Die approbierte Originalversion dieser Diplom-/Masterarbeit ist in der Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt und zugänglich.
http://www.ub.tuwien.ac.at

The approved original version of this diploma or master thesis is available at the main library of the Vienna University of Technology.
http://www.ub.tuwien.ac.at/eng

Diplomarbeit

Grobauslegung von Hochtemperatur-Wärmespeichern für den Wärmeknoten Dürnrohr

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades einer Diplom-Ingenieurin

eingereicht an der TU Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften von

Elisabeth SALAJKA

Mat.Nr.: 01225893

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus HAIDER

und

Projektass. Dipl.-Ing. Stefan THANHEISER

Institut für Energietechnik und Thermodynamik, E302

begutachtet von

Ao.Univ.Prof. Heimo WALTER
E302
Getreidemarkt 9, 1060 Vienna, Austria

Ao.Univ.Prof. Karl PONWEISER
E302
Getreidemarkt 9, 1060 Vienna, Austria

Diese Arbeit wurde im Rahmen des Projektes Hochtemperaturwärmespeicher für Wärmeknoten Dürnrohr, (Fördernummer.: 865112) von der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft unterstützt.

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Wien, Jänner, 2019

_____

Elisabeth Salajka

Kurzfassung

Die Firma EVN AG ist für ein Wärmenetz am Standort Dürnrohr zuständig. Dieses versorgt unter anderem die umliegenden Industriebetriebe mit Prozessdampf und das örtliche Fernwärmenetz. Zur Dampferzeugung stehen eine Müllverbrennungsanlage und ein Kohlekraftwerk bereit. Der zuküftige Betrieb des Kohlekraftwerkes ist nicht gesichert. Es gibt daher zwei mögliche Zukunftsvarianten:

a) Errichtung eines gasbefeuerten Hilfskessels

b) Erweiterung der Müllverbrennungsanlage um einen thermischen Energiespeicher

Ein thermischer Energiespeicher (TES) soll das Kohlekraftwerk bzw. Hilfskessel ablösen, somit die Energiebereitstellung wirtschaftlicher machen und den CO_2-Ausstoß reduzieren. Dieser Energiespeicher wird in Zusammenarbeit mit der TU Wien, die auf diesem Gebiet nicht nur theoretische, sondern auch praktische Erfahrung in Form von erprobten Modellanlagen besitzt, ausgewählt. Die Auffindung des optimalen Speichers wird von einem staatlich geförderten Projekt begleitet.

Als TES kommen mehrere verschiedene Technologien in Frage, von denen drei in dieser Arbeit hinsichtlich Dimensionierung und involvierter Materialien für eine Speicherkapazität von 70 MWh und konkreter Dampfparameter zum Laden und Entladen untersucht wurden. Diese Technologien sind ein Dampfgefällespeicher (Typ Ruthsspeicher), ein durchströmter Festbettregenerator, welcher Luft als Wärmeüberträgermedium und Gestein als Speichermedium verwendet, und ein Latentwärmespeicher. Dieser nimmt die thermische Energie durch einen Phasenwechsel auf und die Wärmeübertragung in das Phasenwechselmaterial wird mit Hilfe eines eigens von der TU entwickelten Rippenrohrgeometrie realisiert.

Für den Ruthsspeicher wurde ein Simulationsmodell in Apros erstellt, um die errechneten Ergebnisse zu belegen und die Betriebsbedingungen über einen Zyklus darzustellen.

Abstract

The company EVN AG is responsible for a heat grid located at Dürnrohr. It supplies among others the surrounding industry with process steam and the local district heating network. For steam generation a waste incinerator and a coal-fueled power plant are available. The power plant will have to be shut down in the future. That is why two future variants are possible:

a) Construction of a gas-fired auxiliary boiler

b) Expansion of the waste incineration plant by a thermal energy storage unit

A thermal energy storage unit (TES) shall detach the coal-fueled power plant or auxiliary boiler, consequently making energy supplying more economic and reducing the CO_2-emissions. This energy storage unit is selected in cooperation with TU Wien, whose knowledge at this topic is not only theoretical but also practical in the form of field-tested demonstration plants. Finding the ideal storage unit is accompanied by a governmental-sponsored project.

Different technologies are possible for the TES. Three of them have been investigated in this thesis in respect to their dimensions and involved materials for a storage capacity of 70 MWh and specific steam parameters for charging and discharging. This technologies are a steam accumulator, a fixed bed regenerator, which uses air as heat transfer fluid and rock as storage material and a latent heat storage system. It absorbs the thermal energy through a phase change. Heat transfer into phase change material is achieved by a specially built finned tube geometry.

For the steam accumulator a simulation model in Apros was built to verify the calculated results and illustrate operating conditions over a cycle.

Nomenklatur

Abkürzung	Bedeutung	SI-Einheit
A	Fläche	m^2
Eu	Euler – Zahl	-
F	Reibungskraft	N
H	Enthalpie	J
L	Länge/Höhe	m
Q	Wärme	J
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
Re	Reynolds – Zahl	-
T	Temperatur	K
U	innere Energie	J
V	Volumen	m^3
c_p	spezifische isobare Wärmekapazität	J/kgK
d	Durchmesser	m
e	Wanddicke	m
f	Berechnungsnennspannung	N/m^2
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
h	spezifische Enthalpie	J/kg
h	Füllstand	m
k	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m^2K
m	Masse	kg
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
n	Behälteranzahl	-
p	Druck	Pa
r	Radius	m
t	Zeit	s
u	Geschwindigkeit	m/s
u	spezifische innere Energie	J/kg
v	spezifisches Volumen	m^3/kg
w	Massenanteil	-
x	Dampfgehalt	-
z	Ortskoordinate	-
Griechische Symbole		
Γ	Massenänderungsrate	kg/s

Δ	Differenz	-
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m²K
β	Füllgrad	-
ε	Porosität	-
η	dynamische Viskosität	Pa·s
ϑ	Temperatur	° C
λ	Wärmeleitfähigkeit, elektrische Leitfähigkeit	W/mK, µS/cm
λ	Horizontallastverhältnis	-
v	kinematische Viskosität	m²/s
ρ	Dichte	kg/m³
σ	Spannung	N/m²
τ	Schubspannung	N/m²
φ	Wandreibungswinkel	°
ψ	Formfaktor	-

Indices

V	volumenbezogene Größe	1/m³
O	Oberfläche	-
St	Stahl	-
U	Umgebung	-
WD	Wasser/Dampf	-

a	außen	-
ges	gesamt	-
h	horizontal	-
i	innen	-
v	vertikal	-
w	Wand	-

Sonderzeichen

′	flüssige Phase	-
″	gasförmige Phase	-

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung....1
2. Thermische Energiespeicher (TES)....4
2.1 Grundlegendes....4
2.1.1 Sensible Wärmespeicher....5
2.1.2 Latente Wärmespeicher....7
2.1.3 Thermochemische Energiespeicherung....9
2.2 Untersuchte Speichertechnologien....10
2.2.1 Ruthsspeicher....10
2.2.2 Festbettregenerator....12
2.2.3 sandTES der TU Wien....16
2.2.3 Latentwärmespeicher der TU Wien....17
2.2.3.1 Funktionsweise....17
2.2.3.2 Rippenrohrgeometrie und Wärmeübertragung....20
2.2.3.3 Speichermaterialien....24
2.2.4 Kombination Ruthsspeicher mit Latentwärmespeichermaterial....26
3. Grundlegende Berechnungsmethoden....28
3.1 Festigkeitsberechnung....28
3.1.1 Wanddickenberechnung bei Druckbehältern....28
3.1.2 Janssen-Gleichung....29
3.2 Dampfspeicher....31
3.3 Dampftrommel....34
3.4 Druckverlust in Schüttungen....35
3.5 $\dot{Q}, T$ – Diagramme und Pinch-Analyse....36
4. Funktionsweise von Apros....38
4.1 Sechs-Gleichungs-Modell....38
4.2 Diskretisierung....40
5. Übersicht der Auslegungsdaten....42
6. Ruthsspeicher....44
6.1 Auslegung....44
6.2 Apros-Modell....49
6.3 Ergebnisse....51
6.4 Ruthsspeicher mit PCM....59
7. Festbettregenerator....63
7.1 Auslegung....63
7.2 Diskussion der Ergebnisse....68

8. Latentwärmespeicher....69
8.1 Auswahl des Speichermaterials....69
8.2 Auslegung....73
8.2.1 Speicherbehälter....73
8.2.2 Massenströme und Dampftrommel....77
8.3 Durchströmungsvarianten des Latentwärmespeichers....78
9. Zusammenfassung....83
Literaturverzeichnis....84
Abbildungsverzeichnis....87
Tabellenverzeichnis....89

1. Einleitung

In einer Zeit, in der die Integration von erneuerbaren Energien in das bestehende Stromnetz gefordert und durchgeführt wird, ergibt sich der gewollte Auslastungsrückgang von fossilen Kraftwerken. Dieser Rückgang endet in der Stilllegung eines betroffenen Kraftwerkes. Wird das Kraftwerk jedoch noch bei Stromengpässen benötigt, treten viele Anfahrvorgänge auf, welche u.a. die Lebensdauer der Bauteile verringern, relativ viel Zeit bis zur Strombereitstellung mit sich bringen, kostspielig und somit einen unwirtschaftlichen Betrieb darstellen.

Diese Problematik liegt bei Fa. EVN AG für das Kohle-Dampfkraftwerk in Dürnrohr vor. An diesem Standort betreibt die EVN zusätzlich eine Müllverbrennungsanlage, mit der das Kraftwerk gemeinsam Strom und Wärme für das Wärmenetz Dürnrohr produziert. Durch dieses Netz werden Eigenbedarf, Prozessdampf für die Industrie und das örtliche Fernwärmenetz für St.Pölten und Tulln abgedeckt, siehe Abb. 1.

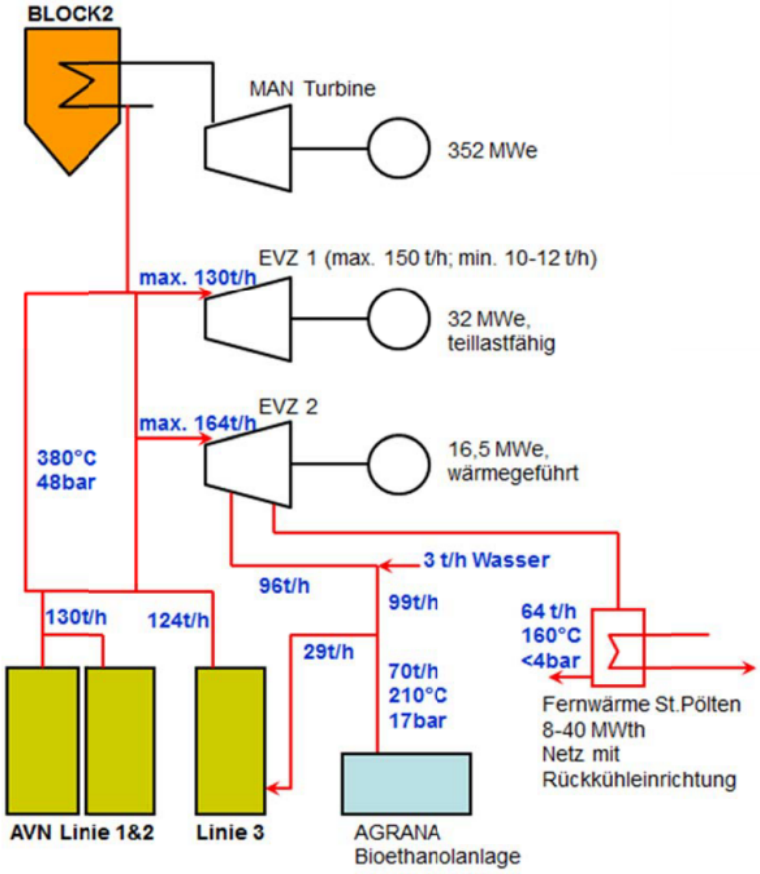


Abbildung 1: Wärmenetz Dürnrohr (vereinfacht), aus der Projektbeschreibung [15]

In der jetzigen Situation wird das Wärmenetz hauptsächlich von der Müllverbrennungsanlage versorgt. Das Kohlekraftwerk hat nur noch eine Relevanz, falls nicht genügend Brennstoff Müll zur Verfügung steht oder dieser einen zu geringen Heizwert aufweist und bei größeren Lastspitzen. Aufgrund der wenigen Betriebsstunden und damit verbundenen Anfahrzeiten des Kraftwerks sind Wärmeversorgungsengpässe nicht auszuschließen. Um ausreichend Prozessdampf für die

Industrie (z:B. AGRANA) während dieser Zeit bereitstellen zu können, soll ein thermischer Energiespeicher für diesen drohenden Sachverhalt konzipiert werden, der das Wärmenetz für die Dauer der Lastspitze von dem Kohlekraftwerk unabhängig macht. Die EVN hat als Haupteinsatzszenario des Speichers die morgendliche Lastspitze und Prozessdampf für die AGRANA identifiziert. Die Untersuchung der Speichermöglichketen erfolgt durch Zusammenarbeit von EVN und TU Wien, die für diesen Zweck ein Projekt, welches sich mit der Findung des optimalen Wärmespeichers beschäftigt, ins Leben gerufen haben.

Das Projekt „Hochtemperaturwärmespeicher für Wärmeknoten Dürnrohr“ [15] wurde bei der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft (FFG) eingereicht und bewilligt. Es sieht vor, dass verschiedene, sich auf dem Stand der Technik befindliche Speichertechnologien (siehe Kp. 2) in Betracht gezogen werden, für welche technisch-ökonomische Analysen durchgeführt werden sollen. Die Ergebnisse davon dienen als Entscheidungsgrundlage für die bestmögliche Speicherwahl.

Der Wasser/Dampfkreislauf des Wärmeknotens Dürnrohr besteht aus mehreren Lieferanten und Verbrauchern auf unterschiedlichem Temperatur- und Druckniveau. Benötigtes Speisewasser kann laut Abb. 2 mit 7 bar und 51 °C angesetzt werden. Durch Absprache mit der EVN wird auch Speisewasser mit 17 bar und 40 °C genutzt, da der Festbettregenerator nur so wirtschaftlich arbeitet. Dampf zum Einspeichern verlässt die Müllverbrennungsanlage mit 50 bar und 380 °C.

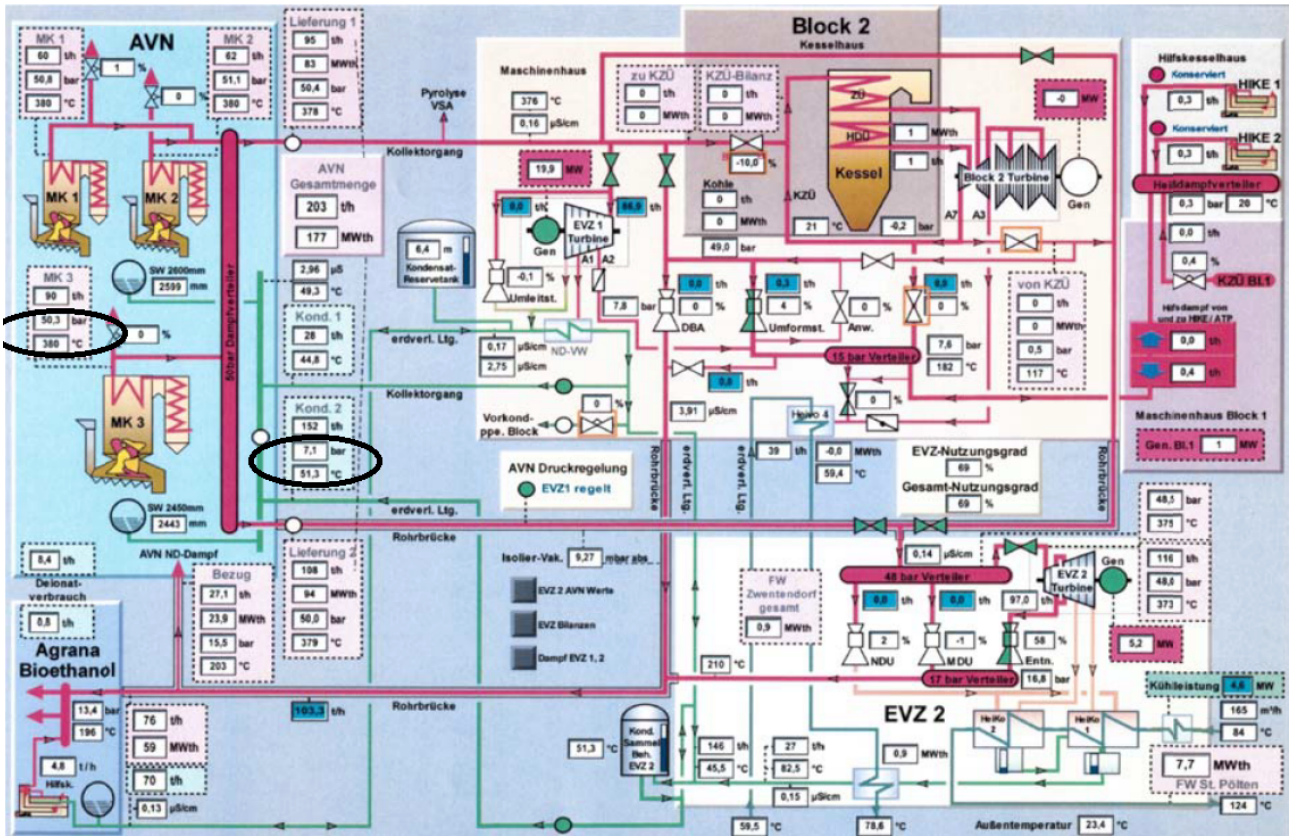


Abbildung 2: Wärmekonten Dürnrohr [15]

Diese Arbeit befasst sich mit einem Teilgebiet des Projektes. Zunächst erfolgt die Grobauslegung der unterschiedlichen Speichertypen, die sich auf den real auftretenden Einsatzfall der EVN bezieht. Dieser beinhaltet folgende Größen:

Kapazität	70 MWh_{th}
(Aus)Speicherleistung	10 MW_{th}
Ladeparameter	Dampf: 50 bar, 380 °C
Entladeparameter	Dampf: 17 bar, 210 °C
Entladezeit	7 h

Tabelle 1: Randbedingungen der Auslegung

Die Betriebsweise und Dimensionierung der Speicher sieht etliche Fallunterscheidungen vor. Diese Art der Parameterstudie zeigt Grenzwerte und Einsatzbereiche auf, die helfen, ein Verständnis der Gesamtsituation zu erhalten.

Bei den Speichern, welche betrieblich bedingt nur gesättigten Dampf abgeben können, wird der Dampf bei 17 bar und 204 °C Sattdampftemperatur entnommen. Laut EVN kann die Überhitzung auf 210 °C vor Ort problemlos bewerkstelligt werden.

Das Projekt sieht auch dynamische Simulationen der Speicher vor. Daher wurde ein Modell des Ruthsspeichers mit der Software Apros ausgearbeitet, welches das reale Verhalten im Einsatz aufzeigt.

Zusätzlich zu den Auslegungsarbeiten am Latentwärmespeicher wurde ein umfangreiches Apros-Modell zur Simulation der Ein- und Ausspeichervorgänge in Anlehnung an Fonteret [12] erstellt. Nach eingehender Analyse wurde allerdings festgestellt, dass das Modell für eine ausreichende Modellierungsgenauigkeit erweitert werden muss, da das Phasenwechselmaterial lediglich am Umwandlungspunkt durch konstante Temperatur abgebildet ist. Dadurch wird die gesamte Speicherkapazität nur von latenter Wärme dargestellt. Falls in einem Berechnungspunkt der Betrag der maximal zuführbaren thermischen Energie erreicht ist, der Einspeichervorgang aber noch nicht beendet ist, wird in diesem Knoten keine Energie mehr aufgenommen, obwohl ein realer Speicher in diesem Fall sensible Wärme aufnehmen würde. Bedingt durch die konstante Temperatur des Speichermaterials ist auch der Temperaturverlauf entlang der Speicherhöhe unklar. Des Weiteren fließen in die Berechnung keine stoffspezifischen Eigenschaften des Speichermaterials (z.B. spezifische Wärmekapazität, Volumenausdehnung beim Schmelzen,...) ein. In der Dokumentation der Arbeit wurde daher auf eine Beschreibung der Arbeiten zur Apros-Latentwärmespeicher-Modellierung verzichtet.

2. Thermische Energiespeicher (TES)

2.1 Grundlegendes

Die Grobeinteilung von Wärmespeichern erfolgt wie es in Cabeza et al. [3] nachzulesen ist in aktive und passive Systeme. Bei aktiven Systemen bewegt sich das Speichermaterial durch einen Wärmetauscher, wobei hier wieder zwei Fälle zu unterschieden sind. Wenn das System direkt ausgeführt ist, fungiert das Speichermaterial gleichzeitig auch als Heat Transfer Fluid (HTF), das heißt, dass die thermische Energie direkt von der Wärmequelle auf das Speichermaterial übertragen wird. Im Gegensatz dazu sind in indirekten Systemen HTF und Speichermedium in zwei verschiedenen Medien realisiert. Bei passiven Speichern ist das (feste) Speichermaterial unbewegt und wird nur bei Be- und Entladung von einem HTF durchströmt.

Prinzipiell wird zwischen Hochtemperatur- und Niedertemperatur TES unterschieden, wobei sich der Niedertemperaturbereich laut Dinçer et al. [4] bis etwa 120 °C erstreckt. Auch die Speicherdauer darf nicht vernachlässigt werden: Sie beträgt bei Langzeitspeichern einige Wochen bis Monate, während Kurzzeitspeicher sich hingegen täglich in Verwendung befinden und hauptsächlich zum Ausgleichen von Lastspitzen dienen. Bei letzteren spielen Wärmeverluste eine untergeordnetere Rolle als bei erstgenannten.

Des Weiteren werden TES in sensible, latente und thermochemische Speichertechnologien eingeteilt. Das Unterscheidungsmerkmal hierbei ist die Art, wie das Speichermedium die thermische Energie aufnimmt. Im Folgenden werden die Speichertechnologien kurz erörtert und die Speicher für den Wärmeknoten Dürnrohr näher beschrieben.

2.1.1 Sensible Wärmespeicher

Als sensible Wärme wird jener Anteil bezeichnet, der beim Speichermedium zu einer Änderung der Temperatur führt. Daher bewirkt im Betriebszyklus Wärmezufuhr einen Temperaturanstieg und Wärmeabfuhr das Sinken der Temperatur. Folglich wird der Begriff „fühlbare Wärme“ in diesem Fall oft als Synonym verwendet. Formelmäßig kann die gespeicherte Wärme mit (1) beschrieben werden.

$$\Delta Q_{sensibel} = m \cdot c_p \cdot \left(T_2 - T_1 \right) = \rho \cdot V \cdot c_p \cdot \left(T_2 - T_1 \right) \quad (1)$$

Daraus ist ersichtlich, dass sich hohe c_p-Werte und große Temperaturdifferenzen positiv auf die Reduzierung der Speichermasse (und damit auch des Volumens sowie Preises) auswirken.

Als Speichermedium können sowohl feste als auch flüssige Materialien verwendet werden. Diese Art der Speicherung wurde in den letzten Jahrzehnten bereits intensiv erforscht und weist einen hohen Entwicklungsstand auf.

Flüssige Speichermedien

Bei manchen Flüssigkeiten ergibt sich der Vorteil, dass sie direkt Be- und Entladen werden können, also simultan als Wärmeträgermedium fungieren. Am häufigsten wird Wasser wegen seiner hohen Wärmekapazität genutzt. Hierbei gibt es mehrere Ausführungsformen: Unter anderen Warm- und Heißwasserspeicher, in denen Wasser, gegebenenfalls unter Druck, wenn es über 100 °C benötigt wird, in Stahl- oder Stahlbetonbehältern aufbewahrt wird und Anwendung in der Fernwärmenetzversorgung findet. Verwandt dazu ist der Dampfgefällespeicher (auch Ruthsspeicher), auf den in 2.2.1 wegen seiner Relevanz für den Wärmeknoten Dürnrohr noch näher eingegangen wird. Allerdings muss Wasser, besonders, wenn es unter Druck steht, in qualitativ höherwertigen Behältern aufbewahrt werden als Feststoffe, wodurch die Investitionskosten steigen.

