte bestimmt werden.
- Expansionsventil  
Es konnte ein besser passendes Expansionsventil bestimmt werden.



## 4 Simulation von WP-WW Konzepten

### 4.1 Mathematische Funktion und Berechnungen

Im Projekt RoRoStrat [13] wurde eine Modellierung der Speichertemperaturprofile mit expliziten mathematischen Funktionen untersucht, welche die Temperatur des Speichers als stetige und integrierbare Funktion in Abhängigkeit der Speicherhöhe beschreiben.

Der Tangens hyperbolicus und Exponentialfunktionen eignen sich prinzipiell zur Abbildung von Speichern mit einer Thermokline, bei mehreren Thermoklinen können diese Funktionen superponiert (addiert) werden.

Die Parameter zur Beschreibung des Temperaturprofils in einem Speicher mit einer Thermokline als mathematische Funktion sind Schärfe und Position (Wendestelle) der Thermokline, sowie die untere und obere Temperaturgrenze der Funktion.

Nachfolgend werden, die für das Simulationsmodell benötigten Formeln und Berechnungen vorgestellt.

#### 4.1.1 Funktion der Thermokline

Die Thermokline im Speicher wird mit der Tangens hyperbolicus Funktion, wie folgt abgebildet:

$$T(h) = T_{min} + \frac{1}{2} [1 + \tanh(s(h - h_{tp}))] \Delta T \quad \text{Formel 6}$$

Die Funktion ist stetig und integrierbar. Das Integral der tanh-Funktion lautet

$$\int T(h) dh = \left( T_{min} + \frac{1}{2} \Delta T \right) h + \frac{1}{2s} \Delta T \ln \left[ \cosh(s(h - h_{tp})) \right] + C \quad \text{Formel 7}$$

Die Funktion zeigt die Temperatur  $T$  in Abhängigkeit der Speicherhöhe  $h$ . Die Speicherhöhe ist als relative Speicherhöhe von 0 bis 1 angegeben. Dabei ist  $T_{min}$  die minimale Temperatur der Thermokline und  $\Delta T$  die Temperaturdifferenz zwischen maximaler Temperatur  $T_{max}$  und  $T_{min}$ , bezogen auf die Funktion  $T(h)$ . Befindet sich die Thermokline nicht vollständig im Speicher können die Funktionswerte  $T_{min}$  und  $\Delta T$  von der im Speicher sichtbaren minimalen Temperatur, respektive maximalen Temperaturdifferenz abweichen. Nachfolgend beziehen sich  $T_{min}$  und  $\Delta T$  immer auf die Funktionsparameter der tanh-Funktion. Die Position und damit die Wendestelle der Thermokline ist durch den Parameter  $h_{tp}$  gegeben und  $s$  ist der Schärfeparameter. Die Schärfe der Thermokline in Abhängigkeit von  $\Delta T$  ist gegeben durch die Steigung  $m_{tp}$ , welche der Steigung an der Wendestelle  $h_{tp}$  entspricht.

$$m_{tp} = T'(h = h_{tp}) = \frac{1}{2} \Delta T s \quad \text{Formel 8}$$

Die **mittlere Speichertemperatur** ergibt sich aus dem Integral von  $T(h)$  im Intervall von  $h=0$  bis  $h=1$ :

$$\overline{T}_{TES} = \frac{1}{2} (2T_{min} + \Delta T) + \frac{\Delta T}{2s} \ln \left[ \frac{\cosh(s(1-h_{tp}))}{\cosh(-sh_{tp})} \right] \quad \text{Formel 9}$$



Die Höhe auf der eine bestimmte Temperatur angetroffen wird, kann durch die Inverse der tanh-Funktion ermittelt werden:

$$h(T) = h_{tp} + \frac{1}{2s} \ln \left[ \frac{T - T_{min}}{T_{min} + \Delta T - T} \right] \quad \text{Formel 10}$$

Die Funktion kann zudem nach ihren Funktionsparametern aufgelöst werden.

$$h_{tp} = h - \frac{1}{2s} \ln \left[ \frac{T - T_{min}}{T_{min} + \Delta T - T} \right] \quad \text{Formel 11}$$

$$s = \frac{1}{2(h - h_{tp})} \ln[(T - T_{min})(T_{min} + \Delta T - T)] \quad \text{Formel 12}$$

Bilden sich im Speicher zwei oder mehr Thermoklinen aus, so kann dies mit einer Superposition mehrerer tanh-Funktionen dargestellt werden. Für zwei Thermoklinen im Speicher, folgt:

$$T_{2TC}(h) = T_{min} + \frac{1}{2} [1 + \tanh(s_1(h - h_{tp1}))] \Delta T_1 + \frac{1}{2} [1 + \tanh(s_2(h - h_{tp2}))] \Delta T_2 \quad \text{Formel 13}$$

auch diese Funktion ist stetig und integrierbar. Für das Integral folgt:

$$\int T_{2TC}(h) dh = \left( T_{min} + \frac{1}{2} \Delta T_1 + \frac{1}{2} \Delta T_2 \right) h + \frac{1}{2s_1} \Delta T_1 \ln [\cosh(s_1(h - h_{tp1}))] + \frac{1}{2s_2} \Delta T_2 \ln [\cosh(s_2(h - h_{tp2}))] + C \quad \text{Formel 14}$$

#### 4.1.2 Wärmeverluste und Schärfeänderung

Im Ruhezustand (Standby) verändern sich die Temperaturen im Speicher und damit die Funktionsparameter durch Wärmeverluste gegenüber der Umgebung. Unter Ausblendung der internen Wärmetransportprozesse, welche sich auf die Schärfe der Thermokline zusätzlich auswirken, kann der Temperaturverlauf im Speicher im Zeitschritt  $n$  auf Grund der bekannten Funktionsparameter zum Zeitschritt  $n - 1$  ermittelt werden.

Die Temperaturdifferenz  $\Delta T_{amb}$  zwischen Speichertemperatur und Umgebungstemperatur verändert sich in Abhängigkeit der Speicheroberfläche  $A$  und dem Wärmeverlustkoeffizient  $k$

$$\Delta T_{amb} = \Delta T_{amb,0} * e^{-\frac{kA}{m * c_p} t} \quad \text{Formel 15}$$

Hierbei ist  $\Delta T_{amb,0}$  der Temperaturdifferenz zwischen Speicher und Umgebung zu Beginn,  $kA$  der Wärmeverlust in W/K,  $m$  die Masse des Speichermediums und  $c_p$  die spezifische Wärmekapazität des Speichermediums. Unter der Annahme, dass die Wärmeverluste im Speicher gleichmässig verteilt sind und die Umgebungstemperatur  $T_{amb}$  konstant ist, folgt



$$\Delta T_{min,n} = (T_{min,n-1} - T_{amb}) e^{-\frac{kA}{m \cdot c_p} \Delta t} \quad \text{Formel 16}$$

$$T_{min,n} = T_{amb} + \Delta T_{min,n} \quad \text{Formel 17}$$

$$\Delta T_{max,n} = (T_{min,n-1} + \Delta T_{n-1} - T_{amb}) e^{-\frac{kA}{m \cdot c_p} \Delta t} \quad \text{Formel 18}$$

$$\Delta T_n = T_{amb} + \Delta T_{max,n} - T_{min,n} \quad \text{Formel 19}$$

Hierbei sind  $\Delta T_{min}$  bzw.  $\Delta T_{max}$  die Temperaturdifferenz zwischen minimaler bzw. maximaler Speichertemperatur zur Umgebung.  $\Delta t$  entspricht der Dauer des Zeitschritts.

Die Schärfe der Thermokline ändert sich aufgrund von Wärmeleitung und Diffusion in Abhängigkeit der Zeit. Bayón und Rojas [14] haben das Verhalten der Thermokline von Wärmespeichern untersucht und gezeigt, dass sich die Schärfe der Thermokline im Standby proportional zu

$$S_{CDF}(t^*) = \frac{5\sqrt{t^*}}{2} \quad \text{Formel 20}$$

ändert. Mit der dimensionslosen Zeit  $t^* = \frac{t \alpha_{eff}}{L^2}$  und  $\alpha_{eff} = \frac{\lambda_{eff}}{(\rho c_p)_{eff}}$

Hierbei ist  $L$  die absolute Speicherhöhe,  $\alpha_{eff}$  die effektive Temperaturleitfähigkeit,  $\lambda_{eff}$  die effektive Wärmeleitfähigkeit und  $(\rho c_p)_{eff}$  das effektive Produkt aus der Dichte und der spezifischen Wärmekapazität. Bayón und Rojas verwenden zur Abbildung der Thermokline die logistische Verteilfunktion (Logistic-CDF), welche in die tanh-Funktion überführt werden kann. Zwischen dem Schärfeparameter der tanh-Funktion und Logistic-CDF ergibt sich folgender Zusammenhang

$$s = \frac{1}{2 S_{CDF}} \quad \text{Formel 21}$$

Somit ändert sich die Schärfe  $s$  der tanh-Funktion in Abhängigkeit der Zeit wie folgt

$$s(t) = \frac{1}{5 \sqrt{\frac{t \alpha_{eff}}{L^2}}} \quad \text{Formel 22}$$

hierbei gilt  $s(t=0) \rightarrow \infty$ . Ist die Schärfe der Thermokline zum Zeitschritt  $n-1$  bekannt, so kann die Zeit  $t'$  berechnet werden, die zwischen einer unendlich scharfen Thermokline zum Zeitpunkt  $t=0$  und der vorhandenen Thermokline vergangen ist.

$$t' = \frac{L^2}{25 s_{n-1}^2 \alpha_{eff}} \quad \text{Formel 23}$$



Hieraus folgt für die Berechnung der Schärfe zum Zeitschritt  $n$  aus der Schärfe des vorhergehenden Zeitschritts:

$$s_n = \frac{1}{5 \sqrt{\frac{1}{25s_{n-1}^2} + \frac{\Delta t \alpha_{eff}}{L^2}}} \quad \text{Formel 24}$$

Durch die Änderung der Thermoklinenschärfe ändert sich die Energie im Speicher nicht. Dies jedoch nur für eine Thermokline die sich vollständig (mittig) im Speicher befindet. Ist die Thermoklinienposition  $h_{tp} \neq 0.5$  und wird in Abhängigkeit der Zeit die Thermoklinenschärfe nach Formel 24 neu berechnet, kommt es zu einer Energieänderung im Speicher aufgrund der Asymmetrie des Temperaturprofils im Speicher. Unter der Annahme, dass die Schärfeänderung keinen Einfluss auf die Energie im Speicher hat, verschiebt sich die Thermokline im Speicher. Befindet sich die Thermokline unten im Speicher wandert die Thermokline aufgrund der Schärfeänderung nach oben und umgekehrt. Die Energie im Speicher ändert sich nur aufgrund der Wärmeverluste, hieraus folgt die mittlere Speichertemperatur zum nächsten Zeitschritt. Durch Einsetzen von Formel 9 und umstellen nach  $h_{tp,n}$  folgt:

$$h_{tp,n} = \frac{1}{2s_n} \ln \left[ -\frac{e^A - 1}{e^{A+2s_n} - 1} \right] + 1 \quad \text{Formel 25}$$

$$A = \frac{2s_n (\overline{T_{TES,n}} - T_{min,n} - \Delta T_n)}{\Delta T_n}$$

Ist keine ausgeprägte Thermokline im Speicher vorhanden, wie es am Ende einer Beladung der Fall ist, bildet sich mit dem Start der Entladung eine neue Thermokline aus, mit einer neuen Schärfe  $s$ . In diesem Fall ist  $t' = 0$  (Formel 23) und Formel 24 vereinfacht sich zu:

$$s_n = \frac{1}{5 \sqrt{\frac{\Delta t \alpha_{eff}}{L^2}}} \quad \text{Formel 26}$$

### 4.1.3 Energieänderung im Speicher durch Be- und Entladung

Durch eine Be- oder Entladung wird dem Speicher Energie in Abhängigkeit von Eintritts- und Austrittstemperatur ( $T_{in}$  bzw.  $T_{out}$ ) und Massenstrom  $\dot{m}$  hinzugefügt oder entnommen. Hierbei ändert sich die Thermokline im Speicher, für eine idealisierte Einstufen-Ladung werden folgende Änderungen der Thermokline angenommen:

- Aufgrund des Volumenaustauschs kommt es zu einer Kolbenströmung im Speicher, wodurch die Thermokline in ihrer Position verschoben wird
- Änderung von  $T_{min}$  bzw.  $dT$  in Abhängigkeit der Eintrittstemperatur
- Verschiebung der Thermoklinienposition aufgrund der Energieänderung durch die Be- bzw. Entladung



Bei der Mehrstufen-Ladung bildet sich während der Beladung ein zweite Thermokline aus, welche nach unten aus dem Speicher geschoben wird, bevor sich erneut eine Thermokline ausbildet. Diese Thermokline haben aufgrund der kleinen Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf der Wärmepumpe, eine kleines  $\Delta T$ . Zudem bleiben diese Thermoklinen aufgrund des hohen Belademassenstroms bei der Mehrstufen-Ladung nur kurzzeitig im Speicher. Daher wird für die idealisierte Mehrstufen-Ladung angenommen, dass der Speicher von unten nach oben beladen wird, es folgt:

- $T_{min}$  und folglich auch  $dT$  ändern sich in Abhängigkeit der Energieänderung

Aus den für die Ein- und Mehrstufen-Ladung gemachten Annahmen, werden die nachfolgend aufgeführten mathematischen Zusammenhänge aufgestellt.

In Abhängigkeit des Volumenstroms und bei bekannter Speichergeometrie ergibt sich der Änderung der Thermoklinenposition  $\Delta h$  wie folgt:

$$\Delta h = \frac{4 * \dot{v} * \Delta t}{\pi * d^2 * L} \quad \text{Formel 27}$$

Hierbei ist  $\dot{v}$  der Volumenstrom, der durch den Speicher geht,  $d$  der Durchmesser des Speichers und  $L$  die Speicherhöhe.

