



BigStrat

Schichtung grosser Wärmespeicher





INSTITUT FÜR
SOLARTECHNIK



Datum: 23. August 2018

Ort: Rapperswil

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie BFE
Forschungsprogramm Solarwärme und Wärmespeicherung
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Auftragnehmer:

SPF Institut für Solartechnik
Hochschule für Technik HSR
Oberseestr. 10, CH-8640 Rapperswil
www.spf.ch

Autoren:

Mattia Battaglia, mattia.battaglia@spf.ch
Lorenz Züllig, lorenz.zuellig@spf.ch
Michel Haller, michel.haller@spf.ch

Dieses Projekt wurde unterstützt durch:

Amstein + Walthert AG
anex Ingenieure AG
BMS-Energietechnik AG
E + H Ingenieurbüro für Energie + Haustechnik AG
EKT AG
Jenni Energietechnik AG

BFE-Bereichsleitung: Andreas Eckmanns, andreas.eckmanns@bfe.admin.ch

BFE-Programmleitung: Elimar Frank, elimar.frank@frank-energy.com

BFE-Vertragsnummer: SI/500315-03

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

Bundesamt für Energie BFE

Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen; Postadresse: CH-3003 Bern
Tel. +41 58 462 56 11 · Fax +41 58 463 25 00 · contact@bfe.admin.ch · www.bfe.admin.ch

Zusammenfassung

Thermische Speicher spielen eine wichtige Rolle für den Ausgleich von fluktuierenden erneuerbaren Energiequellen und bei der Nutzung von Abwärme. Immer öfters werden in Wärmenetzen oder industriellen Anwendungen grosse Speicher mit Volumen bis zu 100 m³ und mehr installiert. Bei Wärmequellen mit ausgeprägt temperaturabhängiger Effizienz spielt die thermische Speicherschichtung eine entscheidende Rolle für die Systemeffizienz. Mit Simulationen von Wärmepumpensystemen wurde gezeigt, dass die Arbeitszahl in gut schichtenden Speichern im Vergleich mit stark durchmischten Speichern um bis zu 17 % höher liegen kann. Es wurden sieben Feldanlagen mit grossen thermischen Speichern auf die Qualität der Schichtung untersucht. Die verschiedenen Varianten umfassten dabei Speicher mit direktem Wassereintritt, Speicher mit Bogenrohr und Speicher mit Sprührohr.

Bestehende Empfehlungen zum Design von Schichtspeichern wurden auf beliebige Speichergrössen verallgemeinert. Als relevante Grösse wurde die Ablenkungsrelation identifiziert. Ist diese Ablenkungsrelation kleiner als 0.12 bei vertikalem Eintritt und kleiner als 0.5 bei Eintritt über ein Bogenrohr in Richtung Speicherdeckel, so ist die Ablenkung des eintretenden Fluides in vertikale Strömungen gering und eine bestehende Speicherschichtung wird effektiv erhalten.

Summary

Thermal storage plays an important role in balancing fluctuating renewable energy sources and in the use of waste heat. Large storage tanks with volumes of up to 100 m³ and more are increasingly being installed in heating networks or industrial applications. For heat sources with pronounced dependence of the efficiency on the temperature, thermal storage stratification plays a decisive role in system efficiency. Stratification efficiency was analyzed for seven field plants with large thermal storage tanks. The analyzed storages include tanks with direct water inlet, tanks with curved pipe and tanks with sparger diffusor. With simulations, it is shown that the COP of heat pump systems can increase up to 17 % with stratified tanks.

In this project, existing recommendations for the design of stratified storages are generalized to any storage size. The deflection ratio has been identified as a relevant variable. If this deflection ratio is less than 0.12 for vertical inlet and less than 0.5 for inlet via an upward or downward elbow pipe, the deflection of the entering fluid into vertical flows is low and an existing storage stratification is effectively maintained.

Résumé

Le stockage thermique joue un rôle important dans le but de limiter les fluctuations de production des sources d'énergie renouvelable et lors de l'utilisation de chaleur résiduelle. Il est de plus en plus fréquent de rencontrer dans des réseaux de chaleur ou des applications industrielles des stockages ayant des capacités allant jusqu'à 100 m³, voire plus. La stratification thermique de ces stockages joue un rôle prépondérant dans le rendement global du système pour les sources de chaleur dont le rendement dépend fortement de la température.

La qualité de stratification des températures a été étudiée sur sept installations sur terrain comportant des stockages thermiques de grande capacité. Parmi les différentes variantes étudiées figurent des stockages comportant un tube d'entrée droit, un tube coudé ou un tube perforé.

Dans ce projet, les recommandations existantes pour la stratification de stockages thermiques ont été extrapolées à toutes les tailles possibles de stockage. Pour ce faire, le facteur de déflexion a été identifié comme étant une grandeur pertinente. De fait, lorsque ce facteur est inférieur à 0.12 pour une entrée verticale ou inférieure à 0.5 dans le cas d'un tube d'entrée coudé, la déflexion du fluide entrant selon une composante verticale s'avère faible, ce qui permet de conserver la stratification des températures dans le stockage.



Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

Symbole

T	Temperatur, ° C
A	Fläche, m ²
V_{MZ}	Mischzonenvolumen, m ³
V_{Sp}	Speichervolumen, m ³
ψ_{MZ}	Mischzonenanteil, %
H_{Sp}	Höhe Speicher, m
\dot{m}	Massenstrom, kg/s
d_{mix}	Länge Mischzone, m
f_{mix}	Proportionalitätskonstante Mischanteil, -
P	Druck, kg m ⁻¹ s ⁻²
f	Reibungsfaktor im Rohr, -
D_R	Rohrdurchmesser, m
v	Geschwindigkeit, m s ⁻¹
k	Pressure-Recovery-Faktor, -
D_L	Austrittslochdurchmesser im Sprührohr, m
N	Anzahl Löcher an einer Seite des Sprührohrs, -
ρ	Dichte, kg m ⁻³
$\Delta S_{irr,sim}$	Interne Entropieproduktion im Speicher, J K ⁻¹
$\Delta S_{irr,mix}$	Interne Entropieproduktion eines komplett durchmischten Referenzspeichers, J K ⁻¹
ζ_{str}	Schichtungseffizienz, -
χ	Ablenkungsrelation, -
l_s	Wurfweite eines Buoyant Jets, m
d_f	charakteristische freie Distanz/ charakteristische Länge, m
M	Impulsfluss, kg m s ⁻²
F	Auftriebsfluss, m ⁴ s ⁻³
\dot{V}	Freie Distanz zum nächsten vertikalen Hindernis, m
g	Gravitationsbeschleunigung auf Erdoberfläche, m s ⁻²
M	Impulsfluss, kg m s ⁻²
F	Auftriebsfluss, m ⁴ s ⁻³

Glossar

WP	Wärmepumpe
COP	Coefficient of Performance
Thermokline	Temperatursprung in vertikaler Richtung, der ein Fluid in zwei Bereiche mit unterschiedlicher Dichte trennt. Bezüglich natürlicher Konvektion bleibt eine Thermokline stabil, wenn sie einen unteren Bereich mit höherer Dichte von einem oberen Bereich mit tieferer Dichte trennt.
Ablenkungsrelation	Relation zwischen dem Umwälzströmungen hervorrufendem Impulsfluss und schichtungserhaltenden Auftriebskräften. Beurteilungsgrösse für die Entstehung und Erhaltung von thermischer Schichtung.



Inhalt

Zusammenfassung	3
Summary	3
Résumé	3
Symbol- und Abkürzungsverzeichnis	4
1 Einführung	7
1.1 Schichtung in thermischen Speichern.....	7
1.2 Schichtung in grossen thermischen Speichern	8
1.3 Ziele des Projektes BigStrat	8
1.4 Quantifizierung von Schichtung.....	9
1.5 Fitten des Plug-Flow-Modells in TRNSYS	11
1.6 Vergleich Plugflow-Modell mit Mehrknoten-Modell.....	12
1.7 CFD-Simulationseinstellungen	13
2 Feldanlagen	14
2.1 Anlage 1: 3.5 m ³ Warmwasserspeicher für ein Mehrfamilienhaus	14
2.2 Anlage 2: 6.4 m ³ Fernwärmespeicher mit Wärmepumpe	15
2.3 Anlage 3: zwei 6 m ³ Speicher als hydraulische Weiche mit Wärmepumpe	17
2.4 Anlage 4: 2 m ³ Heizungspuffer.....	18
2.5 Anlage 5: 98 m ³ Pufferspeicher für Fernwärme	20
2.6 Anlage 6: zwei 102 m ³ Speicher für Fernwärme.....	21
2.7 Anlage 7: 12 m ³ für Gebäudeheizung mit Wärmepumpe	22
2.8 Zusammenfassung der Resultate aus den Feldanlagen.....	23
3 Einfluss der Speicherschichtung auf Wärmepumpensysteme	25
3.1 Speichereinbindung mit T-Stücken	25
3.2 Direkte Speichereinbindung in Anlehnung an Anlage 1	28
3.3 Analyse des Verbesserungspotenzials der Anlage 7	29
4 Skalierungseffekte in thermischen Speichern	32
4.1 Simuliertes Beladeexperiment 1: Kombispeicher.....	33
4.2 Simuliertes Beladeexperiment 2: Pufferspeicher mit Bogenrohr.....	35
4.3 Kennzahlen.....	35
4.4 Resultate	37
5 Eignung von Sprührohren	44
5.1 Theoretische Betrachtungen	44
5.2 Resultate der CFD-Simulationen.....	44
5.3 Empfehlungen für die Geometrie von Sprührohren.....	47
5.4 Überprüfung der Empfehlungen.....	48
6 Schlussfolgerungen	51
7 Referenzen	53

1 Einführung

Mit der Umstellung der Energieversorgung auf fluktuierende erneuerbare Quellen und Abwärmenutzung werden Speichertechnologien zum Ausgleich von Produktion und Nachfrage immer wichtiger. Zunehmend werden zu diesem Zweck auch grössere thermische Speicher in Mehrfamilienhäusern, auf Quartierebene, in Wärmenetzen, und in Anlagen für industrielle Prozesse installiert. Die Speicherschichtung hat dabei immer einen grossen Einfluss auf das nutzbare Speichervolumen und auf die Effizienz der angeschlossenen Systeme. Dies insbesondere dann, wenn die Speicher mit sogenannten Low Exergy Prozessen kombiniert werden, welche über keine Exergiereserven verfügen, mit welchen sie exergetische Verluste im Speichersystem kompensieren könnten. Solche Low Exergy Prozesse sind zum Beispiel thermische Solaranlagen, Wärmepumpen, oder Wärmerückgewinnung. Es konnte gezeigt werden, dass bei Solaren Kombispeichern welche in Kombination mit Wärmepumpen betrieben werden die Schichtungseffizienz einen grösseren Einfluss auf die Gesamteffizienz des Systems hat als die Speicherwärmeverluste (Haller u. a. 2015a).

1.1 Schichtung in thermischen Speichern

Die Temperaturschichtung stellt sich in Fluiden automatisch auf Grund der Schwerkraft und der temperaturabhängigen Dichte des Wassers ein. Dieser natürlichen Prozess kann durch verschiedene Prozesse gestört, beziehungsweise aufgehoben werden (vgl. Hollands & Lightstone 1989):

1. Wärmeleitung und Diffusion im Wasser und in den Speicher-Einbauten
2. Mitreissende Strömungsfahnen (plume entrainment)
3. Kinetische Energie direkter Beladungen (inlet jet mixing)

Wärmeleitung und Diffusion haben vor allem bei sehr langen Belade- und Stillstandszeiten sowie bei geringen Verhältnissen von Höhe zu horizontalem Durchmesser einen signifikanten Effekt. Bei kurzfristigen Speicherprozessen stören vorwiegend die kinetische Energie und die mitreissende Strömung der direkten Speicherbeladung sowie mangelhaftes Schichtungsvermögen interner Wärmeübertrager.

Mitreissende Strömungsfahnen (plume entrainment) entstehen, wenn Fluid mit einer bestimmten Temperatur und Dichte in eine Zone mit anderer Temperatur und Dichte einströmt. Auf Grund des Dichteunterschiedes führen Gravitationskräfte dazu, dass das Fluid in vertikaler Richtung abgelenkt oder beschleunigt wird. Ähnlich der Dampfahne oberhalb eines Kamins entsteht dann eine durch die Auftriebskraft angetriebene vertikale turbulente Strömung, welche sich nach einem mehr oder weniger ausgeprägten überschüssen in die Temperaturschicht mit gleicher Dichte einschichtet. Dabei wird in der Randzone der Strömung kontinuierlich Fluid aus der Umgebung mitgezogen (siehe beispielsweise Lee & Chu 2003). Im thermischen Speicher kann dies durch die Einspeisung des Fluids auf der Höhe in welcher die Temperatur identisch ist mit der Temperatur des eintretenden Fluides verhindert werden. Ist die vertikale Position dieser Schicht nicht von vornherein bekannt, so kann eine Schichtladeeinheit verwendet werden, welche eine stärkere physische Trennung zwischen auf- oder absteigendem Fluid und dem restlichen Speicherbereich bewirkt.

Eine Beladung mit hoher kinetischer Energie kann Turbulenzen und Strömungen im Speicher verursachen und somit bereits vorhandene Speicherschichtung zerstören. Um dies zu verhindern, muss die Eintrittsgeschwindigkeit klein gehalten werden. In der Literatur findet sich eine Vielzahl an Untersuchungen mit mathematischen Modellen und Experimenten, welche Grenzwerte und Empfehlungen zu maximalen Eintrittsgeschwindigkeiten und maximalen Reynoldszahlen des Eintretenden Fluids angeben. Eine Zusammenstellung dieser Resultate wurde im Projekt StorEx präsentiert (Haller u. a. 2015a; Gwerder u. a. 2016). In diesem Projekt wurden diese Empfehlungen mit



eigenen Resultaten ergänz und vereinheitlicht. So konnten für solare Kombispeicher mit 800 Liter Grösse einfache Richtlinien für die Planung und Entwicklung erstellt werden.

- Am Austritt des Strömungskanals sollte die Geschwindigkeit des austretenden Fluids soweit reduziert sein, dass eine Reynolds-Zahl von unter 5000 erreicht wird, respektive eine Fließgeschwindigkeit die kleiner ist als 0.1 m/s.
- Nach der letzten Strömungsumlenkung oder Querschnittserweiterung sollte die Beruhigungsstrecke eine minimale Länge von 3 – 6 Mal dem hydraulischen Querschnitt aufweisen.

1.2 Schichtung in grossen thermischen Speichern

Literaturstudien brachten keine generellen Richtlinien für den Einbau von Schichtungselementen oder Strömungsberuhigungen in thermischen Speichern beliebiger Grösse hervor. Eine Übertragbarkeit der Resultate kleinerer Speicher auf grosse ist nicht ohne weiteres möglich. Es gibt jedoch einige veröffentlichte Arbeiten zur Schichtung in Wärmespeichern mit einem Volumen von mehr als 2 m³. Shin u. a. (2004) stellten ein numerisches Modell auf, welches sie unter anderem mit Messdaten eines grossen (20'000 m³) Speichers und eines kleinen (0.26 m³) Speichers validierten. Anschliessend führten sie Parameterstudien zum Effekt von Diffusortypen, Eintrittsgeschwindigkeiten und Beladezeiten bei Speicher mit Topladung mit konstanten Temperaturen auf den Erhalt einer ausgeprägten Thermokline durch. Aus der Feststellung, dass der relative Anteil der Mischzone geringer ist für grössere Speichervolumen schliessen sie, dass die Schichtung für grössere Speicher besser erhalten bleibt. In ihren Experimenten zeigte die Eintrittsgeschwindigkeit im 20'000 m³ Tank im Vergleich zum kleineren Speicher keinen signifikanten Einfluss auf den Erhalt der Trennschicht mehr. Kritisch betrachtet werden muss bei der Interpretation ihrer Resultate jedoch, dass das Verhältnis zwischen Massestrom der Beladung und Volumen im grossen Speicher 27-mal tiefer war als in der kleineren Variante, was andere Strömungsdynamiken zur Folge hat. Die Autoren schliessen, dass bei grösseren Tanks die Beladezeit den dominierenden Einfluss auf die Ausbreitung der Thermokline hat. Dies, weil bei langen Beladezeiten der Effekt der Wärmeleitung entlang des Speichers an Bedeutung gewinnt.

Shaarawy & Lightstone (2016) untersuchten in Ihrer Arbeit mit CFD-Simulationen den Effekt von diversen Einbauten auf den Erhalt der Schichtung in horizontalen zylindrischen Speichern. Der betrachtete Speicher hat ein Volumen von 130 m³ und ist eine Komponente im solaren Wärmenetz der Drake Landing Solar Community in Kanada. Die Resultate der CFD-Studie bestätigen, dass bei Eintrittsgeschwindigkeiten von 0.8 m/s die Verwendung von Prallplatten oder grösseren Öffnungsdurchmessern beim Eintritt eine signifikante Verbesserung der Schichtung bringt. Der Effekt verschiedener Diffusortypen in einem flachen rechteckförmigen Speicher mit einem Volumen von 16 m³ wurde von Yu u. a. (2010) ebenfalls mit CFD-Simulationen untersucht. Sie bestätigen ebenfalls den positiven Effekt von Prallplatten. Ein diskretes Modell zur Berechnung der Strömungen in einer Schichtladeeinheit in einem 50 m³ Speicher wurde von Göppert u. a. (2009) aufgestellt. Das Modell ermöglicht eine schnelle Berechnung von geeigneten Designparametern, so dass auf eine für grosse Speicher sehr aufwändige CFD-Simulation verzichtet werden kann.

1.3 Ziele des Projektes BigStrat

Im Projekt BigStrat sollen Empfehlungen für das Design und den Betrieb von grossen Speichern mit einem Volumen von mehr als 1.8 m³ erarbeitet werden, mit dem Ziel eine möglichst hohe Speicherschichtung, respektive eine möglichst hohe Anlagen-Effizienz in Kombination mit LowEx-Systemen wie Solarwärmeanlagen oder Wärmepumpen zu gewährleisten. Dabei werden in einem

ersten Schritt Feldanlagen untersucht, um eine Stichprobe zu den im Markt vorhandenen Systemen zu erhalten. Einerseits soll der übliche Systemkontext von grossen Wärmespeichern ermittelt werden, damit die Auswirkung der Schichtungseffizienz auf die Effizienz der verwendeten Technologien zur Wärmeproduktion bestimmt werden kann. Andererseits zeigt die Feldstudie auch eine Auswahl konstruktiver Massnahmen welche von Herstellern im Hinblick auf Strömungsberuhigung und Schichtungserhaltung heute getroffen werden. Diese Lösungsansätze werden im Projekt genauer untersucht und beurteilt.

In einem zweiten Schritt werden, aufbauend auf den Resultaten aus dem Projekt StorEx, CFD-Simulationen mit unterschiedlichen Speichergrossen durchgeführt. Auf der Grundlage dieser Simulationen werden Skalierungsgesetze erarbeitet, welche eine Übertragbarkeit der maximal verwendbaren Eintrittsgeschwindigkeiten, beziehungsweise Eintrittsmassenströme, auf unterschiedliche Grössen von Speichern und Beruhigungsstrecken wie Prallplatten und Sprührohre ermöglichen.

1.4 Quantifizierung von Schichtung

In der Literatur findet sich eine Vielzahl von Kenngrössen, welche die Schichtungsqualität in einem thermischen Speicher quantifizieren. Ein Überblick ist in Haller u. a. (2009) gegeben. Dabei wird darauf hingewiesen, dass lediglich Ansätze welche auf dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik beruhen universell anwendbar sind und ein konsistentes Bild der Schichtungseffizienz thermischer Speicher geben. Dies vor allem dann, wenn die Be- und Entladeprofile nicht einer strengen Laboranordnung folgen und als gut definierte Kolbenströmung von oben nach unten oder von unten nach oben erfolgen. Im Projekt BigStrat liegen von den Feldanlagen auf Grund der Verwendung bereits existierender Aufzeichnungen nur eingeschränkte Daten vor. So ist beispielsweise lediglich bei zwei Anlagen der Volumenstrom durch den Speicher korrekt aufgezeichnet. Zusätzlich ist bei einigen Anlagen die zeitliche Auflösung der Messdaten mit 5-10 Minuten verhältnismässig gering. Dies hat zur Folge, dass von den in der Literatur beschriebenen Methoden zur Quantifizierung der Speicherschichtung nur eine kleine Teilmenge angewendet werden kann. Sämtliche Kenngrössen, welche auf dem ersten oder zweiten Hauptsatz der Thermodynamik beruhen (siehe Haller u. a. 2010; Haller u. a. 2015b), benötigen zur Berechnung eine exakte Messung der Massenströme und Temperaturen des ein- und austretenden Fluids. Damit können diese Kennzahlen zur Beurteilung der im Projekt betrachteten Feldanlagen ohne Nachbildung in einer Simulation nicht verwendet werden. Bei sämtlichen Anlagen sind jedoch mehrere Temperaturmessungen entlang der Speicherhöhe vorhanden. Somit ist es möglich Kennwerte welche auf Temperaturgradienten aufbauen anzuwenden.

Huhn (2007) schlägt eine Gradientenmethode zur Bestimmung des Volumenanteils der Mischzone vor. Dabei wird das Volumen der Mischzone V_{MZ} aus dem Quotienten der Temperaturdifferenz aus der maximalen und minimalen Speichertemperaturen $T_{max} - T_{min}$ und dem maximalen Gradienten zwischen zwei Temperaturfühler berechnet.

$$V_{MZ} = \frac{T_{max} - T_{min}}{\left(\frac{\Delta T}{\Delta Z}\right)_{max}} A_{quer} \quad (1)$$

$$\psi_{MZ} = \frac{V_{MZ}}{V_{Sp}} \quad (2)$$

Die Variable A_{quer} bezeichnet dabei die horizontale Querschnittsfläche des Speichers. Zur Bestimmung der finalen Kenngrösse ψ_{MZ} (Volumenanteil der Mischzone) wird das Volumen der Mischzone durch das gesamte Speichervolumen V_{Sp} geteilt. Diese Kenngrösse wurde entwickelt um Schichtungen auf



Grund von Temperaturmessungen in sehr hoher räumlicher Auflösung zu charakterisieren. Die Anzahl Temperaturfühler der in Kapitel 2 aufgeführten Feldanlagen variiert hingegen lediglich zwischen 4 und 10 pro Speicher. Dies verschlechtert die Auflösung, welche auf Grund dieser Daten realisierbar ist, und erhöht die Mess-Unsicherheit. Wenn die Fühler gleichmässig verteilt sind und für den Fühlerabstand gilt $\Delta z = H_{Sp}/n$ folgt:

$$\psi_{MZ} \geq \frac{1}{V_{Sp}} \frac{T_{\max} - T_{\min}}{\left(\frac{T_{\max} - T_{\min}}{\frac{H_{Sp}}{n}} \right)} A_{\text{quer}} = \frac{1}{n} \quad (3)$$

Mischzonen, welche kürzer als die Distanz zwischen zwei Sensoren sind, werden immer den Wert der maximalen Auflösung aufweisen und können mit dieser Methode nicht mehr genau aufgelöst werden. Eine weitere Limitierung liegt darin, dass die Berechnung des Gradienten aus einer begrenzten Anzahl an Stützpunkten lediglich eine untere Schranke für den Wert liefert. Somit gilt für ein mit dem exakten Gradienten berechnetes Mischzonenenvolumen $\hat{\psi}_{MZ}$ folgende Ungleichung:

$$\hat{\psi}_{MZ} = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{\left(\frac{dT}{dz} \right)_{\max}} A_{\text{quer}} \leq \frac{T_{\max} - T_{\min}}{\left(\frac{\Delta T}{\Delta z} \right)_{\max}} A_{\text{quer}} = \psi_{MZ} \quad (4)$$

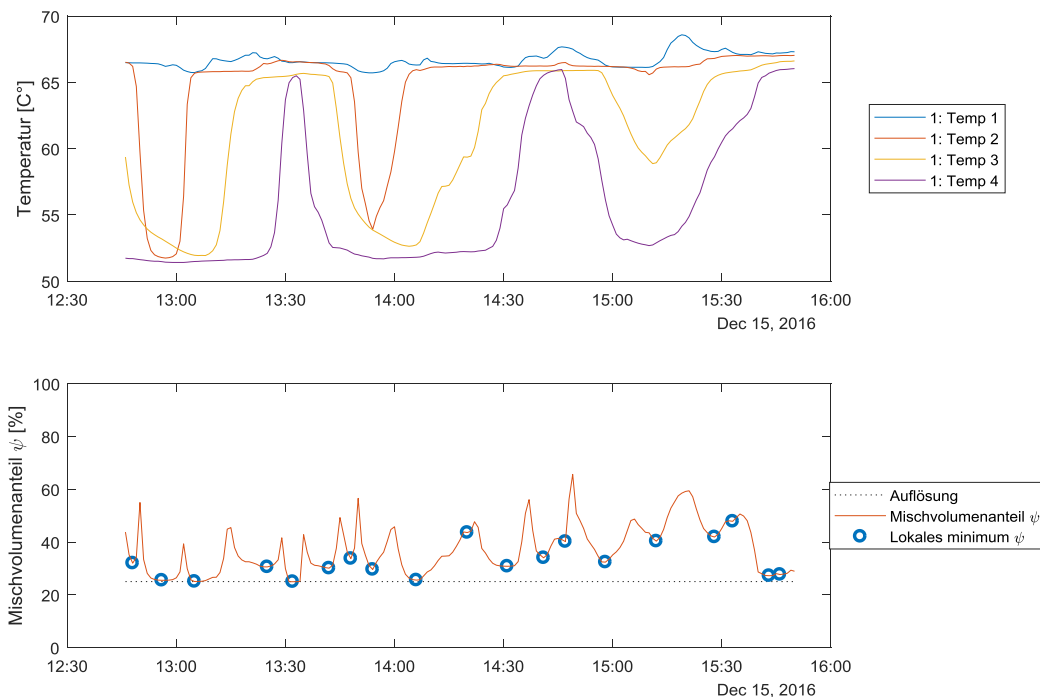


Abbildung 1 Beispiel der Auswertung nach lokalem Minimum von ψ_{MZ}

Der aus den Werten weniger Temperaturfühler berechnete Wert ψ_{MZ} beschränkt die Mischzone somit nach oben. Um diesem Sachverhalt Rechnung zu tragen wurde bei der Datenanalyse jeweils der lokale Minimalwert des Mischvolumenanteils ausgewiesen. Als lokaler Minimalwert gelten dabei alle Datenpunkte, die zwei Nachbarn mit grösserem Wert aufweisen. In Abbildung 1 ist ein Beispiel für die

beschriebene Auswertung gegeben. In diesem Speicher beträgt die Anzahl Temperaturmessstellen $n = 4$. Somit liegt die Auflösung bei minimal 25% Mischvolumenanteil. Im ersten Ladezyklus liegt die Ausdehnung der Mischzone unterhalb der Minimallänge. In der Folge liegen die lokal minimalen Werte von ψ_{MZ} auf der 25 % Linie. Im zweiten und dritten Ladezyklus erreicht der Wert von ψ_{MZ} die 25 %-Linie nicht. Daraus kann gefolgert werden, dass eine grössere Mischzone vorliegt. Sie bewegt sich im Bereich von 30-50% des Speichervolumens.