Prinzipiell besteht auch die Möglichkeit, Flüssigsalze als Speichermedium zu verwenden. Da diese Salze im Betrieb immer im flüssigen Zustand bleiben, werden sie nicht zu den Latentspeichern (siehe 2.1.2) gezählt, da sie nur einmalig beim An- oder Abfahren einem Phasenwechsel unterliegen. Aufgrund von Schmelzpunkten um 240 °C sind sie nicht für Anwendungen mit tieferen Temperaturen geeignet, weil sonst die Gefahr des Auskristallisierens besteht und der Speicher nicht für einen Phasenwechsel ausgelegt ist.

Feste Speichermedien

Feste Medien machen ihre viel geringere Wärmekapazität im Vergleich zu den oben Genannten durch wesentlich höhere Dichten und breitere Einsatztemperaturen wett. Tabelle 2 aus Dinçer et al. [4] zeigt einen Überblick der sich in Verwendung befindlichen Materialien mit ihren Stoffeigenschaften bei 20 °C.

Material	Density (kg/m^3)	Specific heat (J/kg K)	Volumetric thermal capacity (10^6 J/m^3 K)
Clay	1458	879	1.28
Brick	1800	837	1.51
Sandstone	2200	712	1.57
Wood	700	2390	1.67
Concrete	2000	880	1.76
Glass	2710	837	2.27
Aluminum	2710	896	2.43
Iron	7900	452	3.57
Steel	7840	465	3.68
Gravelly earth	2050	1840	3.77
Magnetite	5177	752	3.89
Water	988	4182	4.17

Tabelle 2: sensible, feste Speichermedien und Wasser mit ihren Stoffeigenschaften, aus Dinçer et al. [4]

Aufgrund der relativ niedrigen volumetrischen Wärmekapazität werden in der Praxis mehrere mit dem Speichermaterial gefüllte Behälter appliziert. Erst ab einigen hundert Grad Celsius werden Eisen- oder Keramikschüttungen verwendet, deren Anschaffungskosten deutlich höher sind.

Stationäre Speichermedien, also Festbettregeneratoren (Kp. 2.2.2), werden indirekt durch ein HTF, welches das Festbett durchströmt, be- und entladen. Bei bewegten Speichermedien werden kalte, kleine Partikel (z.B. Sand mit geringer Korngröße) von ihrem kalten Speicherbehälter durch einen Wärmetauscher transportiert, dabei aufgeheizt und in einem anderen, heißen Behälter gelagert. Der Entladefall verläuft analog: Partikel des heißen Behälters gelangen durch den Wärmetauscher, geben Wärme ab und werden im kalten Behälter bis zum nächsten Zyklus aufbewahrt. Dabei sind Ausführungen mit HTF (Be- und Entladen durch Wasser/Thermoöl) oder ohne HTF (Aufheizen mittels elektrischem Strom in einem Elektroden-Wärmetauscher) möglich.

Betonspeicher bestehen aus mit HTF geführten Rohren, die in Beton eingegossen wurden. Eine hohe Speicherkapazität wird wieder durch mehrerer solcher Module realisiert. Die genaue Betonzusammensetzung kann laut Cabeza et al. [3] leicht variieren und so an die auftretenden Temperaturen angepasst werden. Wegen unterschiedlicher thermaler Ausdehnungskoeffizienten von Speichermaterial und Stahlrohren, sind beide durch eine Schicht mit hoher Wärmeleitfähigkeit getrennt, die verhindert, dass unzulässige Spannungen auftreten.

2.1.2 Latente Wärmespeicher

Hierbei wird die zu- bzw. abgeführte Wärme genutzt, um einen Phasenwechsel im Material zu vollführen. Dabei kann es sich um fest-fest, fest-flüssig oder flüssig-gasförmig Umwandlungen handeln. Das Material, welches solchen Umwandlungen unterliegt, wird auch Phase Change Material (PCM) genannt. Da das PCM während des Phasenwechsels keine Temperaturveränderung erfährt, wird von „latenter Wärme“ gesprochen. Stattdessen wird die Wärme, wie im Falle eines fest-flüssig Überganges, der am häufigsten vertreten ist, zum Überwinden der Schmelzenthalpie verwendet, und allgemein durch Formel (2) zum Ausdruck gebracht. Daraus ist ersichtlich, dass große Enthalpiedifferenzen wünschenswert sind.

$$\Delta Q_{latent} = m_{PCM} \cdot \Delta h_{Phasenwechsel} \tag{2}$$

Die Speichermaterialien nehmen im Allgemeinen auch einen sensiblen Wärmeanteil auf. Durch Kombination von (1) und (2) kann die gesamt gespeicherte thermische Energie berechnet werden.

$$\Delta Q_{PCM} = m_{PCM} \cdot \left[c_{p,fest} \cdot \left(T_{Schmelz} - T_1 \right) + \Delta h_{Schmelz} + c_{p,flüssig} \cdot \left(T_2 - T_{Schmelz} \right) \right] \tag{3}$$

Der Vorteil von latenter Wärme ist, dass viel thermische Energie bei geringen Temperaturdifferenzen gespeichert werden kann, wie Abb. 3 verdeutlicht.

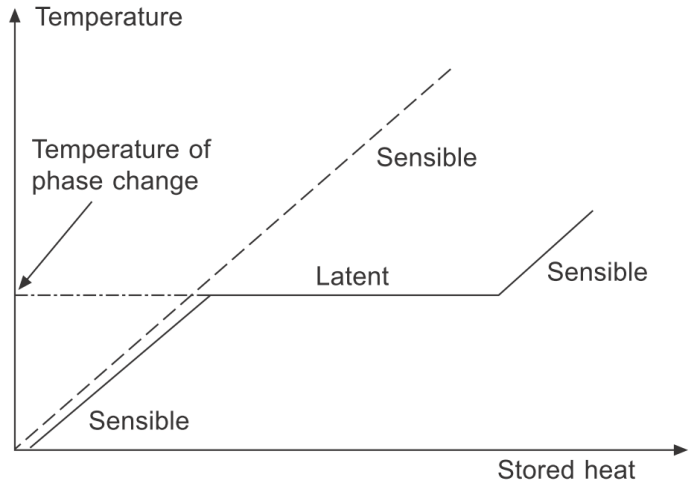


Abbildung 3: Gegenüberstellung sensibler und latenter Wärme im Q-T-Diagramm, nach Cabeza et al. [3]

Allerdings bringt ein Phasenwechsel auch einige Probleme mit sich, wie Cabeza et al. [3] festhält:

In der festen Phase geschieht der Wärmeübergang nur über Wärmeleitung. Viele PCMs weisen jedoch eine schlechte Wärmeleitfähigkeit auf, was sich in geringen Wärmeübergangsraten bemerkbar macht. Abhilfe können z. B. metallische Füller, Metall/PCM Verbundwerkstoffe oder im PCM dispergierte Partikel, die allesamt eine hohe Wärmeleitfähigkeit aufweisen, leisten. Jedoch

steigt somit das benötigte Volumen, wodurch die volumenbezogene Speicherkapazität sinkt. Als besonders wirksame Materialien haben sich dabei Aluminium und Graphit herausgestellt.

Unerwünscht ist auch eine Unterkühlung des PCMs, wobei trotz Unterschreitung der Schmelztemperatur die latente Wärme nicht freigesetzt wird. Stattdessen gibt die flüssige Phase keine bzw. bei größeren Temperaturdifferenzen nur sensible Wärme ab. Da Latentspeicher im Bereich um ihre Phasenwechseltemperatur betrieben werden, ist die sensible Wärmemenge wesentlich geringer als die latente. Diesem Phänomen lässt sich mit Keimkristallen, die eine Kristallstruktur ähnlich dem PCM aufweisen, entgegenwirken.

Eine weitere, nicht außer Acht zu lassende Tatsache ist, dass bei manchen Materialien die Phasenänderung nicht reversibel abläuft. Dies tritt immer dann auf, wenn sich die Zusammensetzung der Bestandteile, die durch den Phasenwechsel entstehen, verändert hat (inkongruente Phasenumwandlung). Als Folge können sich die neu gebildeten Phasen voneinander trennen bzw. absetzten. Als Beispiel kann hier die Wasserbildung beim Erhitzen von Salzhydraten genannt werden, wobei das dehydratisierte Salz die höhere Dichte hat und zu dem Behälterboden absinkt. Dadurch verringert sich die Kontaktfläche der Bestandteile und beim nächsten Zyklus kann nur ein Teil des PCMs zurückgebildet werden. Dem lässt sich mit der Zugabe von Stoffen entgegenwirken, welche solche Separationen verhindern. Diese erhöhen jedoch das Gesamtvolumen und können auch einen Einfluss auf die Phasenwechseltemperatur haben. Alternativ bietet sich dynamisches Schmelzen an: Rezirkulation des flüssigen PCMs während des Schmelzens. Die Komponenten werden im flüssigen Zustand homogen vermischt, wodurch die Segregation verhindert wird.

Es gibt mehrere Möglichkeiten, die Wärmeübertragung in und aus dem PCM zu bewerkstelligen. Durch den mit PCM gefüllten Speicher können Wärmetauscherrohre geführt werden, was in 2.2.3 weiter ausgeführt wird. Stehen PCM und HTF in direktem Kontakt, entfällt der Wärmeübergang durch die Wärmetauscherwand, wodurch bessere Leistungen erzielt werden können. Allerdings muss HTF das PCM durchdringen können und beide Fluide dafür unmischbar sein. Ist das PCM im Speicher makroverkapselt und wird wie eine Schüttung von HTF durchströmt, wird von einem modularen Aufbau gesprochen. Oder HTF und PCM sind in einem Material realisiert, welches den Speicherbehälter verlassen kann, sodass der Wärmeaustausch zwischen diesen beiden Fluiden, wie bei den bereits genannten Möglichkeiten beschrieben, entfällt. Dieser PCM Slurry ist noch fließfähig, auch wenn der PCM-Bestandteil bereits erstarrt ist.

2.1.3 Thermochemische Energiespeicherung

Diese Art der Speicherung soll hier nur erwähnt werden, um die Einteilung der Speichertechnologien zu vervollständigen. Der wohl größte Unterschied zu den bisher Genannten besteht darin, dass Energie nicht als Wärme, sondern als Reaktionsenthalpie gespeichert wird. Somit ergeben sich keine Speicherverluste, wodurch lange Speicherdauern realisiert werden können. Dabei wird immer von einer reversiblen chemischen Reaktion nach Formel (4) ausgegangen. Auch Absorptions- und Adsorptionsvorgänge können als reversible Reaktionen aufgefasst werden.

$$Edukte + \Delta H_R \rightleftharpoons Produkte, \quad \Delta H_R > 0 \tag{4}$$

Die endotherme Hinreaktion kann mit Hilfe einer Wärmequelle, welche die für die Reaktion benötigte Reaktionsenthalpie zur Verfügung stellt, vollzogen werden, was dem Ladevorgang entspricht. Oder es werden die (Ausgangs)Konzentrationen verändert, wodurch das Bestreben ausgelöst wird, eine neuen Gleichgewichtszusammensetzung zu erreichen, um die Reaktion zu starten bzw. weiterzuführen. Ähnliches gilt für das Entladen des Speichers, welches die exotherme Rückreaktion darstellt.

Ähnlich dem Latentspeicher ist es herausfordernd, Reaktionen zu finden, die im gewünschten Temperaturbereich liegen und eine hohe Reaktionsenthalpie aufweisen. Zusätzlich soll die Reaktion mit ausreichender Schnelligkeit ablaufen. Falls gasförmige Reaktanden involviert sind, ergeben sich auch oft große Speichervolumina, wodurch die Energiespeicherdichte sinkt.

2.2 Untersuchte Speichertechnologien

2.2.1 Ruthsspeicher

Diese Arte des Dampfspeichers wurde nach seinem Erfinder benannt. Ein typischer Betriebszyklus sieht wie folgt aus: Der Ladedampf wird in einen horizontalen, zylindrischen Druckbehälter (Abb. 4) eingedüst, der großteils mit gesättigtem Wasser gefüllt ist. Die Dampfinjektoren sind gleichmäßig in der Flüssigkeit verteilt, da eine gute Durchmischung und große Phasengrenzfläche notwendig sind. In weiterer Folge kondensiert der Dampf, gibt seine Kondensationsenthalpie an die Flüssigkeit ab, wodurch Temperatur und Druck des Siedewassers steigen. Im vollständig beladenen Zustand ist der Behälter mit ca. 90% Siedewasser und darüber befindlichem Sattdampf am Maximaldruck gefüllt. Wird nun Dampf benötigt, öffnet sich das Entladeventil, Sattdampf strömt aus, Druck und Temperatur im Behälter fallen. Dadurch verdampft ein Teil des Wassers, welches immer im Siedezustand bleibt und weiterer Sattdampf kann entnommen werden, bis der festgesetzte Minimaldruck erreicht ist.

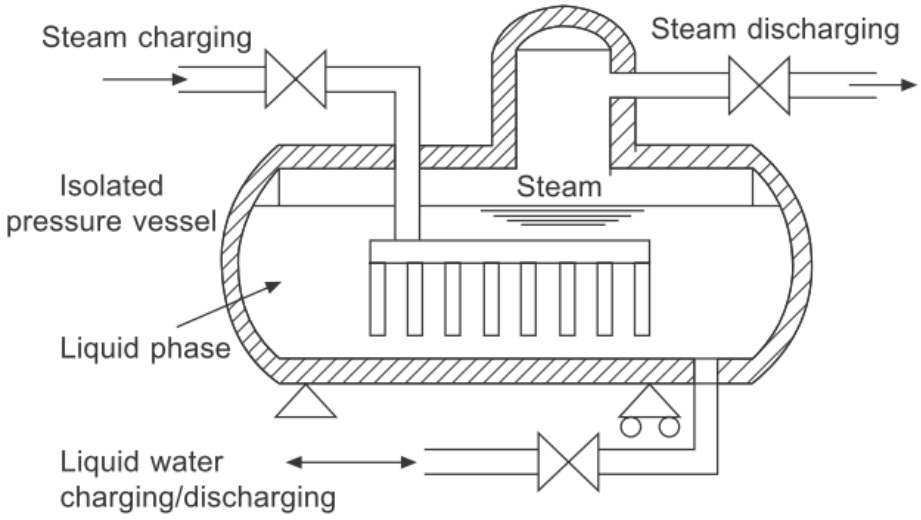


Abbildung 4: Rutsspeicher, aus Cabeza et al. [3]

Dieser Speichertyp zeichnet sich durch seine Einfachheit, schnelle Betriebsbereitschaft und geringe Kosten, was das Speichermedium Wasser betrifft, aus. Allerdings gilt dies nicht für den Druckbehälter, der mit steigendem Druck (welcher notwendig ist, damit Dampf bei höheren Temperaturen entnommen werden kann) aus hochwertigem Material oder großen Wanddicken gefertigt werden muss. Cabeza et al. [3] gibt daher als bevorzugten Einsatzbereich Speichertemperaturen der Dampf- und Flüssigphase bis ca. 200 °C an. Wie sich eine Druckerhöhung quantitativ auf die Wanddicke auswirkt, wird in 3.1 aufgezeigt. Des Weiteren sinken die Entladeparameter stetig und es kann ohne eine zusätzliche Wärmequelle kein überhitzter Dampf hergestellt werden.

Diverse Einsatzgebiete können mit Abb. 5 erkannt werden. Demnach ist das Speichervolumen

optimal genutzt, wenn eine hohe volumenspezifische Dampfmasse (kg Sattdampf pro m³ gespeicherten Siedewassers) abgeben werden kann. Allerdings bedeutet dies hohe Speicherdrücke und damit verbundene Materialkosten, die die Wirtschaftlichkeit des Speichers beeinträchtigen. Die durchgezogene rote Linie zeigt die Verhältnisse für Dürnrohr.

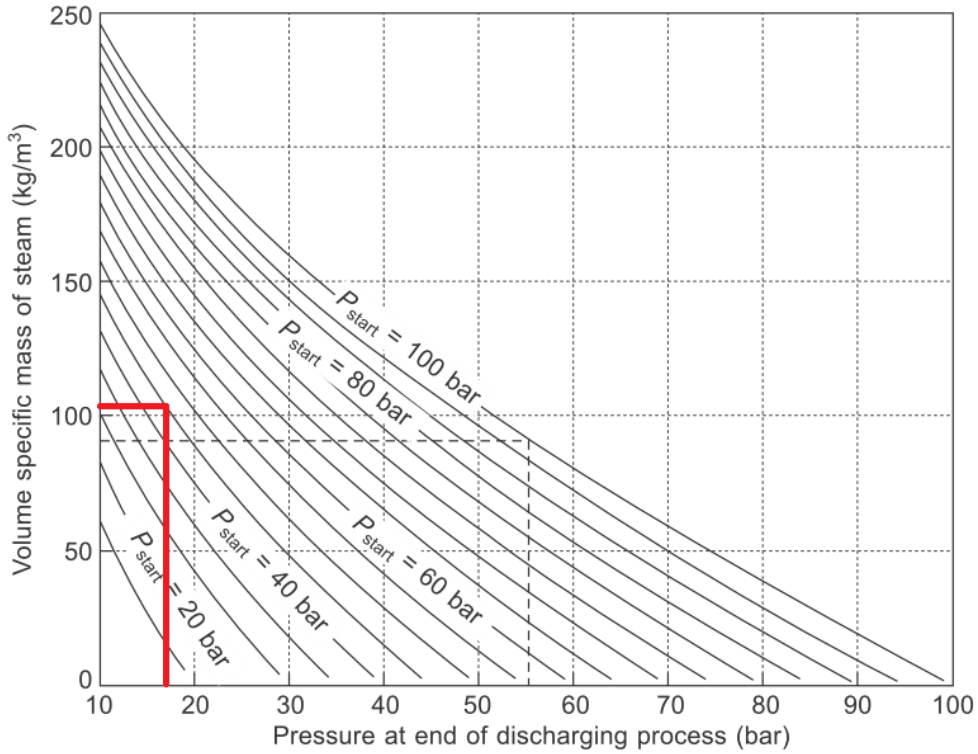


Abbildung 5: abgebbare volumenspezifische Dampfmasse für verschiedene Differenzdrücke, aus Cabeza et al. [3]

2.2.2 Festbettregenerator

Bei dem für Dürnrohr angedachten Regenerator wird Schotter oder Kies als Speichermaterial eingesetzt. Der Ladedampf überträgt seine Wärme an das HTF (Abb. 8), für welches hier Luft verwendet wird. Die heiße Luft durchströmt das Festbett, welches sich in horizontalen oder vertikalen, zylindrischen Behältern befindet, und heizt das Gestein auf. Andere Behälterformen sind durchaus denkbar, doch wird im Berechnungsteil ein Zylinder angenommen. Ein Problem hierbei bereitet der Druckverlust durch die Festbettschüttung, Rohrleitungen und Absperrklappen. Um wirtschaftliche Gebläseleistungen zu erhalten, soll der Druckverlust durch das Festbett 500 Pa nicht überschreiten. Daher müssen die Massen- bzw. Volumenströme, Strömungsquerschnitt und Betthöhe so abgestimmt sein, dass dieser Grenzwert nicht überschritten wird.

Da die Wärme nicht direkt vom Wasser/Dampfkreislauf auf das Festbett übertragen wird, ergeben sich kleine Temperaturdifferenzen am Pinch-Punkt, weil der Luftkreislauf zwischen beiden Niveaus liegt. Dies äußert sich bei der Wärmetauscherauslegung in großen Wärmeübertragungsflächen. Der Wärmeaustausch zwischen Wasser/Dampf- und Luftkreislauf ist in ein und demselben Wärmetauscher realisiert. Be- und Entladen erfolgt also im gleichen Wärmetauscher.

Durch die vorgegebene Entladekurve mit Wasser und der Ladekurve mit Dampf sind die Pinch-Punkte für die dazwischen liegenden Geraden mit Luft und Bettmaterial fixiert, siehe Abb. 6. Der Verlauf der Dampf-Ladekurve kann einigermaßen beeinflusst werden, wie in 7.1 noch erörtert wird. Resultieren dabei geringere Temperaturunterschiede eines Fluids zwischen Eintritt und Austritt, ergeben sich zwangsläufig hohe Massenströme bzw. Bettmasse, was den ökonomischen Betrieb des Speichers beeinflusst. Ein höherer Massenstrom bedeutet auch, dass die Kurven flacher und die Pinch-Punkte größer werden, wodurch aber Wärmetauscherflächen sinken. Der höhere Massenstrom bedingt jedoch einen höheren Druckverlust. Diese gegenläufigen Abhänge bilden die Hauptnachteile des Speichers.

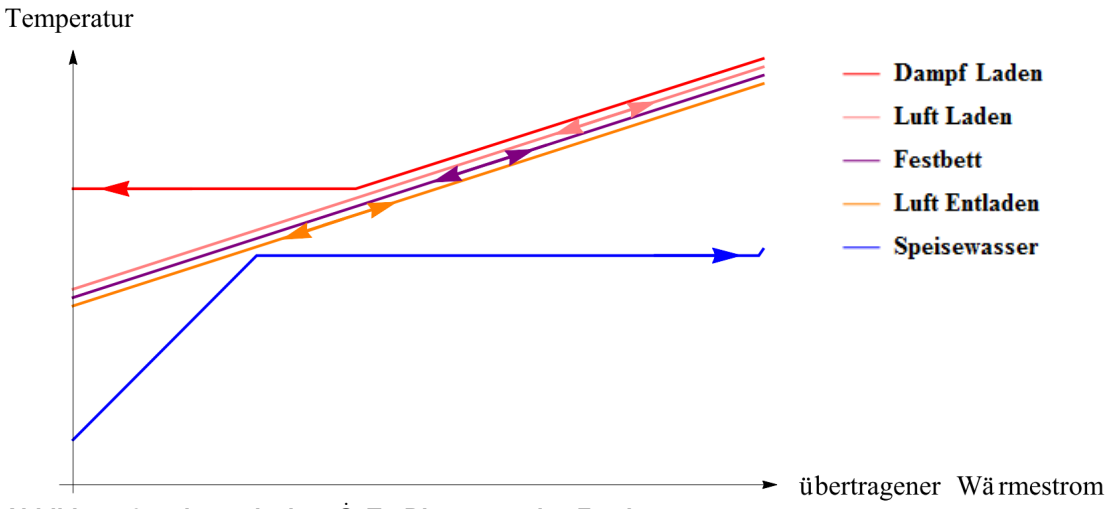


Abbildung 6: schematisches $\dot{Q},T-$ Diagramm des Festbettregenerators

Der Festbettregenerator wird wegen geringerer Exergieverlusten im Gegenstrom betrieben: Beim Laden (Abb. 8) in vertikaler Bauweise tritt heiße Luft am (oberen) warmen Behälterende ein und verlässt ihn somit am (unteren) kalten Ende, während hingegen die Strömungsrichtung für das Entladen (Abb. 7) umgekehrt wird, sodass kalte Luft unten eintritt und oben austritt. Das heiße Ende ist immer oben im Behälter angesiedelt, um „Selbstentladung“ zu reduzieren und die Temperaturschichtung im Festbett (in Abb. 9 angedeutet) zu erhalten. Denn wäre dies nicht der Fall, würde während des Speicherzyklus aufgrund natürlicher Konvektion der Luftströmung ein Wärmeaustausch von der heißen (unteren) zur kalten (oberen) Seite stattfinden. Dadurch käme es zu einer Vereinheitlichung des vertikalen Temperaturverlaufes und geringerer Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt. Dadurch hätten die zuvor erläuterten Nachteile stärkeren Einfluss auf den Betrieb.