Die Energieänderung zum nächsten Zeitschritt  $\Delta Q_n$  ergibt sich wie folgt:

$$\Delta Q_n = c_{p,wat} \dot{m} \Delta t (T_{in} - T_{out}) \quad \text{Formel 28}$$

Ändert sich der Energieinhalt im Speicher, so ändert sich die mittlere Temperatur im Speicher, folglich kann  $\Delta Q_n$  auch beschrieben werden durch

$$\Delta Q_n = c_{p,wat} * m_{TES,wat} (\overline{T_{TES,n}} - \overline{T_{TES,n-1}}) \quad \text{Formel 29}$$

Dabei ist  $c_{p,wat}$  die spezifische Wärmekapazität des Speichermediums (Wasser) und  $m_{TES,wat}$  ist die Masse des Speichermediums.  $\overline{T_{TES,n}}$  ist die mittlere Speichertemperatur zum Ende von Zeitschritt  $n$  und  $\overline{T_{TES,n-1}}$  die voran gegangene mittlere Speichertemperatur.

Für die idealisierte Einstufen-Ladung und Entladung wird angenommen, dass wenn für die Entladung die Eintrittstemperatur  $T_{in}$  kleiner ist als  $T_{min}$  bzw. wenn für die Beladung  $T_{in}$  grösser ist als  $T_{min} + \Delta T$  dann ändern sich zunächst  $T_{min}$  respektive  $\Delta T$  bis die Temperatur der Eintrittstemperatur entspricht. Alle anderen Parameter der Thermokline bleiben konstant. Somit kann durch gleichsetzen von Formel 28 und Formel 29 entsprechend der gesuchten Parameter  $T_{min,n}$  bzw.  $\Delta T_n$  aufgelöst werden. Für  $T_{min,n}$  folgt:

$$T_{min,n} = \frac{2 * \Delta t * \dot{m} * s (T_{out} - T_{in})}{m_{tes} \left( \frac{\cosh(s(1 - h_{tp}))}{\cosh(-sh_{tp})} - s \right)} + T_{min,n-1} \quad \text{Formel 30}$$

Analog hierzu folgt für  $\Delta T_n$

$$\Delta T_n = \frac{2 * \Delta t * \dot{m} * s (T_{in} - T_{out})}{m_{tes} \left( \frac{\cosh(s(1 - h_{tp}))}{\cosh(-sh_{tp})} + s \right)} + \Delta T_{n-1} \quad \text{Formel 31}$$



Unter der Annahme, dass sich durch die Energieänderung aufgrund einer Einstufen-Ladung oder Entladung nur die Thermoklinenposition  $h_{tp}$  ändert, folgt durch Gleichsetzen von Formel 28 und Formel 29 und nach Vereinfachung:

$$\frac{\cosh(s(1-h_{tp,n}))}{\cosh(-sh_{tp,n})} = \frac{\cosh(s(1-h_{tp,n-1}))}{\cosh(-sh_{tp,n-1})} e^{\left(\frac{2*s*\dot{m}*\Delta t(T_{in}-T_{out})}{m_{TES}*\Delta T}\right)} \quad \text{Formel 32}$$

Für die Umstellung von Formel 32 wurde Maple [15] verwendet, als Lösung für die Thermoklinenposition  $h_{tp,n}$  folgt:

$$h_{tp,n} = \frac{1}{2s} \ln \left[ -\frac{e^{2s(1-A)} + e^{2s(1-B)} - C}{e^{-2sA} + e^{-2sB} - C} \right] \quad \text{Formel 33}$$

mit den Termen A, B und C:

$$A = \frac{\dot{m} * \Delta t(T_{in} - T_{out}) - \Delta T * h_{tp,n-1} * m_{tes}}{m_{tes} * \Delta T}$$

$$B = \frac{\dot{m} * \Delta t(T_{in} - T_{out})}{m_{tes} * \Delta T}$$

$$C = (e^{s*h_{tp,n-1}})^2 + (e^s)^2$$

Zur Berechnung wie viel Energie dem Speicher bereits zugeführt oder entnommen wurde oder wie viel Energie den Speicher noch hinzugefügt bzw. entnommen werden kann, bis dieser vollständig Be- respektive Entladen ist.

$$\Delta t_i = \frac{m_{tes}(T_{tes,i} - T_{tes,i-1})}{\dot{m}(T_{in} - T_{out})} \quad \text{Formel 34}$$

## 4.2 Modellierung der gemessenen Be- und Entladeverläufe

Für die Messdaten aus den Messungen des WW-Speichers mit externen WÜ für die Beladung sind die Temperaturverläufe an die Messdaten gefittet worden. Hierzu wurde, analog zum Projekt RoRoStrat [13], eine tanh-Funktion an die Messdaten gefittet. Der Kurvenfit wurde auf zwei Thermoklinen erweitert. Zudem sind die Parameter so eingegrenzt worden, dass sich die obere Thermokline in dem Speicherbereich befindet, der von der Zirkulation beeinflusst wird.

### 4.2.1 Beladevorgänge Einstufen- und Mehrstufen-Ladung

Die Beladevorgänge sind in Abbildung 23 für die Ein- respektive Mehrstufen-Ladung aus den Messungen ExB-ESD und ExB-MS abgebildet. Dargestellt ist die Temperatur über die Speicherhöhe für verschiedene Zeitpunkte während der Beladung. Die Messpunkte, welche über Anlegefühler am Speicher aufgezeichnet worden sind, sind als x dargestellt, die Linien repräsentieren die gefittete Funktion. Für beide Beladestrategien zeigt sich, dass der Beladevorgang mit einer Thermokline abgebildet werden kann. Im oberen Teil des Speichers



zeigt sich eine schwache, zweite Thermokline. Dabei fällt auf, dass bei der Einstufen-Ladung am Ende der Beladung (linke Grafik, 15:15 Uhr, orange-gestrichelt), beide Thermokline noch erkennbar sind. Im Vergleich dazu, wurden bei der Mehrstufen-Ladung (rechte Grafik, 10:30 Uhr, blau-gestrichelt) beide Thermoklinen vollständig aufgelöst. Position der Ein- und Ausschaltfühler, sowie Ein- und Ausschalttemperatur ( $T_{ein} = 56\text{ °C} / T_{aus} = 62\text{ °C}$ ) waren bei beiden Tests identisch. Dennoch ist am Ende der Beladung die Temperatur oben im Speicher bei der Einstufen-Ladung höher als bei der Mehrstufen-Ladung und unten im Speicher tiefer. Damit die Einstufen-Ladung die geforderte Ausschalttemperatur erreicht ist eine Erhöhung der oberen Speichertemperatur und folglich auch der Vorlauftemperatur der WP nötig.

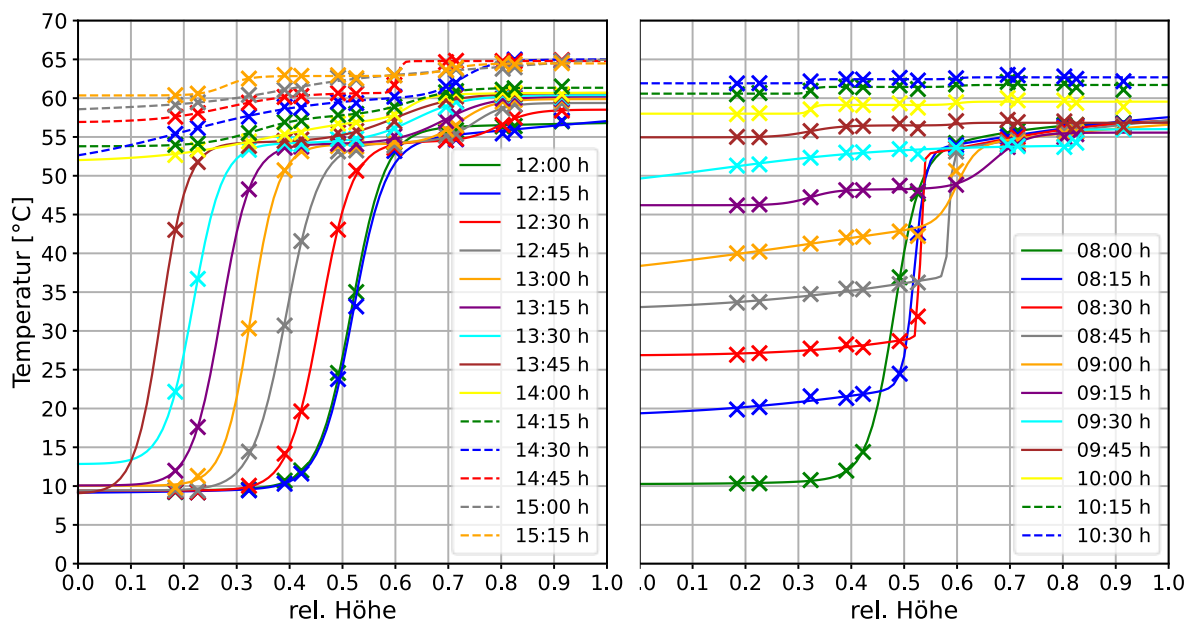


Abbildung 23 Beladevorgang, links: Einstufen-Ladung (ExB-ESD), rechts: Mehrstufen-Ladung (ExB-MS)

#### 4.2.2 Entladevorgänge WW-Bezug und Zirkulation

Abbildung 24 zeigt die gefitteten Kurven an die Messdaten des EXB-MS für Entladevorgänge. Am Morgen (wird gemäss des Zapfprofils ein Grossteil des WW-Bedarfs bezogen). Der Speicher ist zu Beginn vollständig beladen, mit der Zeit bilden sich eine Thermokline aus und der Speicher wird im unteren Teil auf rund  $10\text{ °C}$  ausgekühlt. Auch die Entladung kann mit einer Thermokline abgebildet werden. Im oberen Teil des Speichers befindet sich eine schwach ausgeprägte zweite Thermokline, welche durch die Zirkulation hervorgerufen wird.

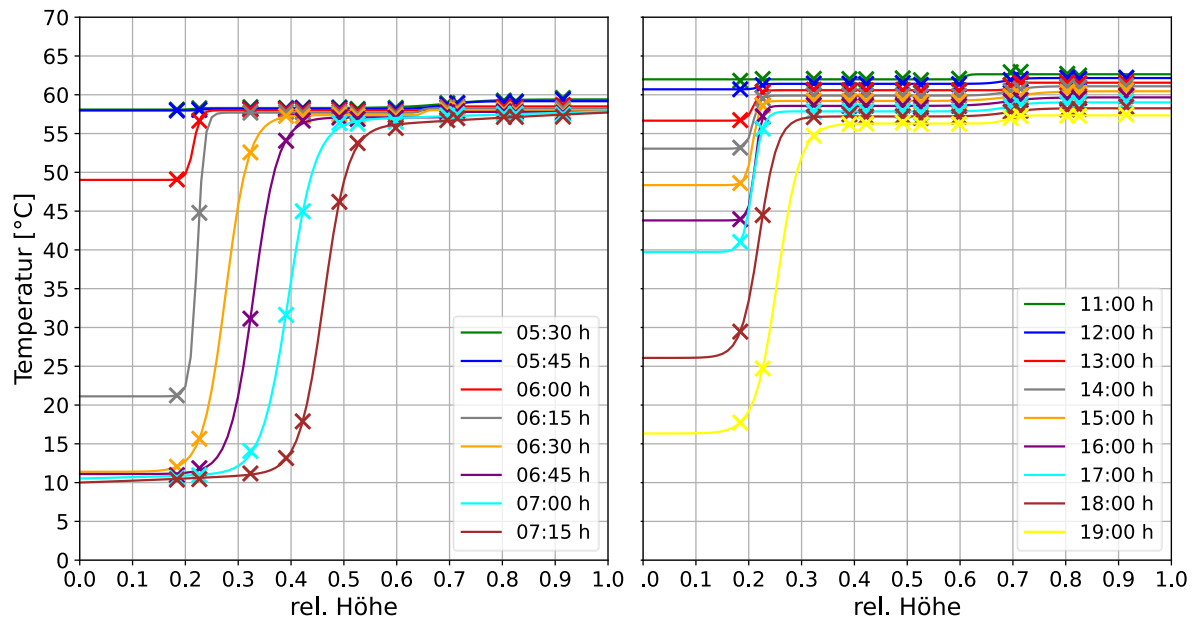


Abbildung 24 Entladevorgang des ExB-MS, links: zwischen 5:30 Uhr und 7:15 Uhr, rechts: zwischen 11:00 Uhr und 19:00 Uhr

### 4.2.3 Zirkulation

Der Temperaturverlauf über die Zeit für die gefittete und gemessene Temperatur an der relativen Speicherhöhe von  $h = 0.6$  und  $h = 0.91$  ist für den Frischwasserspeicher mit externen WÜ für die Beladung in Abbildung 25 gezeigt. Die Grafiken zeigen, dass sowohl für die Einstufen-Ladung (links) als auch für die Mehrstufen-Ladung (rechts) die gefitteten Temperaturen sehr gut mit den gemessenen übereinstimmen. Die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Sensoren liegt bei der Einstufen-Ladung mehrheitlich zwischen 1-3 K und für die Mehrstufen-Ladung mehrheitlich unter 2 K. Nur während der Beladung steigt für beide Varianten die Temperaturdifferenz an. Da die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Sensoren kleiner ist als die Temperaturdifferenz zwischen Zirkulationsvor- und rücklauf (3 K), lässt sich daraus schliessen, dass die Zirkulation zu keiner ausgeprägten im Speicher führt. In Abbildung 26 sind die gefitteten und gemessenen Speichertemperaturen über die Speicherhöhe für verschiedene Zeitpunkte zwischen Mitternacht und 6:00 Uhr für den ExB-MS dargestellt. In diesem Zeitraum fällt nur ein geringer Warmwasserbedarf an. Es zeigt sich, dass die Temperatur im Speicher durch Verluste an die Umgebung und durch die Zirkulation zwar abnimmt, es sich aber keine Thermokline aufgrund der Zirkulation ausprägt.