Der Mischvolumenanteil kann nicht allein für die Beurteilung der Schichtungseffizienz verwendet werden und liefert lediglich eine Aussage über die Existenz einer klaren Thermokline, mit der bereits angesprochenen Einschränkung durch die nur in diskreten Abständen vorhandenen Temperaturmessstellen. Für Speicher, welche keine komplette Be- und Entladezyklen aufweisen, verbleibt die Sprungschicht jeweils länger im Speicher. Interne Wärmeleitung führt dann unabhängig von den Strömungseigenschaften zu einer Vergrößerung der Sprungschicht. Je nach Betrieb kann also auch ein guter Speicher mit effektiven Strömungsberuhigungsmassnahmen einen grösseren Mischvolumenanteil aufweisen als ein Speicher mit keinen oder weniger effektiven Massnahmen, wenn beim guten Speicher die Thermokline den Speicher über längere Zeit nicht verlässt, und beim weniger guten Speicher jeweils ausgestossen und erneuert wird. Zudem ist der Mischvolumenanteil für komplett durchgeladene sowie komplett durchmischte Speicher nicht definiert. Aus diesem Grund wurde für die Anlagen jeweils aus den verfügbaren Daten ein Betriebspunkt ausgesucht, bei welchem eine möglichst komplette Ent- mit anschließender Beladung des Speichers vorliegt. Unter diesen Bedingungen kann die Ausbildung einer klaren Thermokline bestmöglich studiert werden.

1.5 Fitten des Plug-Flow-Modells in TRNSYS

In einem zweiten Arbeitsschritt wurden die Messresultate mit TRNSYS nachsimuliert. Dabei wurde ein am SPF entwickeltes Speichermodell, das auf einem Plug-Flow-Ansatz beruht, verwendet (Haller & Carbonell 2013). Die Wahrscheinlichkeitsverteilung und somit die Definiertheit der freien Modellparameter wurde mit einem Markov-Chain-Monte-Carlo-Algorithmus (MCMC-Algorithmus) ermittelt¹.

Das Plug-Flow-Modell wurde für die Anlagen 2 und 4, für welche die Volumenströme bekannt waren, an die Messdaten gefittet.

Eindimensionale Wärmespeichermodelle welche für Jahres-Energieberechnungen verwendet werden verfügen in der Regel über die Möglichkeit, über die effektive Wärmeleitfähigkeit des Speichermediums den Einfluss von Wärmeleitung und Diffusion auf die Schichtung zu simulieren. Keines der uns bekannten eindimensionalen Modelle ist jedoch in der Lage, den Einfluss von mitreisenden Strömungsfahnen (plume entrainment) oder von turbulenter Einströmung (inlet jet mixing) realitätsgetreu abzubilden.

Auch beim verwendeten Plug-Flow-Ansatz wird von einer perfekten Schichtung ohne Mischzone ausgegangen, wobei Entschichtung nur über Wärmeleitung möglich ist.

¹ Ein MCMC-Algorithmus bietet eine effiziente Art von einer hochdimensionalen Wahrscheinlichkeitsverteilung $p(\theta_1, \dots, \theta_N | y_{1:T})$ zu sampeln, wobei θ_i die freien Modellparameter und $y_{1:T}$ die Messdaten sind. Veranschaulichen lässt sich ein MCMC-Algorithmus mit einem Biased Random Walk durch den mehrdimensionalen Parameterraum, wobei die Aufenthaltswahrscheinlichkeit der entstehenden Zustandskette schlussendlich exakt dem Gewicht der jeweiligen Parameterwerte in der gesuchten Wahrscheinlichkeitsverteilung entspricht. Diese Methodik wurde verwendet, da sie sich einerseits konsistent mit der Schätzung von fehlenden Messwerten kombinieren lässt, andererseits kann auf diese Weise, im Gegensatz zu Optimierungsalgorithmen, eine fundierte statistische Aussage über die Definiertheit der freien Modellparameter gemacht werden.

Aus diesem Grunde wurde die beim Eintritt entstehende Mischzone vereinfacht durch einen zusätzlichen rückgekoppelten Anschluss mit einem zur Eintrittsströmung proportionalen Durchsatz dargestellt. Eine schematische Abbildung des Modellierungsansatzes ist in Abbildung 2 dargestellt. Als freie Parameter resultieren die Länge der Mischzone d_{mix} . Die Proportionalitätskonstante f_{mix} wurde jeweils so gewählt, dass die Mischzone durch den rückgekoppelten Anschluss in einem Simulationszeitschritt komplett durchströmt ist.

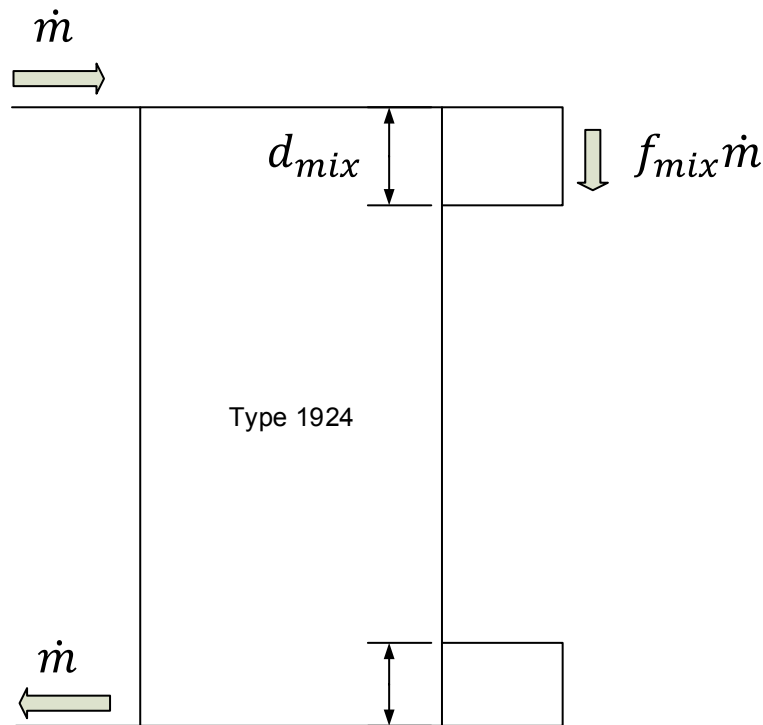


Abbildung 2 Schematische Darstellung des modifizierten Plug-Flow-Modells.

1.6 Vergleich Plugflow-Modell mit Mehrknoten-Modell

Mit der in Abschnitt 1.5 beschriebenen Methodik wurden sowohl das Mehrknoten-Modell TRNSYS-Type 340 (Drück 2006) als auch das am SPF entwickelte Plug Flow Modell an die Messdaten der Anlagen mit bekanntem Massenstrom gefittet. Bei Mehrknoten-Modellen ist es eine gängige Praxis, die Schichtungsqualität über die Anzahl Temperaturknoten in vertikaler Richtung im Speicher abzubilden. Die Verwendung eines einzelnen Knotens entspricht dabei einem komplett durchmischten Speicher. Die Qualität der dargestellten Schichtung nimmt mit der Anzahl Temperaturknoten zu. Der verwendete MCMC-Algorithmus ergab die beste Übereinstimmung zwischen den gemessenen und simulierten Temperaturverläufe für eine Knotenanzahl von $N=80$. Eine grafische Auswertung der resultierenden Temperaturkurven bei Be- und Entladung eines gut schichtenden Speichers (Anlage 2 aus Abschnitt 2.2) ist in Abbildung 3 gezeigt. Der Vergleich der Kurven mit einem Fit des Plug Flow Modells (Abbildung 4) zeigt, dass die Übereinstimmung mit den Messdaten bei dem sprunghaften Anstieg der beiden ersten Temperaturfühler vergleichbar ist. Bei den beiden letzten Temperaturfühlern erfolgt der Temperaturanstieg beim Mehrknotenmodell verlangsamt und in die Länge gezogen. Diese Ausdehnung der Thermokline ist vermutlich ein Resultat numerischer Diffusion, und eine Folge davon, dass sich am Ort der einzelnen Temperaturknoten nach jedem Zeitschritt eine Mischung aus der Temperatur des vorherigen Zeitschrittes und der Temperatur des zugeströmten

Fluides aus einem anderen Knoten ergibt, welches das durch den Knoten repräsentierte Volumen nur teilweise füllt.

Aus dem Vergleich schliessen wir, dass sehr gut schichtende Speicher mit unserem Plug Flow Modell deutlich realitätsnäher abgebildet werden können als mit einem Mehrknotenmodell. Aus diesem Grund wurde entschieden für dieses Projekt mit dem Plug-Flow-Modell zu arbeiten.

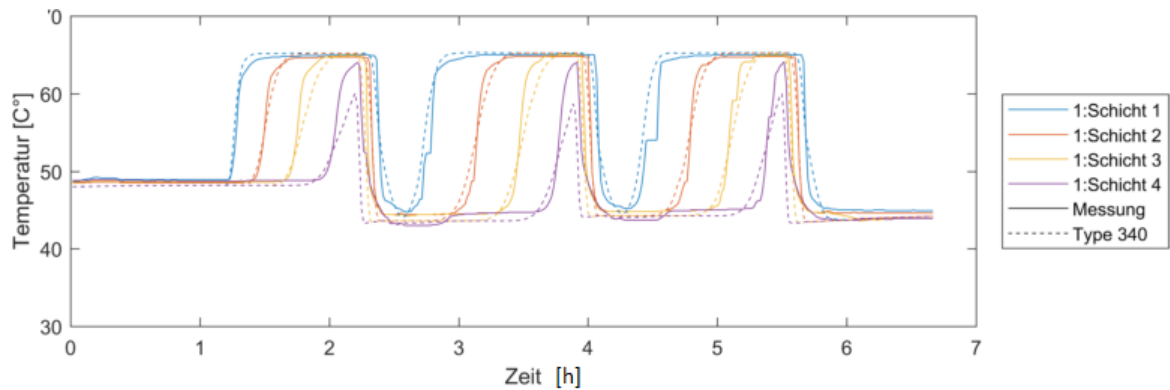


Abbildung 3 Fit von Type 340 (Mehrknoten-Modell) für Daten eines gut schichtenden Speichers.

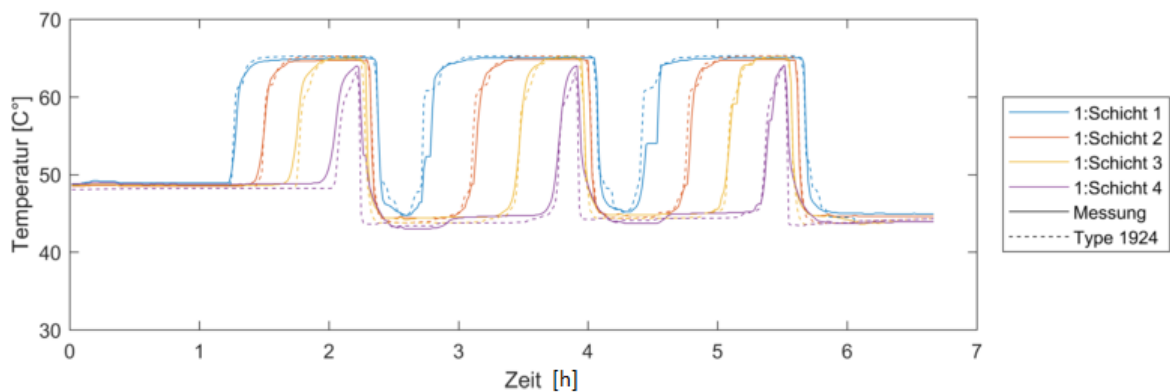


Abbildung 4 Fit von Type 1924 (Plugflow-Modell) für Daten eines gut schichtenden Speichers.

1.7 CFD-Simulationseinstellungen

Die im Projekt erstellten CFD-Simulationen wurden mit ANSYS CFX 18.2 durchgeführt. Dabei wurden die im Projekt StorEx experimentell validierten Modelle und Netzeinstellungen übernommen, so dass eine erneute Validierung nicht notwendig war. Eine genaue Beschreibung des Validierungsprozesses findet sich in Gwerder u. a.(2016). Als Turbulenzmodell wurde das Scale-Adaptive Shear-Stress-Transport-Modell verwendet. Vernetzung wurde ebenfalls analog zu den früheren Arbeiten mit der Elementlänge 2 cm durchgeführt. Für Speicher kleiner als 800 l wurde jedoch die Netzlänge auf 1 cm verkleinert. Ebenfalls wurde eine Symmetrieebene in der Richtung des Eintrittsrohres eingefügt. Die Speicherwand wurde nicht simuliert und als komplett adiabat angenommen.



2 Feldanlagen

Für das Projekt wurden von sechs verschiedenen Planern oder Betreibern von Anlagen Daten von insgesamt 8 verschiedenen Feldanlagen zur Verfügung gestellt. Eine Zusammenstellung der untersuchten Anlagen findet sich in Tabelle 1. Die Speichervolumen decken dabei eine Bandbreite von 2 – 102 m³ ab. Sämtliche Speicher sind zylindrisch gebaut und vertikal aufgestellt. Die Strömungsberuhigungseinbauten an den Speichereintritten unterscheiden sich jedoch deutlich.

Tabelle 1: Feldanlagen im Projekt.

Anlagennummer	Speichervolumen m ³	Diffusortyp
1	3.5	Sprührohr
2	6.4	Bogenrohr
3	6	Bogenrohr
4	2	-
5	102	Bogenrohr
6	98	Bogenrohr und Lochblech
7	12	Bogenrohr und Lochblech (nur oben)

2.1 Anlage 1: 3.5 m³ Warmwasserspeicher für ein Mehrfamilienhaus

Die Anlage liefert Warmwasser für ein Mehrfamilienhaus über eine Wärmepumpe. Zur Steigerung des Eigenverbrauchs des PV-Stroms von der auf dem Dach des Hauses installierten Anlage wurde nach Aussage des Planers ein relativ gross dimensionierter Betriebswasser-Speicher mit 3.5 m³ Volumen verbaut. Eine Skizze des aus einer Serienproduktion stammenden Speichers ist in Abbildung 5 dargestellt. Der Einlass des Vorlaufs der Wärmepumpe ist mit einem 2"-Sprührohr versehen. Der Austritt des Wärmeerzeugerkreislaufs bildet ein 2"-Rohrbogen. Die Warmwasserbereitung erfolgt über ein externes Frischwassermodul.

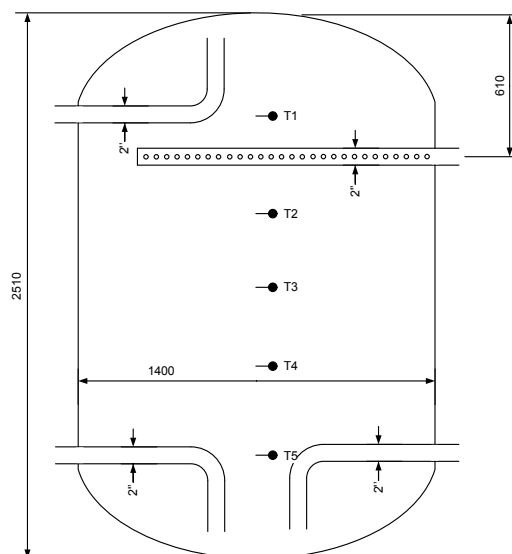


Abbildung 5 Speicher der Anlage 1, Volumen: 3.5 m³. Für alle Speicherskizzen im Bericht gilt: Angaben in mm, keine massstabsgetreue Darstellung, Krümmung des Speicherdeckels und des Speicherbodens nicht akkurat abgebildet.

Es liegen Monitoringdaten mit einer zeitlichen Auflösung von 5 Minuten vor. Ein Ausschnitt der Betriebsdaten ist in Abbildung 6 dargestellt. Die Daten zeigen, dass während und nach der Beladung keine klare Thermokline vorliegt. Der Mischvolumenanteil liegt stets über dem noch auflösbaren Wert von 20 %. Er beläuft sich bei Beladung auf ca. 30-40 %. Eine qualitative Betrachtung der Temperaturkurven zeigt, dass auch die unterste Temperaturmessung zu Beginn der Beladesequenz bereits einen Temperaturanstieg registriert. Dies kann ein Hinweis auf relativ starke Fehl- oder Durchmischungsströmungen im Speicher sein. Zudem ist auffällig, dass die beiden oberen Temperaturfühler bei Beladung jeweils ziemlich schnell das gleiche Temperaturniveau anzeigen. Dies kann darauf zurückzuführen sein, dass der obere Bereich des Speichers relativ stark durchmischt ist.

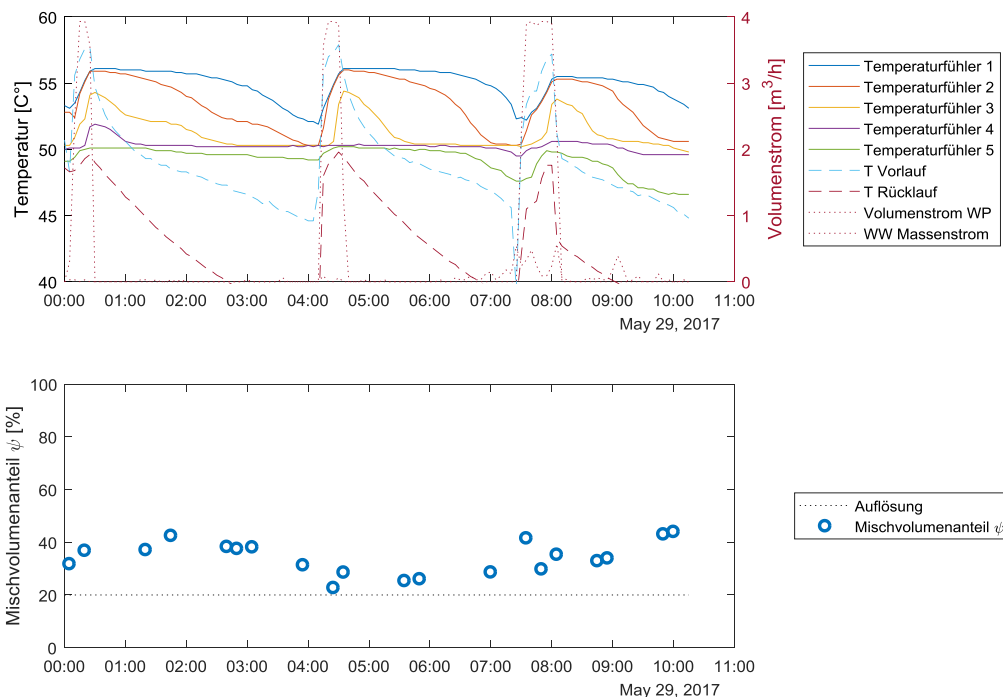


Abbildung 6 Temperaturverläufe und Mischvolumenanteile über 11 Stunden für den Speicher der Anlage 1.

2.2 Anlage 2: 6.4 m³ Fernwärmespeicher mit Wärmepumpe

Die Anlage Nummer 2 ist eine Fernwärmanlage mit Wärmepumpe als Wärmeerzeuger. Ein Speicher mit einem Volumen von 6.4 m³ ist zwischen Erzeugerkreislauf und Fernwärmeverteilung als hydraulische Weiche verbaut. Auf Grund seiner Funktion als hydraulische Komponente wurde laut Planer beim Systemdesign der Speicherschichtung keine grosse Bedeutung beigemessen, weshalb keine strömungsberuhigenden Elemente verbaut sind. Der Ein- und Austritt bildet ein 4“-Bogenrohr. Beispieldaten der Anlage 2 sind in Abbildung 8 dargestellt. Ein positiver Massenstrom entspricht einer Durchströmung von oben nach unten. Ist der Volumenstromwert negativ, so findet die Durchströmung in umgekehrter Richtung statt. Die Auswertung zeigt, dass die Speicherschichtung trotz fehlender zusätzlicher Massnahmen gut ausgeprägt ist. Bei der Beladung des Speichers mit einem Volumenstrom im Bereich von 5-10 m³/h liegt der Mischzonenanteil unter dem auf Grund der Anzahl Temperaturfühler auflösbaren 25 %. Mit dem gegebenen Rohrdurchmesser entspricht dieser Volumenstrom einer Eintrittsgeschwindigkeit von ca. 0.16-0.32 m/s. Lediglich die Durchströmung von unten mit einem Volumenstrom von 30 m³/h führt zu einer leicht erhöhten Durchmischung. Die



Eintrittsgeschwindigkeit am Rohrende beträgt in diesem Fall 0.96 m/s. Zu berücksichtigen ist jedoch hier, dass das austretende Fluid nach kurzer Distanz am Speicherdeckel oder Speicherboden umgelenkt und über einen grösseren Speicherquerschnitt verteilt wird. Unter der relativ optimistischen Annahme, dass diese Verteilung perfekt funktionieren würde, resultiert eine auf den ganzen Speicherquerschnitt verteilte Vertikalströmung von max. 0.001 m/s im Falle der Beladung (Strömung von oben nach unten), respektive von max. 0.004 m/s im Falle der Entladung (Strömung von unten nach oben).

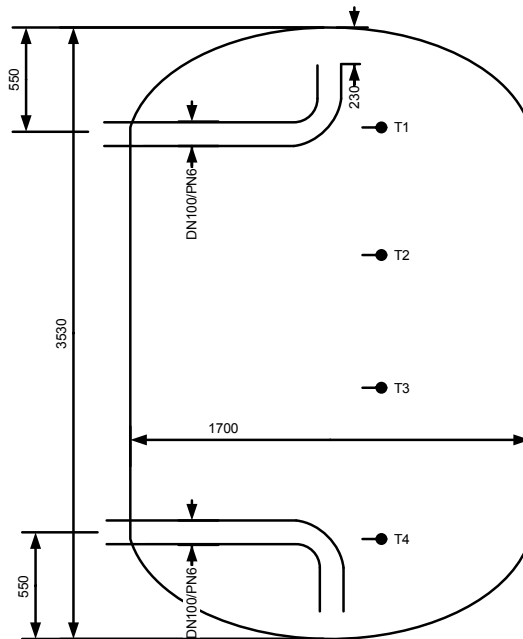


Abbildung 7 Speicher der Anlage 2, Volumen: 6.4 m³.

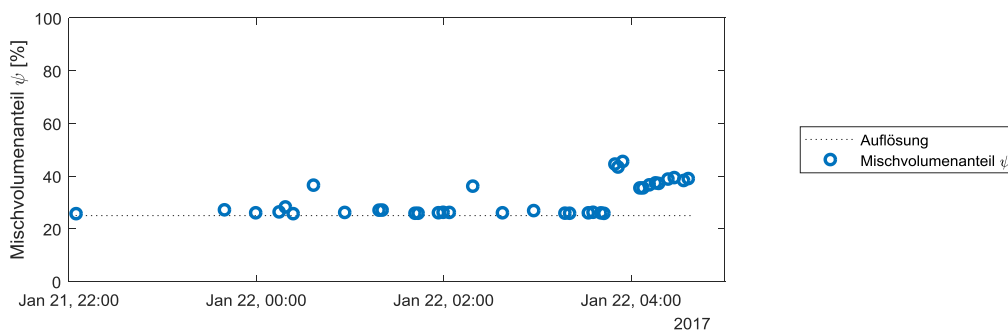
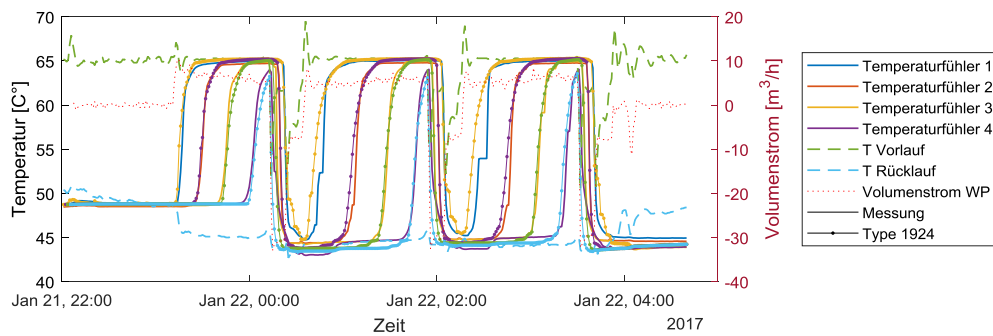


Abbildung 8 Temperaturverläufe und Mischvolumenanteile über 7 Stunden für den Speicher der Anlage 2.