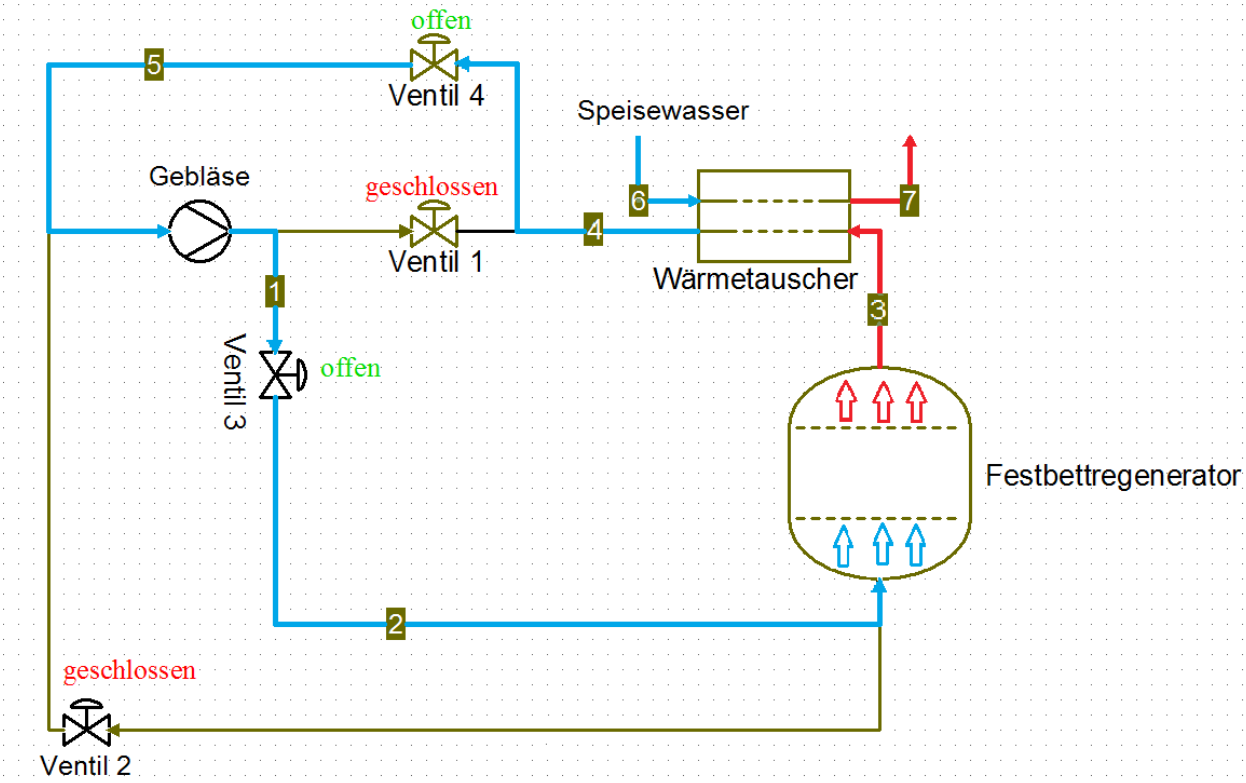


Abbildung 7: Anlagenschema des Festbettregenerators beim Entladen

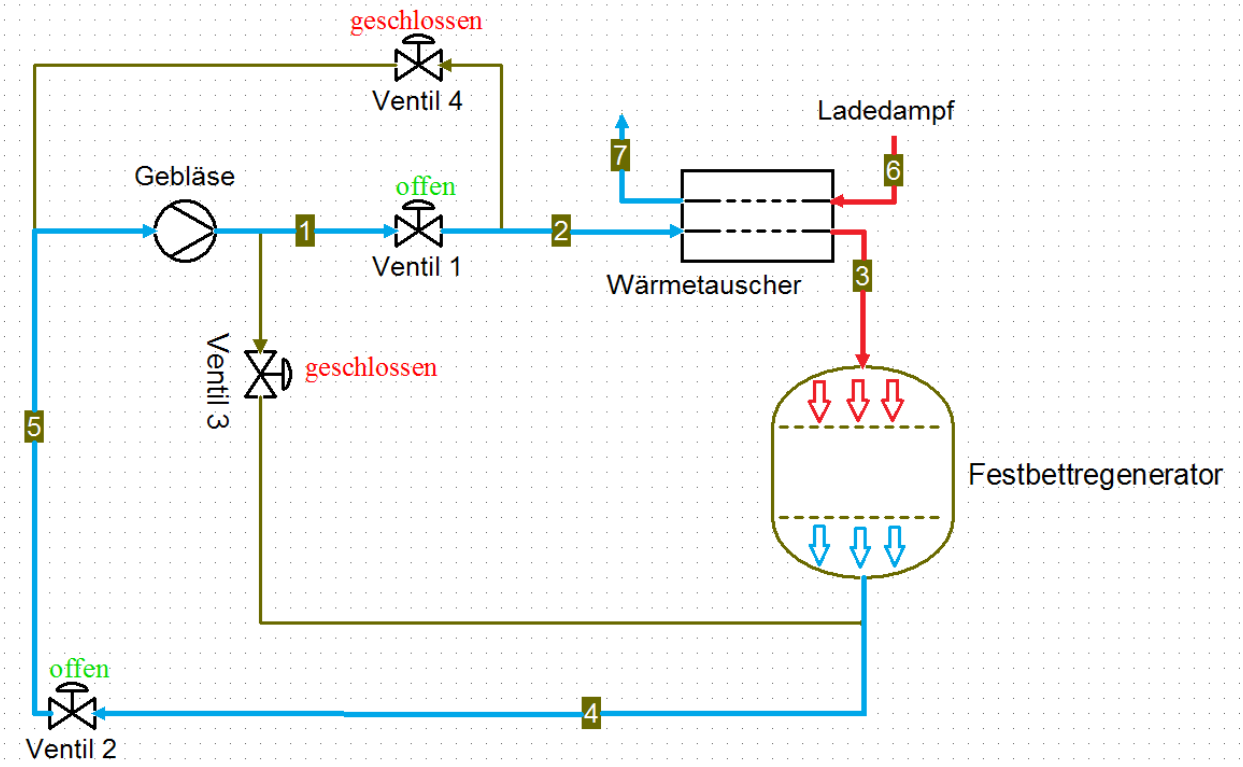


Abbildung 8: Anlagenschema des Festbettregenerators beim Laden

Es hat sich gezeigt, dass für wirtschaftliche und technische Zwecke mehr Speichermaterial notwendig ist als theoretisch vorgesehen. Denn mit voranschreitendem Lade- bzw. Entladezustand nähern sich Luft- und Festbetttemperaturen immer mehr an, was ein Sinken des übertragenen Wärmestromes zur Folge hat. Deshalb sind entweder längere Lade/Entladezeiten, oder die Verwendung von mehr Speichermaterial, welches nicht dieselbe Festbettmaximal- bzw. minimaltemperatur entlang der Betthöhe aufweist, angebracht. Somit ist sichergestellt, dass die Heißlufttemperatur für den gesamten Entladezeitraum ausreichend hoch für die Dampferzeugung liegt. Experimente der TU Wien ergaben für die Temperaturverteilung im Festbett qualitativ den Verlauf wie in Abb. 9. Es ist zu sehen, dass im vollständig entladenen Zustand die Austrittstemperatur noch höher als jene am Eintritt der kalten Luft ist. Selbiges gilt für das Laden (Austrittstemperatur der heißen Luft geringer als jene am Eintritt). Aus diesen Messungen wurde das Totvolumen bestimmt, welches in dem betrachteten Beispiel 23 % ausmacht. Mit diesem Mehraufwand an Speichervolumen errechnet sich die Schüttungsmasse zu:

$$m_{Schüttung} = \frac{\Delta Q}{c_{p,Partikel} \cdot \left(T_{Festbett,Max} - T_{Festbett,Min}\right)} \cdot \left(1 + Totvolumen\right) \qquad (5)$$

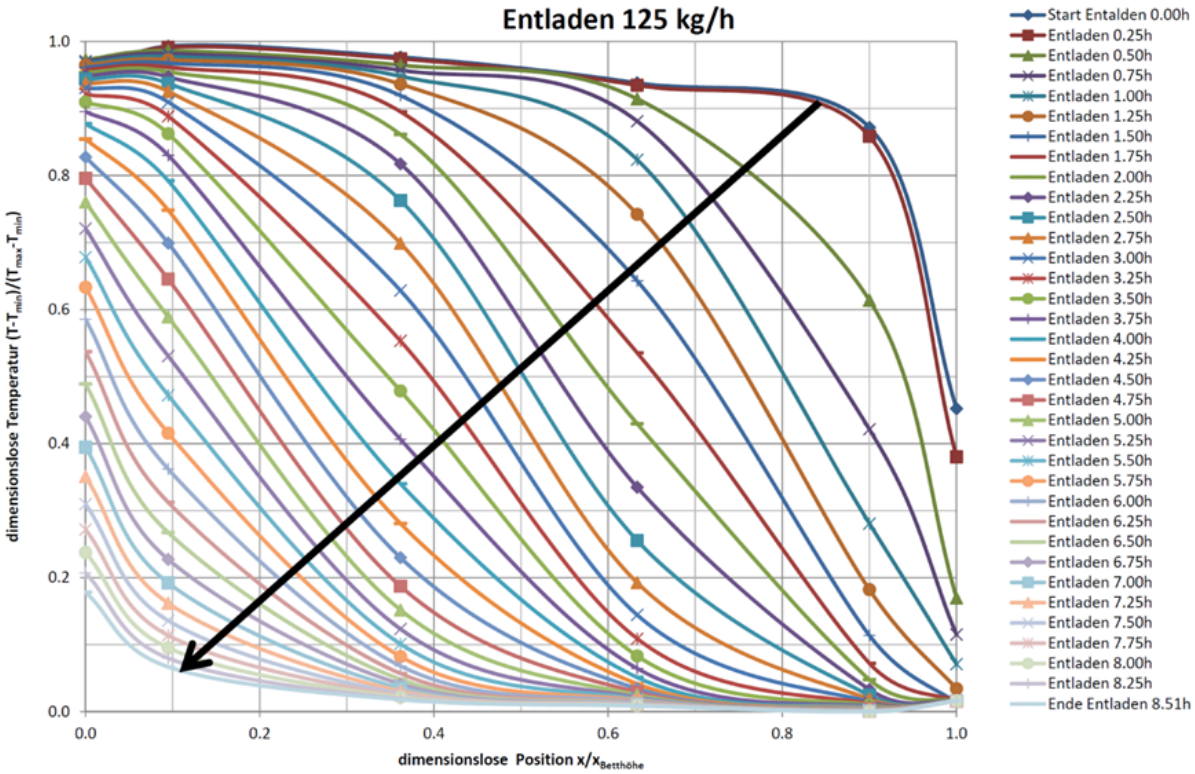


Abbildung 9: Temperaturverlauf des Festbettes als Funktion von Zeit und Ort, Entladen

Würde die sinkende Leistung stattdessen mit einem höheren Luftmassenstrom ausgeglichen werden, ergäbe dies das Problem einer sich um den Pinch-Punkt drehenden, flacheren Luft-Entladekurve. Denn die Austrittstemperatur der Luft aus dem Wärmetauscher $T_{L,aus,WT}$ entspricht gleichzeitig der Lufteintrittstemperatur in den Regenerator $T_{L,ein,FB}$. Sobald diese Temperatur aber steigt, was durch eine flachere Gerade zustande kommt, wird das Festbett über die vorherige minimale Temperatur an der kalten Seite des Regenerators erwärmt, was beim Entladen des Speichers nicht erwünscht ist.

2.2.3 sandTES der TU Wien

Dieser Speicher ist zwar Bestandteil des Projektes für Dürnrohr, wird aber in dieser Arbeit nicht nicht näher untersucht. Er ist deshalb von Interesse, da er einige Vorteile gegenüber dem Festbettregenerator aufweist und zahlreiche Erkenntnisse aufgrund der erfolgreich getesteten Pilotanlage der TU Wien gewonnen wurden.

Beim sandTES handelt es sich, wie beim Festbettregenerator, um einen sensiblen Speicher mit festem Speichermedium. Allerdings kommt es zu keinem Wärmeaustausch zwischen Wasser/Dampf-Kreislauf und Luft, sondern der Sand steht in direktem Kontakt mit den Wasser/Dampf führenden Rohrbündeln.

Heißes und kaltes Speichermaterial (hier Sand mit Korngrößen 80 µm – 100 µm) sind in zwei separaten Behältern untergebracht. Kalter Sand wird über Fördereinrichtungen aus dem Behälter in einen Wirbelschicht-Wärmetauscher transferiert, wo er durch Luft aufgewirbelt und im Gegenstrom über die Rohrbündel transportiert wird. Nach erfolgter Wärmeübertragung wird der nun heiße Sand in den heißen Behälter gefördert, wo er bis zum Entladen verweilt, das analog dem Laden verläuft. Die wichtigsten Komponenten sind in Abb. 10 dargestellt.

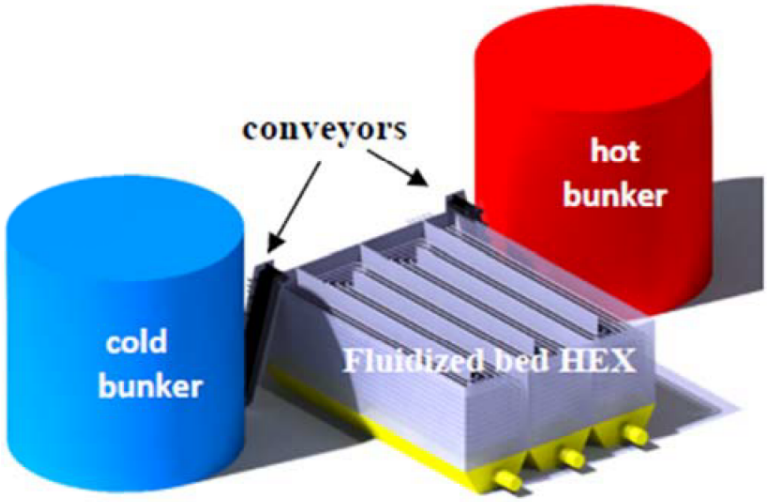


Abbildung 10: Prinzipanordnung der sandTES-Anlage

Hauptvorteile gegenüber dem Festbettregenerator sind das Wegfallen der Luft als HTF, wodurch die Temperaturdifferenzen von Sand und Wasser/Dampf nach dem Wärmetauscher geringer möglich sind, und keine Limitierung der Bauhöhe der Speicherbehälter wegen des Druckverlustes. Zusätzlich ist kein Totvolumen erforderlich. Nachteilig treten Fördereinrichtungen für den Sand (Förderschnecke von den Behältern zum HEX, Becherwerk vom HEX zu den Behältern) und Rekuperatoren für die Luft, welche der Fluidisierung des Sandes im HEX dient, auf. Ohne diese Rekuperatoren sind größere Wärmeverluste zu erwarten.

2.2.3 Latentwärmespeicher der TU Wien

2.2.3.1 Funktionsweise

Bei diesem Konzept besteht der Speicher aus einem mit Salz gefüllten Behälter, durch welchen eine Vielzahl von vertikalen parallelen Wärmetauscherrohren verlaufen. Während des Ladevorganges strömt heißes Wasser/Dampfgemisch durch diese Rohre, wodurch das feste und kältere Salz schmilzt und dabei Schmelzenthalpie aufnimmt. Beim Entladen gibt das nunmehr flüssige Salz die vorhin aufgenommene thermische Energie wieder an einen kälteren Wasserstrom ab, welcher dadurch in den Rohren teilweise verdampft. Das Zweiphasengemisch wird in einer Dampftrommel separiert, damit nur Dampf alleine ausgespeichert werden kann.

Fonteret [12] simulierte diese Speicherart in Apros und untersuchte einige Betriebsmöglichkeiten (Durchströmungsrichtung, Ladedampfzugabe, etc., zugehörige Abbildungen befinden sich in 8.3) des PCM-Wärmetauschers, von denen zwei Methoden für den vorliegenden Fall von Interesse sind:

Be- und Entladem im Zwangsumlauf (bzw. Naturumlauf): beim Entladen wird der Speicher von unten nach oben durchströmt, beim Beladen sind die Strömungsrichtungen von oben nach unten und von unten nach oben möglich. Cabeza et al. [3] berichtet, dass bei den meisten Anordnungen erstgenannte Ladevariante üblich ist. Bei voranschreitendem Ladevorgang befindet sich also vermehrt feste Phase in Bodennähe des Behälters.

Der Umwälzmassenstrom steigt bei dieser Betriebsart während des Ladeprozesses rampenförmig an, wodurch im Vergleich zu konstantem Massenstrom anfangs kein Drucksprung in der Dampftrommel zu verzeichnen ist, welcher größer als jener Druck ist, der sich gegen Ende einstellt.

Die Temperatur, mit der der Speicher geladen wird, ist äquivalent der Siedetemperatur, welche durch den in der Trommel herrschenden Druck vorgegeben wird. Wenn der Speicher also mit einer bestimmten Temperatur geladen werden soll, muss der zugehörige Sättigungsdampfdruck in der Trommel eingestellt werden. Durch den Dampftrommeldruck wird auch die Temperaturdifferenz des siedenden Wassers zum PCM vorgegeben. Um die Leistung des Speichers zu steuern, muss daher dieser Druck geregelt werden. Für eine Steigerung der Ausspeicherleistung bedeutet dies konkret, dass der Trommeldruck (bzw. Siedetemperatur) zu senken ist, wodurch besagte Temperaturdifferenz erhöht wird.

Im Ladefall wird der Trommel siedendes Wasser entnommen und mit dem Ladedampf gemischt. Dies kann durch Dampfinjektion in die Wärmetauscherrohre oder Sammler erfolgen: Für das Einspritzen von Dampf ist pro Rohr ein Injektor notwendig, in welchem Dampf in Fließrichtung der Wasserströmung eingebracht wird. Oder der Dampf wird den Sammlern zugesetzt. Die Sammler dienen dem Zweck, Wasser/Dampf möglichst gleichmäßig auf die Wärmetauscherrohre zu

verteilen und werden daher auch für das Entladen benötigt (die Dampfinjektoren nicht). Durch die Injektoren kann der zugeführte Dampfmassenstom pro Rohr präzise gesteuert werden. Mit den Sammlern können Verteilungsungleichheiten in den Rohren auftreten. In beiden Fällen ist die eingespritzte Dampfmenge von der Druckdifferenz zwischen Siedewasser und Dampf abhängig. Daher muss der Trommeldruck immer unter dem Ladedampfdruck liegen. Falls sich im Betrieb diese Werte zu nahe kommen, kann nicht ausreichend Dampf zugeführt werden. Das zweiphasige Fluid (mit $T_{WD} > T_{PCM,Schmelz}$) durchströmt den Speicher mit festem PCM, durch den Wärmeaustausch beider Fluide kondensiert der Nassdampf und PCM schmilzt. Den Speicher verlässt nunmehr flüssiges Wasser, welches wieder in die Trommel, deren Füllstand geregelt werden muss, fließt.

Beim Entladen wird das Siedewasser (mit $T_{WD} < T_{PCM,Schmelz}$) dem Speicher zugeführt und dadurch teilweise verdampft. Der Nassdampf gelangt in die Trommel, wird dabei in Sattdampf und Siedewasser, wie in 2.1.1 beschrieben, getrennt und Dampf kann der Trommel entnommen werden. Der Betrieb der Trommel sieht einen variablen Druckverlauf vor, sodass der Druck während des Entladeprozesses fällt. Die Austrittstemperatur der Zweiphasenströmung aus dem Wärmetauscher bzw. die Temperatur in der Trommel verlaufen so, wie in Abb. 11 qualitativ dargestellt.

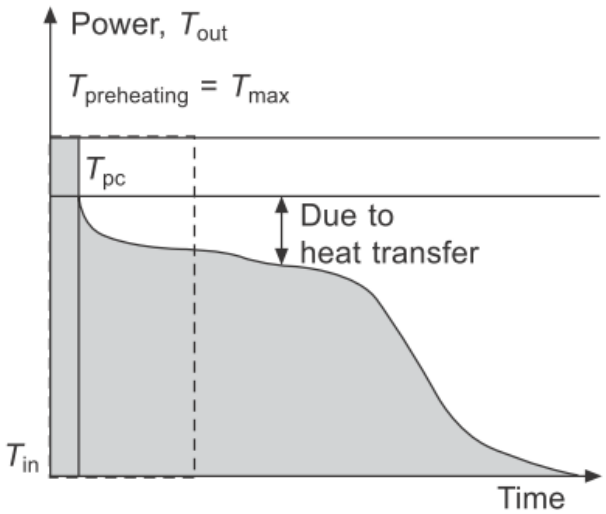


Abbildung 11: Austrittstemperatur des Wärmetauschers bzw. Siedetemperatur der Trommel beim Entladen, aus Cabeza et al. [3]

Zunächst sinkt diese, da die Temperatur des PCMs mit steigender ausgespeicherten sensibler Wärme ebenfalls sinkt. Sobald dem PCM aber latente Wärme entzogen wird, bleibt die Austrittstemperatur annähernd konstant auf einem etwas niedrigerem Wert als die Schmelztemperatur. Sobald wieder sensible thermische Energie ausgespeichert wird, fallen PCM- und Austrittstemperatur. Am Ende von Entladen ist der Druck der Trommel also geringer als der Sättigungsdampfdruck der Phasenwechseltemperatur. Um mit einer Temperatur oberhalb des Schmelzpunktes im nächsten Zyklus laden zu können, muss der Trommeldruck durch

Dampfzugabe angehoben werden. Umgekehrt steigt die Siedetemperatur in der Trommel durch das Laden über die Schmelztemperatur, wodurch ein Absenken des Trommeldruckes notwendig ist, bevor der Speicher Entladen werden kann.

Die Umlaufpumpe befindet sich einige Meter unterhalb der Trommel, um Kavitation zu vermeiden. Der Druck der Flüssigkeit wird als Folge der gestiegenen Geschwindigkeit durch die Pumpe unter den Sättigungsdruck gesenkt, wodurch ein Teil des Wassers verdampft. Sobald der Druck wieder ansteigt, kollabieren diese Dampfblasen und zerstören dabei das Material. Durch Vergrößern der Zulaufhöhe steigt der statische Druck der Flüssigkeit, welche somit nicht mehr verdampfen kann. Im Naturumlauf ist keine Pumpe erforderlich, da die Umlaufströmung durch den Dichteunterschied des Mediums erzeugt wird. Denn das Wasser/Dampfgemisch in den Wärmetauscherrohren besitzt eine geringere Dichte als das Wasser in den Fallrohren.

Be- und Entladen im Zwangdurchlauf: Beim Beladen kondensiert der Dampf vollständig, sodass den Speicher nur mehr Kondensat verlässt. Beim Laden wird das Speisewasser durch den Wärmetauscher gepumpt und dabei verdampft. Nicht vollständig verdampftes Wasser wird in Abscheidezyklonen abgetrennt und rückgeführt. Somit sind weder Umlaufpumpe noch Dampftrommel notwendig. Das Wasser/Dampfgemisch tritt tangential in den vertikalen zylindrischen Abscheider ein und wird aufgrund der Dichteunterschiede in eine abwärtsgerichtete Wasserströmung und aufwärtsgerichtete Dampfströmung getrennt. Für die Durchströmungs-richtung der Wärmetauscherrohre und das Schmelzverhalten gelten dieselben Feststellungen wie für Zwangumlauf.

Experimentelle Untersuchungen dieser Speichertechnologie wurden auch in Mischformen der oben genannten Dampferzeugungssysteme durchgeführt (z.B. Zwangdurchlauf für Laden, Naturumlauf für Entladen in Laing et al. [19]). Ob dies auch für großtechnische Anwendungen sinnvoll ist, kann diskutiert werden.

2.2.3.2 Rippenrohrgeometrie und Wärmeübertragung

Die Be- und Entladung durch diesen Wärmetauscher erfolgt mit einer Rippenrohranordnung. Die spezielle Geometrie der Rippenrohre entstand durch ein CFD-Modell, welches Puigpinos [23] an der TU Wien vornahm. Dabei wurden mögliche Dimensionen der Rippenrohre, sowie deren Anordnungen innerhalb des Wärmetauschers und Materialien (Stahl und Aluminium zwecks verbessertem Leistungseintrag) gefunden. Neben Aluminium ist Kupfer wegen seiner hohen Wärmeleitfähigkeit als gängiges Rippenmaterial im Einsatz, hat aber den Nachteil, dass es deutlich teurer ist. Abb. 12 zeigt einen Teil dieses Querschnittes mit 7 Rohren, entnommen aus Fonteret [12]. Die Angliederung der k + 1-ten Schicht Rohre/Kreise um die k-te Schicht ergibt sich dadurch, dass die äußerste Schicht immer ein regelmäßiges Sechseck um den Kern bildet. Demnach berührt jener Kreis, welcher alle innen liegende Kreise umschließt, nur die 6 Kreise, die sich in den Ecken des Sechsecks befinden, siehe Abb. 13.