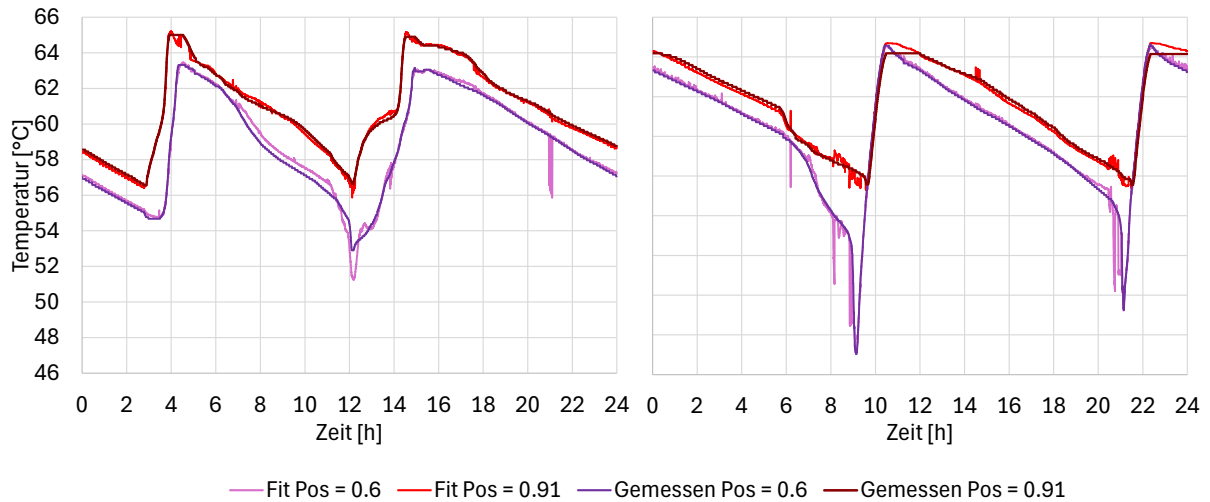


Abbildung 25 Temperatur Verlauf der Sensoren an der relativen Speicherhöhe  $h = 0.6$  und  $h = 0.91$ , jeweils der gefittete (Fit) und der gemessene Wert (Gemessen), links: ExB-ESD, rechts: ExB-MS

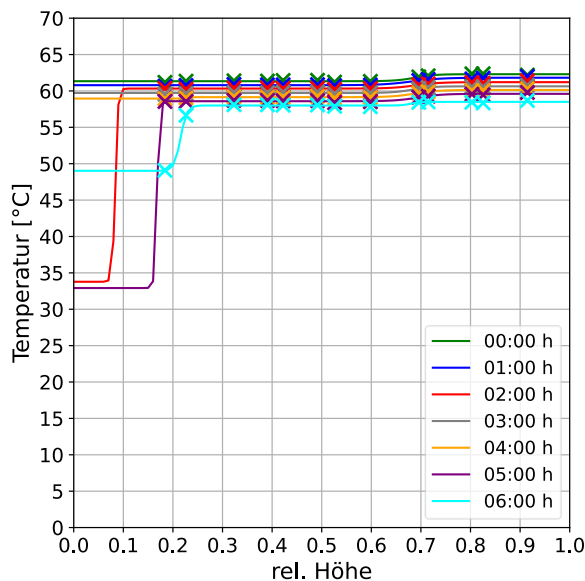


Abbildung 26 Standby des ExB-MS zwischen 0:00 Uhr und 6:00 Uhr

## 4.3 Simulationsmodell

### 4.3.1 Programmablauf

Die Simulation des Speichers wird in Python umgesetzt, hierzu wird der Wärmespeicher als eine Klasse implementiert. Mit dem Start der Simulation werden zunächst der Speicher und alle relevanten Simulationsparameter initialisiert. Die Initialisierung erfolgt durch das Einlesen einer config-Datei. Anschliessend wird für jeden Zeitschritt eine Schleife durchlaufen. In welcher die verschiedenen Prozesse der Standby-Verluste (Wärmeausgleich mit der Umgebung und Schärfeverlust der Thermokline), Ent- und Beladung nacheinander



abgearbeitet werden. Dies ist eine Vereinfachung gegenüber der Realität in welcher diese Prozesse parallel (zeitgleich) ablaufen. Der Programmablauf des Codes und die benötigten Parameter sind in Annex E aufgeführt.

**Wärmeverluste- und Schärfeänderung:** In Abhängigkeit der Zeit treten im Speicher Wärmeverluste auf. Diese resultieren aus der Temperaturdifferenz zwischen Speichertemperatur und Umgebungstemperatur,. Gleichzeitig ändert sich die Schärfe im Speicher aufgrund von Wärmeleitung und -diffusion in vertikaler Richtung. Beide Effekte sind abhängig von der Zeit. Hierdurch ändern sich die Funktionsparameter  $T_{min}$  und  $\Delta T$ , sowie die Schärfe  $s$  und die Position der Thermokline  $h_{tp}$ . Im Programmablauf wird für den Zeitschritt  $n$  die Berechnung wie folgt nacheinander aufgeführt:

- Mittlere Speichertemperatur  $\overline{T_{TES,n}}$  nach Formel 9
- Schärfe der Thermokline  $s_n$  nach Formel 24
- Minimale Speichertemperatur  $T_{min,n}$  nach Formel 17
- Temperaturdifferenz im Speicher  $\Delta T_n$  nach Formel 19
- Position der Thermokline nach Formel 25

Die Verluste, welche durch die Zirkulation entstehen, werden durch Wärmeverluste im oberen Teil des Speichers abgebildet.

**Beladung:** Durch die Beladung des Speichers wird die Temperatur im Speicher auf eine Solltemperatur gebracht. Nach vollständiger Beladung befindet sich keine Thermokline mehr im Speicher. Es erfolgt eine Abfrage, ob im momentanen Zeitschritt ein Belademassenstrom anliegt, ist dies der Fall wird eine Beladung ausgelöst und der Speicher wird mit den Vorgaben der Eintrittstemperatur  $T_{in1}$  und Massenstrom  $\dot{m}_1$  beladen. Hierzu kann zwischen den zwei Beladestrategien Einstufen- und Mehrstufen-Ladung unterschieden werden. Bei Ersterem wird die Thermokline in vertikaler Richtung nach unten verschoben, bei zweiterem die minimale Speichertemperatur verändert, also die Temperatur im Bereich unterhalb der Thermokline erhöht.

- **Einstufen-Ladung**
  - Änderung Thermoklinienposition  $h_{tp}$  aufgrund Kolbenströmung nach Formel 27
  - Änderung der Temperatur oben im Speicher durch Änderung von  $\Delta T$  nach Formel 31
  - Änderung Thermoklinienposition  $h_{tp}$  aufgrund Energieänderung (Formel 33)
- **Mehrstufen-Ladung**
  - Änderung der unteren Speichertemperatur  $T_{min}$  nach Formel 31

**Entladung:** Durch die Entladung des Speichers verschiebt sich die Thermokline im Speicher. nach oben, da warmes Wasser entnommen wird und kaltes nachströmt. Es erfolgt eine Abfrage, ob im momentanen Zeitschritt eine Entladung vorliegt oder nicht. Ist dies Fall, wird der Speicher entsprechend der Eintrittstemperatur  $T_{in2}$  und Massenstrom  $\dot{m}_2$  entladen, hierzu wird für den jeweiligen Zeitschritt folgende Berechnung durchgeführt:

- Änderung Thermoklinienposition  $h_{tp}$  aufgrund Kolbenströmung nach Formel 27
- Änderung der unteren Speichertemperatur  $T_{min}$  nach Formel 30
- Änderung Thermoklinienposition  $h_{tp}$  aufgrund Energieänderung (Formel 33)



Da die Prozesse, welche zur Thermoklinienänderung im Falle von Einstufenladung und Entladung führen, in mehreren Einzelschritten erfolgen, wird zwischen den Schritten eine Überprüfung der Energiebilanz durchgeführt. Der Speicher darf in einem Zeitschritt immer nur soweit Be- bzw. Entladen werden, bis die mittlere Speichertemperatur der jeweiligen Solltemperatur bzw. Eintrittstemperatur entspricht.

Im Programmablauf gibt es einen Sonderfall. Dies ist der Zeitraum zwischen Ende der Beladung bis zur ersten Entladung des Speichers. In diesem Fall ist der Speicher vollständig beladen und folglich ist  $\Delta T$  klein. Es ist keine ausgeprägte Thermokline vorhanden und der Einfluss der Schärfe ist vernachlässigbar. Zudem bildet sich mit dem Start der Entladung eine neue Thermokline, mit einer neuen Schärfe  $s$  nach Formel 26, aus.

#### **4.3.2 Simulation eines idealisierten Speichers über 24 h**

Nachfolgend werden beispielhaft Simulationen für den Frischwasserspeicher mit externen Wärmeüberträger (siehe Kapitel 2.2.2) mit Einstufen- und Mehrstufen-Ladung, sowie für den Speicher mit Frischwassermodul (siehe Kapitel 2.2.4) mit Mehrstufen-Ladung gezeigt. Das verwendete Zapfprofil entspricht dem Zapfprofil aus Kapitel 2.3.2. Um längere Standby-Zeiten betrachten zu können, erfolgen jedoch keine Zapfungen zwischen 0:00 Uhr und 6:00 Uhr.

In der Simulation erfolgt eine Entladung durch die Vorgabe eines Warmwasser-Zapfprofils mit definiertem Volumenstrom. Die Beladung und der entsprechende Belademassenstrom starten beim Unterschreiten des WW-Sollwertes. In Abbildung 27 ist der Be- und Entlademassenstrom über den Simulationszeitraum von 24 h für den Frischwasserspeicher mit externem WÜ und Einstufenladung dargestellt. Es wird angenommen, dass die Einstufenladung so geregelt ist, dass die Vorlauftemperatur des Wärmeerzeugers (hier Wärmepumpe) der Solltemperatur im Speicher, 62 °C, entspricht. Deshalb ergibt sich der Belademassenstrom aus der Temperaturdifferenz zwischen Temperaturvor- und Rücklauf, sowie der Wärmepumpenleistung. Die Wärmepumpenleistung beträgt 18 kW. Die Wärmeverluste wurden aus den gemessenen Wärme- und Zirkulationsverlusten abgeleitet. Am Morgen wird WW mit relativ hohen Massenströmen entnommen, was eine Beladung um circa 8:15 Uhr auslöst. Der Belademassenstrom ist zunächst mit rund 300 l/h aufgrund der grossen Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf klein und erhöht sich zum Ende der Beladung auf rund 3100 kg/h. Die minimale Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf der Wärmepumpe ist auf 5 K begrenzt. Eine zweite Beladung startet kurz nach 22:00 Uhr.

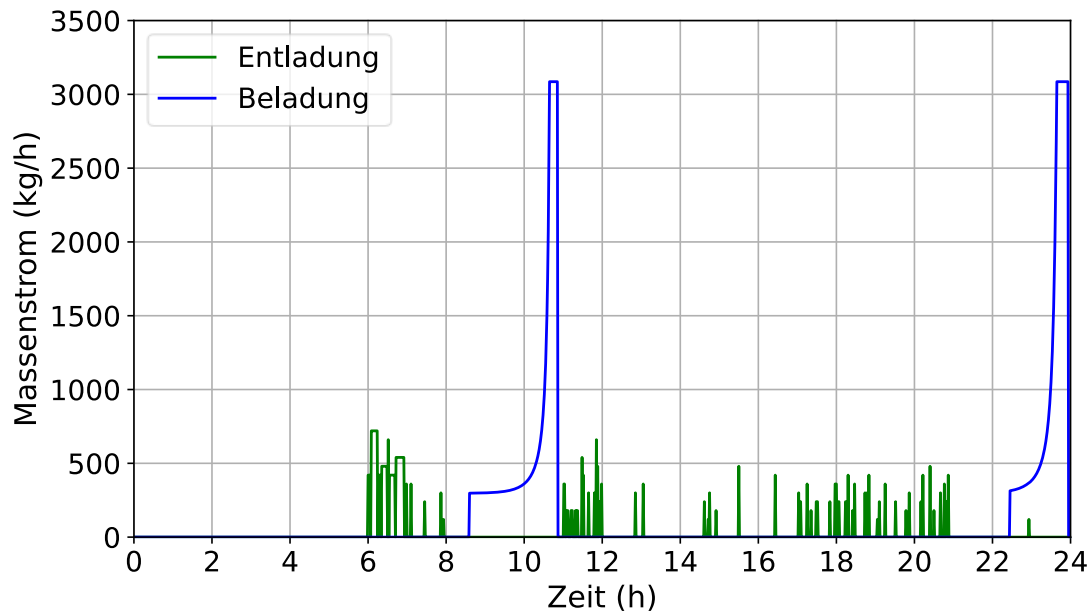


Abbildung 27 Be- und Entlademassenstrom für den Frischwasserspeicher mit externem WÜ, Einstufenladung, über 24 h

In Abbildung 28 sind verschiedene Speicherzustände, also die Temperatur als Funktion der Speicherhöhe dargestellt. Die Schärfeänderung und die Wärmeverluste im Standby (Umgebungstemperatur 20 °C) über einen Zeitraum von 5 Stunden werden in Abbildung 28 oben links deutlich. Der Speicher ist zu Beginn zu ca. 90% beladen auf 62 °C. Die Thermokline befindet sich somit im unteren Bereich des Speichers auf relativer Höhe 0.1. Um ca. 6:00 Uhr (Abbildung 28, oben rechts) starten mehrere grössere WW-Bezüge. Dadurch wird die Thermokline im Speicher nach oben geschoben. Anschliessend wird die Einschaltbedingung der WP von 56 °C unterschritten und die Nachladung startet um ca. 8:15 Uhr (Abbildung 28, unten links). Während der Beladung wird die Thermokline im Speicher nach unten geschoben, anschliessend folgt eine Temperaturanhebung des gesamten Speichers auf die Solltemperatur. Ist der Speicher vollständig beladen, befindet sich keine Thermokline mehr im Speicher. Folglich muss sich diese bei der ersten Zapfung nach einer Beladung neu bilden, da Kaltwasser von 10 °C unten in den Speicher eintritt. Der Verlauf der Thermokline durch kleineren WW-Zapfungen, welche zwischen 11:00 Uhr und 20:00 Uhr anliegen, ist in Abbildung 28 unten links dargestellt.