2.3 Anlage 3: zwei 6 m³ Speicher als hydraulische Weiche mit Wärmepumpe

In der Anlage 3 sind zwei identische Speicher mit je 6 m³ Volumen verbaut und seriell verbunden (siehe Abbildung 9). Die Funktion der Speicher ist dabei, analog zu jener in Anlage 2, das Bereitstellen sowohl einer hydraulischen Weiche zur Trennung des Erzeuger- und Verbraucherkreislaufs als auch von zusätzlicher thermischer Masse um die Anzahl Taktungen der Wärmepumpe zu verringern. Der obere Anschluss des Speichers 1 ist an den Vorlauf der Wärmepumpe angeschlossen. Der untere Anschluss des Speichers 2 entsprechend an den Rücklauf. Die Speichergeometrie entspricht dabei bis auf kleine Abweichungen bei den Abmessungen demjenigen der Anlage 2. Ebenfalls sind bis auf das Bogenrohr keine zusätzlichen Massnahmen zur Strömungsberuhigung eingebaut.

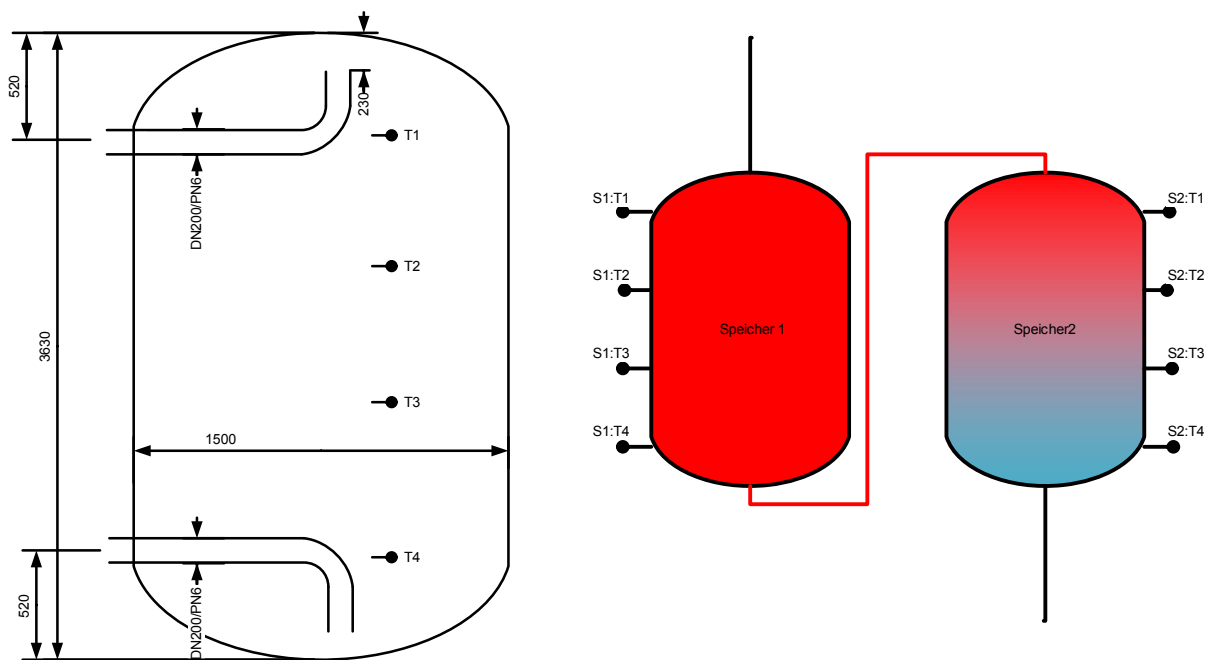


Abbildung 9 Speicher der Anlage 3, Volumen: 6 m³.

Messresultate der beiden Speicher sind in Abbildung 10 dargestellt. Auf Grund eines defekten Sensors liegen für diese Anlage keine Volumenstromdaten vor. Die ersten beiden dargestellten Belade- und Entladezyklen entsprechen dabei bezüglich Temperaturkurven weitestgehend den Daten der sehr ähnlichen Anlage 2. Ein Vergleich der Lade- und Entladezeiten der beiden Systeme zeigt, dass von ähnlichen Volumenströmen ausgegangen werden kann. Es zeigt sich, dass die Schichtung analog zu Anlage 2 trotz fehlender zusätzlicher Einbauten bei dem Volumenstrom der Beladung (ca. 5-10 m³/h) relativ gut erhalten bleibt. Auffällig ist jedoch, dass bei der Entladung mit erhöhtem Volumenstrom eine grössere Durchmischung stattfindet. Nach 14:00 des Beispieltags findet keine komplette Entladung oder Beladung mehr statt, weshalb die durch die Entladung entstehenden Mischzonen nicht mehr verschwinden. In der Folge steigt der Mischvolumenanteil im Speicher zeitweise auf bis zu 60 %.

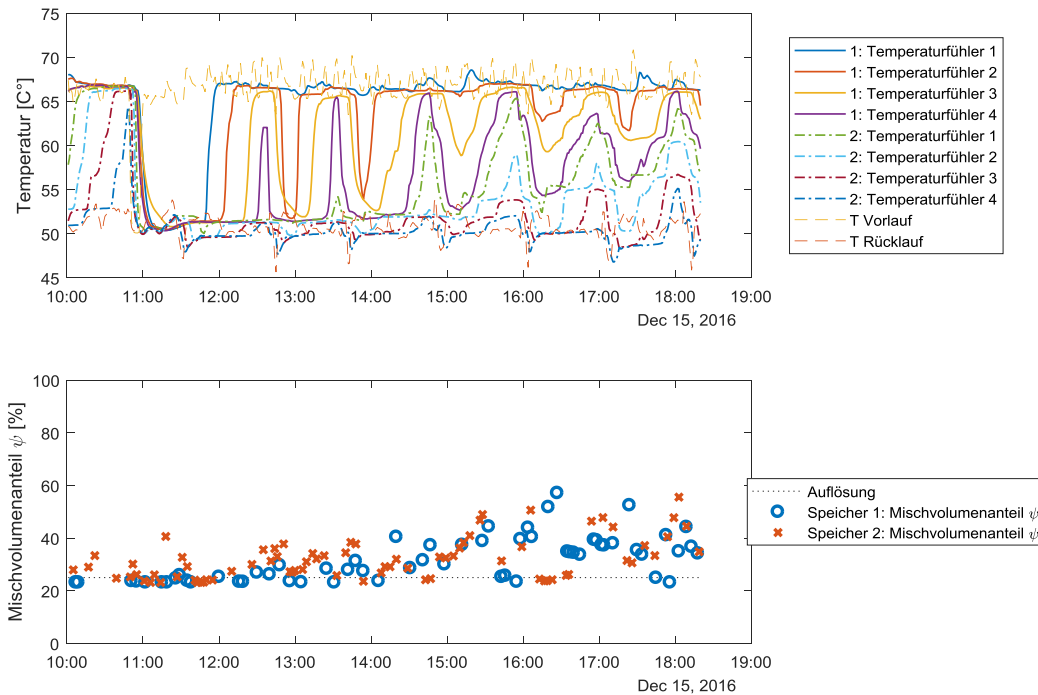


Abbildung 10 Temperaturverläufe und Mischvolumenanteile über 8 Stunden für Speicher 1 und Speicher 2 der Anlage 63.

2.4 Anlage 4: 2 m³ Heizungspuffer

Der Speicher der Anlage 4 ist mit 2 m³ der kleinste der im Projekt betrachteten. Im System ist sowohl ein getrennter Heizungspufferspeicher als auch ein Warmwasserspeicher mit einem Volumen von je 2000 l installiert. Im Projekt wurde nur der Heizungspufferspeicher genauer betrachtet. Der Speicher hat 1 ¼“ Anschlüsse. Dabei sind keine strömungsberuhigenden Einbauten vorhanden. Ein Bild des Speichers ist in Abbildung 11 abgebildet. Die verschiedenen Anschlüsse sowie die Höhe der Temperaturfühler sind eingezeichnet. Der Rücklauf der Wärmepumpe ist so angeschlossen, dass der unterste Teil des Speichers durch die Wärmepumpe nicht beladen werden kann.

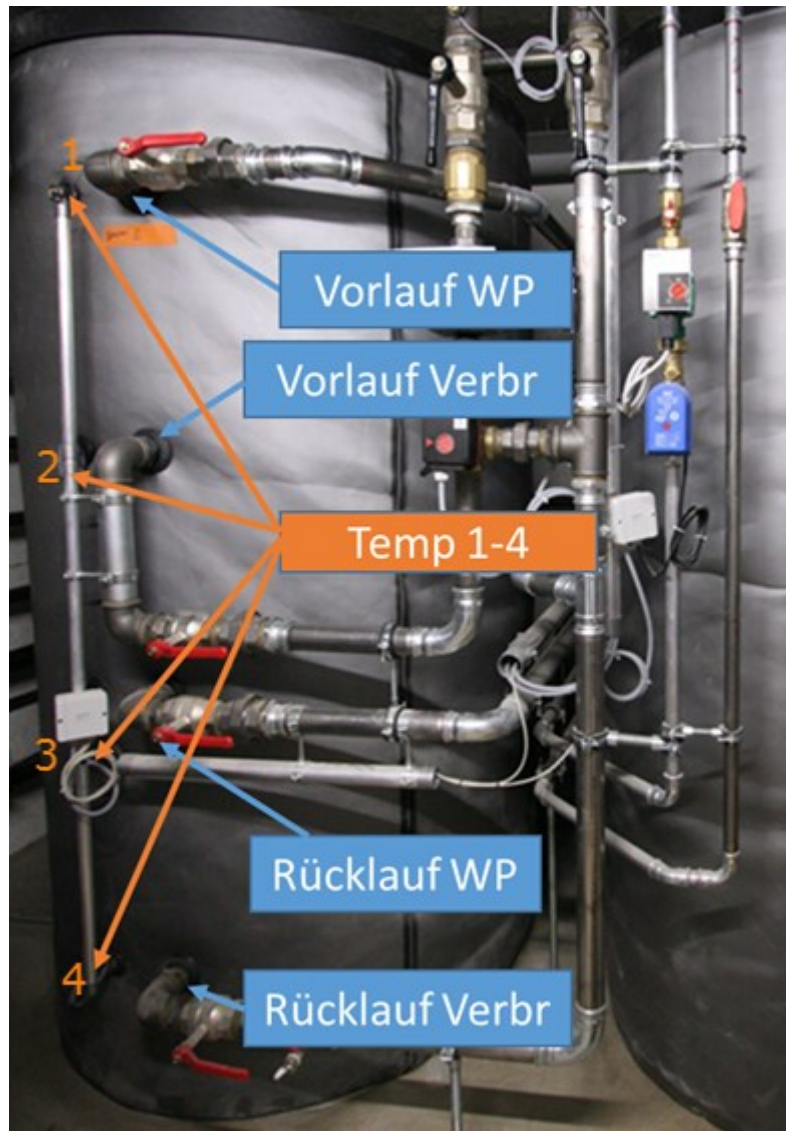


Abbildung 11 Speicher Anlage 4 (links), Volumen: 2 m³.

Ausschnitte aus dem Monitoring der Anlage 4 sind in Abbildung 12 aufgeführt. Es bestätigt sich, dass einerseits der Bereich des untersten Temperaturfühlers 4 nicht auf die Beladung durch die Wärmepumpe reagiert und im Betrieb jeweils zwischen 30 und 40 °C pendelt. Des weiter wird durch den Ladevorgang jegliche Schichtung zwischen den Positionen der Fühler 1-3 zerstört. Der Mischvolumenanteil wurde für diesen Speicher nicht ausgewertet, da die Grösser für durchmischte Speicher nicht definiert ist. Der Massenstrom der Beladung beläuft sich kurzzeitig jeweils auf über 3 m³/h, was einer durchschnittlichen Eintrittsgeschwindigkeit von 0.96 m/s entspricht. Dies liegt weit über den für kleinere Speicher empfohlenen max. 0.1 m/s. Dieser Sachverhalt wird in Kapitel 4 genauer diskutiert.

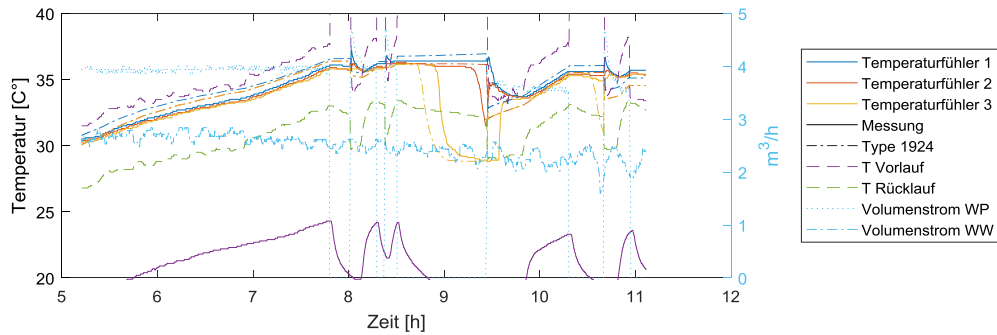


Abbildung 12 Temperaturverläufe und Mischvolumenanteile über 6 Stunden für den Speicher der Anlage 4.

2.5 Anlage 5: 98 m³ Pufferspeicher für Fernwärme

Der Speicher der Anlage 5 hat ein Volumen von 98 m³. Er dient als Pufferspeicher einer Fernwärmanlage mit Ölkessel als Wärmequelle. Die Anschlüsse haben eine Nennweite von 5“. Die Eintrittsgeschwindigkeit wird durch ein verbreitetes Bogenrohr mit 6“ Nennweite reduziert.

Temperaturkurven des Anlagenbetriebes werden in Abbildung 14 gezeigt. Im gezeigten Zeitbereich findet eine komplette Entladung des Speichers mit anschliessend Teilbelastungen- und Entladungen statt. Die Mischzone beläuft sich zu Beginn auf unter 20 %. Durch die Wärmeleitfähigkeit des Wassers und der Speicherwand wird eine klare Grenzschicht mit der Zeit beeinträchtigt und der Mischvolumenanteil vergrössert. Ohne komplette Be- oder Entladung wird die Grenzschicht nicht erneuert und der Mischvolumenanteil erhöht sich entsprechend mit der Zeit. Dies geschieht weitgehend unabhängig von den Strömungseigenschaften des Speichers und kann in Abbildung 14 durch eine leichte Steigerung des Mischvolumenanteils über 20 % beobachtet werden.

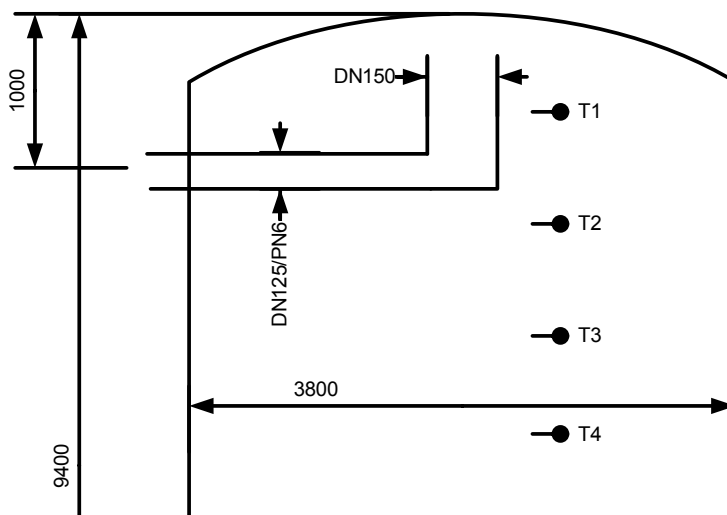


Abbildung 13 Ausschnitt des Speicher Anlage 5, unterer Teil ist spiegelsymmetrisch gleich aufgebaut, Volumen: 98 m³.

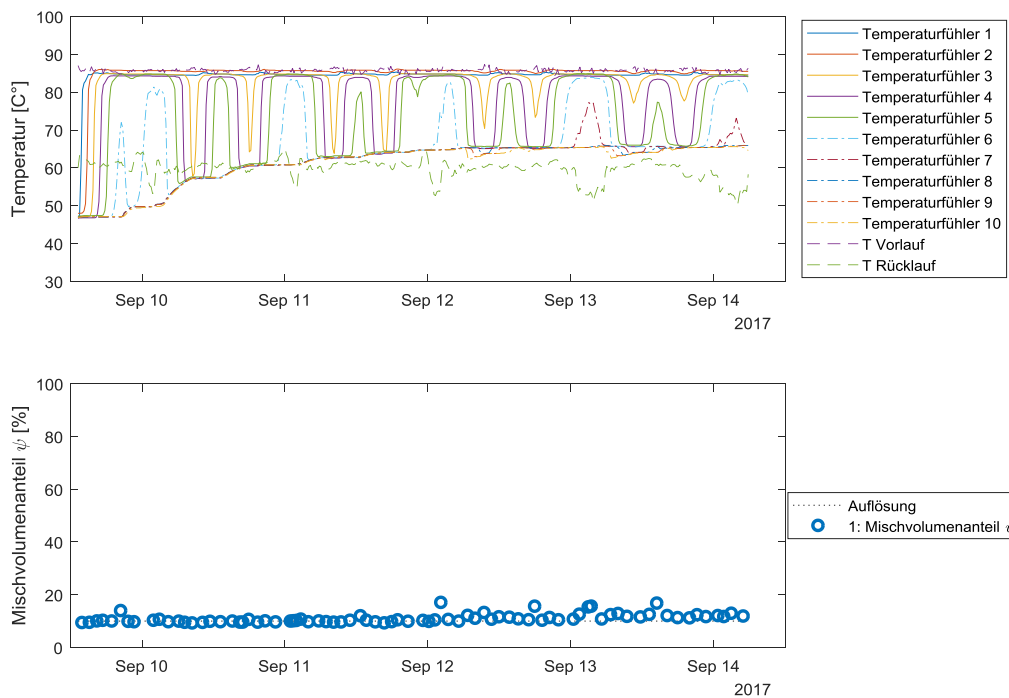


Abbildung 14 Temperaturverläufe und Mischvolumenanteile über 5 Tage für den Speicher der Anlage 5

2.6 Anlage 6: zwei 102 m³ Speicher für Fernwärme

Ein im Vergleich zu Anlage 5 identisches Bild zeigt sich in Anlage 6. Hier sind als Puffer zwischen Erzeuger und Verbraucher zwei Speicher mit je 102 m³ Inhalt installiert. Zur Strömungsberuhigung sind oben und unten je ein ausgeweitetes Bogenrohr und ein Lochblech verbaut. Die in Abbildung 16 gezeigten Daten bestätigen ebenfalls das Fehlen einer klaren Thermokline bei nicht kompletten Be- und Entladezyklen. Nach der in den Beispieldaten ersichtlichen starken Entladung am 30. Oktober um ca. 12 Uhr fällt der Mischvolumenanteil jedoch zeitweise auf die minimal auflösbaren 20 %. Zu diesem Betriebspunkt wird der Speicher innert kürzester Zeit komplett durchgeladen, bei sich gut erhaltender Schichtung.

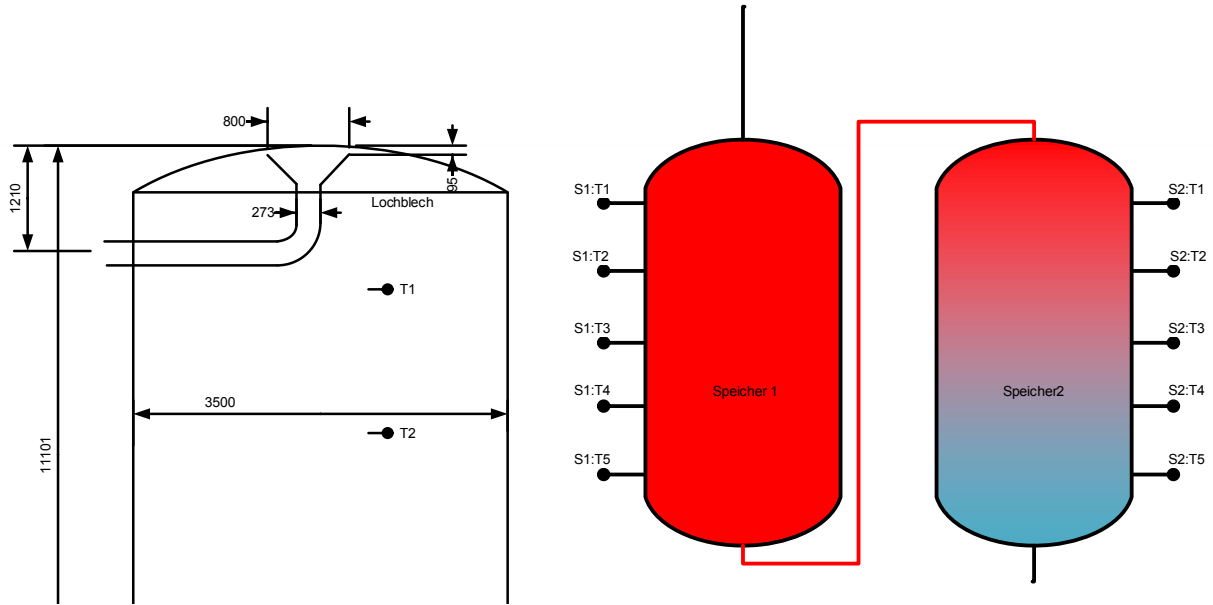


Abbildung 15 L Speicher Anlage 6, Volumen: 102 m³.

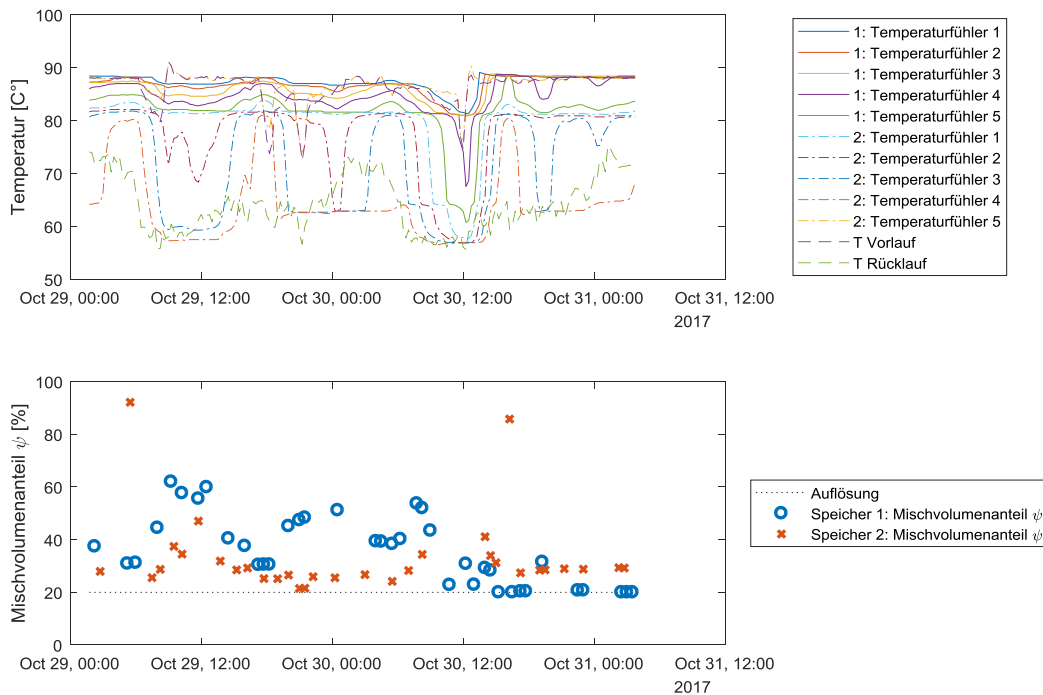


Abbildung 16 Temperaturverläufe und Mischvolumenanteile über zwei Tage für Speicher 1 und Speicher 2 der Anlage 6.

2.7 Anlage 7: 12 m³ für Gebäudeheizung mit Wärmepumpe

Die Anlage 7 ist eine mit vier Wärmepumpen betriebene Heizungsanlage einer Überbauung. Der Speicher hat ein Volumen von 12 m³ und weist oben und unten Bogenrohre für je zwei Eintritte auf wobei die oberen Eintritte mit einem Lochblech abgetrennt sind, die unteren jedoch nicht. Der maximale Beladevolumenstrom der Wärmepumpen beträgt 37.6 m³/h. Beispielhafte Daten sind in Abbildung 18 abgebildet. Bei diesem Speicher liegt lediglich eine Temperaturmessung über einen Speicherfühler vor. Aus diesem Grund wurden zur Beurteilung der Temperaturverteilung im Speicher

ebenfalls Die Vor- und Rücklauftemperaturen eines Heizkreises und einer Wärmepumpe aufgeführt. Die Daten zeigen, dass sowohl die Temperatur des Speicherfühlers als auch die wärmepumpenseitige Rücklauftemperatur und die Heizkreisvorlauftemperatur auf dem fast gleichen Niveau liegen. Dies lässt den Schluss zu, dass der Speicher beinahe komplett durchmischt ist und sich im Betrieb keine Schichtung einstellt.