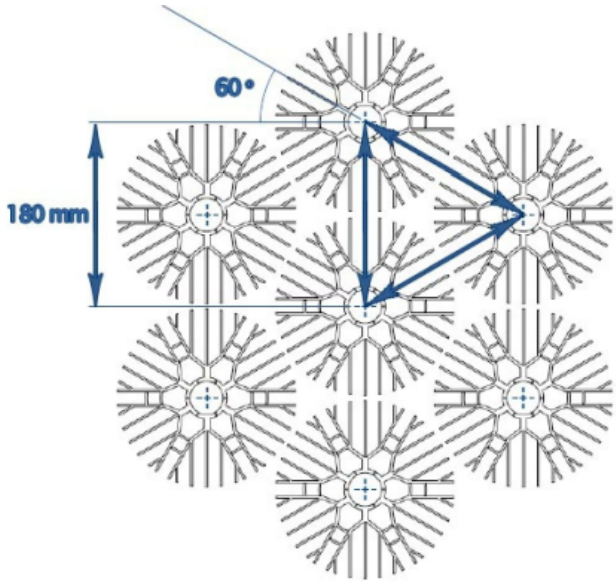


Abbildung 12: Querschnitt des Rippenrohrwärmetauschers (Ausschnitt) aus Fonteret [12]

Der Durchmesser eines Rippenrohres d_{Rippe} beträgt 180 mm, für die Wasser/Dampfleitung ist d_i = 27,2 mm und d_a = 33,7 mm. Von der Gesamtfläche eines Rohres

$A_{Rippe} = \frac{\left(180\,\text{mm} \cdot 10^{-3}\right)^2 \cdot \pi}{4} = 0{,}025446\ \text{m}^2$ werden nach Fonteret [12] A_{PCM} = 0,02370406 m² nur von dem Salz alleine eingenommen. Die übrigen Flächen, welche zu A_{Rippe} beitragen, sind die Stahlfläche A_{St} der Rohrleitung, sowie der Hohlraum $A_{Hohlraum}$ dieser Leitung und die Aluminiumfläche A_{Al} der Rippe. Diese betragen

$A_{St} = \frac{\left(d_a - d_i\right)^2 \cdot \pi}{4} = 0{,}0003109\ \text{m}^2,$

$$A_{Hohlraum} = \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4} = 0{,}000581069\ \text{m}^2,$$
$$A_{Al} = A_{Rippe} - A_{PCM} - A_{St} - A_{Hohlraum} = 0{,}000850872\ \text{m}^2.$$

Um auf die involvierten Volumina schließen zu können, muss nur V_{PCM} bekannt sein, denn es gilt:

$$\begin{aligned} V_{PCM} &= \text{Anzahl Rippenrohre} \cdot A_{PCM} \cdot H \\ V_{St} &= \text{Anzahl Rippenrohre} \cdot A_{St} \cdot H \end{aligned} \quad \rightarrow \quad V_{St} = V_{PCM} \cdot \frac{A_{St}}{A_{PCM}}, \quad V_{Al} \text{ analog}$$

Es wird angenommen, dass das PCM, welches sich im Raum zwischen den Rohren befindet, nicht zur Speicherung beiträgt, da es außerhalb der Rippe liegt. Ausreichende Wärmeübertragung ist nicht gesichert gegeben, wodurch es als Speichermasse vernachlässigt wird. Für die sechseckige Anordnung und die darin befindlichen N Rippenrohre gilt:

$$\begin{aligned} H &= \frac{V_{PCM}}{N \cdot A_{PCM}} \\ V_{Sechseck} &= \frac{3 \cdot \sqrt{3}}{2} \cdot a^2 \cdot H \\ V_{PCM,\,Zwischenraum} &= V_{Sechseck} - N \cdot A_{Rippe} \cdot H \end{aligned} \quad \text{mit} \quad \begin{aligned} a &\approx \frac{d}{2} \\ d &= x \cdot d_{Rippe} \\ x &= 2 \cdot k - 1 \\ N &= 3 \cdot k^2 - 3 \cdot k + 1 \end{aligned} \qquad (6)$$

In einer Anzahl von k Kreisschichten befinden sich N Rippenrohre. Maximal x Kreise finden nebeneinander Platz. Um die dichteste Kugelpackung im Sechseck zu erhalten, muss d so auf x und k abgestimmt werden, dass diese ganze Zahlen sind. Die Kantenlänge a des Sechsecks wird für die Berechnung des PCM-Totvolumens benötigt, welches für die Gesamt-PCM-Kosten relevant ist.

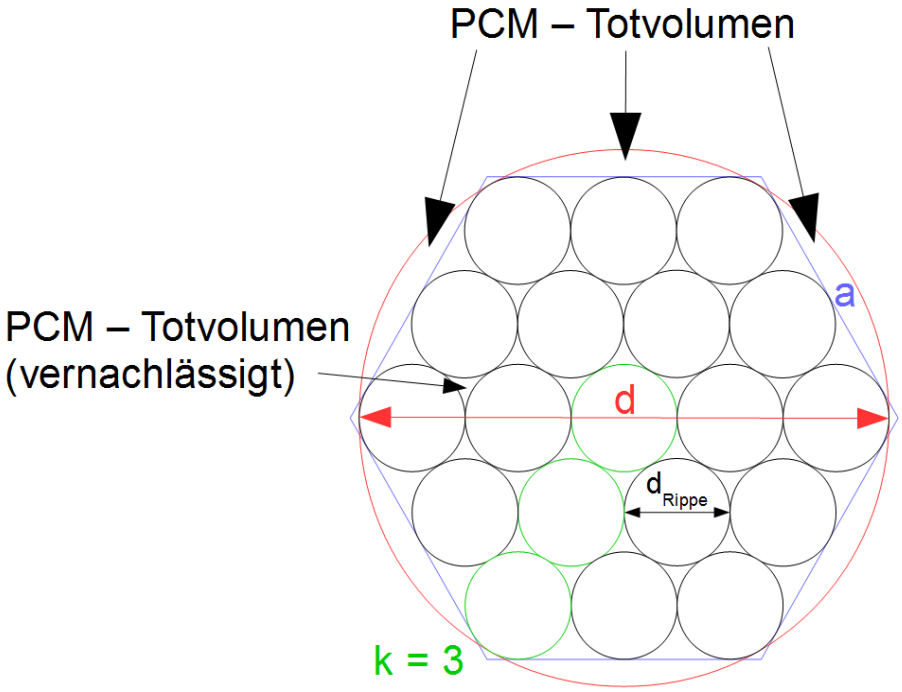


Abbildung 13: Behälter mit Rippenrohranordnung für k = 3

Das angewendete Berechnungsschema geht von bekanntem m_{PCM} (wird mit Gl. (3) aus der geforderten Speicherkapazität und plausibel gewählten Temperaturbereich berechnet) bzw. V_{PCM} und konstantem d_{Rippe} (laut Angabe) aus. Damit sind auch die Massen aller anderen benötigten Materialien festgelegt, die räumliche Anordnung der Rippenrohre allerdings noch nicht. Zu diesem Zweck wird d gewählt. Es wirkt sich günstig auf das Totvolumen aus, wenn bei der Wahl von d ganzzahlige x und k resultieren, da somit weniger Raum, welcher mit PCM gefüllt werden muss, zwischen kreisförmiger Behälterwand und äußerster Rippenrohrschicht, welche in d Platz findet, ist. Alternativ können in jenem Bereich Rippenrohre mit geringerem Durchmesser als d_{Rippe} verlegt werden.

In dem endgültigen Gesamtvolumen V_{ges} des kreisförmigen Behälters, der die Rippenrohranordnung enthält, muss noch ein weiteres PCM-Totvolumen berücksichtigt werden. Es befindet sich zwischen dem mit Rippenrohren gefülltem Sechseck und umhüllendem Kreis und trägt ebenfalls nicht zur Speicherung bei: $V_{PCM,Tot} = V_{ges} - V_{Sechseck}$

Die konstruktive Gestaltung der Rippe ergibt sich u. a. dadurch, dass, wie eingangs bereits erwähnt, die Wärmeleitfähigkeit des PCMs alleine nicht ausreichen würde, die Wärmeübertragung zwischen HTF und PCM quantitativ zu gewährleisten. Aber nicht nur die geringe Wärmeleitfähigkeit des Salzes limitiert den Wärmeübergang. Erschwerend kommt bei Unterschreitung der Schmelztemperatur (wie es beim Entladen der Fall ist) hinzu, dass sich festes Salz an der gemeinsamen Kontaktfläche PCM und Rippenrohren ausbildet. Diese wachsende Erstarrungsfront bewegt sich in weiterer Folge von der Kontaktfläche weg, wodurch das nunmehr feste PCM als Isolator wirkt. Dadurch wird der Wärmeübergang vom flüssigen PCM zum Wasser im Rohr behindert, weshalb die Ausspeicherleistung fällt. Daher muss der Trommeldruck bzw. die Temperatur des in den Wärmetauscher eintretenden Wassers während des Entladens gesenkt werden, damit die Temperaturdifferenz zwischen siedendem Wasser und PCM erhöht wird. Wie Gl. (7) veranschaulicht, resultiert als Folge dessen eine steigende Leistung, welche den Leistungsabfall durch die schlechte Wärmeleitung im festen PCM ausgleichen soll. Würde hingegen nur mit konstantem Trommeldruck gearbeitet werden, ergäbe sich durch die wachsende Schichtdicke des festen PCMs bei gleichbleibender Temperaturdifferenz von Wasser und PCM ein geringerer Temperaturgradient.

Einen weiteren Faktor, welcher bei der Charakterisierung des Wärmeüberganges berücksichtigt werden muss, spielt der Wärmeübergangskoeffizient α_{PCM}. Denn α_{PCM} variiert, je nachdem, ob Wärme durch wachsende Flüssigkeitsansammlungen im festen PCM (Laden) oder wachsenden Festkörperansammlungen im flüssigen PCM (Entladen) übergeht. Um diesen Sachverhalt beschreiben zu können, wurde an der TU Wien [25] eine CFD-Simulation mit $NaNO_3$ durchgeführt, welche α_{PCM} für Be- und Entladen in Abhängigkeit des PCM-Flüssigkeitsanteils für die bereits vorgestellte Rippenrohrgeometrie angibt.

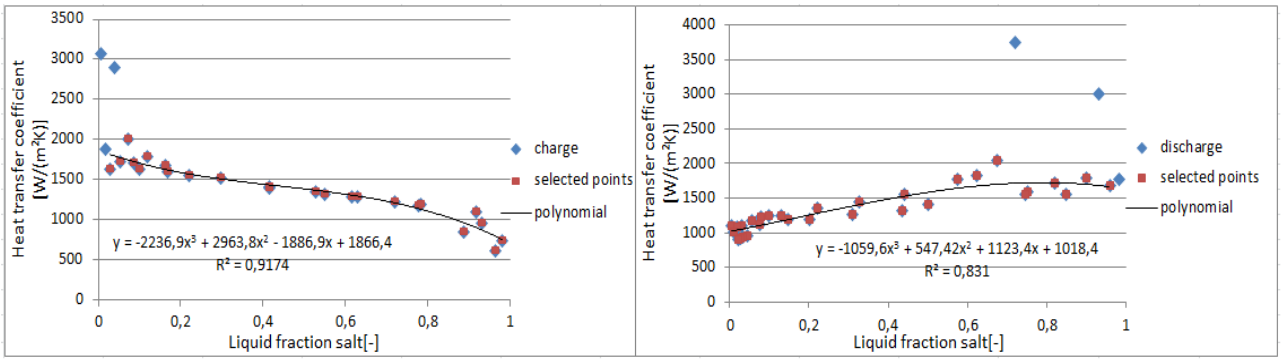


Abbildung 14: Verlauf α_{PCM} beim Laden (links) und Entladen (rechts), aus [25]

Anmerkung: Diese Funktionen gelten nur für reines $NaNO_3$ im Bereich um $T_{Schmelz,NaNO3}$ = 306 °C.

Zu sehen ist, dass α_{PCM} in beiden Fällen sinkt. Denn beim Laden ist der PCM-Flüssigkeitsanteil zu Beginn 0 (PCM ist fest) und beim Entladen 1 (PCM ist flüssig).

Nicht nur α_{PCM} wirkt sich auf die Leistung aus. Andere Größen, welche die Leistung beeinflussen, können anhand Gl. (7) erkannt werden:

$$\dot{Q}_{Laden} = k_{Laden} \cdot A \cdot \left(T_{WD} - T_{PCM,Schmelz} \right)$$
$$\dot{Q}_{Entladen} = k_{Entladen} \cdot A \cdot \left(T_{PCM,Schmelz} - T_{WD} \right) \quad (7)$$

mit $$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{WD}} + \frac{d_i}{2\lambda_{Stahl}} \cdot \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) + \frac{d_i}{d_a} \cdot \frac{1}{\alpha_{PCM}}}$$

Wie bereits festgestellt, sinkt α_{PCM} (und damit auch k) bei voranschreitendem Betrieb. Aber auch α_{WD} variiert, denn es nimmt mit steigendem Dampfanteil zu. Demnach tritt als Auswirkung davon auf, dass während des Entladens (Wasser verdampft, Dampfanteil nimmt zu) die Leistung am Austritt erhöht wird. Analog dazu trägt α_{WD} zu einem kleiner werdenden Wärmestrom am Austritt bei, der sich im Ladefall durch die Kondensation des Nassdampfes (sinkender Dampfanteil) ergibt.

Generell bringt eine fallende Leistung ein langsameres PCM Schmelzen mit sich, wodurch ein uneinheitliches Schmelz- bzw. Erstarrungsverhalten entlang der Höhe des Speicherbehälters zu verzeichnen ist. Der Schmelzvorgang läuft üblicherweise schneller als das Erstarren ab.

Das Salz erfährt durch den Übergang flüssig-fest eine Volumenverringerung. Dadurch sinkt der Füllstand des Salzes im Speicherbehälter und es entsteht ein Totvolumen. Damit einhergehend fällt ebenfalls die Wärmetauscherfläche, welche proportional dem übertragenem Wärmestrom ist.

All diese Faktoren tragen dazu bei, dass das Aufrechterhalten einer konstanten Leistung (zumindest beim Entladen) eine Herausforderung darstellt.

2.2.3.3 Speichermaterialien

Es gibt eine Vielzahl von PCM-Klassen, deren Schmelzpunkte einen breiten Temperaturbereich abdecken, wie Abb. 15 von Sterner et al. [28] zeigt. Die Speichermaterialien können entweder organisch (z.B. Paraffine, Ester, Fettsäuren, Alkohole, ...) oder anorganisch (Salze, Metalle) sein.

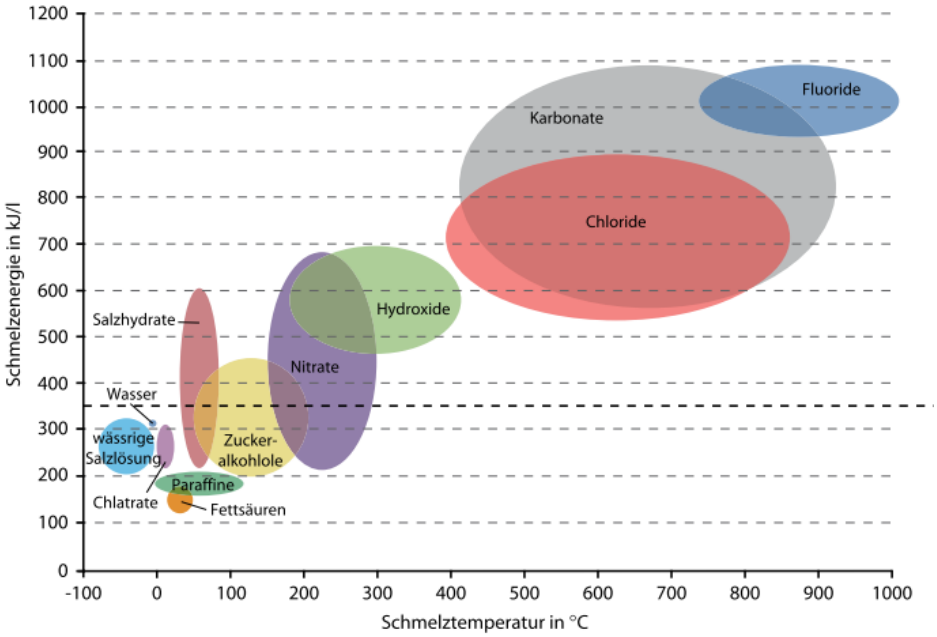


Abbildung 15: Einsatzgebiete verschiedener PCM-Klassen, aus Sterner et al. [28]

Wie aus obiger Abbildung hervorgeht, eignen sich organische PCMs nur für Temperaturen bis ca. 150 °C. Für die Wärmespeicherung im Hochtemperaturbereich müssen also anorganische PCMs verwendet werden. Mohamed et al. [22] führt für beide Kategorien Vor- und Nachteile an, im allgemeinen kann jedoch festgestellt werden, dass Anorganische doppelt so hohe Schmelzenthalpien pro Volumen aufweisen. Zusätzlich besitzen sie eine höhere Wärmeleitfähigkeit und sind preisgünstiger. Andererseits sind organische PCMs nicht korrosiv, chemisch stabil und weniger von Unterkühlung betroffen.

Anorganische Speichermaterialien werden weiter in Salze (und Salzhydrate) und Metalle (und deren Legierungen) eingeteilt. Metalle besitzen eine höhere Wärmeleitfähigkeit als Salze, wodurch aufwendige Einbauten zur Verbesserung des Wärmeüberganges (z.B. Rippenrohre) entfallen können. Außerdem können durch die Verwendung von Metallen die Schwächen von Salzen (große Volumenänderungen während des Phasenüberganges, Unterkühlung, Korrosion) umgangen werden. Aufgrund höherer Dichten sind große volumetrische Speicherkapazitäten möglich, nachteilig sind aber geringe spezifische Schmelzenthalpien (oft < 100 kJ/kg). Vergleichbare Werte wie bei Salzen können von dieser Größe erst bei Materialien mit Phasenwechseltemperaturen über 300 °C erzielt werden.

Obwohl also zwangsläufig Nachteile in Kauf genommen werden müssen, lassen sich einige Entscheidungshilfen feststellen. Denn bei der Auswahl des optimalen PCMs spielen dessen Stoffeigenschaften eine wesentliche Rolle. Agyenim et al. [1] schlägt für das Auffinden eines PCMs die Erfüllung von nachstehend aufgelisteten Kriterien vor:

Stoffeigenschaft	Begründung
Schmelzpunkt nahe des Operationsbereichs	Anpassung an vorgegebene Randbedingungen
hohe spezifische Schmelzenthalpie	Speicherung von viel Energie in wenig Material möglich
hohe spezifische Wärmekapazität	Speicherung weiterer, zusätzlicher Energie in Form von sensibler Wärme
hohe Wärmeleitfähigkeit	Vermeidung der radialen Temperaturgradienten einer Rippe, bessere Wärmeübertragung
geringe Volumenzunahme beim Schmelzen	Vermeidung von Totvolumen, einfache Behälter- und Einbautengeometrie
geringe Neigung zu Unterkühlung	Freisetzung der latenten Wärme beim Erstarren wird gewährleistet
chemische Stabilität	keine Materialzersetzung aufgrund vieler Zyklen (sowohl PCM als auch Werkstoffe)
ungefährlich in der Handhabung	Umweltschutz, weniger Sicherheitsmaßnahmen
verfügbar in großen Mengen zu geringen Kosten	Wirtschaftlichkeit

Tabelle 3: PCM-Auswahlkriterien

2.2.4 Kombination Ruthsspeicher mit Latentwärmespeichermaterial

Obwohl diese Art der Energiespeicherung nicht explizit Teil des Projektes für Dürnrohr ist, wäre sie durchaus für andere Problemstellungen der Wärmespeicherung vorstellbar. Dabei ist die allgemeine Herangehensweise die Steigerung der Kapazität des Ruthsspeichers, indem er mit PCM in Kontakt gebracht wird. Das PCM operiert dabei zwischen dem Druck- bzw. Temperaturniveau des Rutsspeichers und nimmt neben latenter Wärme einen beträchtlichen Teil sensibler Wärme auf. Dadurch lässt sich das Speichervolumen, welches der Dampfspeicher alleine brauchen würde, verringern. Das heißt entweder, dass die Durchmesser der Dampftrommeln geringer werden (bei gleichbleibender Anzahl), wodurch auch die Wanddicken und die verbaute Behälterstahlmasse sinken. Oder bei gleichbleibendem Trommeldurchmesser fällt die Anzahl.

Diese Hybridvariante ermöglicht auch eine freiere Auswahl des PCMs, da der Dampfspeicher innerhalb eines Intervalls arbeitet und die Phasenwechseltemperatur nicht auf eine bestimmte Ausspeichertemperatur abgestimmt werden muss. Somit kommt eine größere Anzahl an Materialien mitsamt ihren Vorteilen (und Nachteilen) in Frage. Voraussetzung für ein reibungsloses Funktionieren dieses Systems ist wie beim reinen Latentspeicher eine effiziente Wärmeübertragung von und zum PCM, um geforderte Leistungen erbringen zu können.

Da das PCM in einem breiteren Temperaturbereich beansprucht wird, sollte nicht nur die spezifische Schmelzenthalpie groß sein, sondern auch die Wärmekapazitäten im festen und flüssigem Zustand. Somit ist sichergestellt, dass möglichst viel sensible Wärme aufgenommen und mehr Speicherpotential ausgeschöpft wird.

Die Art, wie Dampfspeicher und Latentspeichermaterial miteinander gekoppelt sind, kann unterschiedlich sein. Tamme et al. [30] führt als Beispiel einen mit makroverkapseltem PCM gefüllten Rutsspeicher an. Abbildung 16 zeigt den dabei auftretende Kapazitätsgewinn, wobei die Makroverkapselung des Speichermaterials, wie in Abb. 17 gezeigt, aus zylindrischen Rohren besteht.

Bei dieser Anordnung muss beachtet werden, dass sich im Dampfspeicher ausreichend viel Wasser befindet, da durch dessen Verdampfung der benötigte Dampf hergestellt wird. Es dient auch als Wärmeüberträgermedium und kann daher die Leistung negativ beeinflussen, sobald die Makroverkapselung nicht mehr vollständig mit Wasser in Kontakt steht.

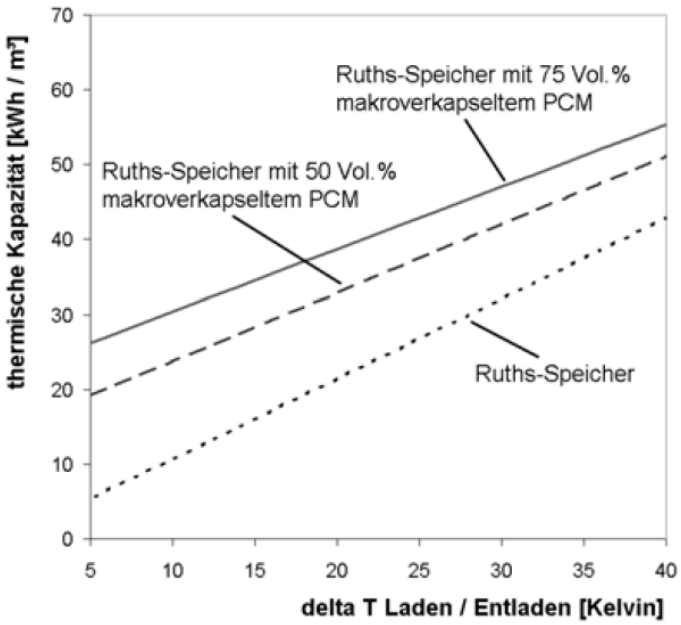


Abbildung 16: mit makroverkapseltem PCM gefüllter Rutsspeicher, aus Tamme et al. [30]

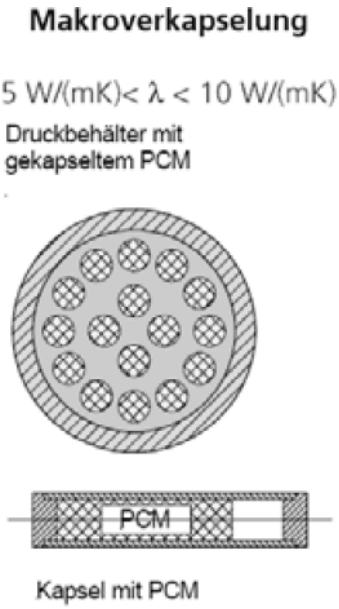


Abbildung 17: Geometrie der Makroverkapselung, Tamme et al. [30]

Als andere denkbare Anordnungsmöglichkeit könnte der Ruthsspeicher vom PCM umgeben sein. Er wäre also von einer Schicht umschlossen, die beim Entladen als externe Heizung fungiert, wie in Abb. 18 angedeutet. Diese Ausführung wird in 5**.4** durchgerechnet.