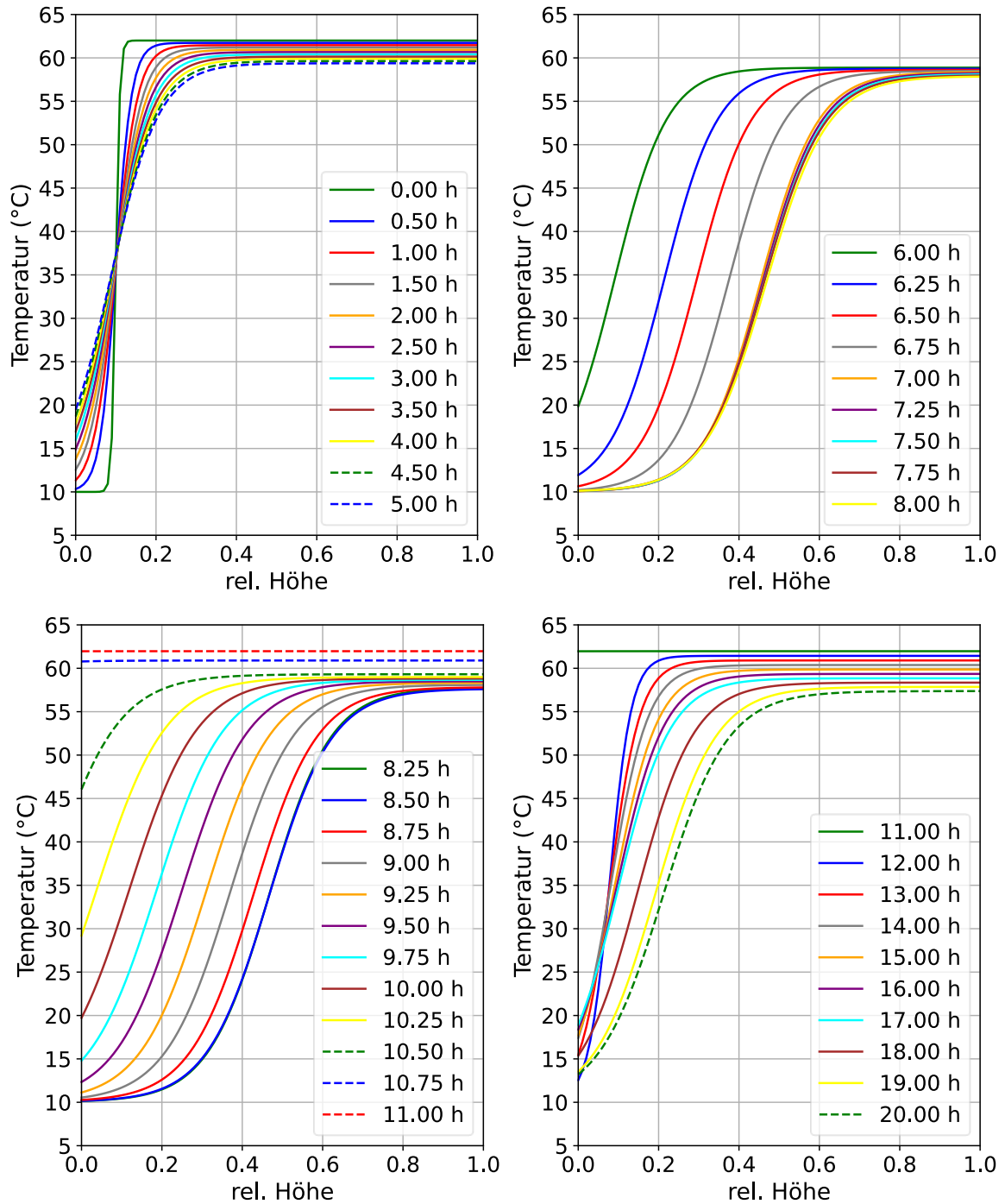


Abbildung 28 Speicherzustände, Speichertemperatur über Speicherhöhe für verschiedene Zeiträume, für den Frischwasserspeicher mit externem WÜ, Einstufenladung; oben links: Standby (0:00 – 5:00 Uhr), oben rechts: Entladung (6:00 – 8:00 Uhr), unten rechts: Beladung (8:15 – 11:00 Uhr), unten links: Entladung (14:00 – 20:00 Uhr)

Mit dem implementierten Speichermodell kann auch eine Mehrstufen-Ladung oder eine indirekte Entladung, zum Beispiel durch ein Frischwassermodul, abgebildet werden. Hierzu



sind in Abbildung 29 die Speicherzustände während des Beladevorgangs mit Mehrstufen-Ladung (links) und Entladung durch ein Frischwassermodule (rechts) dargestellt.

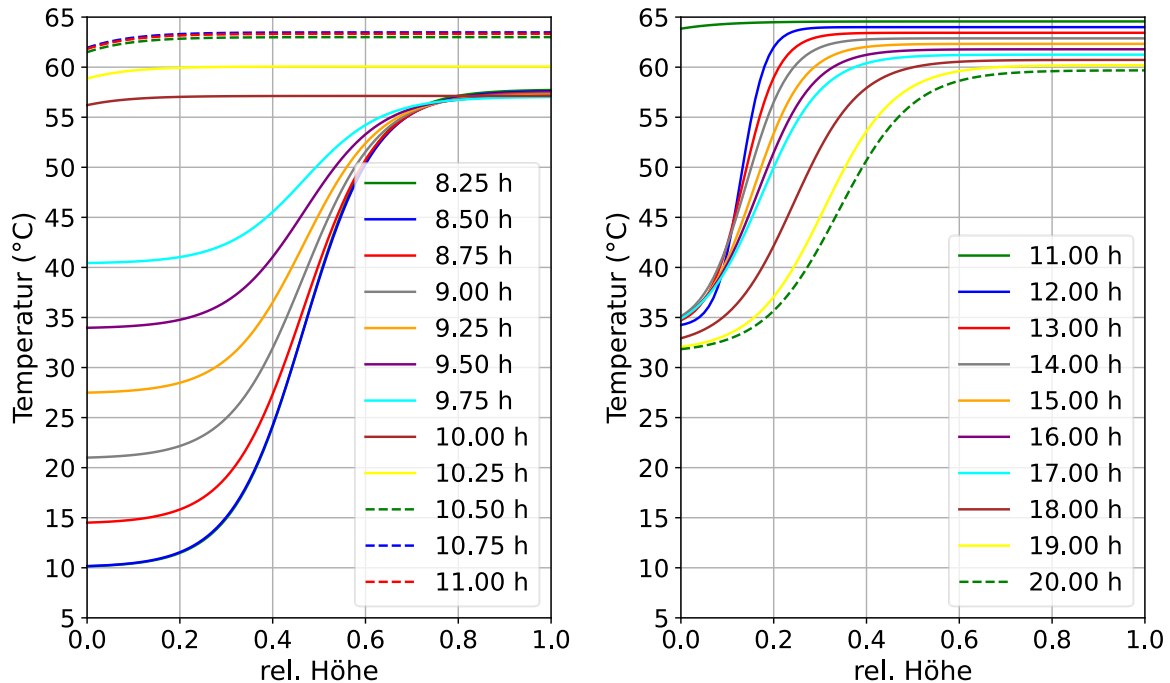


Abbildung 29 Speicherzustände, Speichertemperatur über Speicherhöhe für verschiedene Zeiträume, links: Beladung durch eine Mehrstufen-Ladung des Frischwasserspeicher mit externem WÜ, rechts: Entladung des Pufferspeichers mit Frischwassermodule

### 4.3.3 Randbedingungen

Die Jahressimulationen erfolgen mit dem Python Simulationstool PySim365 [16], hierzu wurde das in Abschnitt 4.3.1 beschriebene Speichermodell implementiert. Als Referenzgebäude wurde das Gebäude aus Kapitel 2.3.2 verwendet. Es handelt sich um ein Mehrfamilienhaus mit der Bezeichnung "Sanierung MuKen" mit einem idealen Heizsystem: ein dreistöckiges, renoviertes Gebäude, das je Stockwerk eine Wohnung auf der Ost- und Westseite aufweist (total 6 Wohnungen) [17]. In Tabelle 6 sind die allgemeinen Spezifikationen des Gebäudes aufgeführt. Das Gebäude wird nicht durch andere Gebäude oder Objekte wie Bäume beschattet und verfügt über keine aktive Lüftung. Im Simulationsmodell wird der Heizenergiebedarf über eine thermische Zone ermittelt. Vor- und Rücklauf-Temperatur der Heizung betragen 35 °C respektive 30 °C bei Auslegung. Das Gebäude ist mit einer 18 kW Sole-Wasserwärmepumpe ausgestattet. Zudem verfügt, das Gebäude über eine PV-Fläche von 180 m<sup>2</sup>.

Tabelle 6 Allgemeine Merkmale des Gebäudes

Energiebezugsfläche (EBF)	1'302 m <sup>2</sup>
Nettogeschossfläche	1'103 m <sup>2</sup>
Spezifischer Wärmebedarf	45 kWh/(m <sup>2</sup> .a)
Gebäudehüllzahl	1.3



Mit Hilfe des Programms LoadProfileGenerator (LPG) [18] wurden Profile der sechs Haushalte angelegt. Diese enthalten Anwesenheiten der Bewohnenden und Profile zum Haushaltsstromverbrauch und Warmwasserbedarf. Da in der Jahressimulation nur der Gesamtbedarf des Gebäudes betrachtet wird, werden die Profile der einzelnen Haushalte zu einem Gesamtprofil zusammengefasst. In Tabelle 7 sind der jährliche thermische und elektrische Energiebedarf sowie die internen Wärmegewinne aufgeführt. Dabei werden die internen Wärmegewinne vereinfacht gleichmässig über das Jahr verteilt.

Tabelle 7 Jährlicher Energiebedarf für Haushaltsstrom und Warmwasser, sowie interne Gewinne

	Energie / Jahr (kWh)
Haushaltsstrombedarf	16'163
Wärmebedarf für Warmwasserbedarf (ohne Verluste)	17'263
Interne Wärmegewinne durch Anwesenheit	2'365
Interne Wärmegewinne durch Licht und Geräte	3'143

Als Klimazone wurden die Wetterdaten von MeteoSchweiz [19] für Fribourg (CH) aus dem Jahr 2024 genommen, hierzu sind in Abbildung 30 die monatliche Temperaturverteilung und die Globalstrahlung aufgezeigt. Die Auslegetemperatur in Fribourg beträgt  $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

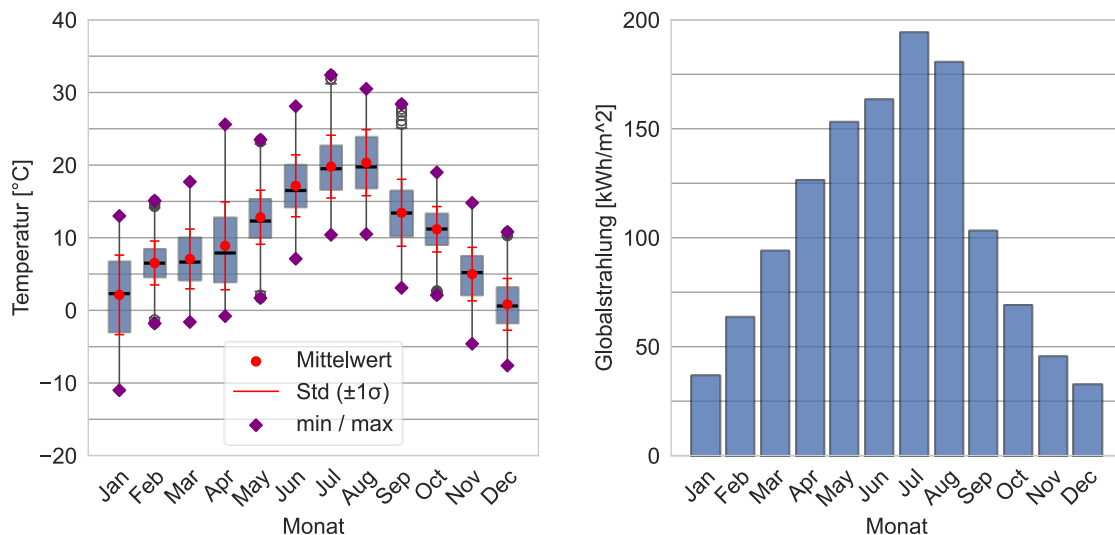


Abbildung 30 Klimadaten Stadt Fribourg für 2024, links: Monatliche Temperaturverteilung, rechts: monatliche Globalstrahlung

Zur Ermittlung von Flexibilitäten für den netzdienlichen Betrieb werden als Strompreiskosten die variablen Strompreise des Energieversorgers Groupe E [20], welcher unter anderem Haushalte der Stadt Fribourg versorgt, aus dem Jahr 2024 genommen. In Abbildung 31 sind die monatlichen und stündlichen Verteilungen des Strompreises in Rp./kWh abgebildet. Es zeigt sich, dass die jahreszeitlichen Schwankungen im Vergleich zu den stündlichen Schwankungen nur gering ausfallen.

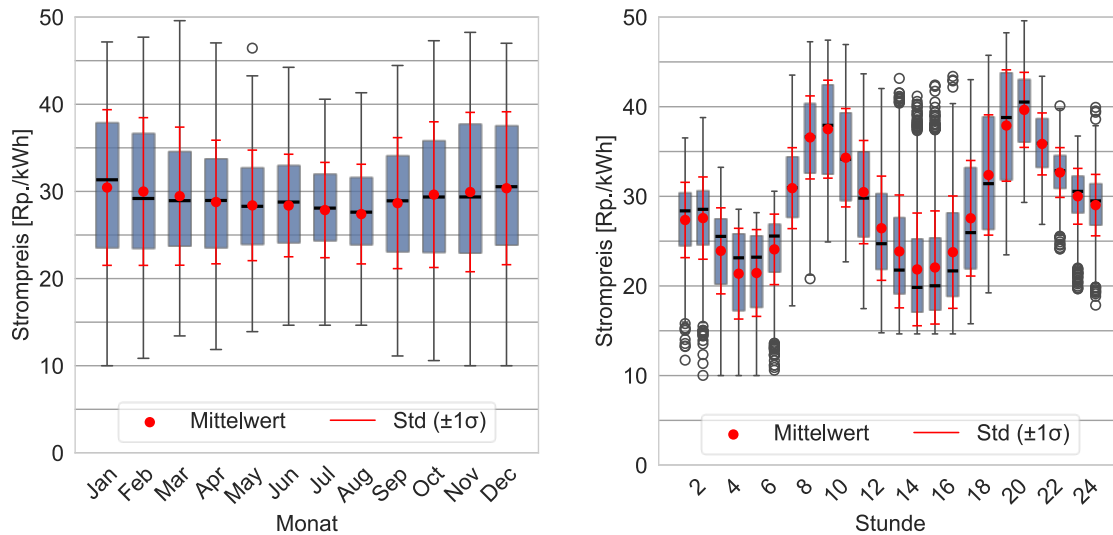


Abbildung 31 Strompreise für Haushalte der Stadt Fribourg für das Jahr 2024, links: monatliche Preisschwankungen, rechts: stündliche Preisschwankungen

#### 4.3.4 Simulationsvarianten

Es werden verschiedene Szenarien simuliert, in denen die Möglichkeit der PV-Eigenverbrauchsoptimierung und der netzdienliche Betrieb für verschiedenen Warmwasser-Wärmepumpensysteme untersucht werden. Es wird für die beiden Ladestrategien, Einstufen- und Mehrstufen-Ladung, jeweils ein Frischwasserspeicher mit externem WÜ für die Beladung und Pufferspeicher mit Frischwassermodul untersucht.