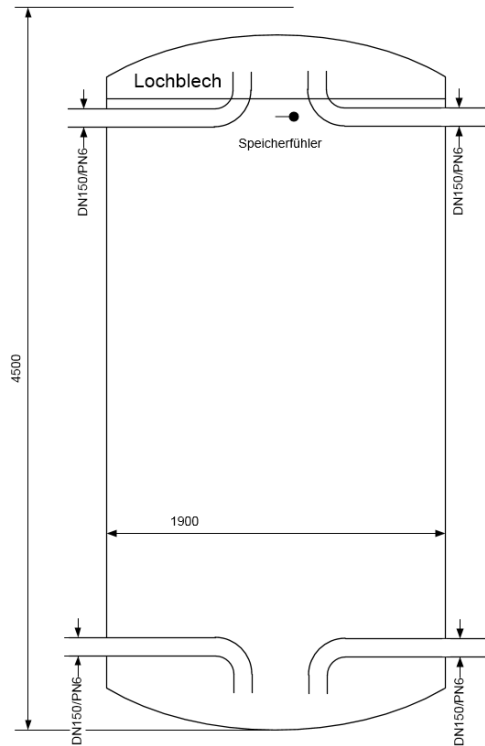


Abbildung 17 L Speicher Anlage 7, Volumen: 12 m³.

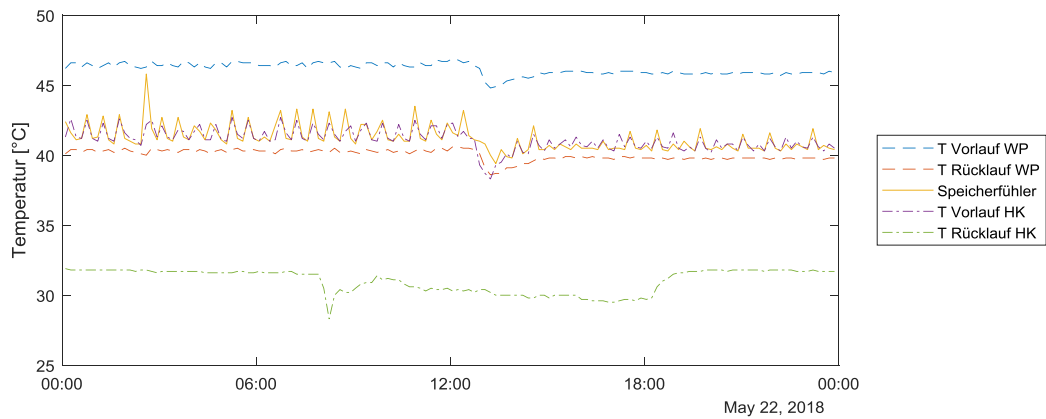


Abbildung 18 Auszug der Messdaten der Anlage 7.

2.8 Zusammenfassung der Resultate aus den Feldanlagen

Die betrachteten Feldanlagen zeigen verschiedene Aspekte im Zusammenhang mit Schichtung auf. Die in der Literatur (vgl. Abschnitt 1.1) beschriebenen Einbauten zur Verbesserung der Schichtungsqualität beinhalten Prallplatten, Plattendiffusoren und Sprührohre. Von den hier betrachteten Anlagen weisen jedoch fünf von sieben Speichertypen ein Bogenrohr auf, welches das einströmende Fluid vertikal zur



Speicherdecke beziehungsweise zum Speicherboden ablenkt. Zwei dieser fünf Speicher haben zwischen der Öffnung des Bogenrohrs in der Eintrittszone und dem Hauptbereich des Speichers zusätzlich ein Lochblech verbaut. Ein Speicher hat als Diffusor am Eintritt ein Sprührohr und ein weiterer weist keine speziellen Einbauten zur Strömungsberuhigung vor.

Bei zwei Speichern mit Bogenrohr und 6 - 6.4 m³ Volumen hat sich gezeigt, dass eine Eintrittsgeschwindigkeit von bis zu 0.32 m/s am Austritt des Rohres, d.h. vor der Umlenkung durch Speicherdeckel oder –boden, keine nachweisbare Störung der Schichtung verursacht. Eine erhöhte Entladegeschwindigkeit von 0.96 m/s führt jedoch zu einer klaren Störung der Grenzschicht. Wir schliessen aus diesen Befunden, dass sich die Eigenschaften der sich ausbildenden Strömung in Speichern mit einem Bogenrohr in Richtung Deckel oder Boden fundamental unterscheiden von Speichern mit vertikalen Einlässen an der Seite. Aus diesem Grund ist der in Abschnitt 1.1 beschriebene Grenzwert von 0.1 m/s Eintrittsgeschwindigkeit hier nicht anwendbar. Für grosse Speicher mit langen und unvollständigen Lade- und Entladezyklen hat sich bestätigt, dass auf Grund von Bereichen mit längeren Verweilzeiten im Speicher durch die vertikale Wärmeleitung die Thermokline ausgeweitet wird und somit keine klare Grenzschicht im Speicher mehr vorliegen kann. Eine Auswertung der Messdaten zur Bestimmung des Gradienten der Thermokline oder des Mischzonenanteils liefert in diesem Falle nur nach kompletter Ent- oder Beladung eine nützliche Angabe zur Schichtungsqualität des entsprechenden Speichers.

Die Daten des Speichers mit 2 m³ Volumen und ohne zusätzliche Einbauten haben bestätigt, dass eine Eintrittsgeschwindigkeit von 0.96 m/s an einem vertikalen Einlass auch für Speicher dieser Grösse zu hoch ist und zu einer kompletten Durchmischung führt. Der Speicher mit Sprührohr zeigte ebenfalls kein gutes Schichtungsverhalten.

3 Einfluss der Speicherschichtung auf Wärmepumpensysteme

In Haller u.a. (2015b) wurde gezeigt, dass bei Kombispeichern mit Solaranbindung der Erhalt der Speicherschichtung bei Beladung durch die Wärmepumpe der dominierende Faktor für die Systemeffizienz ist. Dies, weil durch eine Mischung von Fluid der Warmwasserzone mit Fluid der Raumwärmezone Exergieverluste auftreten. In sämtlichen im Projekt BigStrat betrachteten Systemen dient der Speicher als Pufferspeicher um das durch die Systemkomponenten verursachte Ungleichgewicht zwischen Erzeuger und Verbraucher auszugleichen und zu schnelles Takten des Erzeugers zu verhindern. Keiner der Speicher hatte jedoch die Aufgabe, sowohl Wärme für Warmwasser als auch Wärme für Raumheizung auf verschiedenen Temperaturniveaus zur Verfügung zu stellen. Die betrachteten Systeme können in zwei unterschiedliche Arten unterteilt werden, welche in Abbildung 19 dargestellt sind. Um den Effekt der Speicherschichtung in diesen Systemen aufzuzeigen wurden Systemsimulationen mit TRNSYS durchgeführt. Dabei wurden zwei beispielhafte Systeme mit einem wie in Abschnitt 1.5 modifizierten Plug-Flow-Modell untersucht. Dazu wurde die Länge der durch die zusätzlichen Anschlüsse simulierten Mischzonen variiert. Für das Wärmepumpenmodell wurde der auf thermodynamischen Gleichungen für den Kältemittelkreislauf basierende Type 877 verwendet (Heinz & Haller 2013). Die Quelltemperatur wurde auf 20 °C fixiert.

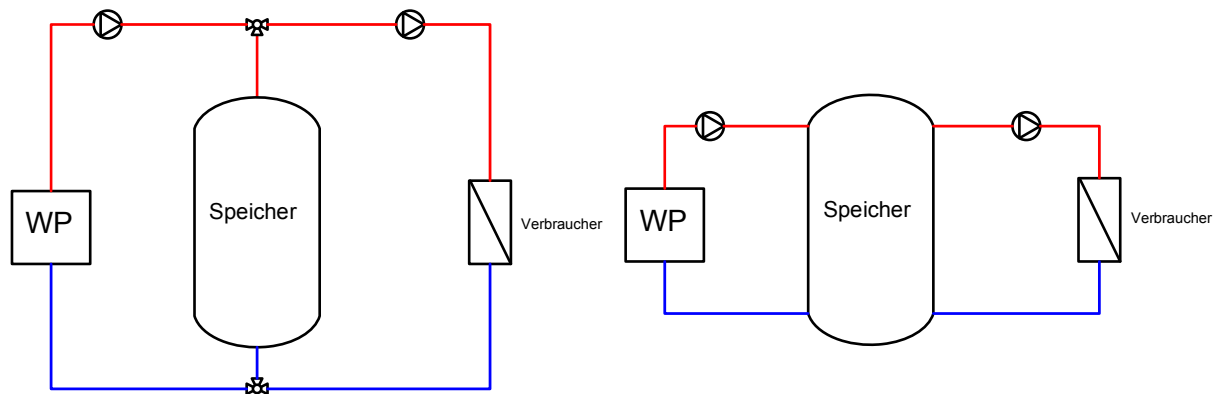


Abbildung 19 Unterschiedliche Systemeinstellungen des Speichers als hydraulische Weiche in den betrachteten Wärmepumpensystemen. Links: mit zwei T-Stücken eingebunden. Rechts: mit allen Anschlüssen direkt am Speicher.

3.1 Speichereinbindung mit T-Stücken

Für das Beispiel einer Speichereinbindung mit T-Stücken wurde in Anlehnung an Anlage 2 angenommen, dass das Speichervolumen 6.4 m^3 beträgt und ein Temperaturniveau von 64 °C ab Speicher garantiert sein sollte. Der wärmepumpenseitige Volumenstrom beträgt dabei maximal $40 \text{ m}^3/\text{h}$ und wird auf eine Vorlauftemperatur von 65 °C geregelt. Der Volumenstrom im Verbraucherkreislauf liegt bei $30 \text{ m}^3/\text{h}$, und die Rücklauftemperatur liegt 10 K unter der Vorlauftemperatur (konstante Leistung). Um die Vorlauftemperatur ab Speicher garantieren zu können, schaltet der Erzeuger ein, wenn ein Temperatursensor auf einer relativen Höhe von 80% die geforderte Temperatur von 64 °C unterschreitet. Im Gegenzug wird der Erzeuger ausgeschaltet, wenn ein Temperaturfühler auf 20% relativer Höhe diese Temperatur überschreitet. Zusätzlich wurde eine Mindestlaufzeit der Wärmepumpe von 30 Minuten angenommen um ein schnelles Takten der Wärmepumpe zu verhindern.

Die resultierenden Temperaturen für verschiedene Mischzonenlängen sowie die erreichten COP-Werte sind in Abbildung 20 gezeigt. Sämtliche Resultate zu den verschiedenen untersuchten Systemen sind zudem in Abbildung 25 zusammengefasst. Die Mischzonen liegen sowohl beim oberen wie auch beim unteren Speichereintritt vor. Eine relativ starke Durchmischung des Speichers mit einer

Mischzonenlänge von je 40 % der Speicherhöhe führt dazu, dass das Temperaturniveau des Rücklaufs im unteren Teil des Speichers auf Grund der Beimischung von Wasser mit höherer Temperatur nicht erhalten bleibt. Unter den gewählten Bedingungen wird bei Betrieb der Wärmepumpe 25 % des Volumenstroms der Wärmepumpe über den Speicher bezogen. Dies führt dazu, dass die Rücklauftemperatur für die Wärmepumpe durch die Beimischung von höheren Temperaturen aus dem teils durchmischten Speicher ansteigt. Zusätzlich ist die Regelung der Vorlauftemperatur durch die Anpassung des Massenstroms im Kondensator beschränkt. Dies führt dazu, dass bei Anstieg der Rücklauftemperatur die maximale Pumpenleistung erreicht wird und in der Folge auch die Vorlauftemperatur ansteigt, was zu einer weiteren Verschlechterung des COPs führt. Dieses Verhalten kann in Abbildung 20 bei den Resultaten mit Mischzonenlänge 20 % und 40 % beobachtet werden. Ein Vergleich der Resultate mit unterschiedlicher Länge der Mischzonen und daraus folgend unterschiedlicher Schichtungsqualität zeigt, dass der COP von 2.65 mit Mischzonenlänge 40 % auf 2.77 mit Mischzonenlänge 20 % und auf 2.87 mit Mischzonenlänge 1 % ansteigt. Dies entspricht einer Steigerung des COPs von 8.3 %.

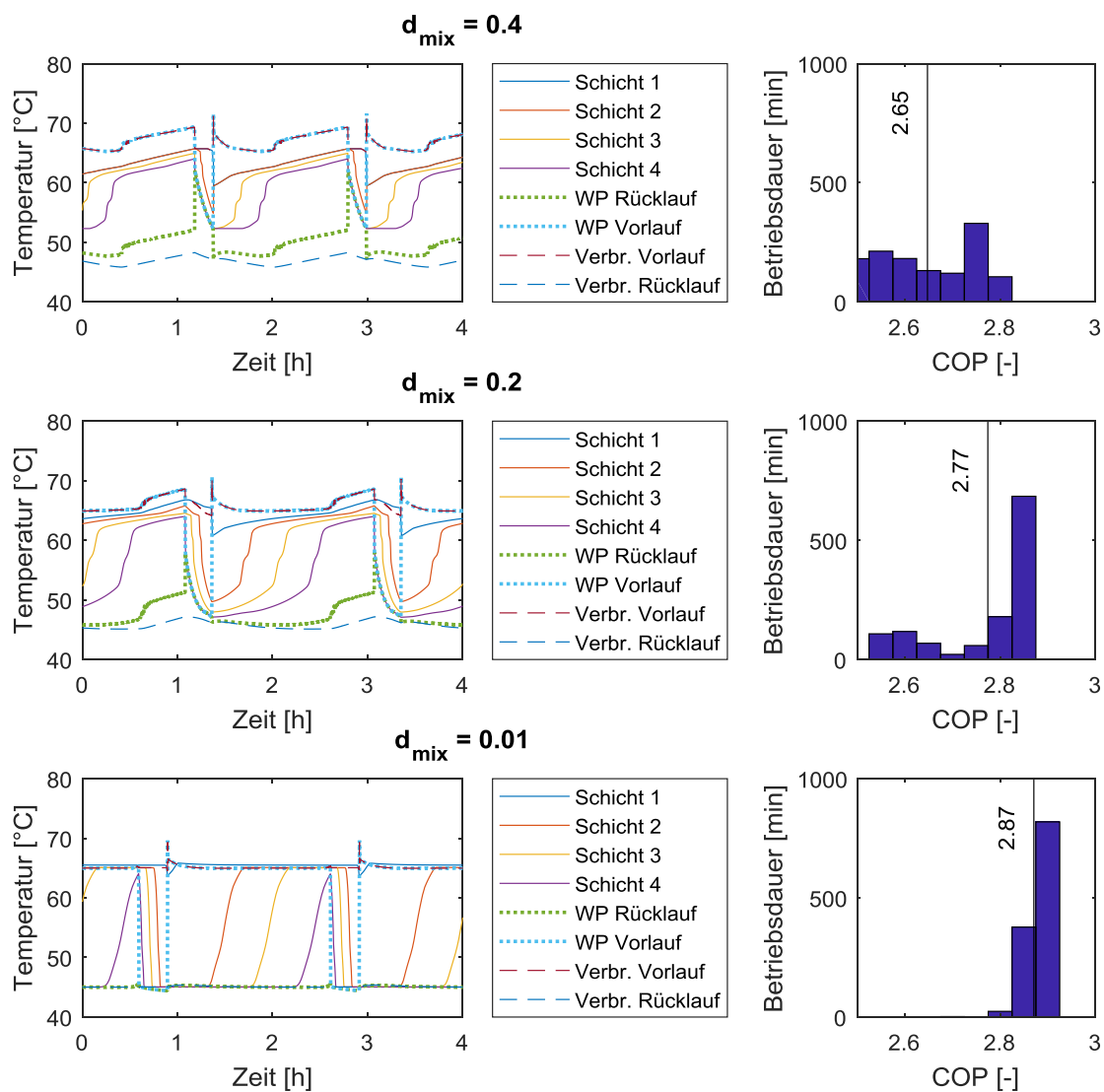


Abbildung 20 Simulierte Veränderung Temperaturkurven und COP-Werte eines Wärmepumpensystems mit T-Stück und einem im Vergleich zum WP-Kreislauf um 25 % niedrigeren Massenstrom im Verbraucherkreislauf. Oben Mischzonenlänge $d_{mix} = 0.4$ (schlechte Schichtung), Mitte: Mischzonenlänge $d_{mix} = 0.2$ (mittlere Schichtung), Unten: Mischzonenlänge $d_{mix} = 0.01$ (gute Schichtung).

Der Effekt der Speicherschichtung ist bei Speichern, welche als hydraulische Weiche innerhalb von zwei T-Stücken platziert sind, insbesondere abhängig von dem Verhältnis des wärmepumpenseitigen Massenstroms zum Massenstrom des Verbraucherkreislaufs. Verringert sich beispielsweise der Verbrauchermassenstrom auf Grund von geringerer Last, so erhöht sich bei gleichbleibendem Wärmepumpenmassenstrom der Anteil des aus dem Speicher beigemischten Fluids im Rücklauf der Wärmepumpe. Dies führt dazu, dass ein durchmischter Speicher einen stärkeren negativen Einfluss auf den COP der Wärmepumpe hat. In Abbildung 21 sind entsprechende Resultate mit einem im Vergleich zu den vorherigen Resultaten um 33 % reduzierten Verbrauchervolumenstrom dargestellt. Der erhöhte Anteil an Beimischung aus dem Speicher im Rücklauf der Wärmepumpe führt dazu, dass sich der COP im dargestellten Fall eines Speichers mit Mischzonenlängen von je 40% der relativen Speicherhöhe auf 2.44 reduziert. Dementsprechend beträgt der Unterschied im COP zwischen einem Speicher mit Mischzonenlängen von je 40% und einem Speicher mit Mischzonenlänge von je 10% unter diesen Bedingungen 17.2 %.

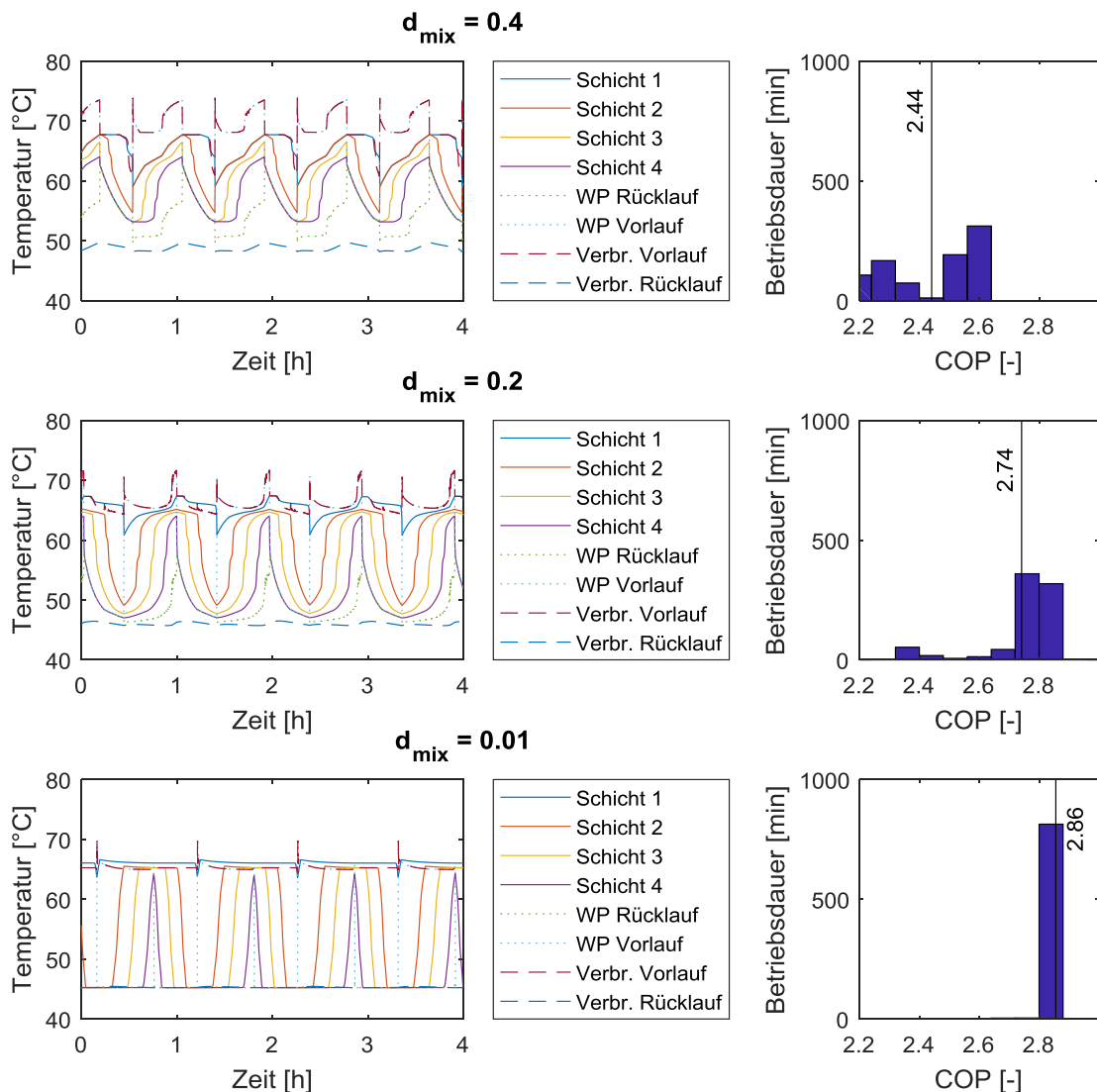


Abbildung 21 Simulierte Veränderung Temperaturkurven und COP-Werte eines Wärmepumpensystems mit T-Stück und einem im Vergleich zum WP-Kreislauf um 50 % niedrigeren Massenstrom im Verbraucherkreislauf. Oben Mischzonenlänge $d_{mix} = 0.4$ (schlechte Schichtung), Mitte: Mischzonenlänge $d_{mix} = 0.2$ (mittlere Schichtung), Unten: Mischzonenlänge $d_{mix} = 0.1$ (gute Schichtung).



3.2 Direkte Speichereinbindung in Anlehnung an Anlage 1

Der zweite Fall eines Pufferspeichers über welchen alle Vor- und Rückläufe geführt werden wurde mit einem System in Anlehnung an Anlage 1 untersucht. Das Speichervolumen beträgt 3.5 m^3 , der Wärmepumpenvolumenstrom maximal $5 \text{ m}^3/\text{h}$ und der Lastvolumenstrom konstant $0.6 \text{ m}^3/\text{h}$, mit einer Temperaturdifferenz zum Verbraucherrücklauf von 8 K , was eine konstante Leistungsentnahme impliziert. Der Eintritt der Wärmepumpe wurde auf einer relativen Höhe von 90% angebracht. Die Wärmepumpe liefert in diesem System vereinfacht einen Temperaturerhöhung von 10 K . Die Regelung besteht aus zwei Sensoren auf einer relativen Höhe von 20% und 80%, die jeweils bei $52 \text{ }^\circ\text{C}$ und $54 \text{ }^\circ\text{C}$ ein- beziehungsweise ausschalten. Zusätzlich ist ebenfalls eine Mindestlaufzeit der Wärmepumpe von 30 Minuten integriert, um ein zu schnelles Takten zu verhindern.

Die Resultate in Abbildung 22 zeigen den Einfluss der Schichtung auf den COP der Wärmepumpe. Führt eine zu hohe Eintrittsgeschwindigkeit zu einer kompletten Durchmischung des Speichers, so liegt die Rücklauftemperatur der Wärmepumpe immer über den von der Regelung geforderten $52 \text{ }^\circ\text{C}$. Der in der 24-stündigen Simulation ermittelte COP liegt in diesem Fall bei 2.84. Die Reduzierung der beidseitigen Mischzonenlänge in der Simulation von 90 % auf 40 % führt dazu, dass im Speichermodell eine bessere Schichtung vorliegt. So wird das Temperaturniveau des verbrauchsseitigen Rücklaufs besser erhalten, was zu einer tieferen durchschnittlichen Rücklauftemperatur für die Wärmepumpe und in der Folge zu einem höheren COP von 3.15 führt. Durch eine weitere Verbesserung der Schichtung, herbeigeführt durch eine beidseitige Mischzonenlänge von je 10% im Speichermodell, kann der COP bis auf 3.29 gesteigert werden. Ein Vergleich des am stärksten durchmischten untersuchten Falles mit demjenigen mit der besten Schichtung zeigt, dass der durchschnittliche COP auf Grund der besseren Schichtung um 15 % höher liegt. Der Einfluss der Schichtung auf die Systemeffizienz von Wärmepumpensystem mit Pufferspeicher und direkter Beladung ist demnach signifikant.