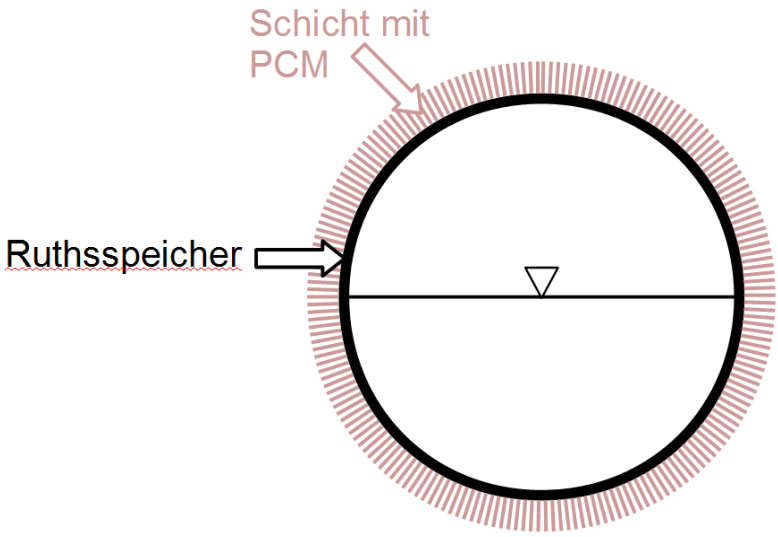


Abbildung 18: Kombination Dampfspeicher mit PCM

3. Grundlegende Berechnungsmethoden

3.1 Festigkeitsberechnung

3.1.1 Wanddickenberechnung bei Druckbehältern

Da der Materialaufwand für die Kostenermittlung eine nicht unwesentliche Rolle spielt, wird die Wanddicke e für Zylinderschalen unter Innendruck laut DIN EN 13445-3 [9] mit Gl. (8) (sogenannte Kesselformel) bestimmt.

$$e = \frac{p \cdot d_i}{2f \cdot z - p} + Korrosionszuschlag \tag{8}$$

Dabei stellen z den Schweißnahtfaktor und f die zulässige Spannung dar. Für die Quantifizierung von f muss zwischen Auslegungsbedingungen und Prüfbedingungen unterschieden werden, siehe Tab.4 (Auszug DIN EN 13445-3). Für p wird der Berechnungsdruck eingesetzt, welcher den maximalen Druck, der in dem Druckbehälter auftreten kann, darstellt. Analog dazu existiert auch eine Berechnungstemperatur.

Geltungsbereich	Auslegungsbedingungen	Prüfbedingungen
Nichtaustenitische Stähle Bruchdehnung < 30 %	$f = min\left(\frac{R_{p0,2/T}}{1,5}; \frac{R_{m/20\,°C}}{2,4}\right)$	$f = \left(\frac{R_{p0,2/T_{Test}}}{1,05}\right)$
Austenitische Stähle Bruchdehnung ≥ 35 %	$f = max\left[\frac{R_{p1,0/T}}{1,5}; min\left(\frac{R_{p1,0/T}}{1,2}; \frac{R_{m/T}}{3}\right)\right]$	$f = max\left(\frac{R_{p1,0/T_{Test}}}{1,05}; \frac{R_{m/T_{Test}}}{2}\right)$

Tabelle 4: Ermittlung der Berechnungsnennspannung

Für Auslegungsbedingungen sind die 0,2-%-Dehngrenze bzw. 1-%-Dehngrenze bei Berechnungstemperatur T und Zugfestigkeit bei 20°C bzw. Berechnungstemperatur (falls Werte bei T vorliegen) heranzuziehen.

3.1.2 Janssen-Gleichung

Bei feststoffgefüllten Behältern errechnen sich die auftretenden festigkeitsbestimmenden Vertikal- und Horizontalspannungen, welche auf den Boden und die Zylinderschale wirken, durch die Janssen-Gleichung (9). Diese beschreibt die Spannungsverhältnisse im Siloschaft.

$$\sigma_v = \frac{g \cdot \rho \cdot d_i}{4 \cdot \lambda \cdot \tan(\varphi)} \cdot \left[1 - e^{\frac{-4 \cdot \lambda \cdot \tan(\varphi) \cdot L}{d_i}}\right] \tag{9}$$

wobei $\tan(\varphi) = \frac{\tau_w}{\sigma_h}$ den Wandreibungswinkel und $\lambda = \frac{\sigma_h}{\sigma_v}$ das Horizontallastverhältnis darstellen. Schulze [24] gibt als Abschätzungswert λ = 0,4 an. Für φ wird 30° angenommen. Da das Schüttgut nicht regelmäßig aus dem Silo fließen muss, ist kein Trichter unterhalb des Schaftes vorgesehen, für dessen Auslegung die genauen Schüttguteigenschaften essentiell sind.

Abbildung 19 zeigt den Verlauf der Spannungen über die Höhe mit $L = 2 \cdot d_i$. Als Vergleich ist der lineare Anstieg des hydrostatischen Druckes einer Flüssigkeit mit gleicher Dichte wie jene der Schüttung eingezeichnet.

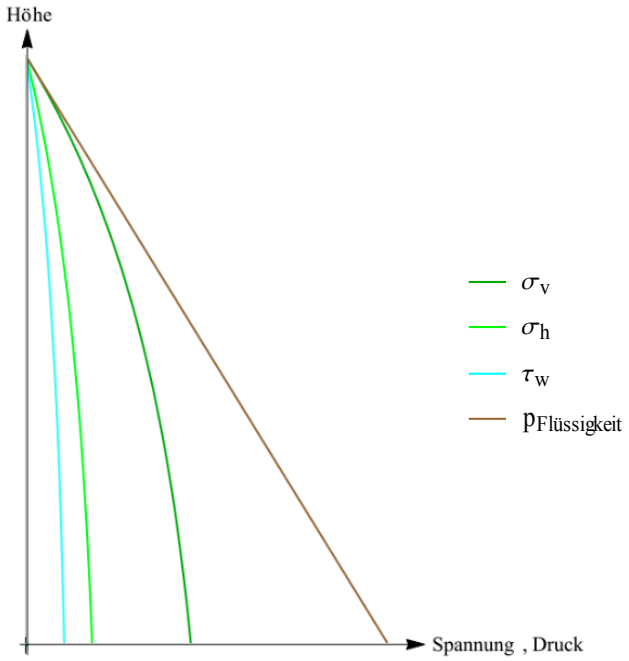


Abbildung 19: qualitativer Verlauf von Spannungen/Druck im Silo

Bei L >> d_i strebt der Exponentialterm gegen Null und der Maximalwert von σ ist proportional dem Durchmesser für beliebig große Höhen. Das heißt, dass d_i größtenteils die Festigkeit im Siloschaft beeinflusst. Die Höhe trägt aber dahingehend zur Auslegung der Wanddicke bei, dass bei steigendem L immer größere Wandschubspannungen resultieren, welche dem Gewicht der Schüttung entgegenwirken. Da $\tau_w \propto \sigma_v$, kann die Wandschubspannung bei genügend großer Vertikalspannung die gesamte Gewichtskraft der Schüttung tragen. τ_w wird von der Schaftwand aufgenommen, welche am unteren Ende des Schaftes so bemessen sein muss, dass das

Gesamtgewicht der Schüttung weniger der aus Vertikalspannung und Fläche resultierenden Kraft aufgenommen werden kann.

Weiters muss für Festigkeitsbetrachtungen nach Levy et al. [20] die Problematik von thermal ratcheting berücksichtigt werden, welche auftritt, wenn sich das Behältermaterial bei höheren Temperaturen (Laden) ausdehnt. Sofern das Schüttgut nicht am Fließen gehindert wird, füllt es den durch Wärmeausdehnung neu entstandenen Querschnitt aus. Sobald das Schüttgut beim Entladen abkühlt, zieht sich die Silowand wieder zusammen. Die Schüttung kann aber nicht mehr in ihre Ausgangsanordnung gedruckt werden, wodurch die Zugspannung in der Wand steigt. Um bei diesen Spannung nicht zu versagen, muss die Silowand dicker ausgeführt werden. Oder es müssen konstruktive Maßnahmen unternommen werden, welche verhindern, dass das Schüttgut in den ausgedehnten Querschnitt fließt (z.B. Abändern des vertikalen Zylinders in Kegelstumpfform).

3.2 Dampfspeicher

Die Dimensionierung des Dampfspeichers findet in Anlehnung an Glück [13] statt. Es wird ein Speichervolumen in Abhängigkeit des Speicherzustandes und der erforderlichen Wärmemenge berechnet. Dabei wird vom 1. HS der Thermodynamik ausgegangen, wobei Wärmeverluste, kinetische und potentielle Energien vernachlässigt werden. Da der Speicher nicht gleichzeitig be- und entladen werden kann, entfallen alle eintretenden Ströme.

Zustand 1 … Speicher geladen, Zustand 2 … Speicher entladen

$$U_2 - U_1 = -m_{aus} \cdot h_{aus} \tag{10}$$

Hieraus kann die austretende Masse gesättigten Dampfes berechnet werden, wobei $h_{aus} = \frac{h''_1 + h''_2}{2}$ als konstant angenommen wird, da die Sattdampfenthalpien in den Zuständen 1 mit h″(50 bar) = 2794,23 kJ/kg und 2 mit h″(17 bar) = 2794,53 kJ/kg relativ ähnlich sind.

Als zusätzliche Gleichung wird die innere Energie mit $U = U' + U'' = m' u' + m'' u''$ in die Anteile, die von Dampf und Flüssigkeit stammen, zerlegt, als spezifische Größe dargestellt und mit $u = h - pv$ durch die spezifische Enthalpie substituiert.

$$\begin{aligned} U_2 - U_1 = {} & m'_2 h'_2 - p_2 \underbrace{m'_2 v'_2}_{V'_2} + m''_2 h''_2 - p_2 \underbrace{m''_2 v''_2}_{V''_2} - \\ & - m'_1 h'_1 + p_1 m'_1 v'_1 - m''_1 h''_1 + p_1 m''_1 v''_1 \end{aligned} \tag{11}$$

Wie zuvor schon bei der inneren Energie, kann das Gesamtvolumen als Summe von Dampf- und Flüssigkeitsanteil geschrieben werden.

$$U_2 - U_1 = m'_2 h'_2 + m''_2 h''_2 - p_2 V_2 - m'_1 h'_1 - m''_1 h''_1 + p_1 V_1 \tag{12}$$

Da sich das Behältervolumen nicht ändert, gilt: $V_1 = V_2 = V$

$$U_2 - U_1 = m'_2 h'_2 + m''_2 h''_2 - m'_1 h'_1 - m''_1 h''_1 + V\left(p_1 - p_2\right) \tag{13}$$

Weil in der gesuchten Formel das Volumen als Unbekannte stehen soll, wird der Füllgrad $\beta = \frac{m' v'}{V}$ definiert, der das Verhältnis zwischen Flüssigkeitsvolumen und Gesamtvolumen angibt. Zusätzlich gilt näherungsweise $m'_2 = m'_1 - m_{aus}$. Dadurch ergeben sich die übrigen Massen zu

$m'_1 = \frac{\beta V}{v'_1}$, bzw. $m''_1 = \frac{(1-\beta)V}{v''_1}$ und $m'_2 = \frac{\beta V}{v'_1} - m_{aus}$ sowie

$$m''_2 = \frac{V - m'_2 v'_2}{v''_2} = \frac{V - \left(\frac{\beta V}{v'_1} - m_{aus}\right) v'_2}{v''_2}.$$

Einsetzen dieser Ausdrücke in (10) liefert

$$U_2 - U_1 = \left(m'_1 - m_{aus}\right) h'_2 + \frac{V - \left(\frac{\beta V}{v'_1} - m_{aus}\right) v'_2}{v''_2} h''_2 - \frac{\beta V}{v'_1} h'_1 - \frac{(1-\beta) V}{v''_1} h''_1 + V\left(p_1 - p_2\right) \tag{14}$$

Daraus kann durch einige Umformungen (15) erhalten werden

$$V = \frac{\left(U_2 - U_1\right) - m_{aus}\left(\frac{v'_2}{v''_2} h''_2 - h'_2\right)}{\frac{\beta}{v'_1}\left(h'_2 - h'_1\right) + \frac{h''_2}{v''_2}\left(1 - \frac{\beta v'_2}{v'_1}\right) - \frac{(1-\beta)}{v''_1} h''_1 + \left(p_1 - p_2\right)} \tag{15}$$

In Falle von mehreren Behältern n, welche in Summe eine größere Speicherkapazität aufweisen, als mit einem Behälter realisierbar wäre, kann Gl. (15) für das Innenvolumen eines Behälters angeschrieben werden:

$$V_i = \frac{\Delta H_{WD} - m_{WD}\left(\frac{v'_2}{v''_2} h''_2 - h'_2\right)}{\frac{\beta}{v'_1}\left(h'_2 - h'_1\right) + \frac{h''_2}{v''_2}\left(1 - \frac{\beta v'_2}{v'_1}\right) - \frac{(1-\beta)}{v''_1} h''_1 + \left(p_1 - p_2\right)} = \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4} \cdot L \tag{16}$$

mit

$$n = \frac{U_2 - U_1}{\Delta H_{ges}}$$

$$m_{WD} = \frac{-\Delta H_{WD}}{h_{aus}}$$

$$\Delta U_{ges} = \Delta H_{WD} + \Delta H_{St}$$

$$m_{St} = \left(\frac{\left(d_a^2 - d_i^2\right) \cdot \pi}{4} \cdot L + 2 \cdot \frac{d_a^2 \cdot \pi}{4} \cdot e_{St}\right) \cdot \rho_{St}$$

$$\Delta H_{St} = m_{St} \cdot c_{p,St} \cdot \left(T_2 - T_1\right)$$

$$m_{aus} = \frac{-\Delta H_{WD}}{h_{aus}} + \frac{-\Delta H_{St}}{h_{aus}}$$

$|\Delta H_{ges}|$ setzt sich additiv aus der Enthalpiedifferenz des Behälterstahles (bzw. dessen Masse) ΔH_{St}, welche der Stahl während des Entladezyklus abgeben kann, und ΔH_{WD} zusammen. Die Stahlmasse agiert unweigerlich auch als Speichermaterial und muss daher in der Wärmebilanz berücksichtigt werden. ΔH_{WD} ist somit jene Enthalpiedifferenz, welche das unter Druck stehende

Siedewasser beim Verdampfen ohne Berücksichtigung dieser „externen Heizung“ freisetzt. m_{WD} ist die dadurch austretende Dampfmasse. Zu ihr muss $\frac{-\Delta H_{St}}{h_{aus}}$ addiert werden, um die gesamt aus einem Tank entströmende Dampfmasse zu erhalten.

Anmerkung: Das Stahlvolumen ergibt sich hier aus dem Volumen der Zylinderschale und der Seitenwände, welche vereinfacht als Flachboden anstatt eines gewölbten Bodens angenommen werden und dieselbe Wanddicke wie die Zylinderschale aufweisen: $V_{St} = V_a - V_i + 2 \cdot V_{Flachboden}$

Wird der Dampfspeicher mit einer Schicht PCM ummantelt, hat dieses denselben Speichereffekt wie der Behälterstahl. In diesem Fall gilt Gl. (16) mit dem in der Wärmebilanz erweitertem PCM-Anteil.

$$n = \frac{U_2 - U_1}{\Delta H_{ges}}$$

$$m_{WD} = \frac{-\Delta H_{WD}}{h_{aus}}$$

$$\Delta H_{ges} = \Delta H_{WD} + \Delta H_{St} + \Delta H_{PCM}$$

$$\Delta H_{PCM} = -m_{PCM} \cdot \left[c_{p,fest} \cdot \left(T_{Schmelz} - T_1 \right) + \Delta h_{Schmelz} + c_{p,flüssig} \cdot \left(T_2 - T_{Schmelz} \right) \right]$$

$$m_{PCM} = \left(\frac{\left(\left(d_a + 2 \cdot e_{PCM} \right)^2 - d_a^2 \right) \cdot \pi}{4} \cdot L + 2 \cdot \frac{\left(d_a + 2 \cdot e_{PCM} \right)^2 \cdot \pi}{4} \cdot e_{PCM} \right) \cdot \rho_{PCM}$$

$$m_{St} = \left(\frac{\left(d_a^2 - d_i^2 \right) \cdot \pi}{4} \cdot L + 2 \cdot \frac{d_a^2 \cdot \pi}{4} \cdot e_{St} \right) \cdot \rho_{St}$$

$$\Delta H_{St} = m_{St} \cdot c_{p,St} \cdot \left(T_2 - T_1 \right)$$

$$m_{aus} = \frac{-\Delta H_{WD}}{h_{aus}} + \frac{-\Delta H_{St}}{h_{aus}} + \frac{-\Delta H_{PCM}}{h_{aus}}$$

Hier wird vorausgesetzt, dass das PCM die aufgenommene thermische Energie vollständig wieder abgibt und zwischen denselben Temperaturniveaus wie die Dampftrommel arbeitet. Die Masse an PCM (Dicke e_{PCM} der Schicht um die Trommel) sollte so gewählt werden, dass der Wärmestrom in und aus dem Speichermaterial groß genug ist, um obige Voraussetzung zu erfüllen.

3.3 Dampftrommel

Anders als der Dampfspeicher muss die Dampftrommel des Latentwärmespeichers den 2-phasigen Umlaufstrom aus dem Wärmetauscher beim Entladen in Wasser und Dampf trennen. Gefordert ist daher eine geringe Geschwindigkeit des aufsteigenden Dampfmassenstromes $\dot{m}_{Dampf}$, damit keine Flüssigkeitstropfen mitgerissen werden. Um diesem Umstand nachzukommen, gilt für den minimalen Dampfraum $V_{Dampfraum}$ einer Trommel nach Strauß [29]:

$$V_{Dampfraum} = \frac{\dot{m}_{Dampf}}{\rho_{Dampf} \cdot \text{Dampfraumbelastung}} \tag{17}$$

Die Dampfraumbelastung stellt das Verhältnis zwischen pro Zeiteinheit erzeugten Dampfvolumens und Dampfraum dar. Der Maximalwert dieser Größe kann mit Gl. (18) bestimmt werden. Darin fließen der Druck (in bar) und die elektrische Leitfähigkeit λ des Wassers (in µS/cm) der Trommel ein. In diesem Kesselwasser sammeln sich die Salze an, da diese nicht mitverdampfen und dadurch im Wasser aufkonzentriert werden. Eine steigende Salzkonzentration im Kesselwasser macht ein größeres Trommelvolumen notwendig, aber das Speisewasser muss nicht zusätzlich für den nachfolgenden Schritt aufbereitet werden. Bei Zwangdurchlaufsystemen fehlt der Trennprozess der Trommel, wodurch das Wasser aufwendig vollentsalzt wird, um Korrosion der Turbinenschaufeln zu verringern.

$$\text{Dampfraumbelastung} = \frac{\dot{V}_{Dampf}}{V_{Dampfraum}} = 0{,}264 \cdot 10^3 \cdot p^{-0,7} \cdot \lambda^{-0,61} \text{ in } s^{-1} \tag{18}$$

Wird salzarmes Speisewasser mit λ ≤ 30 µS/cm vorausgesetzt, gibt DIN EN 12953-10 [8] für λ im Trommelwasser Werte < 1500 µS/cm an. Dieser Zahlenwert und der höchste Druck, der in der Trommel auftreten kann, werden in der Dampftrommelauslegung eingesetzt. Weiters soll die Trommel zur Hälfte mit Wasser gefüllt sein, sodass $V_{Trommel} = 2 \cdot V_{Dampfraum}$ ist. Dieser Füllstand bleibt während des Entladens konstant.

Es sei angemerkt, dass ein Dampfspeicher für dieselbe austretende Dampfmasse ein wesentlich größeres Volumen aufweist als eine Dampftrommel. Denn ersterer muss so viel Wasser fassen können, dass alleine durch dessen Verdampfung m_{Dampf} erzeugt wird. Letztere wird kontinuierlich mit Speisewasser versorgt, und muss nur groß genug sein, damit Gl. (17) erfüllt ist.

Das Kriterium der Dampfraumbelastung gilt im übrigen nur für Dampftrommeln, in welchen die Abscheidewirkung auf die Wasser/Dampf-Grenzfläche gesetzt wird. Werden Abscheidezyklone eingesetzt, so muss anstatt Gl. (17) die Auslegungsrichtlinie für die Zyklone berücksichtigt werden.

3.4 Druckverlust in Schüttungen

Für die Durchströmung des Festbettes gilt nach VDI Wärmeatlas [31] Gleichung (19):

$$Eu = \frac{4 \cdot \Delta p \cdot \overline{d_p} \cdot \varepsilon^2}{3 \cdot \rho_{Luft} \cdot u_{Leerrohr}^2 \cdot \Delta L \cdot (1-\varepsilon)} \tag{19}$$

Mit der Annahme von kugelförmigen Partikeln in der Schüttung mit Porosität ε und einem Sauter-Durchmesser $\overline{d_p}$ kann die Eu-Zahl auch mit (20) berechnet werden.

$$Eu = \frac{24}{Re_{Partikel}} \left[1 + 0{,}692 \cdot \left(\psi + 0{,}5 \cdot \psi^2\right)\right] + \frac{4}{\sqrt{Re_{Partikel}}} \left[1 + 0{,}12 \cdot \psi^{1{,}5}\right] + \left[0{,}4 + 0{,}891 \cdot \psi \cdot Re_{Partikel}^{-0{,}1}\right] \tag{20}$$

Dabei sind $Re_{Partikel} = \frac{u_{Leerrohr} \cdot \overline{d_p}}{\varepsilon \cdot v_{Luft}}$, $u_{Leerrohr} = \frac{\dot{m}_{Luft}}{\rho_{Luft} \cdot A}$ und $\psi = \left[\frac{0{,}95}{\sqrt[3]{1-\varepsilon}} - 1\right]^{-1}$.

Im Falle von nicht kugelförmigen Partikeln muss der Druckverlustformfaktor Φ_D (Sphärizität) berücksichtigt werden. Dieser Faktor stellt das Verhältnis der Oberfläche einer volumengleichen Kugel zur Oberfläche des kantig geformten Partikels dar. Demnach errechnet sich die Eu – Zahl nicht kugelförmiger Partikeln zu:

$$\begin{aligned} Eu = \frac{24}{Re_{Partikel} \cdot \Phi_D^2} \left[1 + 0{,}685 \cdot \left(\psi + 0{,}5 \cdot \psi^2\right)\right] + \frac{4}{\sqrt{Re_{Partikel}} \cdot \Phi_D^{1{,}5}} \left[1 + 0{,}289 \cdot \psi^{1{,}5}\right] + \\ + \frac{1}{\Phi_D} \cdot \left[0{,}4 + 0{,}514 \cdot \psi\right] \end{aligned} \tag{21}$$

VDI Wärmeatlas [31] gibt für Straßensplitt mit gebrochenen Kanten Φ_D = 0,63 an.

Aus einer Forderung für ein maximales Δp kann damit die zugehörige Höhe des zylindrischen Behälters bestimmt werden. Aufgrund der Ähnlichkeitstheorie der dimensionslosen Kennzahlen ist es gleichgültig, ob ΔL für einen oder mehrere Behälter (bei variierendem A bzw. d_i) bestimmt wird. Da Δp konstant bleibt und sämtliche Eu-Zahlen gleich sein müssen, ist somit auch die Höhe konstant, nur der Strömungsquerschnitt ändert sich beim Übergang einer Behälteranzahl n zur nächsten. In diesem Fall gilt:

$$u_{Leerrohr,n} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_{Luft}}{n}\right)}{\rho_{Luft} A} \text{ mit } V_{Schüttung} = A \cdot n \cdot \Delta L = const.$$

Anmerkung: Die Auswahl von ΔL der Behälter muss für jenen Betriebsfall erfolgen, bei dem für festgehaltenes A und n die kleinere Höhe auftritt. Damit ist sichergestellt, dass im anderen Betriebsfall Δp nicht überschritten wird.

3.5 $\dot{Q}, T$ – Diagramme und Pinch-Analyse

$\dot{Q}, T$ – Diagramme sind für jene Fälle interessant, bei denen Wärmetauscher eine Rolle spielen. Beim Festbettregenerator können anhand dieser Diagramme die minimal erzielbaren Temperaturdifferenzen ΔT_{min} (Pinch-Punkte) zwischen Wasser/Dampfkreislauf und HTF bzw. HTF und Speichermedium visualisiert werden, wie Abb. 6 zeigte. Da auf den Achsen Temperatur und übertragener Wärmestrom aufgetragen sind, beträgt die Steigung der Geraden $\frac{1}{\dot{m}_{Fluid} \cdot c_p}$. Die Steigung ist indirekt proportional zu $\dot{m}_{Fluid}$ und c_p, wobei $\dot{m}_{Fluid}$ einen größeren Einfluss auf den Anstieg ausübt. Denn c_p erfährt in gewissen Temperaturbereichen nur geringfügige Änderungen.