#### 4.4 Simulationsergebnisse

In Abbildung 32 ist der Jahresbedarf an Wärme, Heizung und Warmwasser, sowie der Strombedarf für den Haushalt und die Produktion durch die PV-Anlage aufgezeigt. Die Verluste für Warmwasser setzen sich aus den Wärmeverlusten des Speichers sowie den Verlusten der Warmhaltung der Verteilung zusammen. Der Energiebedarf und die Stromproduktion durch die PV-Anlage des Gebäudes bilden die Grundlage für die Untersuchungen zur PV-Eigenverbrauchsoptimierung und zur Optimierung eines netzdienlichen Betriebs.

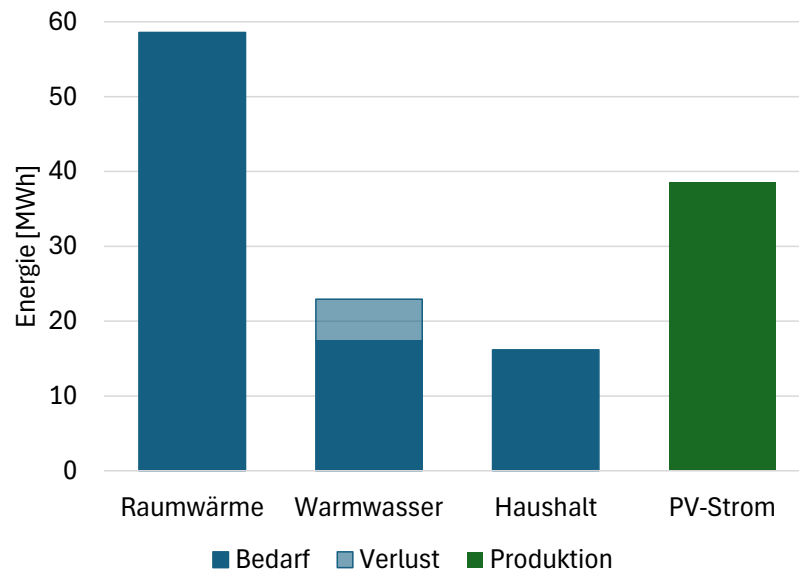


Abbildung 32 Jährlicher Wärmebedarf für Raumwärme und Warmwasser, sowie Strombedarf für Haushalt und Produktion durch die PV Anlage

Die Nachfolgenden Simulationen bezüglich der PV-Eigenverbrauchsoptimierung, der Flexibilitäten für den netzdienlichen Betrieb, sowie der Einfluss auf die Hygiene sind noch ausstehend.



## 5 Durchgeführte Arbeiten und Ergebnisse

Im Folgenden wird ein Überblick über die im Jahr 2025 durchgeführten Arbeiten gegeben.

### **Arbeitspaket 2: Vergleich Standard-Konzepte**

Im Jahresbericht 2024 wurden erste Messungen im AP2 dokumentiert. Im Verlauf des Jahres 2025 wurden die Messungen so weit fortgeführt, dass alle als relevant im Mehrfamilienhausbericht erachteten Systemkonzepte im dynamischen Betrieb getestet wurden. Insgesamt wurden dazu 54 Messungen durchgeführt, von denen 9 Tests im vorliegenden Bericht dokumentiert sind. Die geprüften Konzepte sind:

- Warmwasserspeicher mit externem Wärmeübertrager zur Beladung in...
  - Einstufen-Ladung
  - Mehrstufen-Ladung
- Pufferspeicher mit Frischwassermodul und...
  - Rücklaufumschaltung
  - Zusätzlichem Zirkulationsmodul
- Pufferspeicher mit internem Wärmeübertrager zur Entladung

Zu den verschiedenen WW-Ladekonzepten wurden Factsheets ausgearbeitet, auf welchen die Vor- und Nachteile in Bezug auf Effizienz, Kosten und Hygiene dargestellt werden. Der Inhalt der Factsheets muss noch mit der Begleitgruppe diskutiert und abgestimmt werden, bevor diese auf der Homepage des SPF publiziert werden.

### **Arbeitspaket 3: Innovation Speicher-Modellierung**

Der innovative Ansatz zur Modellierung der Speicherschichtung mit einer stetig und monoton steigenden Tangens-Hyperbolicus Funktion wurde für die spätere Anwendung zur Ermittlung der Flexibilitätsoptionen weiterentwickelt und in ein Simulationsmodell integriert.

Es wurde für verschiedene Be- und Entladekonzepte gezeigt, dass mit dem vorliegenden Modell eine gute Abbildung der realen Temperaturverteilung modelliert werden kann. Explizite Temperaturfunktions-Modelle für die Simulation von Speichertemperaturverläufen während Beladung, Standby und Entladung wurden erstellt.

Das Arbeitspaket 3 wurde somit abgeschlossen, die Resultate dienen als Grundlage für das Arbeitspaket 4.

### **Arbeitspaket 4: Flexibilitäts-Optionen von WP-WW-Konzepten**

Zur Ermittlung der Flexibilitäten, welche die verschiedenen WP-Warmwassersysteme bieten zur Optimierung von PV-Eigenverbrauch und/oder netzdienlichem Betrieb wurde das Simulationsmodell aus AP3 in ein Simulations-Framework in Python integriert. Erste Simulationsdurchgänge wurden realisiert.

Für die Flexibilitätsoptionen wurden dazu aufeinander abgestimmte Wetterdaten und flexible Strompreise in das Simulationsmodell integriert.

### **Arbeitspaket 5: Next Generation für WP-WW im MFH**



Basierend auf den Vorarbeiten von 2024 wurden im Jahr 2025 die Komponenten des Systems definiert und das System gebaut (Zirkulationswärmepumpe), beziehungsweise beschafft (CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe zur Warmwasserbereitung).

Die Zirkulationswärmepumpe wurde am Prüfstand in Buchs unter verschiedenen Bedingungen im stationären Betrieb getestet.

Gemeinsam mit dem Projektpartner Heim AG wurde ein Konzept für das NextGen System erarbeitet und für die dynamischen Messungen am Prüfstand in Rapperswil vorbereitet.

## 6 Bewertung der bisherigen Ergebnisse

Die Zusammenarbeit aller Beteiligten verläuft sehr gut, und das Interesse der Industrie ist nach wie vor äusserst hoch. Auswertungen der Testergebnisse und Publikationen wurden konstruktiv kommentiert und auch durch Projektpartner geteilt. Von Seiten des Partners suissetec besteht hohes Interesse, die Resultate der Standardmessungen auch in eigene Publikationen zu übernehmen.

Das Projekt verläuft trotz einzelner Verzögerungen grösstenteils nach Plan. Im AP2 wurde der MS2 verspätet erreicht, was jedoch keine Auswirkungen auf andere Arbeitspakete hat.

## 7 Weiteres Vorgehen

Bis zum Abschluss des Projektes stehen noch zwei verschiedene Arbeiten an.

### **Flexibilitätsoptionen, AP4:**

Die neu entwickelten Modelle werden verwendet, um in Jahres-Simulationen die Möglichkeiten zur Optimierung von PV-Eigenverbrauch für die verschiedenen WP-Warmwasserkonzepte zu ermitteln und die Flexibilität für den netzdienlichen Betrieb zu untersuchen, wobei auch Hygiene-Aspekte mit einbezogen werden.

### **Next Generation WW im MFH , AP5:**

Die Komponenten des NextGeneration System WW im MFH mit natürlichen Kältemitteln sind in Rapperswil bereit zur Prüfung. Das Konzept für die Hydraulik, die Regelstrategie der einzelnen Komponenten sowie die Anforderungen für den Prüfstand sind definiert. Im nächsten Schritt wird das System in Betrieb genommen und es werden Messungen mit demselben Testzyklus durchgeführt, mit welchem bereits die Standardsysteme getestet wurden. Einzige Anpassung ist die zu deckende Verlustleistung der Zirkulation: Da das System für grössere Objekte ausgelegt ist als das dem Test hinterlegte Referenzgebäude mit 6 Wohneinheiten, wird die Emulation der thermischen Verluste angepasst werden müssen.



## 8 Nationale und internationale Zusammenarbeit

National arbeiten in diesem Projekt die Hochschulstandorte Rapperswil, Buchs und Luzern zusammen, und es sind diverse Firmen beteiligt. Es besteht auch ein guter Kontakt zum Fachverband Wärmepumpen (FWS) sowie dem Wärmepumpen-Systemmodul. International bestehen im Bereich effiziente Warmwassersysteme gute Kontakte und ein guter Austausch mit dem IGTE in Stuttgart, mit dem ISFH in Hameln, mit der Hochschule Düsseldorf und mit dem Institut für Wärmetechnik der TU Graz.

Über das «Project 66 – OASE» ist das IES im HPT TCP Project 66 “Optimal heat pump design and operation” beteiligt. Unter anderem ist geplant, Testresultate aus EffPlusWW als Datensätze für Simulationsaufgaben zu Veröffentlichen und die Modellierung von Wärmepumpensystemen international abzugleichen.

## 9 Publikationen

An der 30. Tagung des Forschungsprogramms Wärmepumpen und Kälte des Bundesamts für Energie (BFE) wurde das Projekt EffPlusWW mit einem Poster vorgestellt, an der 31. Tagung wurde folgendes Paper veröffentlicht: «Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen im MFH: Einstufen- vs. Mehrstufen-Ladung».

Am Symposium Zukunft Wärme (2025, Conexio-PSE GmbH) wurde ein Beitrag mit folgendem Titel vorgestellt und publiziert: «Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen im MFH: Schichtladung vs. Stufenladung».

Am Sanitärtag 2025 des suissetec wurde durch Michel Haller ein Vortrag mit folgendem Titel gehalten: Warmwasser mit Wärmepumpe im Mehrfamilienhaus - Effizienz verschiedener Konzepte für Speicher und Hydraulik auf dem Prüfstand.

Für die 15. IEA Heat Pump Conference in Wien wurde ein Beitrag mit dem Titel «Efficiency and Hygiene in DHW Systems: Evaluating Heat Exchanger Arrangements and Charging Strategies with R290 Heat Pumps» eingereicht und akzeptiert.

## 10 Literaturverzeichnis

- [1] SVGW. W3 Richtlinie für Trinkwasserinstallationen 2013.
- [2] Haberl R, Türk O, Bohren A, Haller MY. DHWStrat - Methode zur Bestimmung der Schichtungseffizienz von Warmwasserspeichern. Bundesamt für Energie BFE; 2021.
- [3] Prinzing M, Berthold M, Bertsch S, Eschmann M. Feldmessungen Wärmepumpen-Anlagen 2015-2018 (Auswertung verlängert bis Dez. 2019). Buchs: Interstaatliche Hochschule für Technik NTB; 2019.
- [4] Kuster W, Prinzing M, Berthold M, Eschmann M, Bertsch S. Feldmessung von Wärmepumpen-Anlagen Ergebnisse Periode 2016-2019. . Juni 2020.



- [5] Kauffeld M, Dudita M. Environmental impact of HFO refrigerants & alternatives for the future. Open Access Gov 2021. <https://www.openaccessgovernment.org/hfo-refrigerants/112698/> (accessed September 24, 2024).
- [6] Miles J, Ito M, Hale D. SANDEN Technical Book 2017.
- [7] Murray P, Harrison S, Johnson G, Stinson B. Experimental Evaluation of a Water Source CO<sub>2</sub> Heat Pump Incorporating Novel Gas-Cooler Configuration 2014. <https://doi.org/10.1115/ES2014-6668>.
- [8] Bosshard I, Calabrese T, Cramer S, Sanchez Carbonell D, Haller M. Reference Framework for Building and System Simulations: Multifamily house. Rapperswil: SPF Institut für Solartechnik; 2022.
- [9] Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein. SIA 385/2: Anlagen für Trinkwarmwasser in Gebäuden - Warmwasserbedarf, Gesamtanforderungen und Auslegung n.d.
- [10] Dhwcalc: Program to Generate Domestic Hot Water Profiles with Statistical Means for User Defined Conditions. ResearchGate n.d.
- [11] Vetsch B, Gschwend A, Bertsch S. Warmwasserbereitstellung mittels Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern. Bern: 2012.
- [12] Bundesamt für Statistik. Gebäude und Wohnstatistik - Allgemeine Übersicht "Gebäude" nach Kantonen 2023 2024. <https://www.bfs.admin.ch/bfs/de/home/statistiken/bauwohnungswesen/gebaeude/energiebereich.assetdetail.32329499.html> (accessed November 27, 2024).
- [13] Haberl R, Haller M, Gütle V, Bohren A. RoRoStrat - Round Robin Speicherschichtung. Zenodo; 2024. <https://doi.org/10.5281/zenodo.14046777>.
- [14] Bayón R, Rojas E. Analytical function describing the behaviour of a thermocline storage tank: A requirement for annual simulations of solar thermal power plants. Int J Heat Mass Transf 2014;68:641–8. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.09.070>.
- [15] Maplesoft, a division of Waterloo Maple Inc.. Maple 2019.
- [16] Messmer C, Haberl R, Schindler M, Zehnder M, Bohara K, Haller MY, et al. HpCosy - Heat Pump Comfort System. MuttENZ: FHNW; 2023.
- [17] Mojic I, Cramer S, Caflisch M, Carbonell D, Haller M. Reference Framework for Building and System Simulations: Multifamily Reference Building 2019.
- [18] Pflugradt N. LoadProfileGenerator 2023. <https://www.loadprofilegenerator.de/> (accessed June 14, 2023).
- [19] MeteoSchweiz. Klimadaten Fribourg 2024 n.d.
- [20] Strompreis GroupE n.d.
- [21] European Committee for Standardization (CEN). EN 16147:2017: Heat pumps with electrically driven compressors - Testing, performance rating and requirements for marking of domestic hot water units 2017.