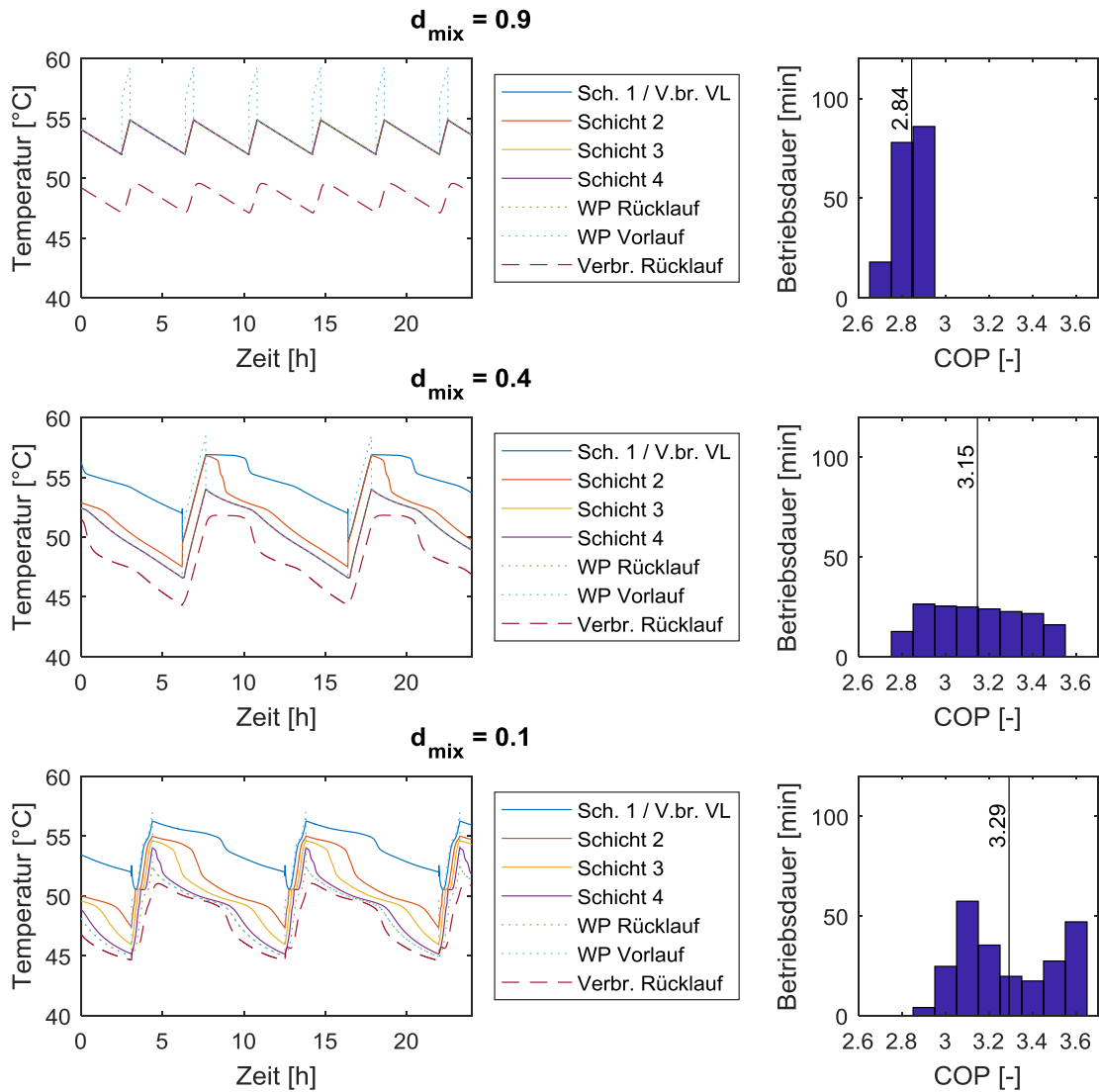


Abbildung 22 Simulierte Veränderung Temperaturkurven und COP-Werte eines Wärmepumpensystems mit direkter Speichereinbindung. Oben Mischzonenlänge $d_{mix} = 0.9$ (keine Schichtung), Mitte: Mischzonenlänge $d_{mix} = 0.4$ (schlechte Schichtung), Unten: Mischzonenlänge $d_{mix} = 0.1$ (gute Schichtung).

3.3 Analyse des Verbesserungspotenzials der Anlage 7

Das System der Anlage 7 wurde ebenfalls mit Simulationen nachgestellt. Anlage 7 zeigte im Betrieb eine starke Durchmischung des Speichers. Mit Simulationen kann das Potential einer verbesserten Schichtung zur Effizienzsteigerung abgeschätzt werden. Für den untersuchten Zeitabschnitt wurde den Messdaten entnommen, dass eine Vorlauftemperatur von mindestens 42 °C für den Heizkreislauf verlangt ist. In der Folge wurde die Regelung so gewählt, dass wiederum auf 80% und 20 % der relativen Höhe liegende Messfühler der Wärmepumpe bei 42°C ein Ein- beziehungsweise Ausschaltsignal geben. Der maximale Massenstrom durch die Wärmepumpe wurde so gewählt, dass im durchmischten Fall die 4 K Temperaturhub erreicht werden, die näherungsweise auch den Messungen (vgl. Abbildung 18, Kapitel 2.7) entsprechen. Ein grösseres ΔT kann im simulierten System durch die Regelung des Volumenstroms im Kondensator erreicht werden.

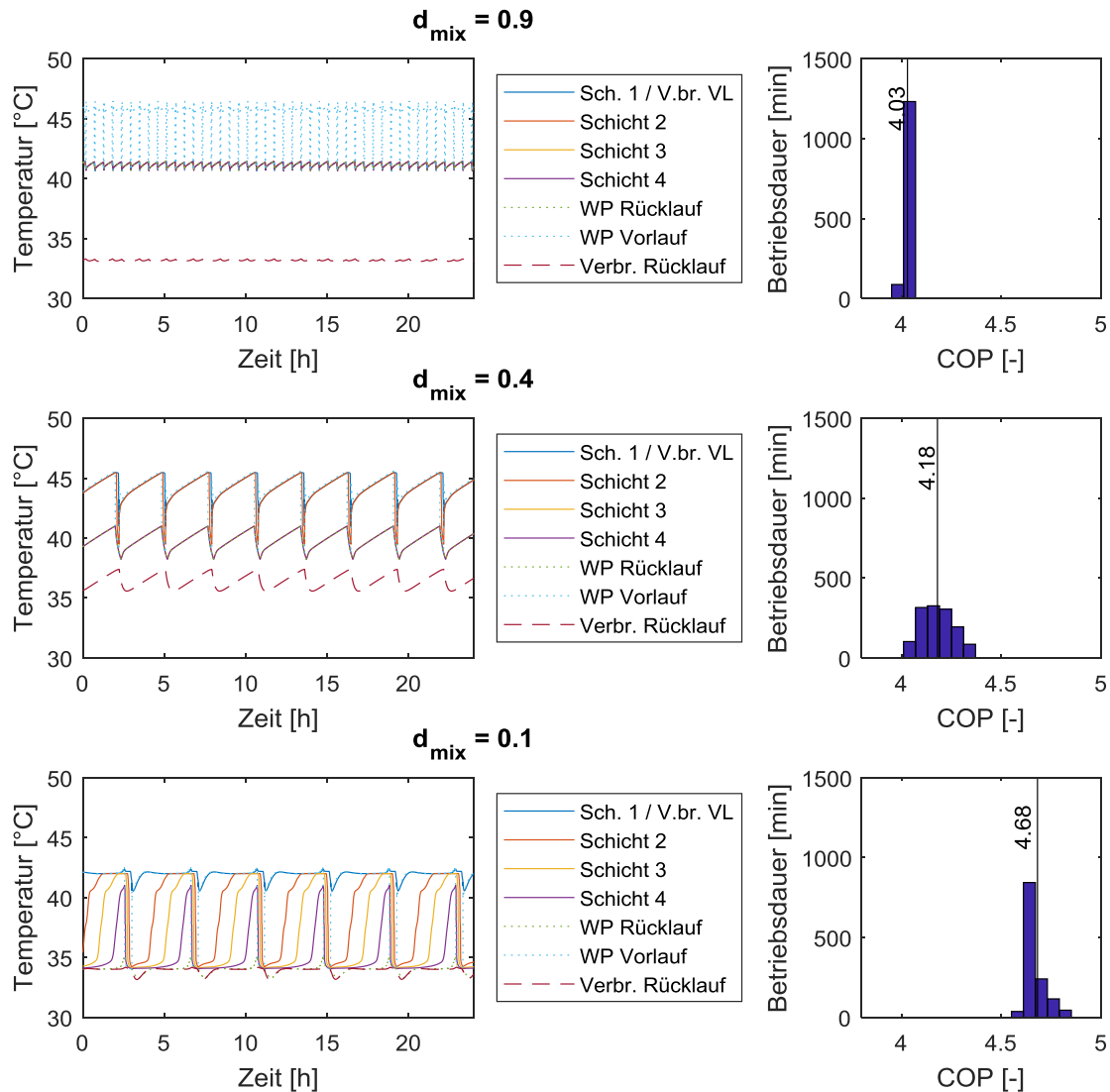


Abbildung 23 Simulierte Veränderung der Temperaturen und COP-Werte eines Systems ähnlich der Anlage 7. Oben Mischzonenlänge $d_{mix} = 0.9$ (keine Schichtung), Mitte: Mischzonenlänge $d_{mix} = 0.4$ (mässige Schichtung), Unten: Mischzonenlänge $d_{mix} = 0.1$ (gute Schichtung).

Der Rücklauf des Verbraucherkreislaufs liegt um 8 K unter der vom Speicher gelieferten Vorlauftemperatur. Die Volumenströme betragen WP-seitig maximal ca. $40 \text{ m}^3/\text{h}$ und verbraucherseitig konstant ca. $20 \text{ m}^3/\text{h}$. Die Resultate in Abbildung 23 zeigen, dass der durchschnittliche COP der Wärmepumpe von 4.03 im den Messungen nachgestellten stark durchmischten Fall mit verbesserter Schichtung auf 4.68 gesteigert werden kann, was einer Erhöhung der Effizienz um 16.1 % entspricht. Grund für diese Effizienzsteigerung sind die niedrigere Vorlauftemperatur der Wärmepumpe und die geringere Wärmepumpentaktfrequenz im geschichteten Fall. Die Wärmepumpentaktfrequenz des ungeschichteten Falls ist dabei mit ca. 44 Einschaltungen in 24 h etwa gleich hoch wie in den Messungen von Anlage 7.

Zusätzlich wurde für die an Anlage 7 angelegten Randbedingungen geprüft, inwiefern die Effizienz ebenfalls beeinträchtigt wird, wenn die Mischzone lediglich an den unteren oder den oberen Anschlüssen auftritt. Die Resultate in Abbildung 24 zeigen auf, dass sich im Vergleich zum Fall mit Mischzonen sowohl an den oberen als auch an den unteren Anschlüssen keine nennenswerten Unterschiede zeigen, wenn die Mischzone nur an den unteren Anschlüssen vorliegt. Jedoch zeigt sich,

dass eine Mischzone von 40 % der Speicherhöhe am oberen Anschluss unter der gewählten Regelung keine negative Auswirkung auf den COP hat.

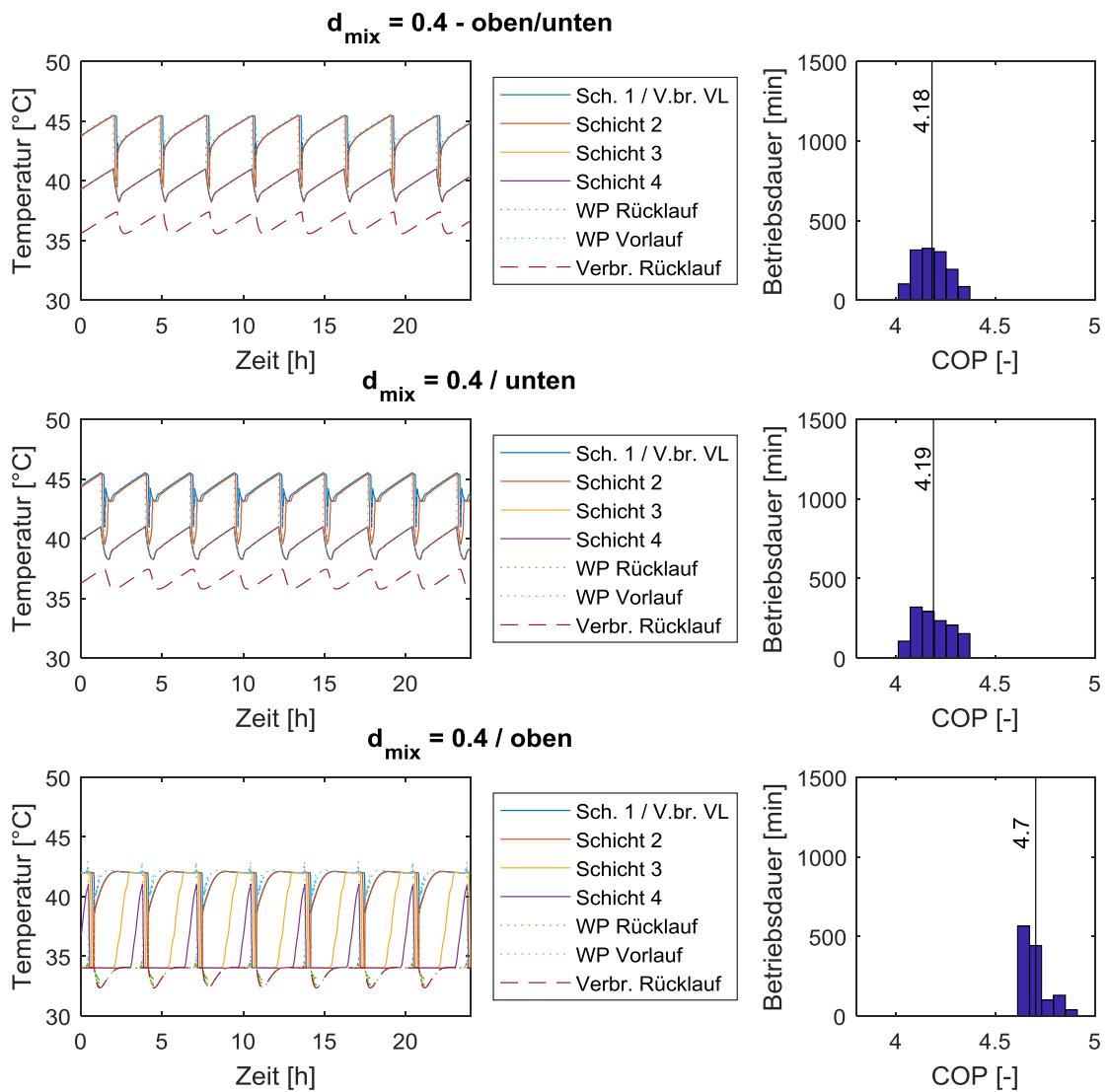


Abbildung 24 Simulierte Veränderung der Temperaturen und COP-Werte eines Systems ähnlich der Anlage 7 mit unterschiedlichen Mischzonen. Oben Mischzonen oben und unten, Mitte: Mischzone nur unten, Unten: Mischzone nur oben.

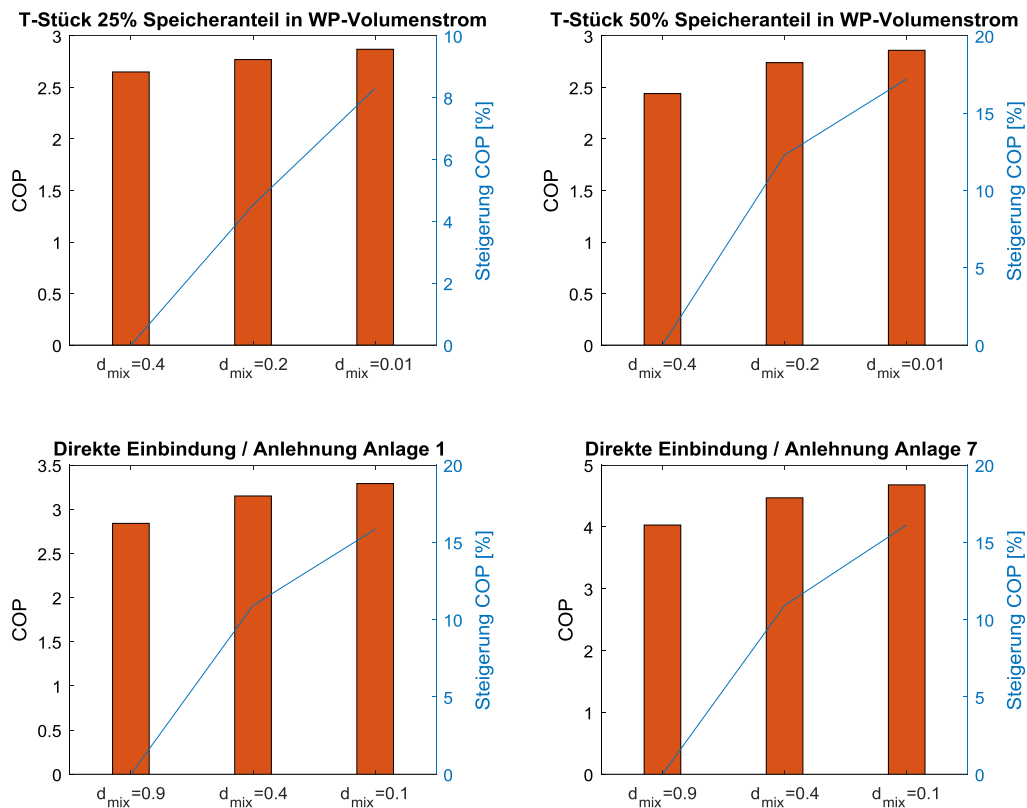


Abbildung 25 Zusammenfassung der Resultate zum Effekt der Speicherschichtung auf die Systemeffizienz.

4 Skalierungseffekte in thermischen Speichern

In strömungsmechanischen Problemstellungen ist es üblich, Skalierungsgesetze und dimensionslose Grössen zu verwenden. Dies ist vor allem deshalb äusserst nützlich, da Experimente und Simulationen oft aufwändig sind. Insbesondere grosse Systeme können üblicherweise weder im Labor vermessen noch mit Simulationen in realistischer Rechenzeit berechnet werden. Dieses Problem stellt sich ebenfalls bei der Betrachtung grosser thermischer Speicher. Eine Vermessung der Schichtungseffizienz gemäss dem am SPF entwickelten Prüfverfahren ist derzeit am vorhandenen Teststand lediglich für Speicher bis zu einem Volumen von ca. 1 m^3 möglich. Eine Vermessung von grösseren Speichern in einem grösseren Laborraum wäre grundsätzlich möglich, allerdings ist ein Teststand für beliebige Grössen bis zu 100 m^3 mit erheblichen Kosten verbunden. Strömungssimulationen von grossen Speichern hingegen benötigen sehr viel Rechenleistung. Eine einstündige Simulation eines Kombispeichers mit 800 l Inhalt benötigt mit 12 Rechenkernen bereits eine Rechenzeit von 55 h (= 660 CPU-Stunden) (siehe Gwerder u. a. 2016). Wird das Volumen entsprechend erhöht, so können Simulationen auch mit mehreren Rechenkernen mehrere Wochen dauern, was ein effizientes Arbeiten und die Produktion von schnellen Ergebnissen erschwert.

Aus diesem Grunde ist es auch für thermische Speicher hilfreich, Skalierungsgesetze zur Hand zu haben, die eine Übertragbarkeit von Resultaten kleiner Speicher auf beliebige Grössen ermöglicht. Aufbauend auf früheren Arbeiten zu einem 800 l Kombispeicher (vgl. Haller u. a. 2015b; Gwerder u. a. 2016) wurden darum mit Hilfe von CFD-Simulationen Skalierungseffekte überprüft. Das Hauptziel dieser Arbeit war, die aus den bestehenden Resultaten abgeleiteten Empfehlungen auf die Anwendung an unterschiedlichen Speichergrössen zu überprüfen.

4.1 Simuliertes Beladeexperiment 1: Kombispeicher

Um Skalierungseffekte genauer zu untersuchen, wurde in einem ersten Arbeitsschritt das in Gwerder u. a. (2016) beschriebene Experiment nachgestellt. In diesem Experiment wurde eine Beladung des Raumheizungsteils eines Kombispeichers untersucht. Dabei ist es besonders wichtig, dass durch das einströmende Fluid keine starken Zirkulationsströmungen im Speicher entstehen. Wird durch das in den Raumheizungsteil einströmende Fluid der Warmwasserteil beeinträchtigt, so führt dies zu Entropieproduktion und zu einer Verschlechterung der Systemeffizienz. Der als Basisfall verwendete 800 l-Kombispeicher hat eine Höhe von $H=1.84$ m und einen Durchmesser von $D=0.75$ m. Der Einlass befindet sich dabei in der Mitte des Speichers auf einer Höhe von $E=0.92$ m vom Boden. Der Auslass befindet sich auf einer Höhe von $A=0.387$ m. Zu Beginn der Simulationen betrug die Temperatur im unteren Teil des Speichers $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, während der obere Bereich eine Temperatur von $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ aufwies.

Basierend auf diesen Experimenten wurde zur Analyse des Effekts der Beladung auf die Schichtung und den Erhalt der Warmwasserzone jeweils die Temperaturverteilung im Speicher nach einem Durchsatz durch den Speicher welcher exakt der Hälfte des Speichervolumens entspricht neu ausgewertet.

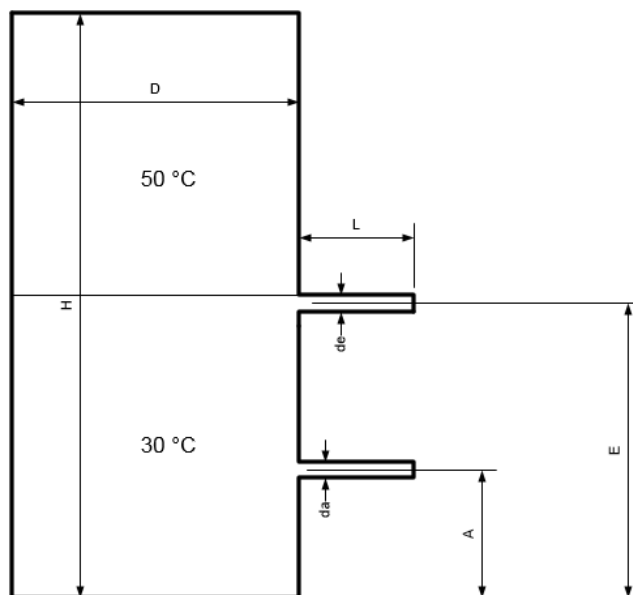


Abbildung 26 Analysierter zylindrischer Speicher im Anfangszustand (Quelle: Gwerder u. a. 2016).

Tritt eine Strömung durch eine Öffnung in einen weiten, fluidgefüllten Bereich ein, so bezeichnet man das entstehende Strömungsbild als Jet. Ein Überblick über Forschungsarbeiten zur Charakterisierung von Jets welche potenziell auf eine flache Platte auftreffen findet sich in Gauntner u. a. (1970). Die experimentellen Studien zeigen, dass bereits ab einer aus der Eintrittsöffnung und der Eintrittsgeschwindigkeit berechneten Reynoldszahl von 3000 ein turbulenter Jet vorliegt. Der Übergang zwischen laminarem und turbulentem Jet wird mit Reynoldszahlen von 1000-3000 angegeben. Für die in thermischen Speichern üblichen Randbedingungen kann meist von turbulenten Jets ausgegangen werden. Zur Illustration der in diesem Beladeexperiment vorliegenden Strömungsbilder ist eine Wiederholung der in Gwerder u. a. (2016) durchgeführten Simulationen in



Abbildung 27 dargestellt. Dazu wurde die Temperaturverteilung und die turbulente kinetische Energie nach 60 Minuten Betrieb mit konstantem Massenstrom ausgewertet. Die Simulation mit 0.25 kg/s Massenstrom, welcher aus einem 2“ Rohr ausströmt, zeigt, dass die resultierende Geschwindigkeit von 0.11 m/s genügend gering ist. Das Fluid wird durch die Schwerkraft so abgelenkt, dass der Jet erst in einer bereits klar ausgeprägten Abwärtsbewegung auf die gegenüberliegende Wand des Speichers trifft. In Abbildung 27 rechts ist eine Simulation mit verdoppelter Geschwindigkeit am Eintritt von 0.23 m/s dargestellt. Unter diesen Bedingungen ist die Ablenkung im Vergleich zur kinetischen Energie nicht mehr genügend gross, so dass der Jet beinahe senkrecht auf die gegenüberliegende Speicherinnenwand prallt und in der Folge nicht nur nach unten, sondern auch nach oben abgelenkt wird. Dabei ist eine klare Übereinstimmung zwischen Ausdehnung des abgelenkten, turbulenten Jets und der Verschiebung der Thermokline erkennbar. Diese Resultate stimmen gut überein mit den validierten Resultaten von Gwerder u.a. (2016). Diese Betrachtung ist die Grundlage für die in Abschnitt 4.3.3 eingeführte Ablenkungsrelation. Die Wurfweite des Jets bestimmt sich dabei aus dem Quotient des Impulsflusses und der wirkenden Auftriebskräfte. Das Verhältnis zwischen Wurfweite und freier Distanz bis zum nächsten Hindernis muss genügend gross sein und wird als Ablenkungsrelation definiert.

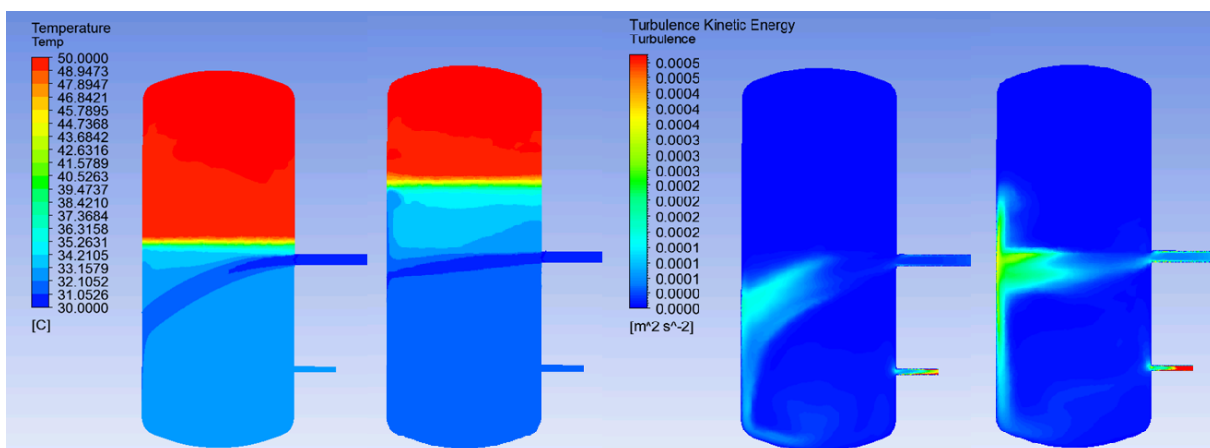


Abbildung 27 Temperatur (links) und turbulente kinetische Energie (rechts) nach 1 Stunde Einströmung mit 0.11 m/s (jeweils links) und 0.23 m/s (jeweils rechtes Bild) über ein 2 Zoll Rohr ohne Strömungsberuhigung auf halber Höhe des Speichers.