Das Aufheizen des Wasserstromes durch Luft ist qualitativ in Abb. 20 dargestellt. Latente Wärme erscheint als horizontale Linie. Wie bereits erwähnt, dreht sich die Abkühlgerade mit steigendem $\dot{m}_{Luft}$ um den Pinch-Punkt und wird flacher (nicht durchgezogene Linie). Dadurch steigt die Austrittstemperatur der Luft aus dem Wärmetauscher $T_{L,aus,WT}$, obwohl die Eintrittstemperatur $T_{L,ein,WT}$ geringer geworden ist.

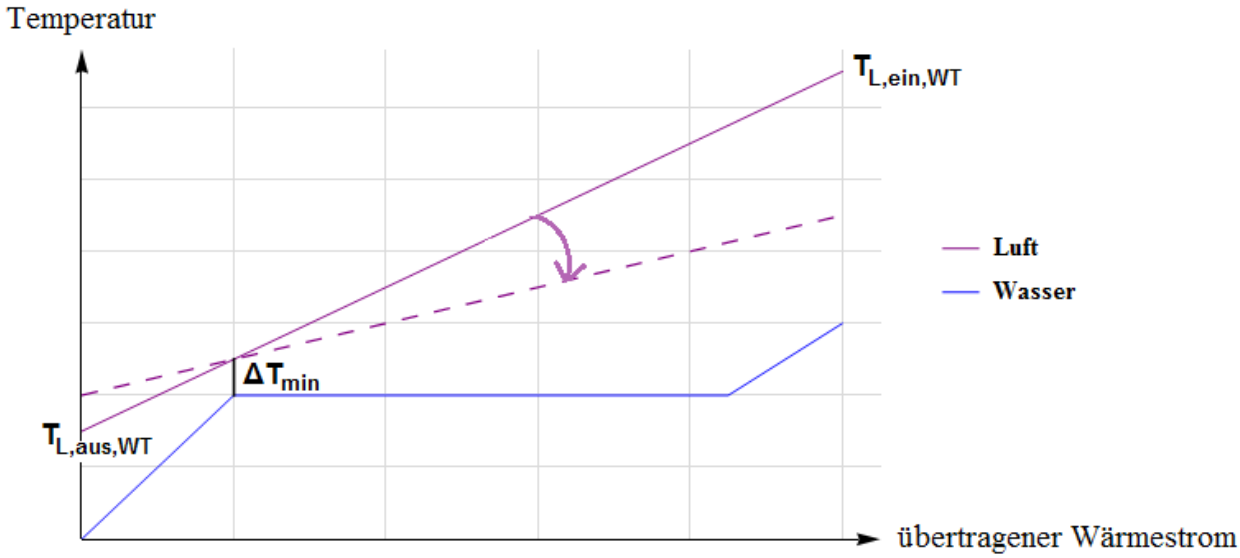


Abbildung 20: Drehen der Abkühlgerden um den Pinch-Punkt durch Erhöhen von $\dot{m}_{Fluid}$

In komplexen Kühl- und Heizsystemen dient die Pinch-Analyse, um die Wärmerückgewinnung zu optimieren. Dabei wird so vorgegangen, dass alle Ströme, die aufgeheizt oder abgekühlt werden müssen, zu einem heißen bzw. kalten Gesamtstrom (Hot bzw. Cold Composite Curve) überlagert und im $\dot{Q}, T$ – Diagramm dargestellt werden. Die Kurven sind beliebig entlang der $\dot{Q}$ – Achse verschiebbar, da nur Wärmestromdifferenzen abgelesen werden. Wird eine Cold Composite Curve wie in Abb. 21 gezeigt, nach rechts verschoben, vergrößert sich ΔT_{min}, das Wärmerückgewinnungspotential sinkt, da Heiz- und Kühlmittelbedarf (Hot bzw. Cold Utility) steigen, aber Investitionskosten (Wärmetauscherfläche) sinken. Die Wahl von ΔT_{min} erfolgt so, dass die geringsten Gesamtkosten entstehen.

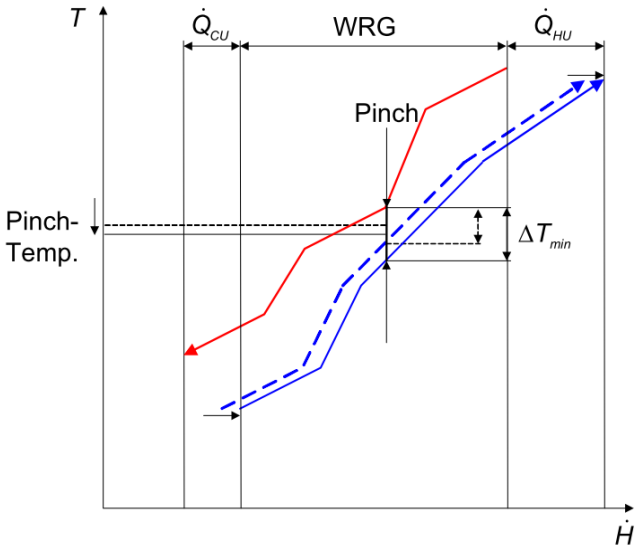


Abbildung 21: Verschiebung einer Cold Composite Curve entlang der $\dot{Q}$–Achse, aus Brunner et al. [2]

Der Pinch teilt das System in Teilsysteme (Abb. 22) mit gegensätzlichem Wärmebedarf ein: Oberhalb des Pinchs herrscht ein Wärmedefizit, Heizmittelbedarf ist notwendig; unterhalb des Pinchs liegt ein Wärmeüberschuss vor, Kühlmittelbedarf ist notwendig. Daraus kann abgeleitet werden, dass externe Wärmeabfuhr nur unterhalb und externe Wärmezufuhr nur oberhalb des Pinchs vorgenommen werden darf. Des weiteren dürfen Ströme über dem Pinch nicht zum Heizen von Strömen unter dem Pinch verwendet werden.

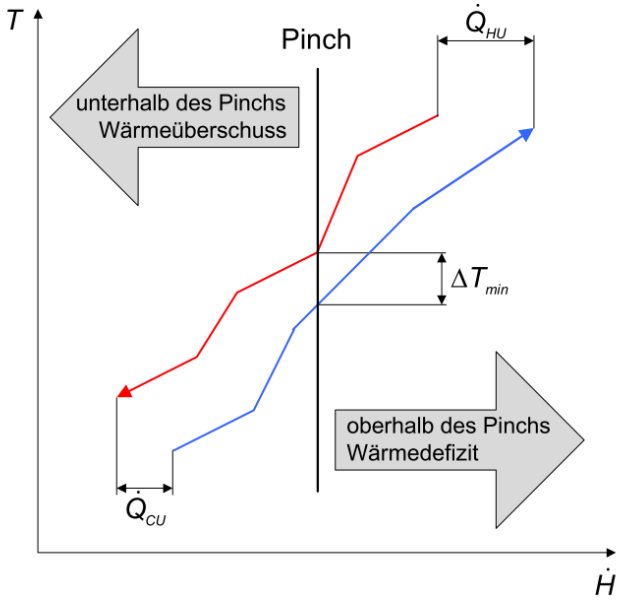


Abbildung 22: Wärmebedarf über- und unterhalb des Pinchs, aus Brunner et al. [2]

4. Funktionsweise von Apros

4.1 Sechs-Gleichungs-Modell

Der **A**dvanced **Pro**cess **S**imulater (kurz: Apros), entwickelt und laufend erweitert von den Firmen Fortum und VTT, ist eine kostenpflichtige Modellierungs- und Simulationssoftware für Anwendungen in sämtlichen Kraftwerken (nuklear, fossil und alternativ) und der Papierindustrie. Die Software, die den großen Vorteil hat, dass sie auch für dynamische Simulationen einsetzbar ist, beinhaltet eine calculation engine und ein user interface, ferner Bibliotheken für Prozess-, Automatisierungs- und elektrische Komponenten, sowie diverse Prozessfluide. Zu den gängigsten Fluiden zählt Wasser/Dampf, was auch in den durchgeführten Simulationen verwendet wurde. Da dem Benutzer in Apros mehrere Varianten, wie eine Wasser/Dampf – Strömung beschrieben werden soll, zur Verfügung stehen, erfolgt in diesem und dem nächsten Kapitel eine Erläuterung der wichtigsten Berechnungsgrundlagen. Denn nur, wenn die in Apros eingestellten Werte mit den im Anwendungsfall auftretenden realen Begebenheiten übereinstimmen, sind die erhaltenen Ergebnisse verwertbar.

Den betrachteten Modellansätzen über die Zweiphasenströmung liegen eindimensionale Bilanzgleichungen für Masse, Impuls und Energie zugrunde, jedoch werden diese auf unterschiedliche Spezies (Mischung, Flüssig- und Gasphase) angewendet. Das homogene Modell betrachtet die Zweiphasenströmung als homogene Mischung und löst die drei Erhaltungsgleichungen für diese Mischung. Daher ergeben sich dieselben Zustandsgrößen für flüssige und gasförmige Phase, was in realen Strömungen nicht immer der Fall ist. Daher gibt es Erweiterungen, nämlich das Fünf-Gleichungs- und Sechs-Gleichungs-Modell. Bei ersterem wird nur die Impulsbilanz für die Mischung berechnet, Massen- und Energiebilanz hingegen für flüssige und gasförmige Phase separat. Dadurch kann sowohl der Wärmedurchgang an der Wand jeweils für flüssige und gasförmige Phase, als auch Wärmeaustausch an der Grenzfläche Flüssigkeit – Gas berücksichtigt werden. Das Sechs-Gleichungs-Modell betrachtet nun auch die Impulsbilanz für beide Phasen getrennt und stellt somit die umfangreichste und realitätskonformste Modellierung dar. Somit lässt sich sowohl Wandreibung jeweils für flüssige und gasförmige Phase, als auch Reibung an der Grenzfläche Flüssigkeit – Gas beschreiben. Hinzu kommen noch empirische Korrelationen, mit denen diese speziellen Reibungs- und Wärmeübergangsphänomene wiedergegeben werden, siehe Apros-Informationsdatei [16] für eine vollständige Gleichungsliste. Die sechs nichtlinearen, partiellen Differentialgleichungen lauten:

$$\frac{\partial(\alpha_k \rho_k)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_k \rho_k u_k)}{\partial z} = \Gamma_k^V$$

$$\frac{\partial(\alpha_k \rho_k u_k)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_k \rho_k u_k^2)}{\partial z} + \alpha_k \frac{\partial p}{\partial z} = \Gamma_k^V u_{ik} + \alpha_k \rho_k \vec{g} + F_{wk}^V + F_{ik}^V + F^V \qquad (22)$$

$$\frac{\partial(\alpha_k \rho_k h_k)}{\partial t} + \frac{\partial(\alpha_k \rho_k u_k h_k)}{\partial z} = \alpha_k \frac{\partial p}{\partial t} + \Gamma_k^V h_{ik} + \dot{Q}_{ik}^V + \dot{Q}_{wk}^V + F_{ik}^V u_{ik}$$

Der Index k kann für flüssige oder gasförmige Phase stehen, i repräsentiert die Phasengrenzfläche und w die Wand. Γ_k^V ist die Massenänderungsrate der betrachteten Phase ($\Gamma_k^V > 0$: Verdampfung, $\Gamma_k^V < 0$: Kondensation), F^V und $\dot{Q}^V$ Reibungs- und Wärmestromtherme. Da α den Volumenanteil kennzeichnet, sind Γ^V, F^V und $\dot{Q}^V$ volumenbezogene Größen. In der Impulsbilanz sind ebenfalls Reibungsverluste durch Ventile, Querschnittsänderungen und Pumpen berücksichtigt (zusammengefasst im letzten Term der rechten Seite). h_k beinhaltet hier auch die kinetische Energie.

Das Lösen dieser Gleichungen läuft nach einem Schema ab. Zunächst wird diskretisiert (siehe nächstes Kapitel) und linearisiert. Daraus folgt eine Gruppe von linearen Gleichungen in p, u_k, α und h_k, welche der Reihe nach gelöst werden. ρ_k ergibt sich als Funktion aus den im vorigen Schritt ermittelten Werten für p und h_k. Die Gleichungen werden bis zum Erreichen eines Abbruchkriteriums iterativ gelöst. Die Materialeigenschaften v_k, c_{pk}, λ_k und T_k werden ebenfalls als Funktion von p und h_k berechnet. Sättigungstemperatur und Enthalpie sind alleine durch p fixiert.

4.2 Diskretisierung

Um die Gleichungen 22 numerisch lösen zu können, ist eine Diskretisierung notwendig. Hierfür muss sowohl die zeitliche als auch örtliche partielle Ableitung berücksichtigt werden. Das zeitliche Diskretisieren erfolgt durch Auswertung der Gleichungen für jeden *Simulation time step*. Dies ist jenes Intervall, für welches alle Zustandsgrößen neu berechnet werden. Etwas komplexer verhält es sich mit der Ortsableitung. Da es sich um eindimensionale Gleichungen handelt, wird nur in eine Raumrichtung diskretisiert, welche von Modul zu Modul unterschiedlich sein kann. Zum Beispiel wird für Rohr und Tank, beide horizontal angeordnet, das Rohr horizontal, der Tank hingegen vertikal diskretisiert. Die betrachtete Raumrichtung ist also jene, in welcher sich die Zustandsgrößen ändern.

Für ein Modul wird nun die Unterteilung in eine frei wählbare Anzahl an äquidistanten Berechnungsknoten (*nodes*) vorgenommen, welche in Summe das Gesamtvolumen des Moduls darstellen. Die Mittelpunkte dieser Berechnungsknoten sind über *branches* miteinander verbunden, sodass Wärme- und Stoffaustausch über mehrere Knoten hinweg möglich ist. So wird ein Gitter aufgespannt, in welchem Zustandsgrößen (p, h_k, ρ_k, …) in Punkten im Zentrum der Knoten, und Durchflussgrößen ($\dot{m}_k$, u_k, ...) zwischen zwei Knoten an ihren Grenzflächen ausgewertet werden.

Dieser nicht ganz triviale Aufbau soll anhand des folgenden Beispieles erklärt werden:

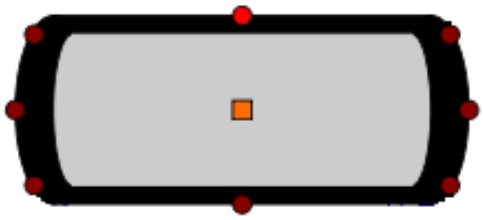


Abbildung 24: Modul *Horizontal Tank including Heat Structure (HTH)*

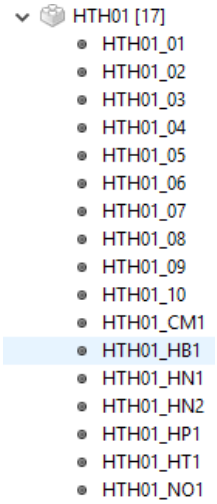


Abbildung 23: calculation level

Für jedes Modul existiert ein *calculation level*, in welchem alle erzeugten *calculation level modules* wie in Abb. 23 aufgelistet sind. Hier besteht der Tank aus einem *node* (_NO1), zu welchem immer ein *composition modul* (_CM1), das Informationen über das ausgewählte Medium beinhaltet, geschaffen wird. Die Wärmestrukturierung besteht darin, dass die Tankwand mehrschichtig aufgebaut sein kann, sodass bis zu drei verschiedene Materialien und Dicken einstellbar sind. Der

Wärmedurchgang verläuft nun so, dass jedes *node* über ein *heat transfer modul* (_HT1) mit dem *heat structure node* der Wandinnenseite (_HN1) verbunden ist. Zwischen _HN1 und dem *heat structure node* der Wandaußenseite (_HN2) befindet sich ein *heat structure branch* (_HB1, befindet sich in obiger Abbildung in der Selektion), welches für die Wärmeleitung durch die Wand zuständig ist. Falls ein externer Punkt gegeben ist, existieren *heat transfer modules* zwischen diesem und _HN2 (also der äußersten Schicht der Wärmestruktur). Dieser externe Punkt wäre dann an dem *heat point* (_HP1) angeschlossen. Die restlichen Anschlussstellen des Tanks (_01 – _10) sind für Zu- oder Ableitungen des Mediums.

Die wichtigsten Zusammenhänge sind nochmals in Abb. 25 visualisiert. Die Punkte im Zentrum der *nodes* weisen auf die Berechnung der Zustandsgrößen hin, die *branches* auf Durchflussgrößen.

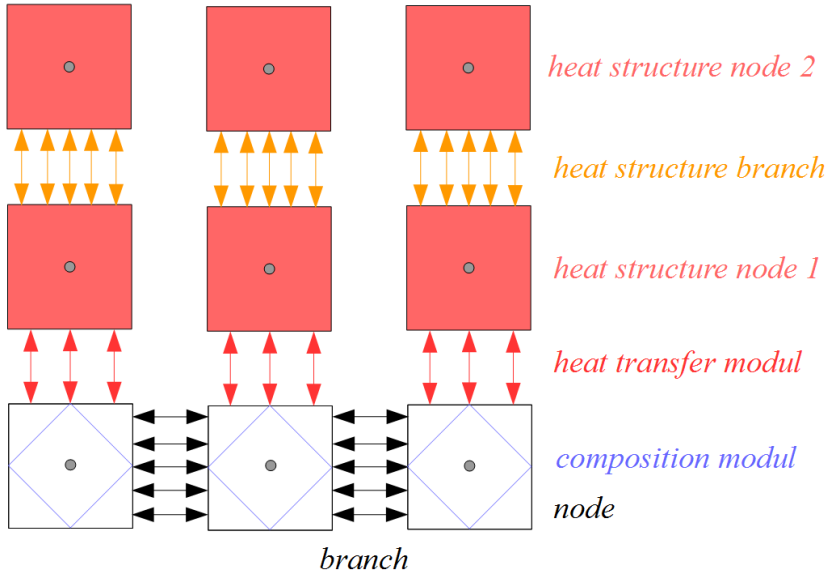


Abbildung 25: Diskretisierung der Wärmestrukturierung

5. Übersicht der Auslegungsdaten

Nachfolgend sind die wichtigsten Daten aus Massen- und Energiebilanzen überblicksmäßig aufgelistet. Die Speicher erfüllen eine Kapazität von 70 MWh und 10 MW Leistung. Der Rechenweg und getroffene Annahmen sind in den kommenden Kapiteln ausführlich erörtert.

- **Ruthsspeicher**

		Temperatur in °C	Druck in bar	$\dot{m}_{WD}$ in kg/s	m_{WD} in t
Laden, 15 h	Überhitzter Dampf	380	50	variabel	79,34
	Speisewasser	51	7		10,84
Entladen 7 h, 10 MW, Sattdampf		204,31	17	3,58	90,18

Tabelle 5: Bilanz Ruthsspeicher

Das Verhältnis der Masse abgebbaren Dampfes zu Speichervolumen (Wasser inkl. Behälterstahl) beträgt: $\frac{m_{Dampf}}{V_{Speicher}} = 100{,}31 \ \frac{\text{kg Dampf}}{\text{m³ Speichervolumen}}$ (Vgl. Abb. 5). Dieser Wert ist der Quotient aus Energiedichte in kJ/m³ und spezifischer Enthalpie in kJ/kg des ausgespeicherten Dampfes. Anschaulich ausgedrückt, aber nicht ganz korrekt, gibt er Auskunft darüber, wie viel kg Dampf aus 1 m³ Speichervolumen erzeugt werden kann.

- **Festbettregenerator**

		Temperatur in °C		Druck	Dampfgehalt	$\dot{m}_{WD}$	m_{WD}
		Eintritt	Austritt	in bar	am Austritt	in kg/s	in t
Laden 15 h, 4,67 MW	Teilkondensation	380	263,94	50	0,85	7,81	421,92
	Enthitzen				1	13,24	714,96
Entladen 7 h, 10 MW		40	210	17	-	3,78	95,37

Tabelle 6: Bilanz Festbettregenerator, Wasser/Dampfkreislauf

Die volumetrische Dampfmasse $\frac{m_{Dampf}}{V_{Festbett}}$ beläuft sich auf: 76,9 kg/m³ für Teilkondensation

45,0 kg/m³ für Enthitzen

		Temperatur in °C		$\dot{m}_{Luft}$ in kg/s
		Eintritt	Austritt	
Laden des Festbettes 4,67 MW, 15 h	Teilkondensation	372,5	174,3	22,63
	Enthitzen	358	242	38,45
Entladen des Festbettes 10 MW, 7 h	Teilkondensation	159,4	357,6	48,26
	Enthitzen	198	314	83,13

Tabelle 7: Bilanz Festbettregenerator, Luftkreislauf

- **Latentwärmespeicher**

	Temperatur in °C		Druck in bar	Dampfgehalt am Austritt	$\dot{m}_{WD}$ in kg/s	m_{WD} in t
	Eintritt	Austritt				
Laden 15 h, 4,67 MW, Fall 2	380	234	50 – 30,1	0	2,18	117,88
Entladen 7 h, 10 MW	-	204	17	1	3,57	90,04

Tabelle 8: Bilanz Latentwärmespeicher

Daraus ergibt sich für Fall 2 (PCM – Temperaturbereich ± 12 °C um Schmelzpunkt, Volumen inkl. Totvolumen und Rippenrohren): $\frac{m_{Dampf}}{V_{Tot,\,Speicher}} = 85{,}1$ kg/m³. Wenn das Totvolumen zwischen Behälterwand und angrenzenden Wärmetauscherrohren nicht berücksichtigt wird, beträgt dieser Wert 102,9 kg Dampf/m³ Speichervolumen. Dieses Totvolumen kann, anders als jenes beim Festbettregenerator, nicht zum Speichervolumen gezählt werden, da es keinen Einfluss auf Leistung/Kapazität hat.

6. Ruthsspeicher

6.1 Auslegung

Die in 3.1.1 und 3.2 vorgestellten Gleichungen werden nun genutzt, um realisierbare Dampfspeichergrößen zu erhalten. Für $U_2 – U_1$ wird die Speicherkapazität von -70 MWh und für β der in Dinçer et al. [4] angegebene Wert von 0,9 verwendet. Da Berechnungsdruck und -temperatur etwas höher als bei Betriebsbedingungen liegen, damit sich die Sicherheitseinrichtungen nicht zu früh aktivieren, werden diese bei schätzungsweise 10 % höheren Werten angesetzt (p = 55 bar und T = 290 °C). Weiters werden ein Schweißnahtfaktor von z = 1 und Korrosionszuschlag 1 mm angenommen. Die Berechnungsnennspannung f ergibt sich für Kesselblech P355GH mit Materialwerten entnommen aus DIN EN 10028-2 [6] zu f = 152,7 MPa. Die spezifische Enthalpieänderung $c_{p,St} \cdot (T_2 - T_1)$ des Stahls beträgt -32,4 kJ/kg (siehe DIN EN 13445-3 [9] für die polynomischen Koeffizienten von c_p).