## Annex A: Randbedingungen und Dimensionierung Standardtests

Für die Untersuchung der Standardkonzepte wurde ein Mehrfamilienhaus ausgewählt. Das Gebäude mit der Bezeichnung "Sanierung MuKE" ist ein Mehrfamilienhaus mit sechs Wohnungen. Es handelt sich um ein dreistöckiges, renoviertes Gebäude mit je drei Wohnungen auf der Ost- und Westseite, wie in Abbildung 33 dargestellt (Mojic, et al. 2019).

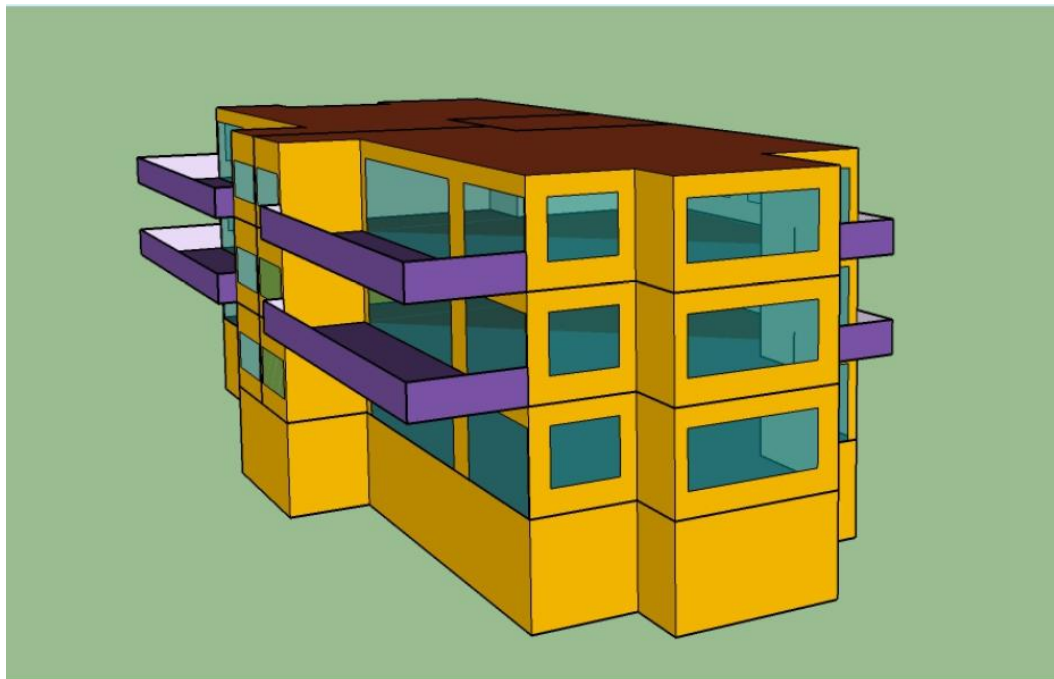


Abbildung 33: Mehrfamilienhaus als Grundlage für die WW-Lastprofile und die Auslegung der WW-Zirkulation.

Tabelle 8 zeigt die allgemeinen Spezifikationen des Gebäudes,  
Tabelle 9 zeigt die beheizte Wohnfläche der einzelnen Wohnungen.

Tabelle 8: Allgemeine Merkmale des Referenzgebäudes.

Energiebezugsfläche (EBF)	1'302 m <sup>2</sup>
Nettogeschossfläche	1'103 m <sup>2</sup>
Spezifischer Wärmebedarf	45 kWh/(m <sup>2</sup> .a)
Gebäudehüllzahl	1.3



Tabelle 9: Beheizte Wohnfläche der einzelnen Wohnungen.

	West	Ost
2. OG	2OG_West 148.9 m <sup>2</sup>	2OG_Ost 167.8 m <sup>2</sup>
1. OG	1OG_West 148.9 m <sup>2</sup>	1OG_Ost 167.8 m <sup>2</sup>
EG	EG_West 148.9 m <sup>2</sup>	EG_Ost 167.8 m <sup>2</sup>
Total	950.0	

Basierend auf den Gebäudedaten wurde eine Auslegung des Speichervolumens nach dem aktuellen Vernehmlassungsentwurf der SIA 385/2 (SIA pr385/2:2023-07) durchgeführt. Die gewählten Annahmen waren:

- Gehobener Standard
- 2 Ladungen pro Tag

Die Auslegung ergibt ein nötiges Speichervolumen von 1.23 m<sup>3</sup>.

Auslegung der Steigleitung erfolgt nach der SVGW Richtlinie W3, und unter Einhaltung der prSIA385/2. Die Abschätzung der Länge erfolgt aus CAD Zeichnungen des Gebäudes. Als Steigleitung wird die horizontale und vertikale WW-Leitung vom WW-Speicher im Technikraum des Gebäudes bis zur jeweiligen letzten Stockwerksverteilung bezeichnet. Von der Stockwerksverteilung führen die Ausstossleitungen zum jeweiligen Verbraucher. Damit die Einhaltung der prSIA385/2 sichergestellt wird ergeben sich für das Referenzgebäude insgesamt drei Steigleitungen, diese werden nachfolgend als Ost, West und Küche bezeichnet. In Tabelle 10 sind die resultierenden Längen der Steig- und Ausstossleitungen aufgeführt. Auf die aus den CAD Zeichnungen entnommenen Längen wurde ein Aufschlag von 10 % gegeben. Durch die Auslegung erfolgt eine Gesamtlänge an Steigleitungen von 75.9 m bezogen auf das Doppelrohr.



Tabelle 10 Länge Steig- und Ausstossleitungen

	Ost	West	Küche
<b>Steigleitungen</b>			
Keller (m)	22	3	17
Höhe (m)	9	9	9
Aufschlag (%)	10	10	10
Gesamt Steigleitung	34.1	13.2	28.6
<b>Ausstossleitungen</b>			
Küche Ost (m)			0.5
Küche West (m)			0.5
WC-Bad1 (m)	0.5	0.5	
Bad2 (m)	2.5	2.5	
Gesamt Ausstossleitung/ Stockwerk (m)	3	3	1
Anzahl Wohnung	3	3	6
Gesamt Ausstossleitungen (m)	9	9	6

Tabelle 11 Auslegung Rohrweiten Steigleitung, das Volumen bezieht sich nur auf die Steigleitung (ohne Zirkulationsleitung)

	Ost	West	Küche
Länge (m)	34.1	13.2	28.6
LU	12.0	12.0	12.0
$d_a$ (mm)	28.0	22.0	28.0
$i$ (mm)	1.2	1.2	1.2
$d_i$ (mm)	25.6	19.6	25.6
Volumen (l)	17.6	4.0	14.7



Tabelle 12 Auslegung Rohrweiten Ausstossleitung und Berechnung Ausstosszeit

	<b>Küche (Spülbecken)</b>	<b>WC (Waschtisch)</b>	<b>Bad (Waschtisch)</b>	<b>Bad (Dusche)</b>
Länge (m)	0.5	0.5	0.5	2.5
LU	2	1	1	2
$d_a$ (mm)	16	16	16	16
$i$ (mm)	2.2	2.2	2.2	2.2
$d_i$ (mm)	11.6	11.6	11.6	11.6
<b>Berechnung Ausstosszeit nach prSIA385/2</b>				
Leitungsvolumen (l)	0.053	0.053	0.053	0.26
$\dot{V}_{Leitung}$ (l/s)	0.2	0.1	0.1	0.2
Ausstosszeit $t'_{em}$	0.53	1.07	1.07	2.64

Zusätzlich erfordert die prSIA385/2 die Einhaltung der Warmwasserverlustzahl, welche 0.5 nicht übersteigen darf. Die Warmwasserverlustzahl ergibt sich aus dem Verhältnis von Speicherverlusten, Verluste durch Warmhaltung und Hilfsenergie (Zirkulationspumpe) zum benötigten Wärmebedarf. Die Berechnung der Warmwasserverlustzahl erfolgt nach den Vorgaben und Abschätzungen aus der Norm und ist in Tabelle 13 aufgeführt. Die Warmwasserverlustzahl beträgt 0.35.



Tabelle 13 Berechnung Warmwasserverlustzahl

<b>Wärmebedarf</b>	
Energie pro Normliter (kWh)	0.058
Normliter /Tag/Person	45.60
Anzahl Personen	18.00
Normliter /Tag	820.80
Wärmebedarf WW (kWh/d)	47.61
Wärmebedarf WW (Mh/a)	17.376
<b>Speicherverluste</b>	
Speichervolumen (l)	1231.20
Koeffizient $c_1$ (kWh/d)	0.11
Konstante $V_0$ (l)	1.00
Koeffizient $c_2$ (kWh/d)	0.10
Anzahl Wasser führender Stutzen $n_{cp}$	5.00
Speicherverluste (kWh/d)	4.16
<b>Verluste Warmhaltung</b>	
Länge warmgehaltener Leitung (m)	75.90
Verlust Warmgehaltene Leitung (kWh/m/d)	0.15
Verluste Warmhaltung (kWh/d)	11.39
<b>Hilfsenergie</b>	
Nennleistung Umwälzpumpe (W)	18.18
Energie Umwälzpumpe (kWh/d)	0.44
<b>Warmwasserverlustzahl</b>	
<b>Warmwasserverlustzahl</b>	<b>0.35</b>

## Annex B: Zapfprofile und Zirkulation Standardtests

Dem Referenzgebäude sind Nutzendenprofile zur Bestimmung der internen Lasten und Anwesenheitsprofilen hinterlegt. Diese wurden mit dem Programm LoadProfileGenerator [18] erstellt. Die Profile enthalten auch den Brauchwarmwasserbedarf, aufgeteilt auf die einzelnen Wohnungen. Dieser beträgt 45.6 Normliter pro Tag/Person und daraus resultierend ein Wärmebedarf für von 17'263 kWh/a. Weitere Möglichkeiten zur Ermittlung eines Warmwasserzapfprofiles sind die EU-tapping Cycles aus der EN 16147 [21] sowie die Software DHWcalc [10].



In Abbildung 34 ist ein 24 h Zyklus der, mit den genannten Methoden generierten, Zapfprofile aufgeführt. Die EU-tapping Cycle sind Standardzapfprofile, welche keine jahreszeitlichen Abhängigkeiten oder Nutzendenverhalten abbilden können.

Das an der Universität Kassel entwickelte Tool DHWcalc ist speziell für die Auslegung von WW-Zapfprofilen entwickelt und erzeugt Zapfprofile basierend auf einem mittleren Tagesbedarf an Warmwasser. Das Profil kann für verschiedene Randbedingungen (z.B. EFH oder MFH, durchschnittlicher Volumenstrom pro Zapfung, Urlaubsperioden, Variation von Wochentag zu Wochenende) erstellt werden. Ebenso wie mit dem LPG werden WW-Profile über ein Jahr erzeugt. Entsprechend können diese dadurch Schwankungen aufgrund von Wochentagen oder Jahreszeiten abbilden.

Beim Vergleich der drei WW-Profile unterscheidet sich das EU-tapping Cycle von den anderen Profilen zum einen in der geringeren Auflösung. Zum anderen fällt der grösste Bedarf an Warmwasser beim EU-tapping Cycle am Abend an. Sowohl LPG als auch DHWcalc hingegen haben den grössten Energiebedarf am Morgen.

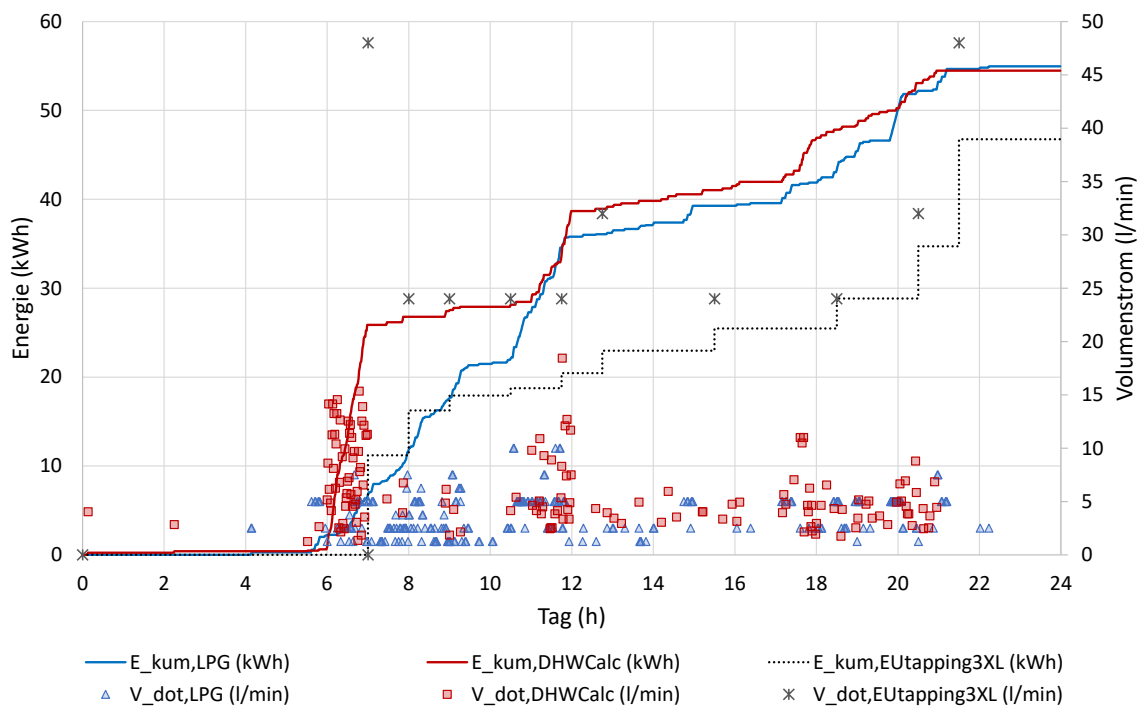


Abbildung 34 Vergleich der Warmwasser-Zapfprofile aus dem LoadProfileGenerator (LPG), aus dhwCalc und dem EU-tapping Cycle 3XL (EUtapping3XL)

In Tabelle 14 sind Eckdaten aus den verschiedenen Zapfprofilen aufgeführt. Im Projekt soll ein Zapfprofil, welches mit DHWcalc erstellt wird verwendet werden, da es eine gute Auflösung aufweist und die Möglichkeit zum festlegen verschiedener Parameter zulässt.