4.2 Simuliertes Beladeexperiment 2: Pufferspeicher mit Bogenrohr

Die im Projekt analysierten Feldanlagen zeigten, dass eine häufige Form der Speichereinbindung mit Volumen über 5 m³ die Integration des Speichers als hydraulische Weiche zwischen zwei T-Stücken ist. Alle diese in Kapitel 2 vorgestellten Speicher haben bei beiden Anschlüssen ein Bogenrohr. Für diese Speicherform wurden Untersuchungen zu den Skalierungseffekten bei einem Beladevorgang durchgeführt. Dabei wurde der Speicher von Anlage 2 in ANSYS 18.2 CFX abgebildet und jeweils eine Beladung mit einem Volumen von 0.3-mal dem Speicherinhalt mit unterschiedlichen Temperaturniveaus simuliert. Skizzen des Systemtyps sowie des untersuchten Speichers sowie die Dimensionen des simulierten Speichers mit Skalierungsfaktor 1 sind in Tabelle 2 und in Abbildung 28 aufgeführt.

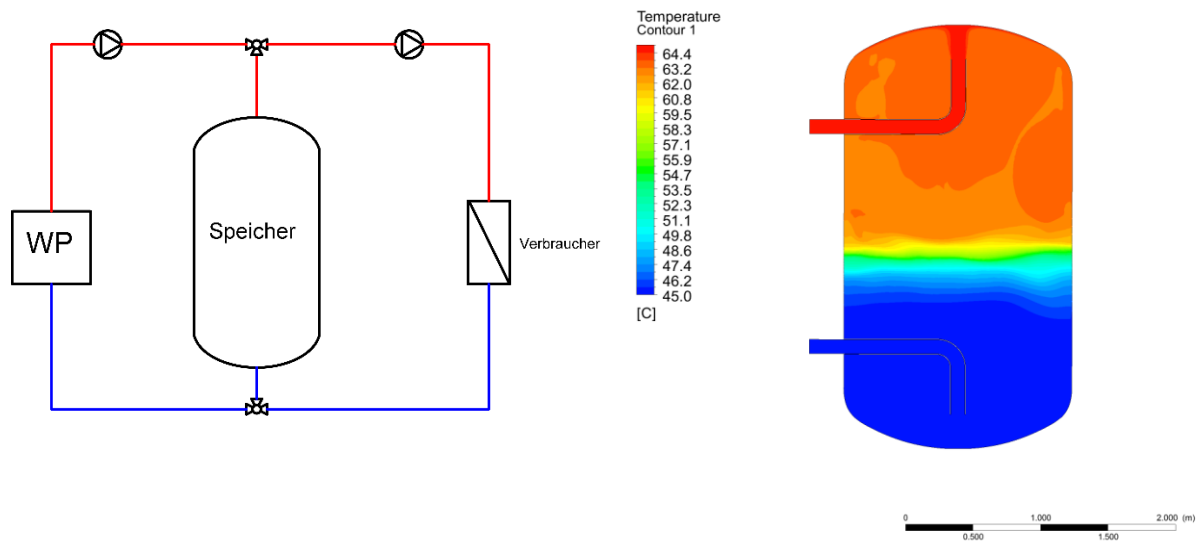


Abbildung 28 Links: Systemtyp, Rechts: Speicher des simulierten Beladeexperiment mit Bogenrohr.

Tabelle 2 Dimensionen des Speichers aus dem Beladungsexperiment mit Bogenrohr

Grösse	Wert	Einheit
Volumen	6.4	m ³
Durchmesser	1.7	m
Höhe	3.15	m
Eintrittsdurchmesser	0.105	m
Abstand Eintritt Speicherdecke /-boden	0.225	m

4.3 Kennzahlen

4.3.1 Skalierungsfaktor s

Der Skalierungsfaktor s wurde auf alle drei räumlichen Speicherdimensionen angewendet. Das Volumen des Speichers skaliert in der Folge proportional zu s^3 . Die Fläche der Öffnung entsprechend mit s^2 , der Durchmesser mit s .



4.3.2 Wurfweite l_s

Die Wurfweite l_s kann als Quotient aus Einströmungsimpulsfluss M_0 und Auftriebsfluss F_0 gebildet werden, welche sich ihrerseits aus dem Volumenstrom \dot{V}_0 , der Eintrittsgeschwindigkeit v_0 , der Gravitationsbeschleunigung g , der Dichte des einströmenden Fluids ρ und dem durch die Temperaturdifferenzen gegebenen Dichteunterschied $\Delta\rho$ errechnet (vgl.: Lee & Chu 2003):

$$l_s = \frac{(M_0/\rho)^{\frac{3}{4}}}{(F_0/\rho)^{\frac{1}{2}}} = \frac{(\dot{V}_0 v_0)^{\frac{3}{4}}}{\left(\frac{\dot{V}_0 g \Delta\rho}{\rho}\right)^{1/2}} \quad (5)$$

4.3.3 Ablenkungsrelation

Wir stellen die Hypothese auf, dass für den im Beladeexperiment 1 gegebenen Fall eines horizontal in den Speicher eintretenden turbulenten Jets, die relevante dimensionslose Grösse das Verhältnis zwischen der Wurfweite l_s , in welcher der Jet auf Grund der wirkenden Auftriebskräfte abgelenkt wird, und der freien Distanz bis zum nächsten Hindernis d_f ist. Dabei müssen für den vorliegenden Fall einer beabsichtigten Einschichtung nach unten nur Hindernisse berücksichtigt werden, welche eine Ablenkung nach oben zulassen. Diese dimensionslose Grösse definieren wir als Ablenkungsrelation χ :

$$\chi = l_s/d_f \quad (6)$$

4.3.4 Geschwindigkeit am Eintritt

Für die Berechnung des Impulsflusses am Eintritt in der Formel der Wurfweite wird sowohl der Massenstrom als auch die Fluidgeschwindigkeit am Eintritt benötigt. In der vorliegenden Analyse bezeichnet die Geschwindigkeit am Eintritt jeweils die mittlere Fluidgeschwindigkeit an der Eintrittsöffnung des Jets. Bei direktem Eintritt in den Speicher liegt diese Öffnung direkt am Anschlussstutzen. Bei den Speichern mit Bogenrohr oder Prallblech wird jeweils der Übergang von den Einbauten zum Speicherbereich als Bestimmungsort für die Eintrittsgeschwindigkeit betrachtet.

4.3.5 Reynoldszahl

Die Reynoldszahl ist eine dimensionslose Grösse zur Charakterisierung von Turbulenzen in Fluidströmen. Sie berechnet sich aus der Strömungsgeschwindigkeit v , dem hydraulischen Durchmesser d des Strömungsbereichs und der kinematischen Viskosität ν des Fluids. Im folgenden Kapitel bezeichnet Reynoldszahl des Speichereintritts jeweils die Reynoldszahl der Strömung im Anschlussrohr beziehungsweise im Prallblech.

$$\text{Re} = \frac{vd}{\nu} \quad (7)$$

4.3.6 Verschiebung der Thermokline

Die Verschiebung der Thermokline kann als Mass für den Erhalt der Speicherschichtung im beschriebenen Beladeexperiment 1 hilfreich sein. Die Temperaturkurve wird dabei auf der mittleren

vertikalen Achse des Speichers ausgewertet. Als Position der Thermokline wird die Höhe auf welcher die Temperaturkurve um die Hälfte der gesamten Differenz abfällt definiert. Im beschriebenen Experiment mit insgesamt 20 K Temperaturdifferenz zwischen Speicherbereichen mit 30 °C und 50 °C entspricht die Position der Thermokline der Höhe auf welcher die Temperatur von 40 °C bestimmt werden kann.

4.3.7 Temperaturdifferenz der Thermokline

Als relevante Temperaturdifferenz für die Thermokline wird in der Folge der maximal mögliche Temperatursprung über die Thermokline verwendet. Dieser soll beim Beladevorgang möglichst nicht durch das einströmende Fluid beeinträchtigt werden. Im Beladeexperiment 1 entspricht dies der Temperaturdifferenz zwischen oberem Speicherbereich und unterem Speicherbereich. Im Beladeexperiment 2 wird die Temperaturdifferenz beispielsweise durch die Vorlauf- und Rücklauf-temperatur des Systems mit hydraulischer Weiche vorgegeben.

4.3.8 Schichtungseffizienz

Die Schichtungseffizienzkennzahl kann für einen verlustfreien Speicher wie folgt definiert werden.

$$\Delta S_{irr,sim} = -(\Delta S_{in\out} + \Delta S_{Speicher}) > 0 \quad (8)$$

$$\zeta_{str} = 1 - \frac{\Delta S_{irr,sim}}{\Delta S_{irr,mix}} \quad (9)$$

Da die Speicherwände adiabatisch simuliert wurden, müssen keine Entropieverluste berücksichtigt werden die mit Wärmeverlusten an die Umgebung verbunden sind. Um die Simulationsergebnisse gemäss dieser Kennzahl auswerten zu können, wurde vereinfacht angenommen, dass der Ein- und Austritt stets auf einem über die Simulationsdauer konstanten Temperaturniveau geschieht. Diese Bedingung ist für genügend gut schichtende Speicher sowohl in Beladeexperiment 1 als auch in Beladeexperiment 2 annähernd erfüllt, da in diesem Fall einerseits im Kombispeicherexperiment der untere Speicherbereich nur geringfügig erwärmt wird, und andererseits im Bogenrohrexperiment lediglich 30 % des Speichers beladen werden. Diese Vereinfachung hat zur Folge, dass im Kombispeicherexperiment $\Delta S_{in\out} = 0$ gilt und somit $\Delta S_{irr,sim}$ direkt aus den Temperaturen im Speicher vor und nach dem Experiment berechnet werden kann. Als Referenzwert $\Delta S_{irr,mix}$ wurde die Entropieproduktion für einen Speicher, der während des ganzen Beladeexperiments komplett auf der Durchschnittstemperatur nach Simulationsende liegt, berechnet.

4.4 Resultate

Aus der dimensionslosen Ablenkungsrelation ξ können Schichtungsresultate einer Speichergrösse skaliert werden auf andere Speichergrössen. Die Validität der Ablenkungsrelation als dimensionslose Grösse zur Charakterisierung von Schichtungsqualität wurde mit einer einem Set von CFD-Simulationen überprüft. Eine Übersicht zu den durchgeführten Simulationen ist in Tabelle 3 aufgeführt. Für das Beladeexperiment 1 wurden sowohl Simulationen mit einem direkten Eintritt als auch mit Eintritt über ein Prallblech erstellt. Der Betrachtete Geschwindigkeitsbereich bei Eintritt in den Speicher lag dabei im Bereich von ca. 0.1-0.2 m/s. Bei Verwendung eines Plattendiffusors ist dabei in Folge der höheren Eintrittsfläche der Strömung der Massenstrom bei gleicher Eintrittsgeschwindigkeit höher. Im Beladeexperiment 1 wurden der Speicher ausgehend vom Basisfall des 800 l-Speichers um



die Faktoren 0.5, 1.48 und 1.93 skaliert, wobei für die Plattendiffusorvariante nur die Basisgrösse und die Skalierung um den Faktor 1.48 durchgeführt wurde.

Für die Überprüfung der Verwendbarkeit der Ablenkungsrelation auf das Beladexperiment 2 mit Bogenrohr wurde ausgehend vom Basisspeicher mit 6400 l Volumen die Skalierungsfaktoren 0.5 und 0.25 getestet. Der geprüfte Geschwindigkeitsbereich lag dabei bei 0.12-0.44 m/s. Es wurden mit 5 und 20 K zwei Temperaturgradienten der zu erhaltenden Thermokline verwendet.

Tabelle 3 Übersicht zu den Erstellten Simulationen für die Überprüfung der Ablenkungsrelation.

Beladungs-experiment	Diffusor am Eintritt	Geschwindigkeitsbereich	Skalierungsfaktoren	Speichervolumen	ΔT Thermokline
-	-	m/s	-	l	K
1	keiner	0.1-0.22	0.5; 1; 1.48; 1.93	100; 800; 2590; 5750	20
1	Plattendiffusor	0.1-0.24	1; 1.48	800; 2590	20
2	Bogenrohr	0.12-0.44	0.25; 0.5; 1	100; 800; 6400	5; 20

Beispielhafte Skalierungsergebnisse in Bezug auf die vertikale Temperaturkurve des Beladexperiment 1 mit direktem Eintritt sind in Abbildung 29 dargestellt. Wie bereits oben erwähnt, beschreiben die Resultate die Temperatur im Speicher nach einem für alle Grössen konstanten Verhältnis zwischen Durchsatz und Speichervolumen. Es zeigt sich, dass die Skalierungsergebnisse mit einer Ablenkungsrelation zwischen 0.122 und 0.127 eine relativ gute Übereinstimmung in der Verschiebung der Thermokline zeigen (Abbildung 29 links). Die Simulationen mit einer Ablenkungsrelation von 0.148-0.157 in Abbildung 29 zeigen ebenfalls eine gute Übereinstimmung bei einer leicht erhöhten Verschiebung der Thermokline.

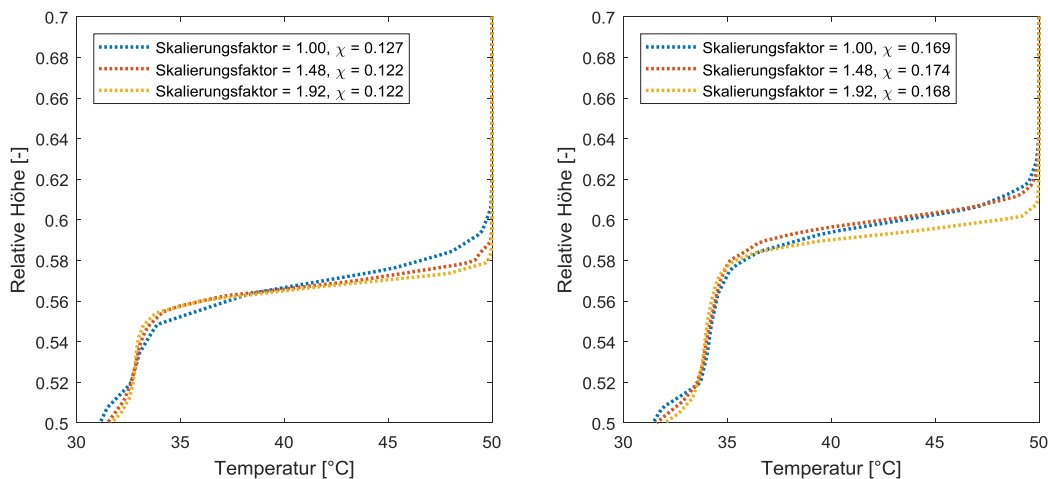


Abbildung 29 Vertikale Temperaturkurve nach einem Durchsatz von 50% des Speichervolumens im Beladexperiment 1 mit direktem Einlass für konstante Ablenkungsrelationen von 0.125 +/- 0.03 (links) und 0.170 +/- 0.4 (rechts).

Abbildung 30 zeigt die Korrelation zwischen Ablenkungsrelation und Verschiebung der Thermokline einerseits, und zwischen Ablenkungsrelation und Schichtungseffizienz andererseits. Die Resultate basieren auf Simulationen von Speichern mit unterschiedlichen Dimensionen und unterschiedlichen Volumenströmungen der Beladung. Die Skalierungsfaktoren von 0.5 bis ca. 2 weisen darauf hin, dass der grösste der simulierten Speicher nicht nur vier Mal höher ist als der kleinste, sondern auch einen

vier Mal grösseren Durchmesser aufweist. Das Volumenverhältnis zwischen dem kleinsten und dem grössten Speicher beträgt entsprechend $4 \times 4 \times 4 = 64$. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass sowohl die relative Verschiebung der Thermokline als auch die Schichtungseffizienz im untersuchten Bereich eine lineare Abhängigkeit von der Ablenkungsrelation aufweisen. Der R^2 -Wert der linearen Korrelation der Verschiebung der Thermokline beträgt 0.997, derjenige der Schichtungseffizienz ist 0.994.

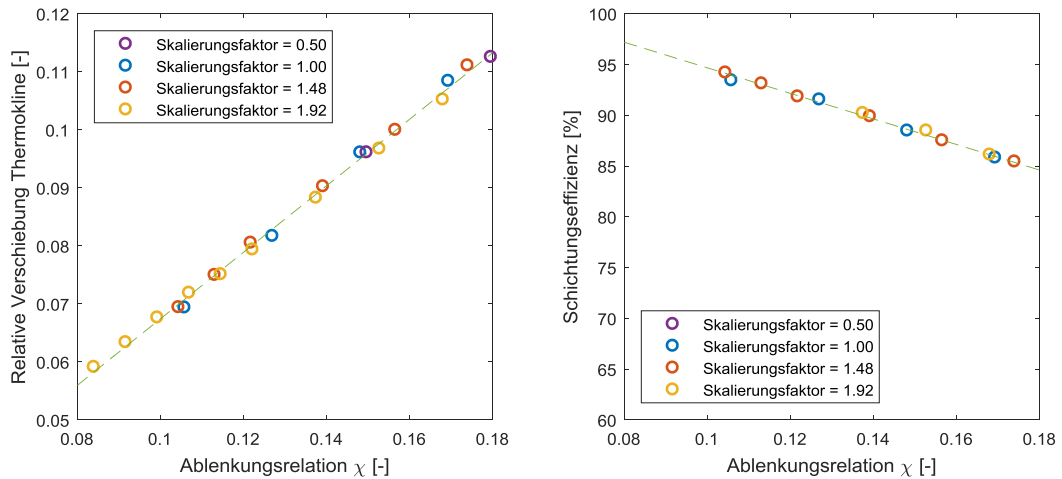


Abbildung 30 Korrelation der Verschiebung der Thermokline und der Schichtungseffizienz mit der Ablenkungsrelation ξ im Beladexperiment 1 mit direktem Einlass. Unterschiedliche Datenpunkte der gleichen Farbe beschreiben Simulationen mit identischen Speicherdimensionen, aber unterschiedlichen Eintrittsgeschwindigkeiten.

In Tabelle 4 sind am Beispiel der untersuchten Variante mit direktem Eintritt ohne zusätzlichen Diffusor unterschiedliche Ablenkungsrelationswerte mit den entsprechenden Geschwindigkeiten und Reynoldszahlen aufgeführt. Der Eintritt erfolgt dabei im Basisfall des 800 l Speichers über einen direkten Einlass aus einem 2"-Rohr. Für die skalierten Fälle ist jeweils der Massenstrom so gewählt, dass die Ablenkungsrelation in einem ähnlichen Bereich bleibt. Die Kenngrössen in der Tabelle zeigen, dass sich bei gleich bleibender Ablenkungsrelation ξ sowohl die Einlassgeschwindigkeit als auch die Reynoldszahl zusammen mit dem Skalierungsfaktor erhöhen, jedoch nicht die Schichtungseffizienz und die Verschiebung der Thermokline. Gwerder u. a. (2016) geben für 800 l Speicher für das Beladexperiment 1 entweder eine Reynoldszahl von 3000-7000 oder eine Maximalgeschwindigkeit von 0.1 m/s als Bedingung für eine störungsfreie Beladung an. Beide Grenzwerte können für grössere Speicher klar überschritten werden, ohne dass eine stärkere Verschiebung der Thermokline verursacht wird.



Tabelle 4 Speichersimulationen zur Überprüfung des Skalierungsgesetzes im Beladeexperiment 1. Grüne Zellen: Experimente mit einer Verschiebung der Thermokline von weniger als 10% der relativen Höhe. Rote Zellen: Experiment mit Verschiebung der Thermokline von mehr als 10% der relativen Höhe

Volumen	Skalierungsfaktor s	Einlassöffnung	Massenstrom	Wurfweite l_s	Ablenkungsrelation χ	Geschwindigkeit Eintritt	Reynoldszahl	Verschiebung Thermokline	Schichtungseffizienz
l	-	Zoll	l/h	m	-	m/s	-	%	%
800	1	2 Zoll	953	0.091	0.127	0.12	7'507	8.2	91.5
2593	1.48	3 Zoll	2'434	0.135	0.122	0.14	13'574	8.1	91.8
5751	1.93	4 Zoll	4'682	0.175	0.122	0.16	20'165	7.9	90.2
800	1	2 Zoll	1'279	0.181	0.169	0.16	15'015	10.8	85.8
2593	1.48	3 Zoll	3'477	0.270	0.174	0.20	27'148	11.1	85.4
5751	1.93	4 Zoll	6'438	0.351	0.168	0.22	40'330	10.5	86.1

Mit der gleichen Methode wurde der Speichereintritt über ein Prallblech untersucht. Hier wurde als Basisfall ebenfalls ein Massenstrom simuliert, welcher bei Austritt nach dem Prallblech die empfohlene Eintrittsgeschwindigkeit von 0.1 m/s (Gwerder u. a. 2016) knapp nicht überschreitet. Zur Überprüfung der Grenzen der Relation wurde dann die Eintrittsgeschwindigkeit verdoppelt. Die beiden resultierenden Temperaturkurven sind in Abbildung 31 dargestellt. Die Auswertung bezüglich Verschiebung der Thermokline und Schichtungseffizienz sind in Abbildung 32 dargestellt. Es wird ersichtlich, dass die gleiche Eintrittsgeschwindigkeit auf Grund des höheren Eintrittsquerschnitts zu einem höheren Impuls und in der Folge zu einer im Vergleich zum direkten Einlass mit geringerem Querschnitt zu einer erhöhten Ablenkungsrelation führt. Während eine Ablenkungsrelation von $\chi=0.166$ noch zu einer in beiden simulierten Fällen ähnliche Temperaturverteilung führt, liegt bei der doppelten Eintrittsgeschwindigkeit und entsprechend Ablenkungsrelationen von $\chi=0.331$ bereits ein grösserer Unterschied der beiden Temperaturkurven vor. Die Korrelationswerte liegen in der Folge mit 0.904 für die Verschiebung der Thermokline und 0.955 für die Schichtungseffizienz deutlich tiefer als bei den zuvor vorgestellten CFD-Experimenten.

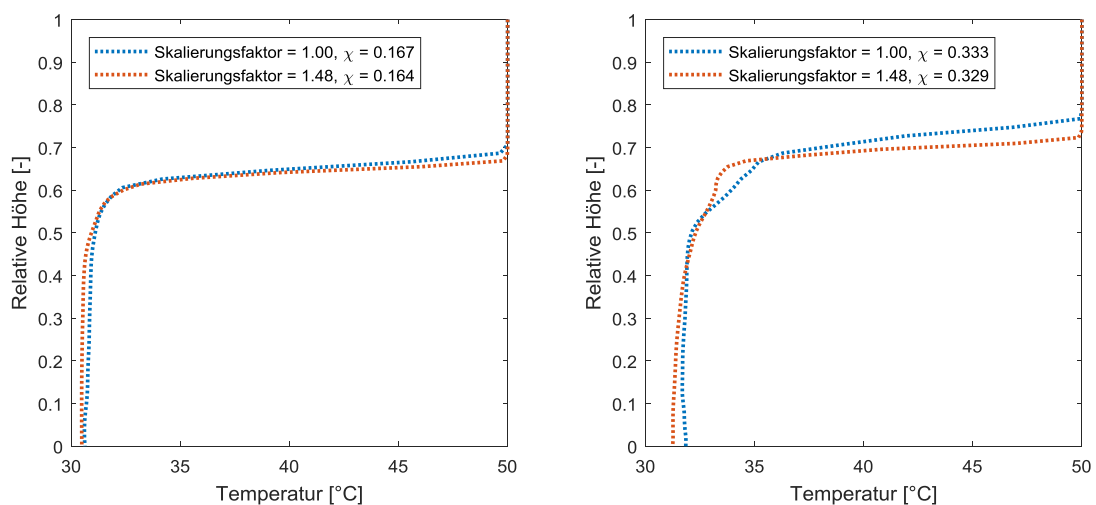


Abbildung 31 Vertikale Temperaturkurve nach einem Durchsatz von 50% des Speichervolumens im Beladeexperiment 1 mit Prallblech für konstante Ablenkungsrelationen von 0.166 +/- 0.02 (links) und 0.331 +/- 0.2 (rechts).

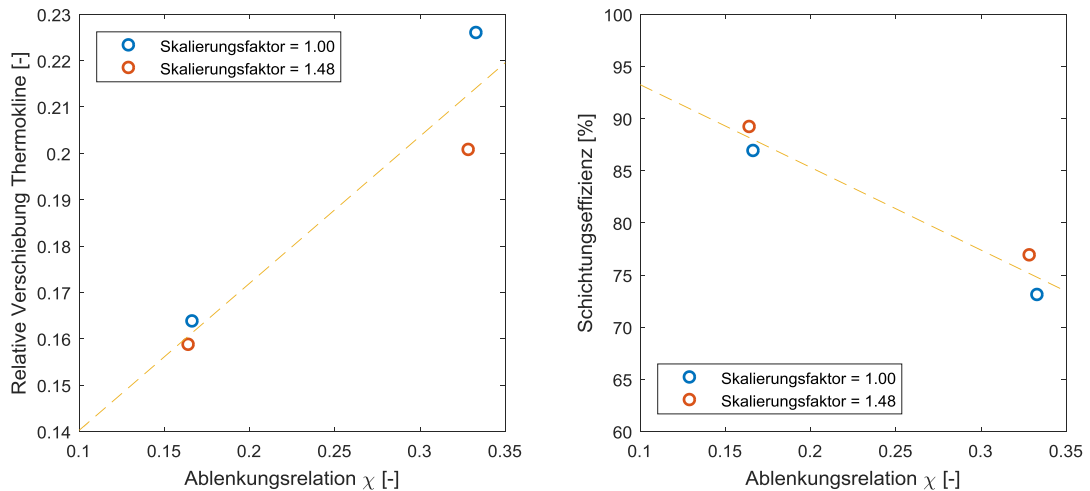


Abbildung 32 Korrelation der Verschiebung der Thermokline und der Schichtungseffizienz mit der Ablenkungsrelation ξ im Beladeexperiment 1 mit Prallblech. Unterschiedliche Datenpunkte der gleichen Farbe beschreiben Simulationen mit identischen Speicherdimensionen, aber unterschiedlichen Eintrittsgeschwindigkeiten.