Es wird von einer Länge von 20 m ausgegangen. Tabelle 9 zeigt eine Auswahl verschiedener Größen: n = 5 ist im Apros-Modell realisiert, ab n = 8 beträgt d_a < 2,7 m, wodurch d_a in einem Bereich liegt, ab dem der Antransport im LKW möglich wird. Wanddicken mit e ≤ 35 mm ab n = 16 werden ebenfalls berücksichtigt, um den Prüfungsaufwand der Schweißnähte zu verringern. Denn DIN EN 13445-5 [10], Tabelle 6.6.1-1 sieht vor, dass für Prüfgruppe 2b der Prüfumfang von bestimmenden Schweißnähten (also Längsnähte, welche normal zur Schweißnaht die dimensionsbestimmende Umfangsspannung aufnehmen müssen) von 100 % auf 10 % reduziert werden kann, wenn die maximal zulässige Werkstoffdicke 35 mm nicht übersteigt. Bei anderen Schweißnähten besteht ebenfalls eine deutliche Verringerung des Prüfumfanges, siehe Tabelle 6.6.1-2 selber Norm. Dies gilt für Stähle der Werkstoffgruppe 1.2 (mit 275 MPa < R_{eH} ≤ 360 MPa), in welcher P355GH mit R_{eH} ≥ 345 MPa liegt. Zusätzlich ist in dieser Prüfgruppe der Schweißnahtfaktor = 1 gültig.

n	d_a in m	e in mm	V_i in m³	m_{Stahl} in t	$\lvert\Delta H_{Stahl}\rvert$ in kJ	$\lvert\Delta H_{ges}\rvert$ in kJ	$\frac{\Delta H_{Stahl}}{\Delta H_{ges}}$	m_{aus} in t
5	3,37	60,69	166,1	107,7	$3{,}5\cdot10^6$	$5{,}0\cdot10^7$	6,93 %	18,04
8	**2,67**	**48,2**	**103,9**	**66,5**	$\mathbf{2{,}2\cdot10^6}$	$\mathbf{3{,}2\cdot10^7}$	**6,85 %**	**11,27**
10	2,39	43,2	83,1	53,0	$1{,}7\cdot10^6$	$2{,}5\cdot10^7$	6,82 %	9,02
14	2,02	36,7	59,4	37,7	$1{,}2\cdot10^6$	$1{,}8\cdot10^7$	6,79 %	6,44
16	**1,89**	**34,4**	**52,0**	**33,0**	$\mathbf{1{,}1\cdot10^6}$	$\mathbf{1{,}6\cdot10^7}$	**6,79 %**	**5,64**

Tabelle 9: Auslegungsdaten für 1 von insgesamt n Ruthsspeichern

Etwa 6,8 % der thermischen Energie, die ein Zylinder speichern kann, entfallen auf den Behälterstahl. Wird davon ausgegangen, dass die Kosten des Druckbehälterstahls bei 5000 €/t liegen und allgemein betrachtet ~ 530 t Stahl verbaut werden, belaufen sich die Kosten hierfür auf 2,65 Mio. €. Nicht außer Acht zu lassen sind hohe Fertigungs- und Transportkosten, welche bei geringeren Wanddicken (und hohen Stückzahlen) entstehen. Hier ist ein Kompromiss zwischen hoher Wanddicke und hoher Behälteranzahl unvermeidbar.

Um die geforderten 10 MW Leistung erbringen zu können, ergibt sich $\dot{m}_{aus}$ = 3,58 kg/s. Da im Apros-Modell (für n = 5 Behälter erstellt) zwischen Parallelschaltung (alle Speicher gleichzeitig im Einsatz) und Serienschaltung (Speicher nacheinander im Einsatz) gewählt werden kann, sind nachfolgend die Betriebsparameter aufgelistet:

Bei Serienschaltung beläuft sich die Entladezeit eines Behälters auf $t = \frac{m_{aus}}{\dot{m}} = \frac{18{,}04\,\text{t}}{3{,}58\,\text{kg/s}} = 84\,\text{min}$.

Bei Parallelschaltung trägt jeder Speicher $\frac{\dot{m}_{aus}}{5} = 0{,}716\,\text{kg/s}$ und $\frac{10\,\text{MW}}{5} = 2\,\text{MW}$ Leistung bei.

Der Speicher wird mit überhitztem Dampf geladen. Demnach ist die Enthalpie des Ladedampfes größer als jene des entnommenen Dampfes. Folglich muss beim Laden Speisewasser mit einer geringeren Enthalpie als der entnommene Dampf zugeführt werden, um die Energie- und Massenbilanz zu schließen. Würde nur mit überhitztem Dampf alleine geladen werden, kämen Ausgangsdruck und -temperatur nicht bei dem Füllgrad des Anfangszustandes zu liegen. Es würde sich ein höherer Druck bei gleicher Wassermasse wie zuvor im Tank einstellen, wenn m_{aus} nur durch den Ladedampf ausgeglichen wird.

Mit der Enthalpie des Ladedampfes (380 °C, 50 bar: h_{Dampf} = 3146,83 kJ/kg) und des Speisewassers (51 °C, 7 bar: h_{Wasser} = 214,11 kJ/kg) folgt für eine Trommel aus Energie- und

Massenbilanz:

$$\begin{aligned} -\Delta H_{ges} &= m_{Dampf} \cdot h_{Dampf} + m_{Wasser} \cdot h_{wasser} \\ m_{aus} &= m_{Dampf} + m_{Wasser} \end{aligned} \quad \rightarrow \quad \begin{aligned} m_{Dampf} &= 15{,}87\,\text{t} \\ m_{Wasser} &= 2{,}167\,\text{t} \end{aligned}$$

Diese Massen können zum Beispiel über einen Zeitraum von 15 Stunden zugeführt werden. Die genaue Verteilung, wie viel kg Wasser/Dampf in welcher Zeit eingebracht wird, hängt von den örtlichen Begebenheiten ab. Hier erfolgt die Wahl der Ladezeit bzw. Massenströme, sodass gilt:

$\frac{m_{Wasser}}{m_{Dampf}} = \frac{t_{Laden,Wasser}}{t_{Laden,Dampf}} \rightarrow \frac{\dot{m}_{Wasser}}{\dot{m}_{Dampf}} = 1$. (Somit bleibt ṁ bei Serienschaltung bzw. die Ladezeit bei Parallelschaltung für alle n gleich.) Wird zuerst Speisewasser (wegen des geringeren Druckes) und dann Dampf eingeleitet, gilt:

Serienschaltung: $\dot{m}_{Wasser}$ = 1,67 kg/s für 0,36 h und $\dot{m}_{Dampf}$ = 1,67 kg/s für 2,64 h

Parallelschaltung: $\dot{m}_{Wasser}$ = 0,334 kg/s für 1,8 h und $\dot{m}_{Dampf}$ = 0,334 kg/s für 13,2 h

In den Rohrleitungen vom und zum Tank sollen folgende Geschwindigkeiten nach Spirax Sarco [27] gelten: überhitzter Dampf: bis 40 m/s, gesättigter Dampf: bis 25 m/s, Wasser: 1 – 3 m/s. Durch die geringere Geschwindigkeit in der Sattdampfleitung wird weniger Wasser aus dem Tank mitgerissen. Befinden sich viele Wassertropfen in der Strömung, wird dadurch die Erosion der Leitung verstärkt. Daher sind in Sattdampfleitungen geringere Geschwindigkeiten vorteilhaft. Weiters werden nur Rohrdurchmesser und Wanddicken der DIN EN 10216-2 [7], Reihe 1 verwendet. Als Material dient P235GH, wobei Berechnungsdruck und -temperatur 10 % größer angesetzt sind (Festigkeitswerte nach obiger Norm). Für die Speisewasserleitung ist T = 100 °C, da die Norm erst Werte ab 100°C angibt. In Tab. 10 sind für jedes Medium zwei Zeilen angegeben. Die obere Zeile gilt für Serienschaltung, die untere Zeile für Parallelschaltung.

Rohrleitung	$\dot{m}_{Wasser}/\dot{m}_{Dampf}$ in kg/s	d_a in mm	Wanddicke in mm
Wasser	1,67	33,7	2,3
	0,334	17,2	1,8
überhitzter Dampf	1,67	60,3	3,2
	0,334	33,7	2,3
Sattdampf	3,58	168,3	5,6
	0,716	76,1	3,2

Tabelle 10: Dimensionierung der Rohrleitungen für n = 5, pro Medium ist die obere Zeile Serienschaltung, untere Zeile Parallelschaltung

Für die interessanten Behälteranzahlen ergibt sich bei gleichzeitigem (Ent)Laden der Tanks Tab. 11. $\dot{m}$ und d_a bei (Ent)Laden eines Tanks nach dem anderen sind zahlenmäßig gleich wie die oberen Zeilen für ein Medium in voriger Tabelle. Durch Parallelschaltung der Tanks wird der Querschnitt von Leitungen und Ventilen kleiner. Dadurch kann sich eine Kostenersparnis ergeben.

Rohrleitung		$\dot{m}_{Wasser}/\dot{m}_{Dampf}$ in kg/s	d_a in mm	Wanddicke in mm
Wasser	n = 8	0,209	13,5	1,8
	n = 16	0,104	10,2	1,6
überhitzter Dampf	n = 8	0,209	26,9	2
	n = 16	0,104	17,2	1,8
Sattdampf	n = 8	0,447	60,3	2,9
	n = 16	0,224	42,4	2,6

Tabelle 11: Dimensionierung der Rohrleitungen, Parallelschaltung

Der thermische Zustand des ausgespeicherten Dampfes nach dem Drosselventil muss hinsichtlich seines Dampfgehaltes untersucht werden. So wäre es beispielsweise möglich, dass der Dampf von höherem Druckniveau durch die Drosselung im Zweiphasengebiet zu liegen kommt. In diesem Fall müsste das Kondensat abgetrennt werden. In Abb. 26 ist dieser Sachverhalt im h-s – Diagramm zu begutachten. Zustand A bei 50 bar und x = 1 zeigt den Dampf vor der Drossel, Zustand B mit 17 bar, x = 1 danach. Beide Punkte (und annäherungsweise die Drücke dazwischen) liegen auf einer Isenthalpen, wodurch kein Nassdampf entsteht und ebenfalls kein Kondensatableiter notwendig ist. Dieses Diagramm wird auch auf die Dampftrommel des Latentwärmespeichers angewendet.

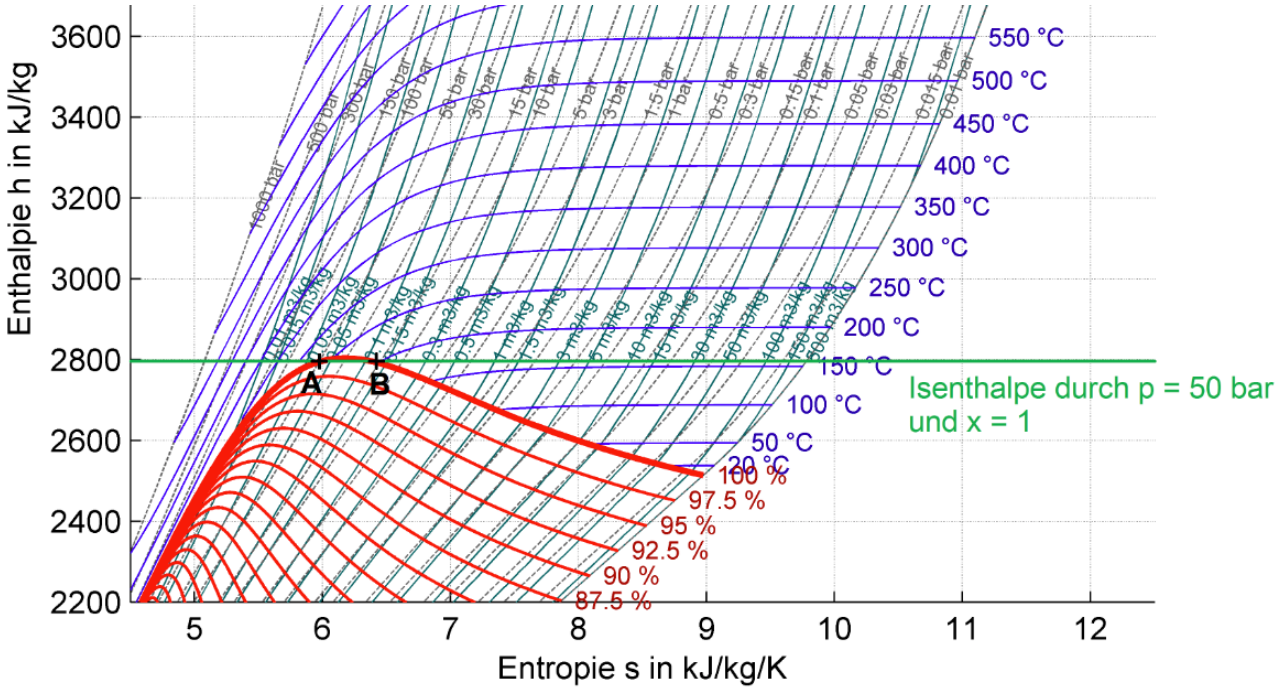


Abbildung 26: h-s – Diagramm für Wasser, Zustand des Dampfes vor und nach der Drosselung

Der Sattdampf verlässt den Speicher mit 17 bar und 204 °C. Demnach wird die geforderte Ausspeichertemperatur von 210 °C nicht erreicht, was eine nachfolgende Überhitzung notwendig macht.

6.2 Apros-Modell

Dieses Modell ist in Apros sehr simpel mit wenigen Prozesskomponenten und zugehöriger Steuerungseinrichtung darzustellen. Die Trommel besitzt Anschlüsse für Dampfentnahme, Ladedampf und Speisewasser. Beim Entladen öffnet sich das Drosselventil stetig, um einen konstanten Massenstrom (für eine konstante Ausspeicherleistung) aufrecht zu erhalten.

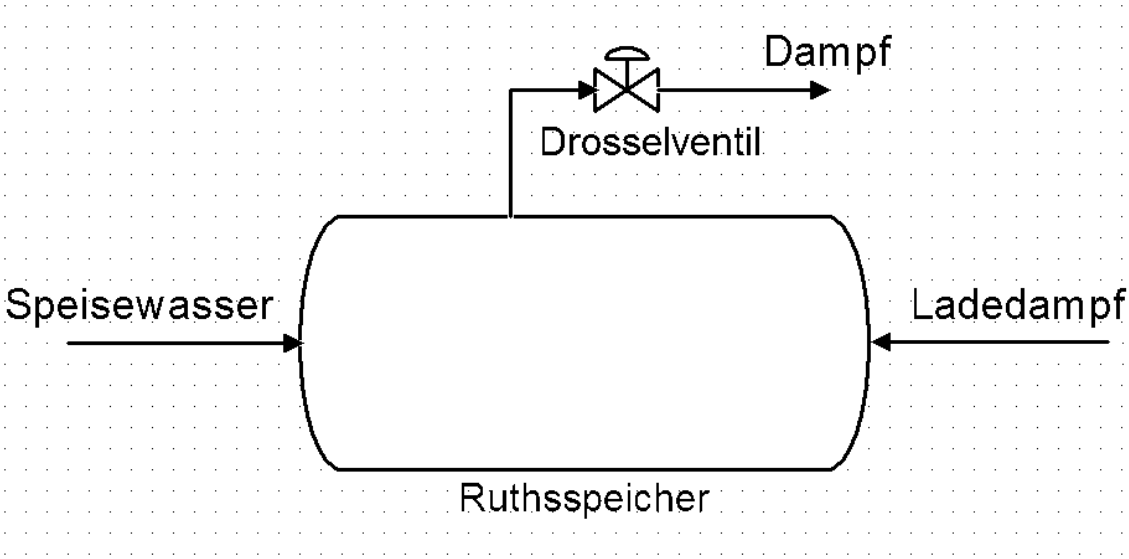


Abbildung 27: vereinfachte Prinzipskizze des Modells

Das Gesamtmodell setzt sich aus 5 Einzelstücken zusammen. Für die Module wurden Grundeinstellungen laut Tab. 12 getroffen, welche Änderungen von den default settings darstellen (V_i = 166,1 m³, d_i = 3,251 m, e = 60,69 mm):

Attribut	Wert	Bedeutung
separation option	1	gibt an, dass flüssige und gasförmige Phase in einem *node* getrennt vorliegen
volume number	1	Anzahl der *nodes* im Tank
condensation correlation	3	gibt an, dass die Kondensation nach Nusselt im Gültigkeitsbereich horizontaler Rohre berechnet wird
Material_1	15	Zahl, welche den Werkstoff der innersten Schicht angibt, entspricht *carbon steel*
Number_1	2	Anzahl der *heat structure nodes* der innersten Schicht
Accuracy Level	6	Berechnungsart der Wasser/Dampf-Strömung entspricht dem Sechs-Gleichungs-Modell

Tabelle 12: Parameter *horizontal tank including heat structure*

Im vollständig geladenen Zustand beträgt der Füllgrad 90%. Dies bedeutet eine Wassermasse von $m'_1 = \frac{\beta \cdot V}{v'_1} = \frac{0{,}9 \cdot 166{,}1\,\text{m}^3}{1{,}286 \cdot 10^{-3}\,\text{m}^3/\text{kg}} = 116{,}24\,\text{t}$. In Apros kann aber nur der Füllstand h des Tanks eingestellt werden. Beide Größen hängen wie folgt zusammen:

$$\beta \cdot V = r_i^2 \cdot L \cdot \left(\arccos\left(\frac{r_i - h}{r_i} \right) - \frac{(r_i - h) \cdot \sqrt{2 \cdot r_i \cdot h - h^2}}{r_i^2} \right) \tag{23}$$

Während des Entladevorganges verlassen 18,04 t den Tank, woraus gilt

$$\beta_2 = \frac{m'_2 \cdot v'_2}{V} = \frac{98{,}21\,\text{t} \cdot 1{,}163 \cdot 10^{-3}\,\text{m}^3/\text{kg}}{166{,}1\,\text{m}^3} = 0{,}688\,.$$

Mit Gl. (23) resultieren die Füllstände des Speicher zu: β = 0,9 → h = 2,743 m

β = 0,688 → h = 2,113 m

Abb. 28 zeigt einen Ausschnitt des Modells mit seinen Apros-Komponenten.

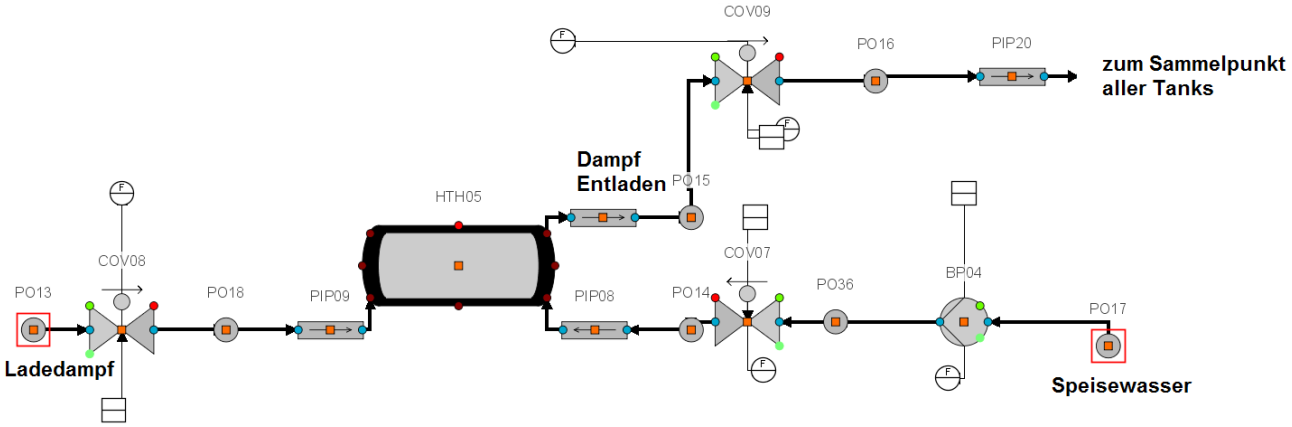


Abbildung 28: Screenshot des Apros-Modells

Die Regelung des Modells sieht vor, dass ein Ventil geschlossen und Signal an das darauf folgende zum Öffnen gegeben wird, sobald die errechneten Massen Wasser/Dampf das Ventil durchflossen haben.

6.3 Ergebnisse

Folgende Diagramme zeigen die Simulationsergebnisse für den Betrieb der Tanks. Es wurde ein Speicherzyklus für serielle und parallele Anordnung aufgezeichnet. Endwerte und -zeiten stimmen in guter Näherung mit den Berechneten aus 5.1 überein.

Serienschaltung

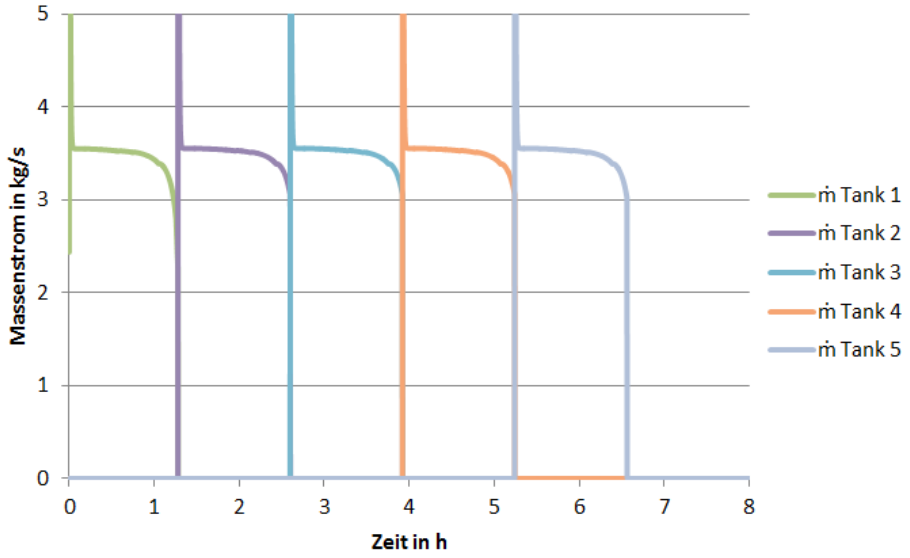


Abbildung 29: Gesamt-Entlademassenströme bei Serienschaltung

Die Peaks zu Beginn der Aufzeichnung sämtlicher Massenströme sind vom Programm vorgegebene Werte, welche durch die Regelungseinrichtungen auf den konstante Soll-Wert gebracht werden.

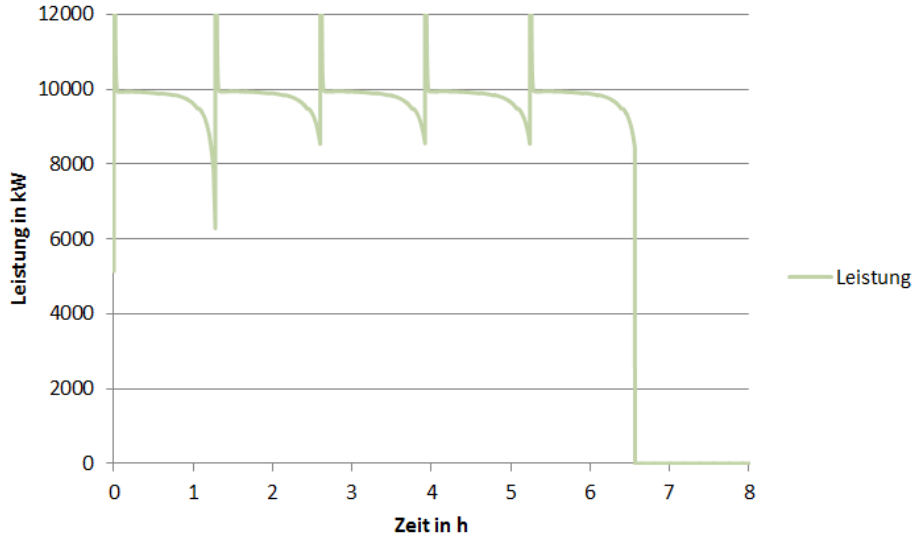


Abbildung 30: Gesamt-Entladeleistung bei Serienschaltung

Die Sprünge in Massenstrom- und Leistungsverlauf kommen durch das Umschalten von einem auf den nächsten Tank zu Stande. Es ist zu sehen, dass Massenstrom/Leistung jedes Tanks deutlich vor der errechneten Entladezeit (84 min bzw. 1,4 h) nicht mehr auf konstant gefordertem Wert sind

und sehr früh abfallen. Bereits nach 36,8 % der Entladezeit (31 min) ist die Leistung von 10 MW auf 9,9 MW gesunken. Die Integration der aufgezeichneten Leistungsdaten bestätigt, dass die Speicherkapazität von 70 MWh nicht erreicht wird. Die tatsächlich abgegebene thermische Energie ist in etwa um jenen Anteil geringer, welcher laut Energiebilanz in der Masse des Behälterstahls gespeichert werden sollte. Folglich strömt aus dem Tank weniger Dampf aus und der Massenstrom fällt zu früh ab, da nur wenig darin befindliches Wasser durch den Wärmeübergang von den heißeren Behälterinnenwänden verdampft wird. Eine mögliche Erklärung, warum die Energie von dem heißen Behälterstahl nicht auf das Wasser übertragen wird, könnte sein, dass der Wärmedurchgang durch die gesamte Behälterwand nicht mit genügend großer Leistung stattfindet, um das Wasser in der relativ kurzen Entladezeit pro Tank zu verdampfen. Generell sollte sichergestellt werden, dass die Grenzfläche zwischen Wasser und Dampf groß genug ist, damit ausreichend Wasser verdampfen kann. An diese benötigte Dampfaustrittsfläche muss die Druckbehältergröße angepasst sein.