Tabelle 14 Vergleich der verschiedenen Zapfprofile aus dem LoadProfilGenerator (LPG), DHWcalc und EU-tapping Cycle

	LPG	DHWcalc	EU tapping 3XL
Zapfungen/Tag	211	149	10
$\dot{V}_{mean}$	3.9 l/min	5.5 l/min	30.4 l/min
$\dot{V}_{min} \dots \dot{V}_{max}$	1.25 ... 20 l/min	1.25 ... 20 l/min	24 ... 48 l/min
Kleinste Zapfdauer	1 min	1 min	4 min

Mittels DHWcalc wurde ein Zapfprofil für eine Mehrfamilienhaus mit 6 Wohnungen und einer Zapfdauer pro Zapfung von 1 min erstellt. Die Zapfvolumenströme variieren zwischen 1.25 l/min und 20 l/min. Die Verteilungen der Zapfungen ist so gewählt, dass während Wochentagen der grösste Energiebedarf am Morgen anfällt (50 % zwischen 6:30 Uhr und 7:30 Uhr). An Wochenenden verteilt sich der WW-Bezug gleichmässiger über den Tag. Das Verhältnis des Bedarfs von Wochentag zu Wochenende beträgt 120 %. Die mittels DHWcalc erstellten Zapfprofile beziehen sich nur auf das Wasservolumen, die benötigte Energie in Abhängigkeit von Kaltwasser- und Warmwassertemperaturen wird vom Tool nicht ermittelt. Zur Berechnung des Energiebedarfs wird die im Jahresverlauf schwankende Kaltwassertemperatur  $T_{KW}$  wie folgt berechnet:

$$T_{KW} = T_{KW,mean} * (1 - 0.2 * \cos(t - t_{offset}))$$

Formel 35

Dabei beträgt die mittlere Kaltwassertemperatur  $T_{KW,mean} = 9.1 \text{ }^\circ\text{C}$  und die Phasenverschiebung  $t_{offset}$  beträgt 40 Tage. Für das Warmwasser wurde eine konstante Temperatur von  $T_{WW} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$  angenommen.

Aus dem erstellten Jahresprofil wird für den Testzyklus der 5. April gewählt, da die gezapfte Energie an diesem Tag dem durchschnittlichen Energiebedarf pro Tag aus dem Jahresprofil entspricht. Für die Umsetzung am Prüfstand werden Zapfungen zusammengefasst und die Anzahl verschiedener Volumenströme reduziert. In Abbildung 35 sind Volumenströme und Energie aus DHWcalc am 5. April und das für die Umsetzung am Prüfstand angepasste Profil aufgezeigt. Hier wird deutlich, dass vor allem die vielen Zapfungen am Morgen zwischen 6:00 Uhr und 8:00 Uhr zu längeren Zapfungen mit gleichem Volumenstrom zusammengefasst worden sind. Die Charakteristik des Energiebezugs über den Tag der beiden Profile stimmt überein. Ein Vergleich des gewählten Testprofils zum Referenztag und zum Jahresprofil ist in Tabelle 15 aufgeführt. Für das Testprofil, welches am Prüfstand umgesetzt wird, wurden die 149 Zapfungen des Tages zu 66 Zapfungen zusammengefasst (Jahresdurchschnitt: 149 Zapfungen/Tag). Bei vergleichbarem Energiebezug erhöht sich daher die durchschnittliche Energie pro Zapfung auf 0.73 kWh pro Zapfung für das Testprofil im Vergleich zu 0.39 kWh bzw. 0.33 kWh für den 5. April respektive den Jahresdurchschnitt.

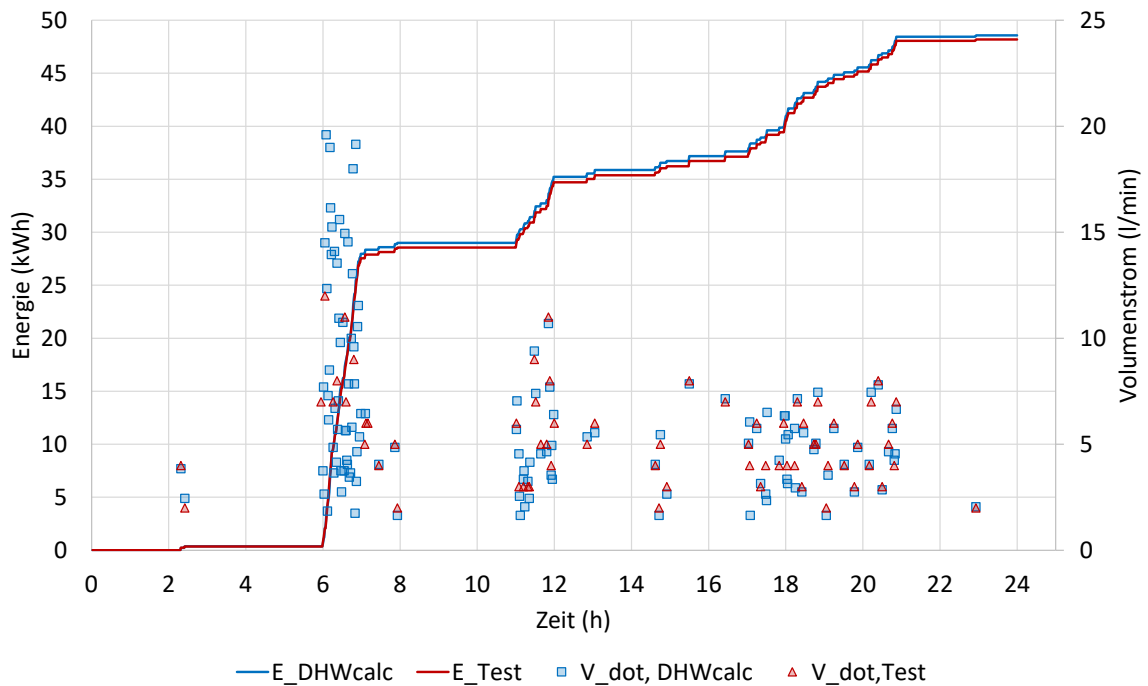


Abbildung 35 Vergleich der Zapfprofile des 5. April aus DHWcalc mit dem für den Prüfstand umgesetzten Profil

Tabelle 15 Vergleich von Energie, Temperatur und Volumenstrom für das Jahresprofil zum Referenztag 5. April und dem Testprofil auf Prüfstand

	Jahresprofil	5.April	Testprofil
$E_{dhw}$ pro Tag (kWh)	48.57	48.57	48.19
$E_{dhw}$ pro Zapfung (kWh)	0.33	0.39	0.73
DHW (l/Tag)	820.0	804.4	798.0
Anzahl Zapfungen/Tag	149	126	66
$\dot{V}_{min} \dots \dot{V}_{max}$ (l/min)	1.25 ... 20	1.65 ... 19.6	2.0 ... 12.0
$T_{WW}$ (°C)	60.0	60.0	60.0
$T_{KW}$ (°C)	9.1	8.0	8.0

Im Projekt «Warmwasserbereitstellung mittels Wärmepumpen in MFH» [11] wurden die Verluste verschiedener Verteil- und Warmhaltesysteme für Brauchwarmwasser in Mehrfamilienhäusern untersucht. Die im Projekt durchgeführten Feldmessungen und daraus ermittelten Verluste in der WW- und Zirkulationsleitung bilden die Basis für die am Prüfstand



abzubildenden Zirkulationsverluste. Die Autor:innen unterscheiden bei den Wärmeverlusten im Verteil- und Warmhaltesystem zwischen Wirk-, Blind- und Scheinverlust. Dabei ist der Scheinverlust, der vom Speicher wahrgenommene Wärmeverlust. Dieser ergibt sich aus dem Massenstrom der Zirkulation und der Temperaturdifferenz zwischen Speicheraustritt und Zirkulationsrücklauf. Bei einem Warmwasserbezug kühlt das Wasser auf dem Weg vom Speicheraustritt zur Zapfstelle aufgrund von Wärmeverlusten ab. Diese Wärmeverluste werden vom Speicher nicht wahrgenommen und daher als Blindverlust bezeichnet. Der Wirkverlust ergibt sich aus der Summe von Schein- und Blindverlust. In den Feldmessungen wurde der Scheinverlust durch Temperatursensoren am WW-Austritt aus dem Speicher und am Zirkulationsrücklauf in den Speicher, sowie durch Messung des Zirkulationsvolumenstroms, ermittelt. Die Ermittlung des Blindverlusts erfolgte nicht durch Messungen, da hierzu die Installation entsprechender Sensoren an jedem Wohnungsanschluss nötig gewesen wäre. Die zur Berechnung des Blindverlusts benötigte WW-Temperatur am Wohnungsanschluss wurde aus Simulationen wie folgt berechnet:

$$T_{Wohnung} = T_{WW} - (T_{WW} - T_{Zirkulation}) * \left( 0.3 - \frac{\dot{m}_{Zapf}}{\dot{m}_{Zirkulation}} * 0.09 \right) \quad \text{Formel 36}$$

Dabei entspricht  $T_{Wohnung}$  der durchschnittlichen Temperatur an den Wohnungsverteilern. Ein Überblick der Ergebnisse des Projektes «Warmwasserbereitstellung mittels Wärmepumpen in MFH» ist in Annex C, Tabelle 16 aufgeführt.

Für die Emulation der Zirkulationsverluste am Prüfstand wird basierend auf der aufgeführten Studie ein mittlerer Zirkulationsverlust von 7 W/m angenommen, dies entspricht dem Mittelwert der untersuchten Messobjekte. Skaliert auf das Referenzgebäude mit einer Leitungslänge von insgesamt 75.9 m ergibt sich ein Schein- bzw. Zirkulationsverlust von 531.3 W.

Der Blindverlust bzw. Wärmeverlust, der während einer Zapfung in der WW-Leitung entsteht wird am Prüfstand nicht explizit emuliert. Eine Temperaturdifferenz ergibt sich aber aus den installierten Leitungen. Die allfällige Differenz zur abgeschätzten Wohnungsanschlusstemperatur aus Formel 36 wird am Prüfstand kompensiert.



## Annex C: Resultate aus früheren Feldmessungen

Tabelle 16 Überblick Ergebnisse aus «Warmwasserbereitstellung mittels Wärmepumpen in MFH» (Vetsch, Gschwend, Bertsch, 2012)

	Messobjekt 1	Messobjekt 2	Messobjekt 3	
			Periode 1	Periode 2
Anzahl MFH	2	1	3	
Anzahl Wohnungen	48	66	73	
Meter Rohrlänge	264	450	1250	
Leitungen	RaR	RaR	RaR/parallel	
Mittlere WW-Temperatur (°C)	59.6	55.6	56.1	57.3
Wohnungsanschlusstemperatur (°C)	57.8	53.9	55.4	55.4
Mittlerer Zirkulationsvolumenstrom (m/h)	0.12	0.425	3.61	1.17
Mittlere Scheinverluste (W/m)	5.6	7.1	8.28	7
Mittlere Wirkverluste (W/m)	7.05	7.95	8.53	7.5

## Annex D: Testmatrix Standardsysteme

In Tabelle 17 ist die zu Beginn des Projektes definierte Versuchsmatrix der Standardsysteme zu sehen. Darin sind die möglichen Systeme und Konfigurationen aus der Beschreibung der Standardsysteme aufgelistet, zusammen mit der Priorisierung einer Messung im vorliegenden Projekt.

Tabelle 17: Versuchsmatrix der zu testenden Standardkonzepte.

						Test
Warmwasserspeicher mit externem WÜ zur Beladung						
	ExB-	Sch-o-				Ja
	ExB-	Sch-m-el				Ja
	ExB-	Sch-m-th				Nein
	ExB-	Stu-				Ja
Warmwasserspeicher mit internem WÜ zur Beladung						
	IHX-	Sch-o-				Nein
	IHX-	Sch-m-				Nein



	IHX-	Stu-				Nein
Pufferspeicher mit Frischwassermodul						
Wärmepumpe	Dir-	Sch-o-	Wärmespeicher	FriWa-ohne	Frischwasser	Nein
	Dir-	Sch-m-		FriWa-ohne		Nein
	Dir-	Stu-		FriWa-ohne		Nein
	Dir-	Sch-o-		FriWa-Lanz		Nein
	Dir-	Sch-m-		FriWa-Lanz		Nein
	Dir-	Stu-		FriWa-Lanz		Nein
	Dir-	Sch-o-		FriWa-Valve		Nein
	Dir-	Sch-m-		FriWa-Valve		Nein
	Dir-	Stu-		FriWa-Valve		Hoch
	Dir-	Sch-o-		FriWa-WÜ-Zirk		Nein
	Dir-	Sch-m-		FriWa- WÜ-Zirk		Nein
	Dir-	Stu-		FriWa- WÜ-Zirk		Hoch
Pufferspeicher mit internem WÜ für Warmwasser						
	Dir-	Sch-o-		Spira		Nein
	Dir-	Sch-m-		Spira		Nein
	Dir-	Stu-		Spira		Hoch

Die eingesetzten Speicher und Komponenten müssen für einen effizienten Betrieb jeweils bestimmte Anforderungen erfüllen. In Tabelle 18 sind die Voraussetzungen für Speicher eingetragen.

Tabelle 18: Anforderungsliste für die Speicher für die zu prüfenden Standardkonzepte.