Als dritter Fall wurden die Skalierungseffekte im in Abschnitt 4.2 beschriebenen Beladeexperiment 2 mit Bogenrohrspeicher untersucht. Die Resultate hierzu finden sich in Abbildung 33. Für diesen Speichertyp wurde die Temperaturverteilung nach Beladung mit einem Durchsatz von insgesamt 30 % des Speicherinhalts analysiert. Bei der Berechnung der Ablenkungsrelation wurde der Speicherdurchmesser als charakteristische Länge durch die Breite des Speichers ersetzt. Diese Wahl ist bislang heuristisch und kann eventuell durch die Höhe des Speichers ersetzt werden. Welche Größe robustere Korrelationen unter variierenden Proportionen zwischen Höhe und Breite ergibt, ist mit zukünftigen Untersuchungen noch zu klären. Die Speichertemperatur beim Start der Simulation betrug 45 °C und es wurden mit 65 °C sowie 50 °C zwei unterschiedliche Beladungstemperaturen analysiert. Die Temperaturkurven in Abbildung 33 zeigen dabei Simulationen mit einer Beladungstemperatur von 65 °C. Die Verschiebung der Thermokline ist in diesem Fall kein geeigneter Indikator für die Mischung im Speicher, da sie sich aus der Kolbenströmung des Fluides im Speicher ergibt. Aus diesem Grund wurde für die Auswertung lediglich die Schichtungseffizienz berücksichtigt. Die Resultate zeigen eine klare Ausweitung der Grenzschicht zwischen warmem und kaltem Bereich, und entsprechend auch eine tiefere Schichtungseffizienz für höhere Werte der Ablenkungsrelation. Die Güte der aufgestellten Skalierungsrelation χ nimmt dabei für steigende Werte von χ ab. Der Resultierende R^2 -Wert der linearen Korrelation der Schichtungseffizienz mit der Ablenkungsrelation beträgt 0.963.

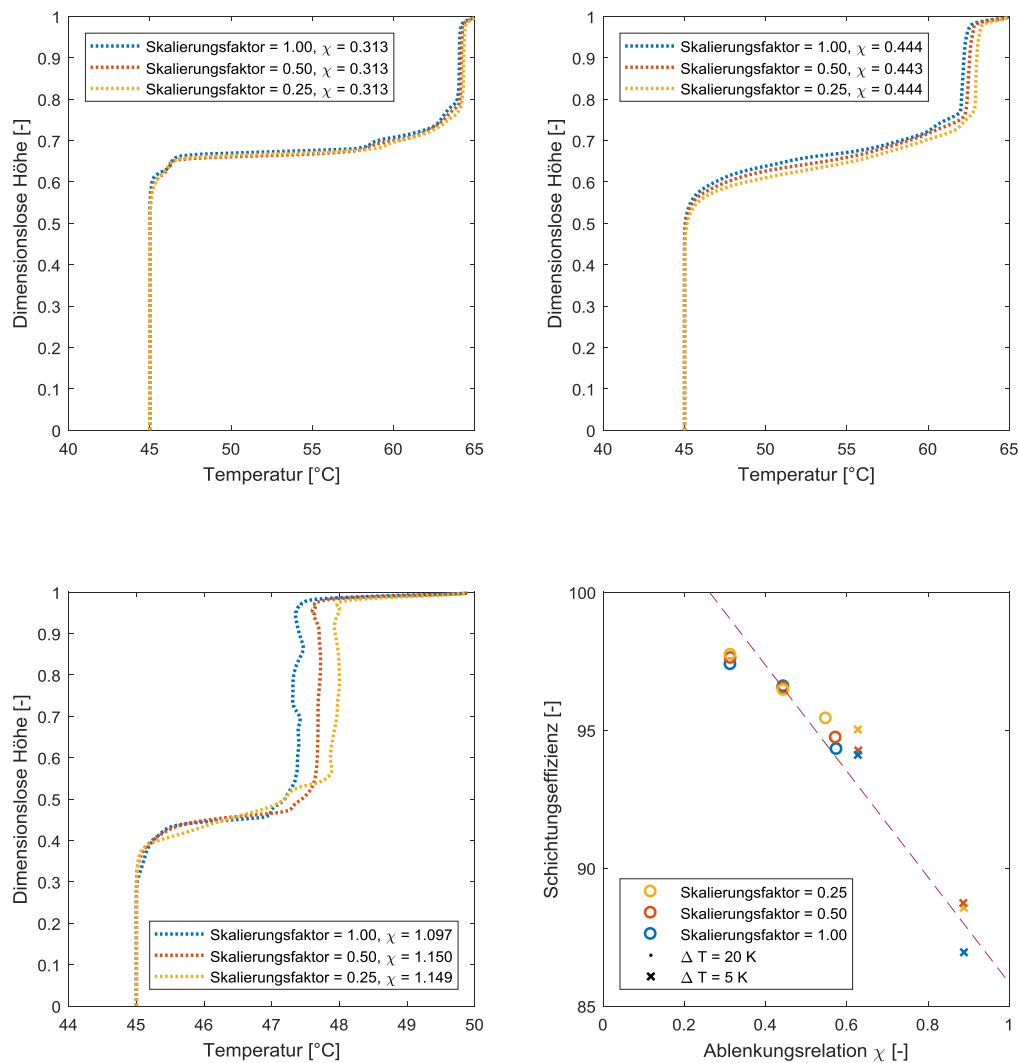


Abbildung 33 Vertikale Temperaturkurve nach einem Durchsatz von 50% des Speichervolumens im Beladexperiment 2 für konstante Ablenkungsrelationen von 0.313 ± 0.00 (oben links), 0.444 ± 0.004 (oben rechts) und 1.132 ± 0.035 (unten links). Korrelation der Schichtungseffizienz mit der Ablenkungsrelation χ im Beladexperiment 2. Unterschiedliche Datenpunkte der gleichen Farbe beschreiben Simulationen mit identischen Speicherdimensionen, aber unterschiedlichen Eintrittsgeschwindigkeiten und Temperaturunterschiede im Speicher.

Die Resultate für die drei untersuchten Eintrittsgeometrien zeigen, dass die Ablenkungsrelation eine geeignete dimensionslose Grösse für die Charakterisierung der zu erwartenden Verringerung der Schichtungseffizienz als Resultat der kinetischen Energie des Eintritts in den Speicher und dadurch verursachten Umwälzströmungen ist. In den überprüften Grössenordnungen hat die Korrelation mindestens einen R^2 -Wert von 0.904. Die Resultate in Tabelle 4 bestätigen, dass die Ablenkungsrelation im Vergleich zur Eintrittsgeschwindigkeit und der Reynoldszahl die geeignetere Grösse zur Bestimmung eines Grenzwertes ist. Die Reynoldszahl liegt bei den als gut beurteilten Simulationen zwischen $7'507$ und $20'165$. Die als negativ beurteilten Simulationen haben eine Reynoldszahl von $15'015$ bis $40'330$. Die beiden Bereiche überlappen sich, was eine Definition eines Grenzwertes unmöglich macht. Eindeutiger, wenn auch weniger Aussagekräftig als die Ablenkungsrelation, sind die Eintrittsgeschwindigkeiten mit guten Ergebnissen zwischen 0.11 - 0.16 m/s und negativen Ergebnissen zwischen 0.16 - 0.22 m/s. Die Eintrittsgeschwindigkeit berücksichtigt jedoch

nicht das Vorhandensein eines Hindernisses in der Nähe des Eintrittes, was ein Manko ist gegenüber der Ablenkungsrelation.

Gemäss Gwerder u. a. (2016) ist 0.1 m/s für den von diesen Autoren betrachteten 800 l-Speicher ein passender Grenzwert. Eine Eintrittsgeschwindigkeit von 0.1 m/s führt im definierten 800 l-Speicher mit 2“-Anschluss zu einer Ablenkungsrelation von 0.127. Daraus lässt sich abschätzen, dass die Ablenkungsrelation von $\chi < 0.12$ als erster Richtwert für die noch zulässige Beziehung zwischen freier Distanz zum nächsten vertikalen Hindernis und der kinetischen Energie des einströmenden Fluids betrachtet werden kann. Ein Vergleich mit den Werten der anderen Eintrittsgeometrien zeigt, dass eine Ablenkungsrelation von $\chi < 0.12$ beim Beladeexperiment 1 und eine Ablenkungsrelation von ca. $\chi < 0.5$ zu einer nur geringfügigen Beeinträchtigung der Schichtungseffizienz führt. Alle linearen Regressionskurven weisen für diesen Wert eine Schichtungseffizienz von mehr als 90 % aus. Aus diesem Grund kann der Schluss gezogen werden, dass die Ablenkungsrelation ein guter Richtwert für die allgemeine Beurteilung und Dimensionierung von Speicheranlagen darstellt. Eine Zusammenfassung der korrekten Anwendung der Ablenkungsrelation findet sich in Tabelle 5.

Tabelle 5 Anwendung der Ablenkungsrelation bei verschiedenen Speichergeometrien.

Geometrie	Ort für die Berechnung von \dot{V}_0, v_0	Charakteristische Distanz d_f
Direkter Einlass	Eintrittsöffnung	Durchmesser Speicher
Prallblech	Eintrittsöffnungen nach Prallblech, Volumenstrom einseitig	Durchmesser Speicher
Bogenrohr	Austritt Bogenrohr	Durchmesser Speicher



5 Eignung von Sprührohren

Der in Anlage 1 eingesetzte Speicher weist eine nicht optimale Schichtung auf. Dies obwohl im Gegensatz zu den Anlagen 3 und 4 ein Sprührohr als zusätzlicher Diffusor zum Einsatz kommt. Die schlechte Schichtung und das frühe Ansprechen des untersten Temperaturfühlers geben Hinweise darauf, dass die Schichtung im Speicher durch die Einströmung über das Sprührohr gestört wird. Eine mögliche Ursache dafür kann eine unzureichende Verteilung der Strömung im Sprührohr sein.

5.1 Theoretische Betrachtungen

Zur Druck- und Strömungsverteilung in Verteilerrohren gibt es experimentelle und theoretische Studien. Eine gute Übersicht findet sich in Kulkarni u. a. (2007). Die Dynamik des Fluids im Verteilerrohr wird durch zwei unterschiedliche Phänomene bestimmt. Einerseits führen Reibungsverluste an der Rohrwand zu einem Druckabfall entlang der Flussrichtung. Der Austritt des Fluids aus den Löchern führt hingegen zu einem Druckanstieg, da kontinuierlich Masse und Impuls verloren geht. Beide Phänomene können in folgender Gleichung zusammengefasst werden (siehe auch Wang 2011):

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} + \frac{f}{2D_R} v^2 + 2kv \frac{dv}{dx} = 0 \quad (10)$$

Die involvierten Variablen sind der Druck entlang des Rohrs P , der Reibungsfaktor f , der Rohrdurchmesser D_R , sowie die Geschwindigkeit v . Die zusätzliche Variable k ist der sogenannte Pressure Recovery Factor k , welcher die Druckzunahme durch den Massenverlust an einem Loch in Abhängigkeit der genauen Charakteristik der Austrittsströmung beschreibt. Er muss experimentell bestimmt werden. Eine Tabelle mit Werten für unterschiedliche Rohrgeometrien findet sich in Tomor & Kristóf (2016).

In einem Sprührohr soll eine möglichst gleichmässige Ausströmung entlang des Rohrs erreicht werden, so dass sowohl Volumenstrom als auch die Geschwindigkeit durch alle Löcher möglichst identisch sind. Um dies zu erreichen sollte der Druck entlang des Rohrs weder zu noch abnehmen. Dies kann erreicht werden, wenn sich der zweite und der dritte Term in Gleichung (10) gerade kompensieren.

Eine vereinfachte Faustregel für das Design von Verteilerrohren gibt Knaebel (1981). Er leitet auf Basis eines experimentell bestimmten Grenzwerts für Eintrittsströmungen mit Reynoldszahl grösser als 5000 folgende einzuhaltende Relation zwischen Lochdurchmesser D_L und Rohrdurchmesser D_R her:

$$D_L \leq 0.7D_R/\sqrt{N} \quad (11)$$

D_L beschreibt dabei die Länge des Sprührohrs und N die Anzahl Löcher an einer Seite. Das im Speicher der Anlage 1 eingesetzte Sprührohr hat einen Rohrdurchmesser von $D_L = 51.2$ mm und 36 Löcher an beiden Seiten. Eingesetzt in die beschriebene Formel ergibt dies einen maximal zulässigen Lochdurchmesser von $D_L = 5.97$ mm. Zu beachten ist, dass Gleichung (11) für Verteilerrohre mit einseitiger Lochreihe aufgestellt wurde. Es ist darum zu erwarten, dass der maximal zulässige Lochdurchmesser für beidseitige Rohre noch kleiner ist. Im Sprührohr des Speichers der Anlage 1 beträgt der Lochdurchmesser 18 mm und liegt somit um einen Faktor drei über diesem Grenzwert.

5.2 Resultate der CFD-Simulationen

Die im vorherigen Kapitel diskutierten Zusammenhänge wurden mit Hilfe von CFD-Simulationen überprüft. Dazu wurde ein massstabgetreues CAD-Modell eines Sprührohrs erstellt. In einem ersten

Schritt wurde überprüft, wie sich die Strömung mit dem in der Anlage 1 eingesetzten Volumenstrom von ca. $3 \text{ m}^3/\text{h}$ ausbildet. Im 2"-Rohr führt dies am Eintritt des Sprührohrs zu einer Geschwindigkeit von 0.4 m/s . In den Simulationen wurde eine Steady State Lösung bestimmt mit für das System charakteristischen Temperaturniveaus von $48 \text{ }^\circ\text{C}$ im Speicher und $59 \text{ }^\circ\text{C}$ beim Eintritt. Im Modell ist lediglich der oberste Meter eines Speichers dargestellt, wobei der untere Rand als Öffnung definiert wurde. Es wurden Lochdurchmesser von 5.97, 8, 12 und 18 mm simuliert. Eine Darstellung der Geschwindigkeiten in der horizontalen Schnittebene durch das Sprührohr ist in Abbildung 34 für Lochdurchmesser von 8 mm (links) und 18 mm (rechts) gegeben. Wie auf Grund der Theorie erwartet zeigt es sich, dass ein Durchmesser von 18 mm zu einer starken Konzentration der Ausströmung am Ende des Sprührohrs führt. Durch eine Verkleinerung des Durchmessers auf 8 mm kann bereits eine gleichmässigeren Ausströmung erreicht werden.

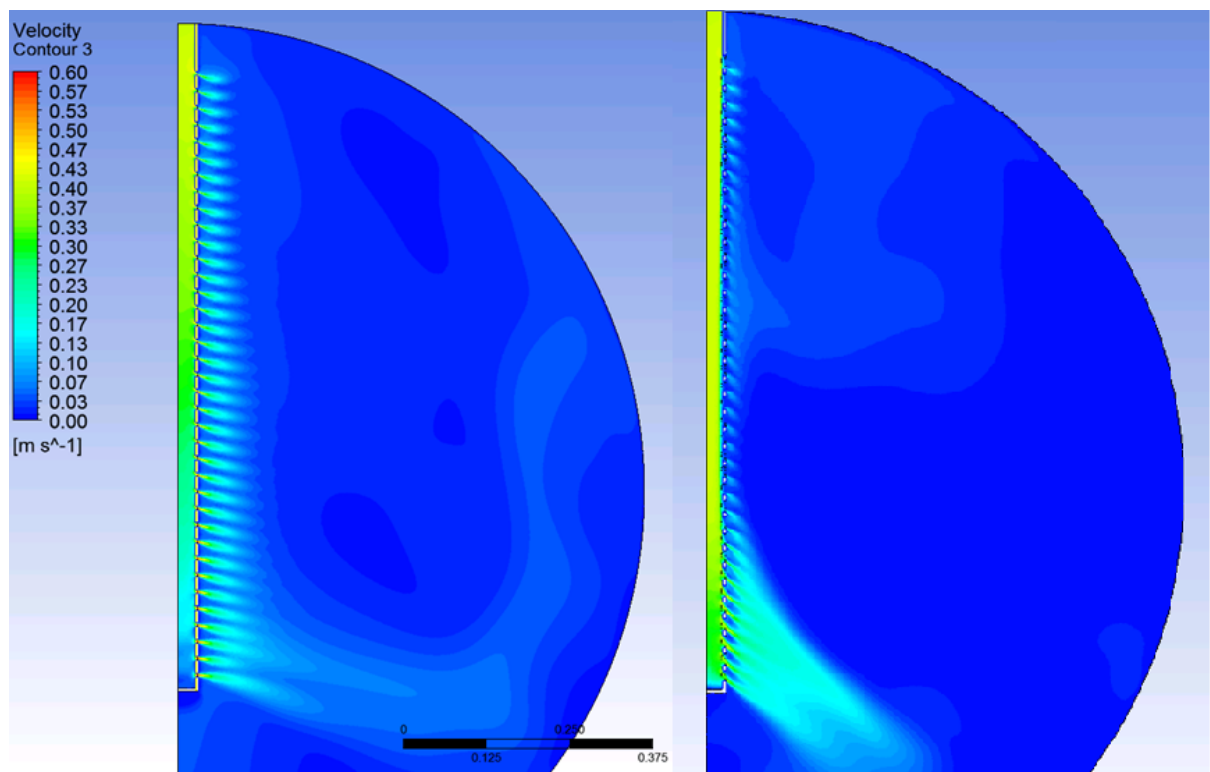


Abbildung 34 Geschwindigkeitsverteilung in der horizontalen Ebene des Sprührohrs mit Lochdurchmesser 8 mm (links) und Lochdurchmesser 18 mm (rechts).

Die mittleren Austrittsgeschwindigkeiten durch die Sprührohlöcher von sämtlichen Simulationen sind in Abbildung 35 dargestellt. Die Simulationen zeigen, dass bei einem Lochdurchmesser von 18 mm praktisch kein Austritt in den ersten 25 Löchern stattfindet und sich die gesamte Ausströmung auf die letzten 11 Löcher konzentriert. Eine Verkleinerung der Löcher führt zu einer gleichmässigeren Verteilung. Dies entspricht den Erwartungen aus den theoretischen Modellen. Soll die maximale mittlere Austrittsgeschwindigkeit minimiert werden, um allfällige Fehlströmungen im Speicher möglichst gering zu halten, so reicht für den gegebenen Fall bereits eine Reduktion auf 12 mm. Die Verteilung der Austrittsgeschwindigkeiten entlang des Rohrs scheint grösstenteils unabhängig von der Eintrittsgeschwindigkeit v_0 zu sein. Bei grösserer Eintrittsgeschwindigkeit vergrössern sich nur die Absolutwerte der Austrittsgeschwindigkeiten in den Löchern, die Charakteristik der allgemeinen Verteilung bleibt jedoch mehrheitlich gleich. Die Ungleichverteilung liegt bei Lochgrössen die die Bedingung in Gleichung (11) erfüllen nach wie vor weit über 5%. Dies kann damit begründet werden, dass Gleichung (11) für einseitig gelochte Rohre aufgestellt wurde, das simulierte Sprührohr hingegen



beidseitig Löcher aufweist. Interessant ist, dass sich nacheinander folgende Löcher in den Simulationen gegenseitig beeinflussen. Dieser Effekt ist stärker, je kleiner die Lochdurchmesser sind und je kleiner die Fließgeschwindigkeit ist. Inwiefern dieser Effekt auch im Labor messbar ist, konnte im Rahmen dieser Studie nicht bestimmt werden.

Gemäss der in Kapitel 4 beschriebenen Hypothese ist die entscheidende physikalische Grösse zur Verhinderung von Umwälzungsströmungen bei direkter Beladung der Impulsfluss bei Speichereintritt. Dieser Impulsfluss ist für die unterschiedlichen Konfigurationen in Abbildung 36 dargestellt. Hier zeigt sich, dass auf Grund ähnlicher Geschwindigkeiten bei grösseren Lochdurchmessern von 18 mm und 12 mm ein erhöhter Impulsfluss am Ende des Rohrs vorliegt. Der Impulsfluss ist für Lochgrössen < 8 mm minimal.

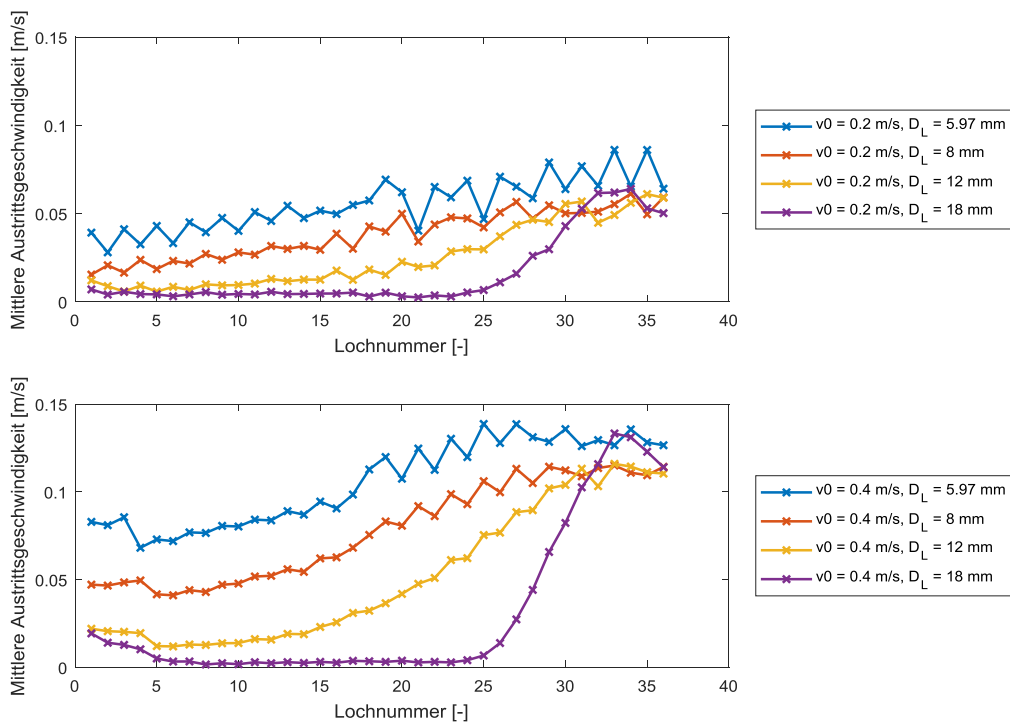


Abbildung 35 Austrittsgeschwindigkeiten entlang des Sprührohrs in Abhängigkeit der Lochdurchmesser D_L .

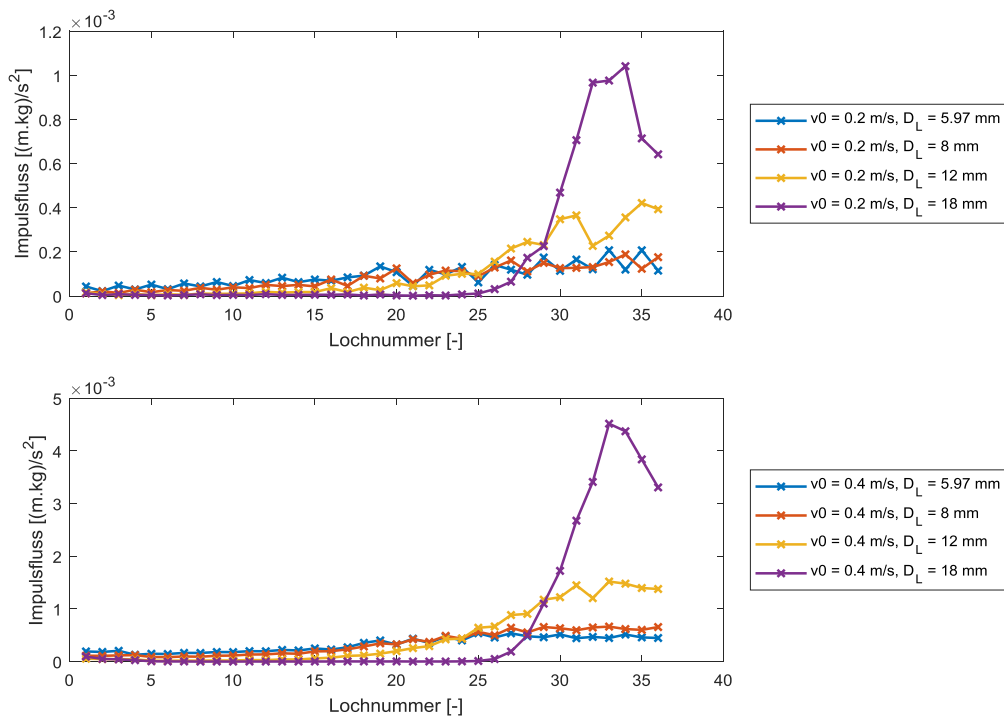


Abbildung 36 Impulsfluss entlang des Sprührohrs in Abhängigkeit der Lochdurchmesser D_L .

5.3 Empfehlungen für die Geometrie von Sprührohren

Die Bedingung von Knaebel (1981) wurde mit dem Ziel aufgestellt, die Ungleichverteilung in den Auströmungsgeschwindigkeiten aus den Verteilerlöcher unter 5 % zu halten. Um Fehlströmungen im thermischen Speicher möglichst gering zu halten ist jedoch gemäss Gwerder u. a. (2016) insbesondere die Austrittsgeschwindigkeit relevant. In Kapitel 4 wird zudem gezeigt, dass zur Verhinderung von starken vertikalen Strömungen im Speicher der Impulsfluss am Eintritt möglichst klein gehalten werden muss. Werden die Löcher verkleinert, so erhöht sich bei gleich bleibendem Massenstrom am Eintritt des Sprührohres \dot{m}_0 die durchschnittliche Austrittsgeschwindigkeit über das ganze Rohr. Der maximale Impulsfluss kann jedoch gleichzeitig vermindert werden. Die Simulationen mit dem Sprührohrdesign der Anlage 1 in Abbildung 35 zeigen, dass die Bedingung in Gleichung (11) für beidseitige Sprührohre im thermischen Speicher angepasst werden kann. Eine klare Reduktion des maximalen Impulsflusses durch eine Öffnung ist mit einem Lochdurchmesser ≤ 8 mm erreicht. Unter diesen Bedingungen liegt zwar immer noch eine klare Ungleichverteilung vor. Diese reduziert sich hingegen bei zusätzlicher Verkleinerung der Löcher nicht mehr deutlich. Die Werte des Impulsflusses bleiben bei einer weiteren Verkleinerung mehrheitlich gleich. Eine Grösse von 8 mm entspricht einem im Vergleich zur Empfehlung von Gleichung (11) um den Faktor 1.33 grösseren Durchmesser. Folglich kann der Faktor 0.7 auf 0.9 angepasst werden. Die daraus folgende Bedingung für das Design von beidseitig gelochten Sprührohren ist, wobei N als die Anzahl Löcher auf einer Seite definiert ist:

$$D_L \leq 0.9D_R/\sqrt{N} \quad (12)$$

Für einen gegebenen gesamt Massenstrom bei Eintritt ins Sprührohr \dot{m}_0 kann aus der Verteilung des Austritts entlang der Austrittlöcher ein maximaler Massenstrom an einem einzelnen Loch \dot{m}_{\max} hergeleitet werden. In einem doppelseitig gelochten Sprührohr, welches Gleichung 12 erfüllt entspricht der höchste Massenstrom am letzten Loch 2 % des Gesamtwerts, was 1.5-mal so viel wie



der Durchschnitts-Massenstrom aller Löcher ist. Der Massenstrom im letzten Loch \dot{m}_{max} beträgt somit:

$$\dot{m}_{max} \sim 1.5 \frac{\dot{m}_0}{N} \quad (13)$$

Daraus lässt sich mit Hilfe der Formel (12) eine erreichbare Reduktion der maximalen Austrittsgeschwindigkeit v_{max} herleiten, welche nur noch vom Durchmesser des Sprührohrs D_R und dem Gesamtmassenstrom \dot{m}_0 abhängig ist. Wird die Formel nach \dot{m}_0 aufgelöst, so ergibt sich in Abhängigkeit eines Grenzwertes für die maximal Erlaubte Austrittsgeschwindigkeit an den Löchern v_{max} ein maximal zulässiger Gesamtmassenstrom \dot{m}_0 :

$$v_{max} \sim 1.5 \frac{1}{2\pi\rho} \frac{\dot{m}_0}{(0.9D_R)^2} \quad (14)$$

$$\dot{m}_0 \sim (0.9D_R)^2 \frac{2\pi\rho}{1.5} v_{max} \quad (15)$$

Der genaue Wert von v_{max} ist dabei abhängig von der weiteren Speichergeometrie. Beispielsweise ergibt der bereits erwähnte Grenzwert von 0.1 m/s bei einem 1 ¼"-Rohr mit Innendurchmesser 34 mm für Wasser einen maximal erlaubten Volumenstrom von 2821 l/h. Unter der Annahme, dass ebenfalls die in Kapitel 4 hergeleitete Bedingung für den Impulsfluss für den Austritt an einem einzelnen Sprührohrloch angewendet werden kann, kann ebenfalls ein Wert für v_{max} hergeleitet werden. So ergibt sich eine zusätzliche Hypothese für den maximal zulässiger Massenstrom für Sprührohre. Wird in Gleichung 10 die maximale Geschwindigkeit eingesetzt, die für die beschriebenen Bedingungen das Ablenkungsrelationskriterium erfüllen, so ergibt sich der maximal zulässige Massenstrom bei Eintritt ins Sprührohr:

$$\dot{m}_0 \sim 0.07(D_R)^2 \pi^{\frac{3}{4}} \rho d_{Speicher} \frac{\left(\frac{g\Delta\rho}{\rho}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{D_L}{2}\right)^{\frac{1}{2}}} = 0.245 D_R^{\frac{3}{2}} d_{Speicher} (g\rho\Delta\rho)^{\frac{1}{2}} N^{\frac{1}{4}} \quad (16)$$

Als freie Distanz zum nächsten vertikalen Hindernis wurde hier die Hälfte des Speicherdurchmessers verwendet. Zwar ist die Distanz zur Wand nur in der Mitte genau die Hälfte des Durchmessers, allerdings treffen die Jets näher am Rand auf eine zur Flussrichtung schräge Wand, was die Ablenkung nach oben entsprechend verkleinern sollte.

5.4 Überprüfung der Empfehlungen

Zwei Sprührohre wurden in einen Kombi-Wärmespeicher im Teststand des SPF eingebaut und mit jeweils zwei verschiedenen Massenströmen geprüft. Der Wärmespeicher hatte ein Volumen von 1.8 m³ und war 2.07 m hoch. Der Einbau des Sprührohres erfolgte auf einer Höhe von 1.405 m für die Beladung bei einer simulierten Warmwasser-Nachladung. Die Parameter der einzelnen Sprührohr-Experimente sind in Tabelle 6 aufgelistet. Zu Beginn der Ladung waren die Speichertemperaturen im oberen Bereich etwas unter 50 °C, in der Mitte 35 °C und im unteren Bereich ca. 25 °C (Abbildung 24). Der Eintritt von Fluid während der Beladung erfolgt über das Sprührohr zwischen den Temperatursensoren T3 und T4. Zu Beginn der Beladung sind die Beladetemperaturen mit 30 – 35 °C deutlich tiefer als die Temperaturen im oberen Speicherbereich. In allen getesteten Fällen die deutlich wärmere Zone über dem Sprührohr (Temperatursensoren T1 und T2) abgebaut wird. Dies lässt darauf schliessen, dass in allen Fällen unerwünschte Umwälzströmungen auftreten. Dies ist auch bei Versuch 3 der Fall, in welchem der Volumenstrom mit 1.4 m³/h deutlich tiefer ist als das berechnete zulässige

Maximum von 2.4 m³/h, bis zu welchem eine gleichmässige Verteilung des Fluidstroms über die Austrittslöcher zu erwarten ist.

Die im vorherigen Kapitel hergeleiteten Grenzwerte für eine gleichmässige Verteilung der Austrittsströmung in Kombination mit der Ablenkungsrelation kann entsprechend nicht als Kriterium für ein gutes Schichtungsverhalten mit Sprührohren verwendet werden!

Dieser Sachverhalt bedarf weiterer Klärung zur Bestimmung der geeigneten Kriterien für das Design eines zuverlässigen Sprührohres, welches nicht zu unerwünschter Zirkulation im Speicher führt.

Tabelle 6 Parameter der getesteten Sprührohre

Versuch	Volumenstrom	L Sprührohr	Anzahl Löcher je Seite	D_L	Hypothese zu maximal zulässiger Massestrom \dot{m}_0
	m ³ /h	m	-	mm	m ³ /h
1	1.4	0.62	11	17-25	kein gleichmässiger Austritt
2	2.5	0.62	11	17-25	kein gleichmässiger Austritt
3	1.4	0.75	14	6	2.4
4	2.5	0.75	14	6	2.4

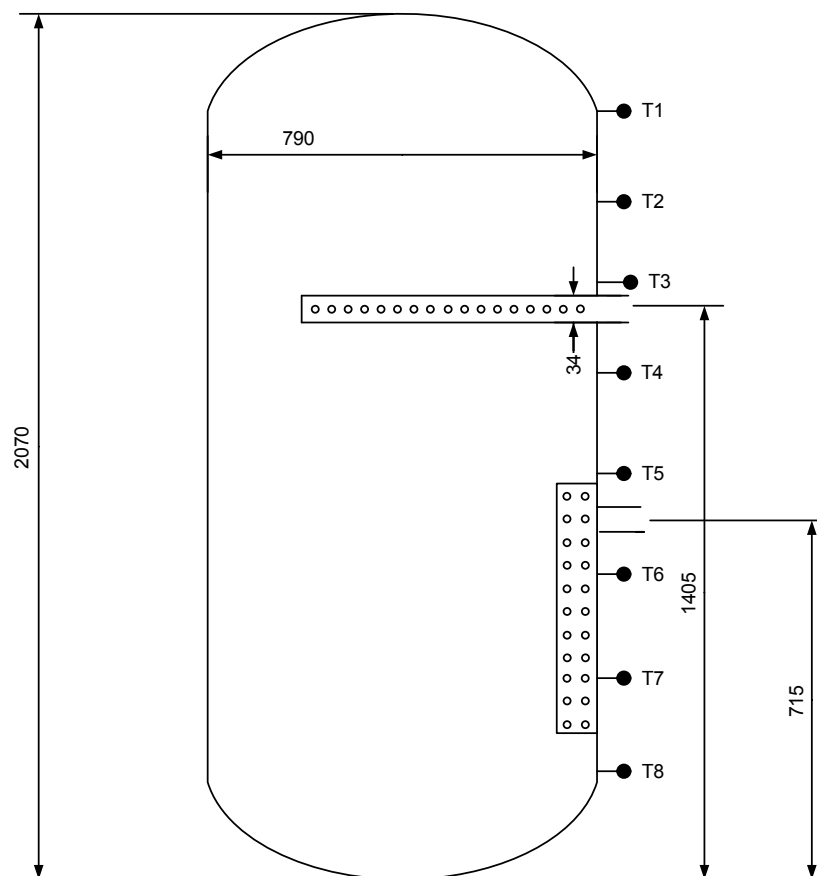


Abbildung 37 Der für den Sprührohrtest verwendete Speicher.

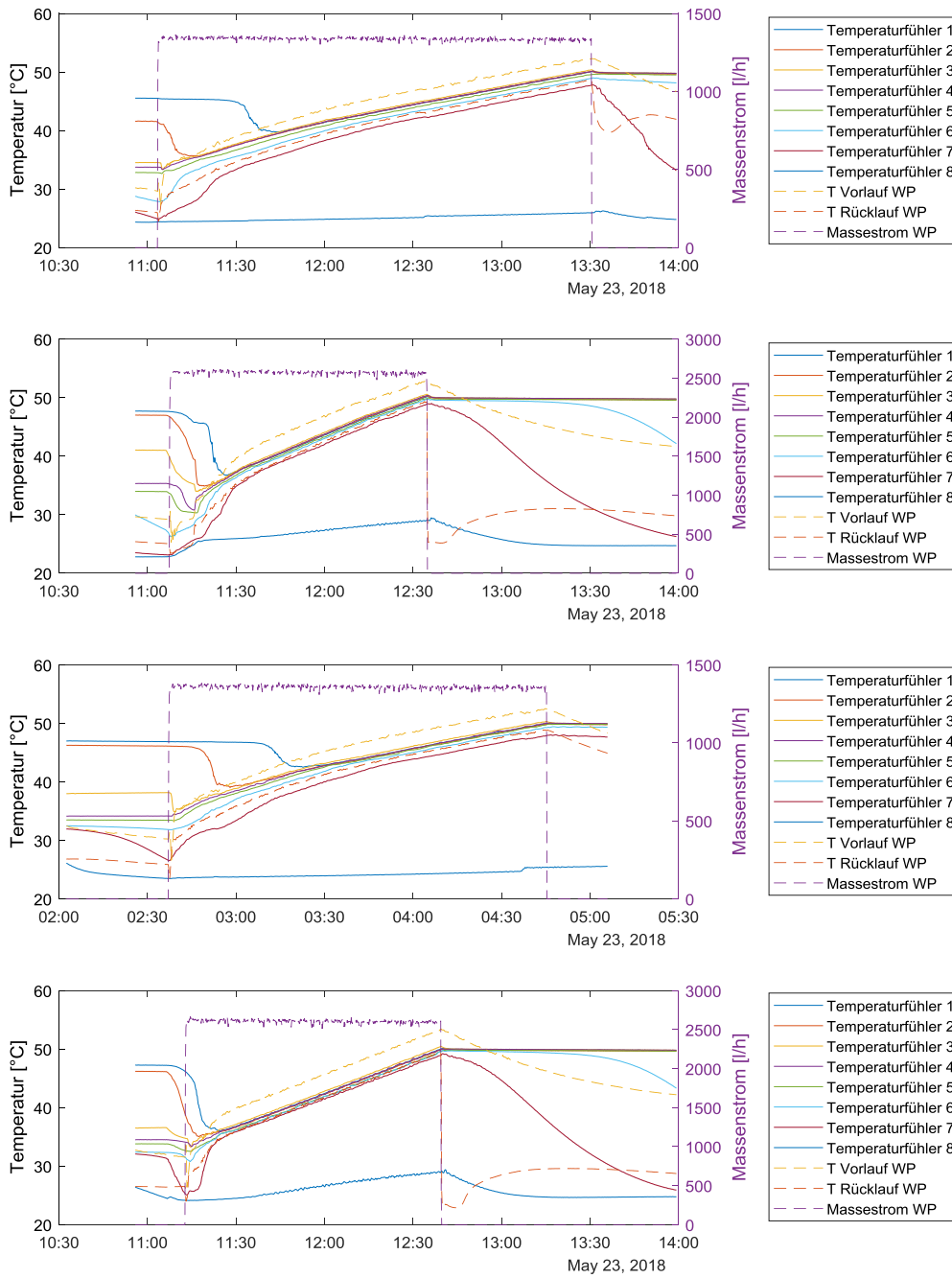


Abbildung 38 Im Labor getestete Speicher mit Sprührohr. (Von oben: $D_L = 16-24 \text{ mm}$, 1400 l/h; $D_L = 16-24 \text{ mm}$, 2500 l/h; $D_L = 6 \text{ mm}$, 2500 l/h; $D_L = 6 \text{ mm}$, 2500 l/h).

6 Schlussfolgerungen

Im Projekt wurden 7 Feldanlagen mit grossen Speichern von mindestens 2 m³ in unterschiedlichen Systemvarianten ausgewertet. Dabei zeigte sich, dass insbesondere Speicher, welche als hydraulische Weichen zwischen Vor- Rücklauf eines Systems mit grosser Temperaturdifferenz positioniert sind, eine gute Schichtung aufweisen. Schwieriger ist es, die Schichtung bei Systemen mit kleinerem Temperaturhub zu gewährleisten. Die beiden Systeme, welche diesbezüglich eine Temperaturdifferenz von unter 10 K aufweisen, zeigten in der Auswertung keine klare Schichtung. Auf der Basis der aus den Feldanlagen gewonnenen Erkenntnisse wurden CFD-Simulationen zur Herleitung von allgemeinen Richtlinien durchgeführt. Dabei wurden insbesondere Simulationen mit unterschiedlichen Speichergrössen miteinander verglichen. Es konnte gezeigt werden, dass die dimensionslose Grösse der Ablenkungsrelation, welche sich aus Impulsfluss bei Eintritt und dem Auftriebsfluss im Speicher herleitet, eine geeignete Hilfsgrösse ist, um Strömungseffekte auf unterschiedliche Speichergrössen zu übertragen. Dies konnte mittels CFD-Simulationen für Kombispeicher sowohl mit direktem Eintritt als auch mit einem Prallblech bestätigt werden. Dabei zeigte sich, dass für Fälle vom Type Beladexperiment 1 mit horizontalem Einlass eine Ablenkungsrelation von $\chi < 0.12$ als Richtwert für gute Schichtung verwendet werden kann. Die Methodik wurde ebenfalls auf Pufferspeicher mit Bogenrohren für Topladung angewendet. Hier ergab sich ein Richtwert von $\chi < 0.5$ für gute Schichtung. Für Speicher von 800 l Volumen und einem 2"-Anschluss entspricht dies exakt der in früheren Arbeiten angegebenen 0.1 m/s (Gwerder u. a. 2016; Haller u. a. 2015b).

Mit der entwickelten Methode zur Beurteilung der zu erwartenden Schichtungseffizienz bei grossen Speichern können Feldanlagen dimensioniert und beurteilt werden, ohne dass ein entsprechend grosser Speicher simuliert werden müsste. In Tabelle 7 sind die relevanten Grössen und die daraus entstehende Ablenkungsrelation für die in Kapitel 2 vorgestellten Feldanlagen aufgeführt.

Für den Speicher der Anlage 1 mit Sprührohr lässt sich keine analoge Analyse durchführen. Die Entladung bei Anlage 2, die Anlage 4 und die Anlage 5 erfüllen die in Kapitel 4 aufgestellten Bedingung von $\chi < 0.12$ für Speicher mit horizontalem Einlass und $\chi < 0.5$ für Speicher mit Bogenrohr nicht. Dies liegt in guter Übereinstimmung mit der Beurteilung der Schichtungsqualität aus den Messdaten auf Basis des Mischzonenanteils und der Mischzone aus dem TRNSYS-Modell. Umgekehrt erfüllen alle als gut beurteilten Speicher die Bedingung zur Ablenkungsrelation. Unter Berücksichtigung der im Projekt betrachteten Speicheranlagen kann die Bedingung der Ablenkungsrelation bestätigt werden. Es ist jedoch wünschenswert, den Werten aus Tabelle 7 zukünftig weitere Feldanlagen hinzuzufügen, um so die Validität des Grenzwerts auf eine breitere Datenbasis zu stellen.

Tabelle 7 Betriebsdaten und Ablenkungsrelation der verschiedenen Feldanlagen im Projekt

Anlagen-nummer	Durchmesser Eintritt	Maximaler Volumenstrom	Distanz d_f	Horizontal/Bogenrohr	ΔT Speicher	Abl.-Rel. χ	Beurteilung Schichtungsqualität
	m	m ³ /h	m	-	K	-	-
2 Beladung	0.114	10	1.7	B	20	0.370	Gut ($d_{mix} = 0.07, \psi < 20\%$)
2 Entladung	0.114	30	1.7	B	20	1.109	Mittel ($d_{mix} = 0.17, \psi \sim 36\%$)
3	0.114	10	1.5	B	15	0.392	Gut ($\psi < 20\%$)
4	0.273	3	1.11	H	4.3	0.434	Durchmischt ($d_{mix} = 0.70$)
5	0.036	52	3.8	B	30	0.484	Gut ($\psi < 20\%$)
6	0.115	72	3.5	B	28	0.304	Gut ($\psi \sim 20\%$)
7	0.114	37	1.9	B	5	1.108	Durchmischt



Mittels CFD-Simulationen wurde ein Designkriterium für Sprührohre entwickelt, welches sich auf frühere Arbeiten zu Verteilrohren stützt. Das Kriterium soll sicherstellen, dass durch genügend kleine Austrittslöcher im Sprührohr der Druck im Rohr stabil genug bleibt um eine möglichst gleichmässige Ausströmung zu garantieren. Die Anwendbarkeit dieses Kriteriums wurde experimentell geprüft, allerdings konnte nicht bestätigt werden, dass eine gleichmässige Verteilung über die Sprührohr-Löcher auch zu einer guten Schichtungserhaltung führt. Ein Problem hierbei war, dass es im geschlossenen Testspeicher nicht möglich war die verschiedenen Effekte voneinander zu trennen. So können nicht nur eine ungleichmässige Ausströmung sondern auch generell zu hohe Massenströme bei gleichmässigem Austritt zu unerwünschten Strömungen führen. Die Hypothese zur maximal zulässigen Austrittsgeschwindigkeit an den Sprührohröffnungen, welche auf Basis der Ablenkungsrelation aufgestellt wurde, scheint unzureichend zu sein. Für eine genauere Untersuchung von Sprührohren sind weitere Experimente mit Visualisierung des Strömungsverhaltens nötig.

Mit Simulationen in TRNSYS konnten die zwei Feldanlagen mit Massenstromdaten nachsimuliert werden. Dazu wurde ein bestehendes Plug-Flow-Simulationsmodell verwendet, und einer Umwälzung von Fluid über zusätzliche fiktive Anschlüsse eine Mischzonen induziert. Das dabei entstandene Simulationsmodell wurde auf die Messdaten gefittet und die Höhe der Mischzone als zusätzlicher Parameter zur Beurteilung von Schichtung verwendet. Mit demselben Ansatz wurde der Effekt der Schichtungsqualität auf die Systemarbeitszahl bei Einbindung einer Wärmepumpe bestimmt. Es konnte gezeigt werden, dass für die Definierten Systeme mit geringer Temperaturspreizung und Verwendung der Speicher als Puffer oder Weiche der Verbrauch an elektrischer Energie bei schlechter Schichtung um bis zu 17 % zunehmen kann. Dies zeigt, dass die Schichtung des Wärmespeichers für das Design von effizienten Wärmepumpen-Systemen auch dann eine grosse Relevanz hat, wenn die Speicher als reine Puffer oder Weichen mit geringer Temperaturspreizung eingesetzt werden.

Zur korrekten Abbildung von Mischzonen im Speicher ist bislang für transiente Systemsimulationen kein Modell verfügbar. Um störende Effekte in der Auslegungsphase identifizieren und nachbilden zu können, wäre die Entwicklung und Implementierung eines solchen Modelles wünschenswert.

7 Referenzen

- Drück, H., 2006. *MULTIPOINT Store - Model for TRNSYS*. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart.
- Gauntner, J.W., Hrycak, P. & Livingood, J.N.B., 1970. *Survey of literature on flow characteristic of a single turbulent jet impinging on a flat plate*. NASA TN D-5652.
- Göppert, S., Lohse, R., Urbaneck, T., Schirmer, U., Platzer, B. & Steinert, P., 2009. *New computation method for stratification pipes of solar storage tanks*. *Solar Energy*, 83(9), S.1578–1587.
- Gwerder, C., Lötscher, L., u. a., 2016. *Horizontal Inlets of Water Storage Tanks With Low Disturbance of Stratification*. *Journal of Solar Energy Engineering*, 138(5), S.051011–051019.
- Haller, M. & Carbonell, D., 2013. *TRNSYS Type 1924 - Stratified Plug Flow Solar Combi-Store Model*.
- Haller, M.Y., Cruickshank, C., Streicher, W., Harrison, S.J., Andersen, E. & Furbo, S., 2009. *Methods to Determine Stratification Efficiency of Thermal Energy Storage Processes – Review and Theoretical Comparison*. *Solar Energy*, 83(10), S.1847–1860.
- Haller, M.Y., Haberl, R., Persdorf, P. & Reber, A., 2015a. *StorEx - Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Schichtungseffizienz von Wärmespeichern*. Institut für Solartechnik SPF, Hochschule für Technik HSR, Rapperswil.
- Haller, M.Y., Haberl, R., Persdorf, P. & Reber, A., 2015b. *StorEx - Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Schichtungseffizienz von Wärmespeichern*. Bundesamt für ENergie BFE.
- Haller, M.Y., Yazdanshenas, E., Andersen, E., Bales, C., Streicher, W. & Furbo, S., 2010. *A method to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes independently from storage heat losses*. *Solar Energy*, 84(6), S.997–1007.
- Heinz, A. & Haller, M., 2013. *Appendix A3 - Description of TRNSYS Type 877 by IWT and SPF*. In: . In: *Models of Sub-Components and Validation for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part C: Heat Pump Models - FINAL - A technical report of subtask C Report C2 Part C*.
- Hollands, K.G.T. & Lightstone, M.F., 1989. *A Review of Low-Flow, Stratified-Tank Solar Water Heating Systems*. *Solar Energy*, 43(2), S.97–105.
- Huhn, R., 2007. *Beitrag zur thermodynamischen Analyse und Bewertung von Wasserwärmespeichern in Energieumwandlungsketten*. PhD Thesis, Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität Dresden, Dresden, Germany.
- Knaebel, K.S., 1981. *Simplified sparger design*. *Chemical Engineering*, 88(5), S.116–117.
- Kulkarni, A.V., Roy, S.S. & Joshi, J.B., 2007. *Pressure and flow distribution in pipe and ring spargers: Experimental measurements and CFD simulation*. *Chemical Engineering Journal*, 133(1), S.173–186.
- Lee, J.H. & Chu, V.H., 2003. *Turbulent Jets and Plumes: A Lagrangian Approach*. Springer Science & Business Media.



- Shaarawy, M. & Lightstone, M., 2016. *Numerical Analysis of Thermal Stratification in Large Horizontal Thermal Energy Storage Tanks*. *Journal of Solar Energy Engineering*, 138(2), S.021009-021009–13.
- Shin, M.-S., Kim, H.-S., Jang, D.-S., Lee, S.-N., Lee, Y.-S. & Yoon, H.-G., 2004. *Numerical and experimental study on the design of a stratified thermal storage system*. *Applied Thermal Engineering*, 24(1), S.17–27.
- Tomor, A. & Kristóf, G., 2016. *Validation of a Discrete Model for Flow Distribution in Dividing-Flow Manifolds: Numerical and Experimental Studies*. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 60, S.41–49.
- Wang, J., 2011. *Theory of flow distribution in manifolds*. *Chemical Engineering Journal*, 168(3), S.1331–1345.
- Yu, Y., SAGARA, K., u. a., 2010. *CFD Analysis on Thermal Storage Performance of Temperature-stratified Water TES Tank with New Type Diffuser*. In: *SET2010 - 9th international Conference on Sustainable Energy Technologies*, Shanghai, China.