	Speicher-Material	Speicheranschlüsse und Fühleraufnahmen	Anforderungen
ExB-Sch-o	Edelstahl	1 Anschluss für Zirkulation 2 Anschlüsse VL Beladung 1 Anschluss RL Beladung KW / WW Anschluss  Speicheranschlüsse 1¼"	niedriger Massenstrom; Eintritt oberhalb Zirkulation
ExB-Sch-m			Hoher Massenstrom Eintritt oberhalb Zirkulation
ExB-St			Mit Strömungsberuhigung; Eintritt unterhalb Zirkulation
FriWa-ohne	Stahl	1 Anschluss VL Frischwasser 2 Anschlüsse Rücklauf Frischwassermodul	Eintritt Vorlauf / Massenstrom je nach Stufen- o. Einstufen-Ladung
FriWa-Lanz			Lanze für Rücklaufeinschichtung



		2 Anschlüsse VL Beladung 1 Anschluss RL Beladung	Eintritt Vorlauf / Massenstrom je nach Stufen- o. Einstufen-Ladung
FriWa-Valve		Speicheranschlüsse 1¼"	Eintritt Vorlauf / Massenstrom je nach Stufen- o. Einstufen-Ladung
FriWa-WÜ-zirk			
Spira	Stahl	1 Anschluss für Zirkulation 2 Anschlüsse VL Beladung 1 Anschluss RL Beladung KW / WW Anschluss  Speicheranschlüsse 1¼"	Eintritt Vorlauf / Massenstrom je nach Stufen- o. Einstufen-Ladung Interner WÜ für Frischwasser (mit Zirkulationsanschluss)

#### Eintrittsgeometrie mit Strömungsberuhigung

Eine Temperaturschichtung stellt sich in Wasser-Wärmespeichern automatisch ein, weil warmes Wasser leichter ist als kaltes. Diese Schichtung ist gewollt, und sollte möglichst aufrechterhalten werden. Drei Phänomene bewirken eine Störung der Schichtung im Speicher. In der Reihenfolge ihrer möglichen negativen Auswirkungen sind dies:

- Impulsreiche Einströmung
- Mitreissende Strömung
- Wärmeleitung und Diffusion.

Impulsreiche Einströmung führt zu Turbulenzen und infolgedessen, durch Ablenkung an der dem Eintritt gegenüberliegenden Speicherwand oder an Einbauten, zu Strömungen in vertikaler Richtung (nach oben und unten). Diese Prozesse können die Schichtung nicht nur behindern, sondern innert kurzer Zeit komplett zerstören.

Zur Beruhigung des Eintritts muss sowohl der Querschnitt erweitert werden (Einströmgeschwindigkeit unter 0.1 m/s) als auch auf eine ausreichende Länge des Fliesskanals geachtet werden. Für grosse Speicher, welche in Kolbenströmung von oben nach unten beladen und von unten nach oben entladen werden, kann durch ein Bogenrohr mit Ausströmung in den Klöpperboden oder -deckel sowie zusätzlicher Abgrenzung des Einströmbereichs mit einem Lochblech gute Resultate erzielt werden.

#### Positionierung der Temperaturfühler und Zirkulationsrücklauf

Die übliche Positionierung des Sensors zur Einschaltbedingung der Nachladung ist an der sogenannten Stundenspitze bzw. zwischen dem Spitzendeckungsvolumen und dem Stuvolumen des Speichers (vgl. Abbildung 36).

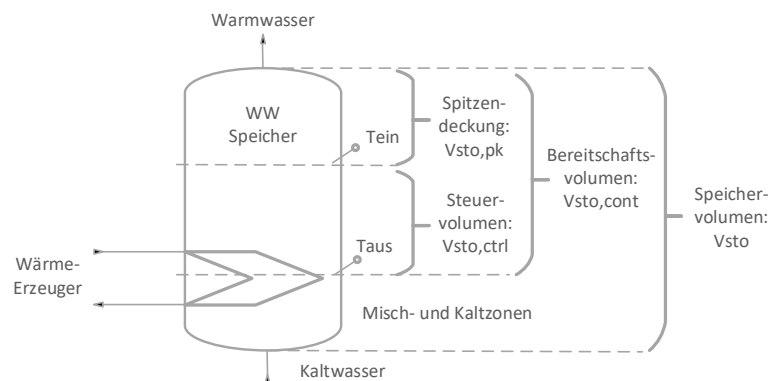


Abbildung 36: Bildliche Darstellung von Spitzendeckungsvolumen, Steuervolumen, Bereitschaftsvolumen, Speichervolumen sowie Misch- und Kaltzonen des Warmwasser-speichers. Bei Kombispeicher der Tank-in-Tank-Bauart beinhaltet das Spitzendeckungsvolumen nur den Wasserinhalt der Trinkwasserblase, Bereitschafts- und Steuervolumen auch das Volumen im Ringspalt.

Weitere Anforderungen sind, je nach Konzept, im folgenden beschrieben:

### Trinkwasserspeicher mit externem Wärmeübertrager

#### Umsetzung im Teststand

Im Teststand wird eine Variante mit Rücklaufbeimischung und frequenzregulierbaren Pumpen installiert, mit welchen beide Varianten getestet werden können. Damit der gleiche Speicher für eine Beladung mit und ohne Schichtlanze verwendet werden kann, kann eine Schichtlanze im Speicher eingebaut und über ein Ventil kann zwischen einem Speicheranschluss über die Schichtlanze oder direkter Speichereintritt gewechselt werden.

#### Regelung

Die Regelung kann in die WP integriert sein oder es wird ein zusätzlicher Regler eingebunden werden. Bei neueren Pumpen kann die Regelung auch über die Pumpe erfolgen. Regelung hängt von der Wahl der Komponenten ab, da die Systeme kompatibel sein müssen. Möglich ist auch eine herstellerunabhängige Regelung über eine SPS Steuerung.

Fragen:

- Kann die WP ein elektronisch geregeltes Mischventil einbinden? (0-10 V) (Ventil und WP müssen kompatibel sein bzw. passend ausgewählt werden), oder regeln wir das Ventil von Seiten Teststand?
- Dito für die Pumpen?
- Sensorik in Primär- und Sekundärkreis für die Regelung?

Komponenten:

- Speicher
- Mischventil mit Stellmotor / thermisches Ventil
- Wärmeübertrager
- Primärseitige Pumpe, frequenzgesteuert, in WP integriert
- Pumpe Sekundärseitig: frequenzgesteuert, von WP ansteuerbar



- Sensorik in Primär- und Sekundärkreis
- Temperaturfühler Speicher (Ein-Signal)

Zirkulationspumpe

### **Umsetzung MS im Teststand**

Zur Umsetzung im Teststand muss der Speicher über einen tieferen Anschluss für die Beladung mit entsprechender Strömungsberuhigung verfügen.

Komponenten:

- Speicher
- Wärmeübertrager
- Primärseitige Pumpe (in WP integriert)
- Pumpe sekundärseitig
- Zirkulationspumpe

### **Pufferspeicher mit Frischwassermodul**

Komponenten für FriWa mit Schichtlanze für Rücklauf FriWa:

- Speicher mit Lanze für Einschichtung
- Frischwassermodul
- Zirkulationspumpe

Komponenten für Varianten ohne Rücklauf-Einschichtung:

- Speicher mit zwei Anschlüssen für Rücklauf FriWa
- Frischwassermodul
- Umschaltventil und Ansteuerung Umschaltventil aus FriWa
- Zirkulationspumpe

Auf Grund der hohen Volumenströme welche über die FriWa laufen können ist insbesondere beim unteren Anschluss eine Strömungsberuhigung vorzusehen.

## **Annex E Programmablauf Simulation und Programmparameter**

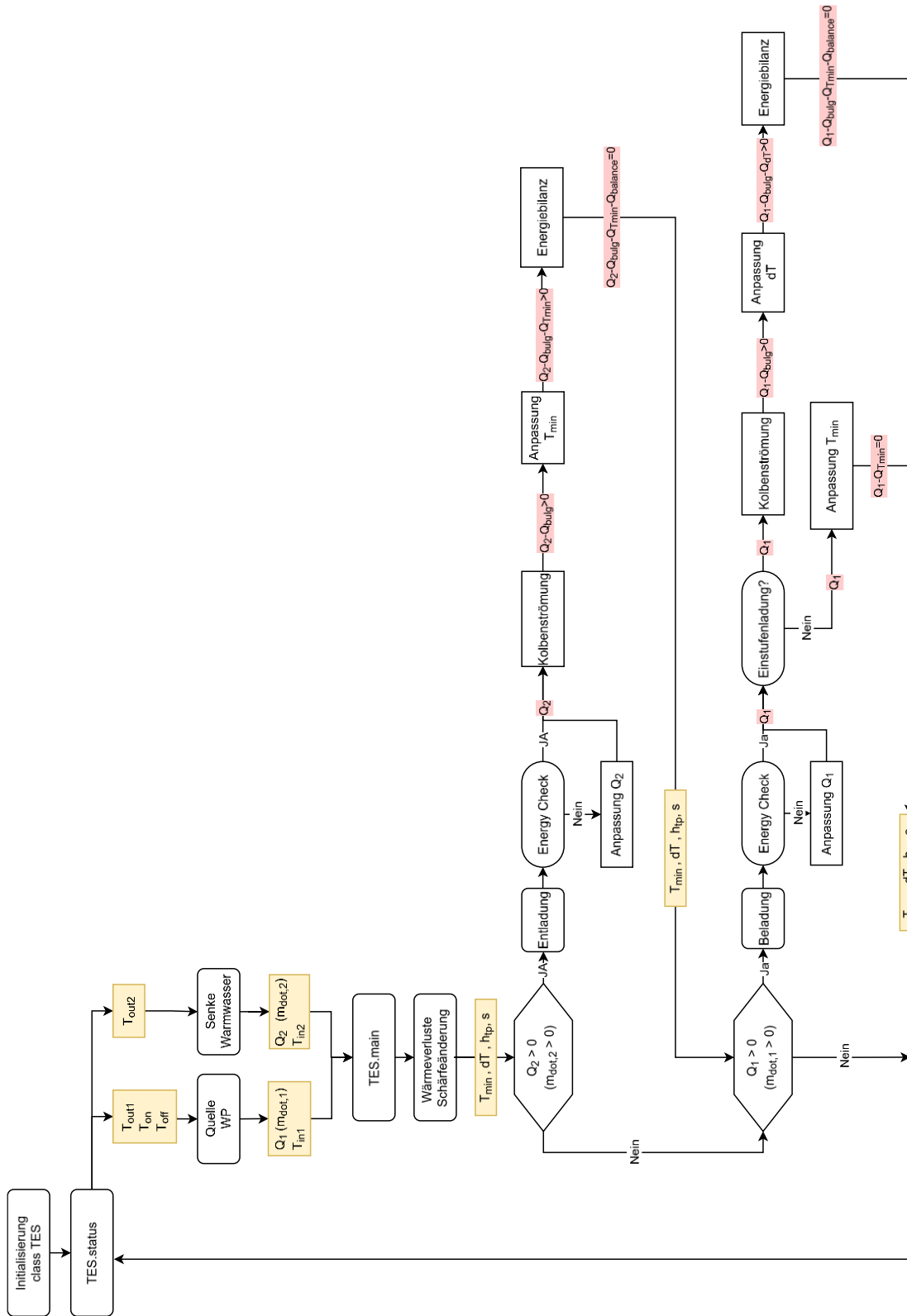


Abbildung 37 Programmablauf Simulationsmodell



Tabelle 19 Parameter zur Initialisierung der Speichersimulation, sowie benötigte Inputparameter für die Simulation und die daraus resultierenden Outputparameter

<b>short</b>	<b>explanation</b>	<b>unit</b>	<b>range</b>
<b>Parameter</b>			
Tamb	ambient temperature	°C	[-273;+inf]
Tmin_ini	Temperature that is in the middle between minimal and maximal temperature in TES	°C	[-273;+inf]
dT_ini	Temperature difference between Tmedian and minimal / maximal temperature	K	[0;+inf]
s_ini	Initial sharpness parameter for thermocline	-	[0;+inf]
htp_ini	Initial parameter for thermocline position, referring to the middle of the thermocline (turning point).	-	[0;1]
L_tes	Height of TES	m	[0;+inf]
V_tes	Volume of TES	l	[0;+inf]
h_in1	Relative height of charge inlet	-	[0;1]
h_out1	Relativ height of charge outlet	-	[0;1]
h_in2	Relativ height of discharge inlet (e.g. cold water inlet)	-	[0;1]
h_out2	Relativ height of discharge outlet (e.g. hot water outlet)	-	[0;1]
h_on	Relative height of sensor position to start charging	-	[0;1]
h_off	Relative height of sensor position to stop charging	-	[0;1]
cp_stor	specific heat capacity of storage medium	J/(kgK)	[0;+inf]
lambda_stor	Thermal conductivity of storage medium	W/(mK)	[0;+inf]
rho_stor	Density of storage medium	kg/m <sup>3</sup>	[0;+inf]
a_eff	Effective thermal conductivity	mm <sup>2</sup> /s	[0;+inf]
ka_tesTop	heat loss rate at top (include circulation losses)	W/K	[0;+inf]
ka_tesBot	heat loss rate at bottom		
charge_mode	Defines whether a stratification or step charging process is used, 1 = single pass charging, 0 = multi pass charging	-	[0,1]
<b>Inputs</b>			
timestep	Duration of timestep	s	[0;+inf]
grid	Grid points over TES to calculate the temperature profile (defines how many points to calculate for output T_si	-	[1;+inf]
mdot_1	Massflow charge (power)	kg/s (W)	[0;+inf]
mdot_2	Massflow discharge (power)	kg/s (W)	[0;+inf]
T_in1	Inlet temperature of supply flow (charging)	°C	[-273;+inf]
T_in2	Inlet temperature discharge (e.g. cold water)	°C	[-273;+inf]
energy	Default = False, if set to true mdot_1 and mdot_2 must be power		
<b>Outputs</b>			
T_out1	Return flow temperature (charging)	°C	[-273;+inf]
T_out2	Discharge temperature (eg. hot water out)	°C	[-273;+inf]
T_on	Temperature at position h_on	°C	[-273;+inf]
T_off	Temperature at position h_off	°C	[-273;+inf]
T_mean	Mean Temperature of TES	°C	[-273;+inf]
T_min_s	Minimum temperature within TES (at bottom)	°C	[-273;+inf]
T_max_s	Maximum temperature within TES (at top)	°C	[-273;+inf]
T_min_f	minimum temperature of tanh-function	°C	[-273;+inf]
dT_f	Temperature difference of tanh function	°C	[-273;+inf]



s	sharpness of thermocline	-	[0;+inf]
h_tp	relative height of thermocline	-	[0;1]
T_si	Temperature at 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90% relative height i=12: 10%; i = 20 = 90%	°C	[-273;+inf]
Toutdhw	DHW temperature at beginning of timestep (assumed to be constant over time step)	°C	[0;+inf]
Touthp	HP return temperature at beginning of timestep (assumed to be constant over time step)	°C	[0;+inf]
mdot_1	Mass flow charge (can be different to input parameter, if there wasn't enough energy in TES)	kg/s	[0;+inf]
Mdot_2	Mass flow discharge (can be different to input parameter, if there wasn't enough energy in TES)	kg/s	[0;+inf]