Um sicher zu gehen, dass zu jedem Zeitpunkt nur Dampfphase im Sammelpunkt aller Tanks vorherrschend ist, dient Abb. 31.

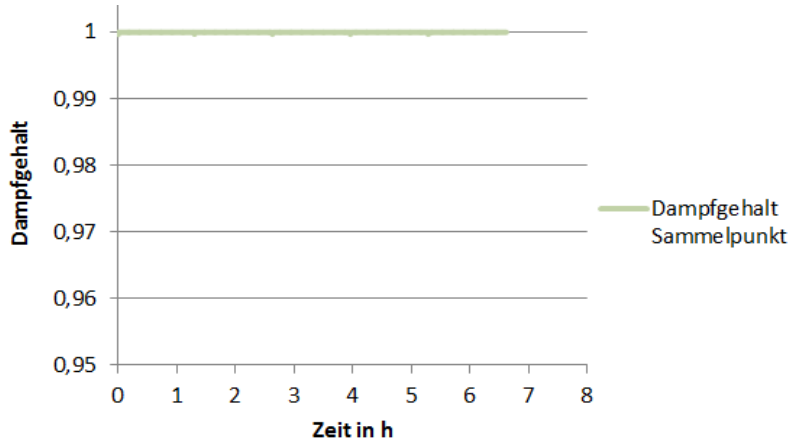


Abbildung 31: Dampfgehalt in der Ausspeicherleitung

Der Lademassenstrom setzt sich aus Speisewasser und überhitztem Dampf zusammen, die abwechselnd den Tanks zugeführt werden. Der erste, kürzer andauernde Strom in Abb. 32 stellt Wasser, der zweite, längere Strom Dampf dar. Da jeder Tank nicht vollständig entladen wurde (nicht ausgespeicherter Energieanteil des Behälterstahls), verkürzt sich die Einspeicherdauer der Massenströme entsprechend, um ein Überladen des Speichers zu vermeiden.

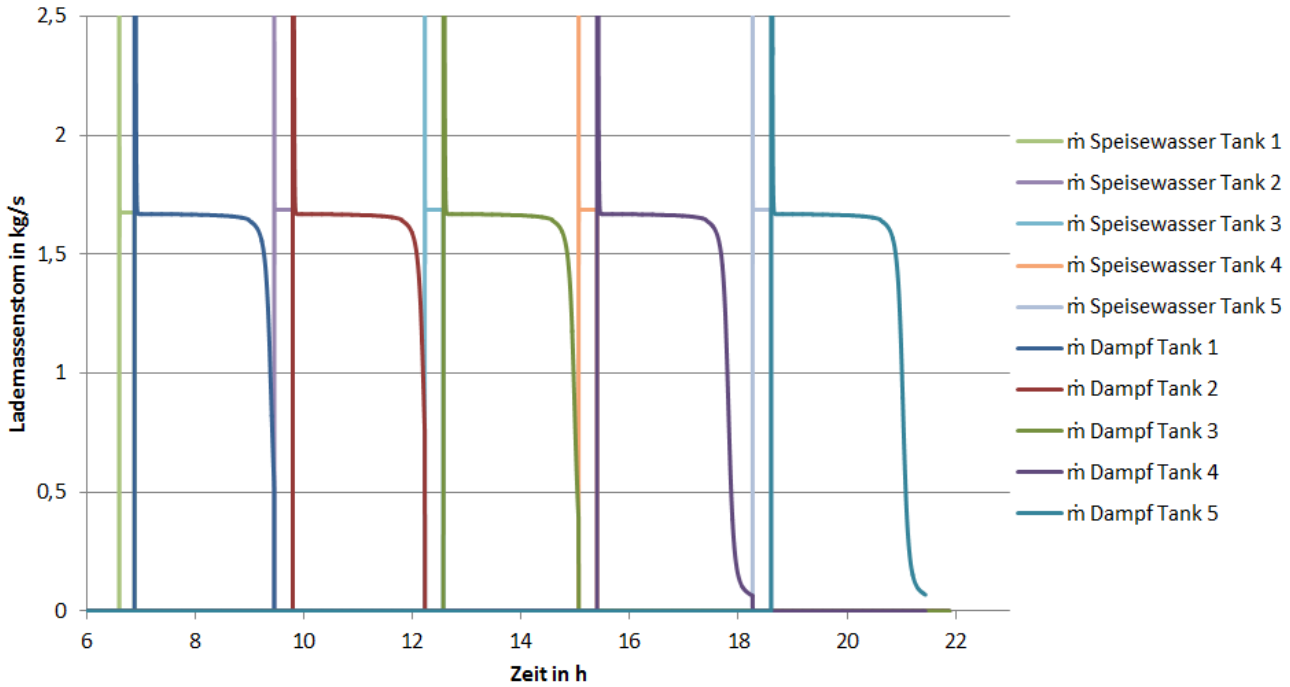


Abbildung 32: Gesamt-Lademassenströme bei Serienschaltung

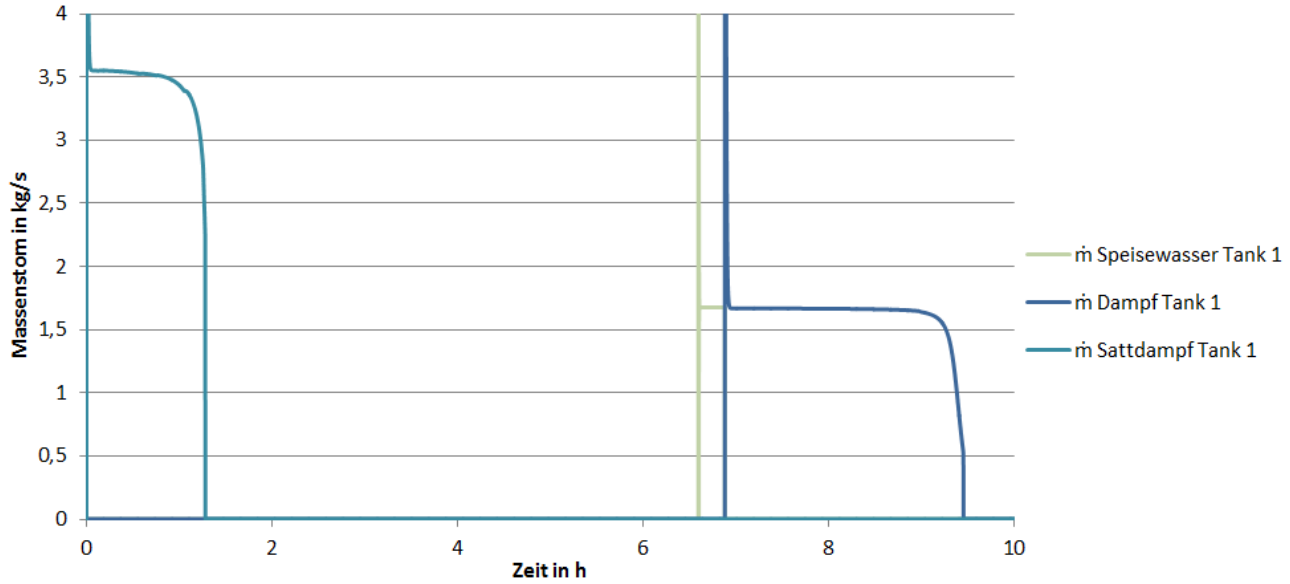


Abbildung 33: Massenströme Tank 1 während eines Speicherzyklus

Beim Entladen sind annähernd lineare Abfälle bei Druck, Temperatur und Füllhöhe zu erkennen. Das Laden mit Speisewasser äußert sich ebenfalls mit einem Abfall bei Druck und Temperatur (p_{Wasser}, T_{Wasser} < p, T im Tank), bis die Verläufe durch Zufuhr von überhitzten Dampf ansteigen. Die Füllhöhe steigt sowohl bei Wasser-, als auch Dampfzugabe. Die gesamte Druckdifferenz des Betriebsbereiches der Trommel (Abb. 34) wird für Entladen in relativ kurzer Zeit abgefahren.

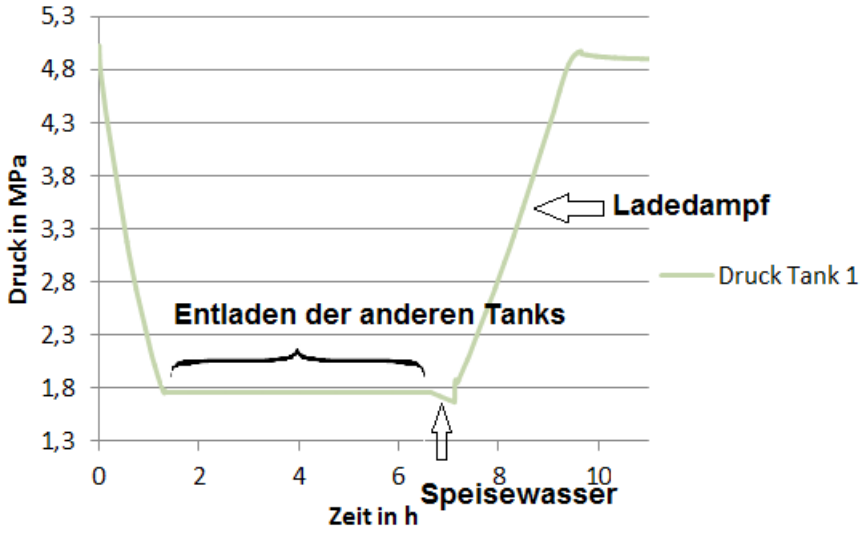


Abbildung 34: Druckverlauf Tank 1 während eines Speicherzyklus

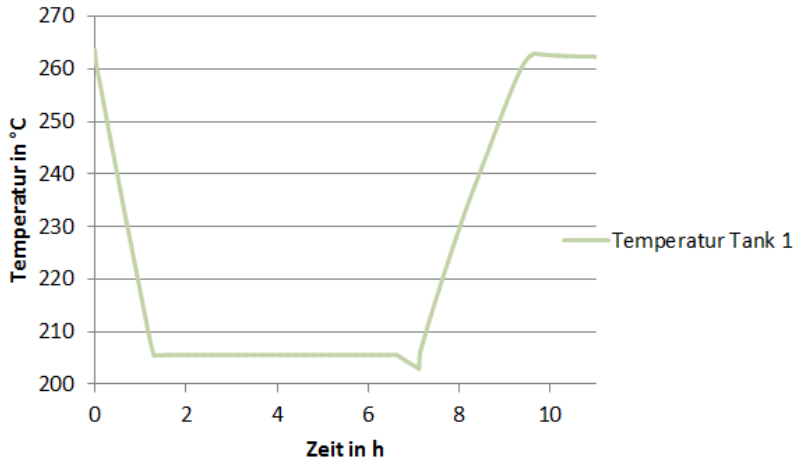


Abbildung 35: Temperaturverlauf Tank 1 während eines Speicherzyklus

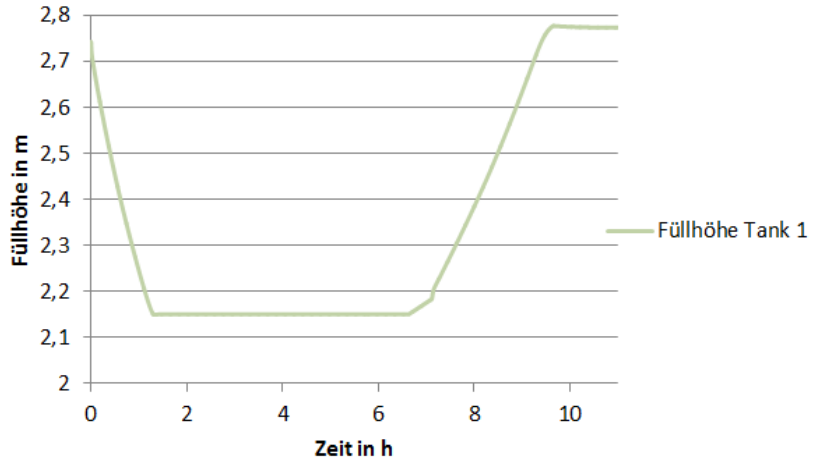


Abbildung 36: Füllhöhenverlauf Tank 1 während eines Speicherzyklus

Die Verläufe von Abb. 34 bis 36 sind für den ersten Tank dargestellt, gelten aber für die Restlichen in gleicher Weise.

Parallelschaltung

Obige Feststellungen betreffen die parallele Betriebsweise der Tanks gleichermaßen. Da die Massenströme nachfolgend als Überlagerung aller Tanks abgebildet sind, ist nur der letzte Tank sichtbar.

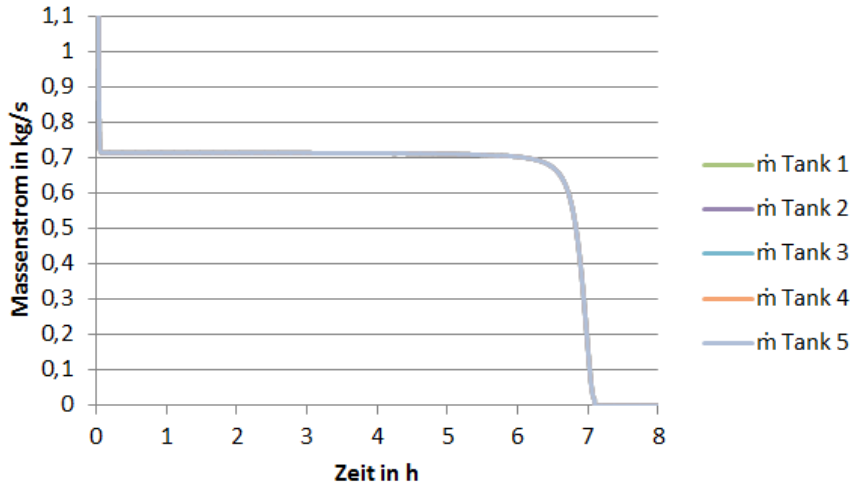


Abbildung 37: Entlademassenströme bei Parallelschaltung

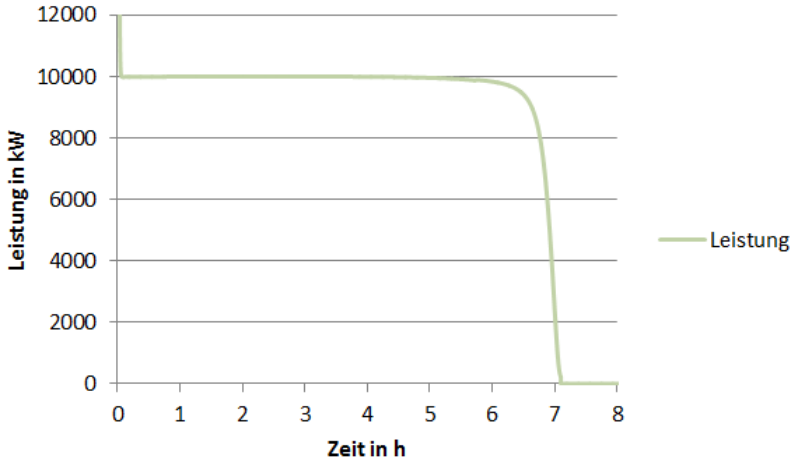


Abbildung 38: Entladeleistung bei Parallelschaltung

Hier werden Massenstrom und Leistung wesentlich länger auf konstantem Niveau gehalten. Der Abfall auf 9,9 MW ist erst nach 81,9 % der Entladezeit (5,7 h) erreicht. Die Integration der Leistungswerte ergibt, dass die gesamten 70 MWh entladen wurden. Die zu geringe Leistung gegen Ende wird durch den Peak zu Beginn ausgeglichen. Dieser Peak ist dadurch bedingt, dass die Ventile beim Öffnen einen zu hohen Massenstrom durchlassen, bevor sich der geregelte Soll-Wert einstellt. Auch die im Behälterstahl gespeicherte Energie wurde entladen. Da sich im Vergleich zur Serienschaltung nur die Entladezeit vergrößert und der Dampfmassenstrom verringert hat, bestätigt dies obige Vermutung, dass der Wärmeübergang von der heißen Behälterwand an das Wasser für dessen Verdampfung zu gering war. Der Wärmeübergangs-

koeffizient von Wasser ist deutlich größer als jener von Dampf. Durch das langsamere Entladen der parallel geschalteten Tanks ist die Oberfläche mit mehr Wasser bedeckt (Füllstand sinkt langsamer), wodurch der Wärmestrom vom Stahl ins Wasser größer ist. Durch den geringeren Dampfmassenstrom während längerer Zeit sinken die Trommelparameter (Abb. 42 - 44) wesentlich flacher ab als in der vorigen Betriebsweise.

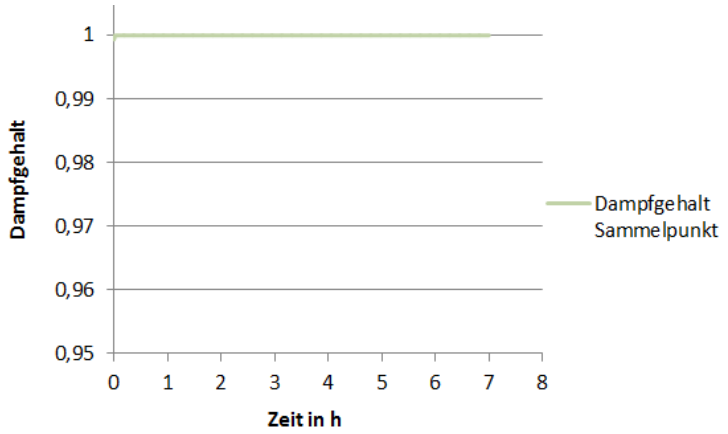


Abbildung 39: Dampfgehalt in der Ausspeicherleitung

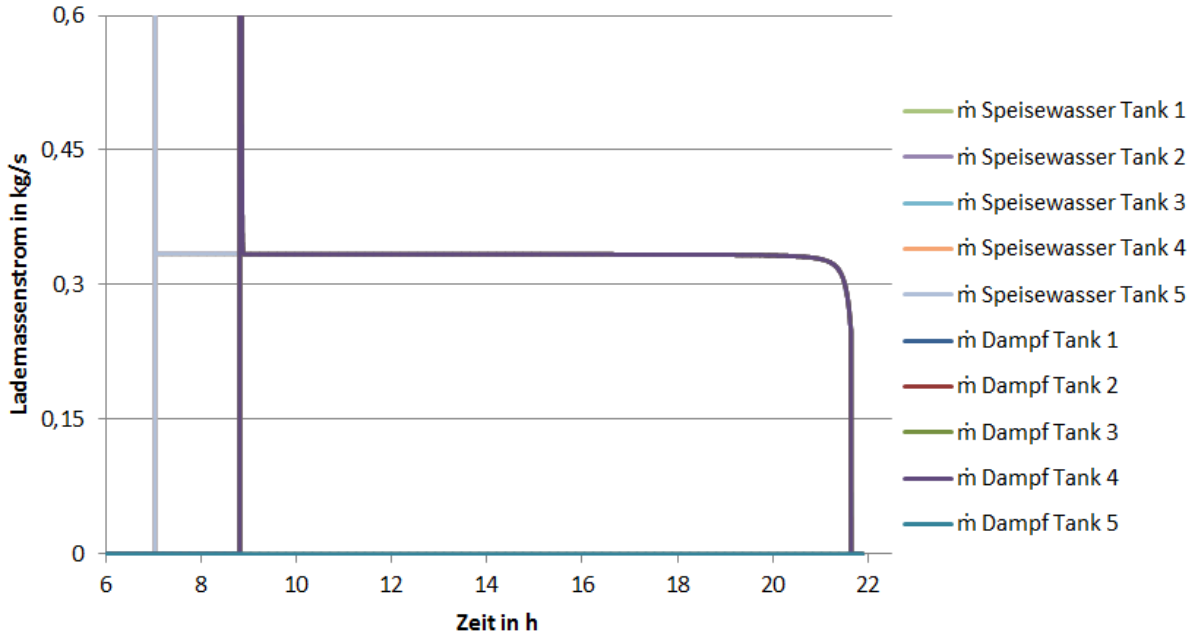


Abbildung 40: Lademassenströme bei Serienschaltung

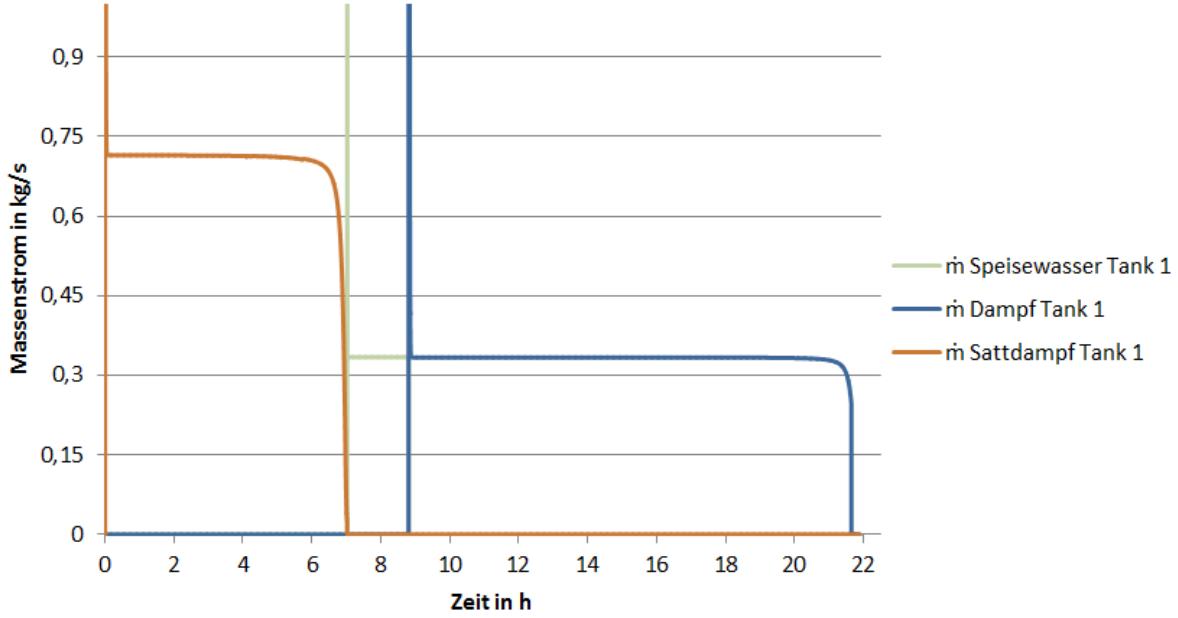


Abbildung 41: Massenströme Tank 1 während eines Speicherzyklus

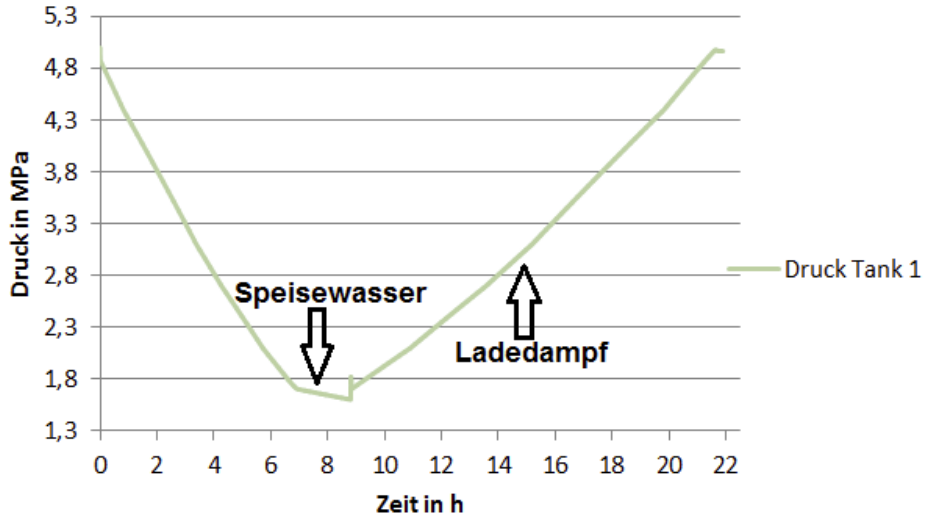


Abbildung 42: Druckverlauf Tank 1 während eines Speicherzyklus

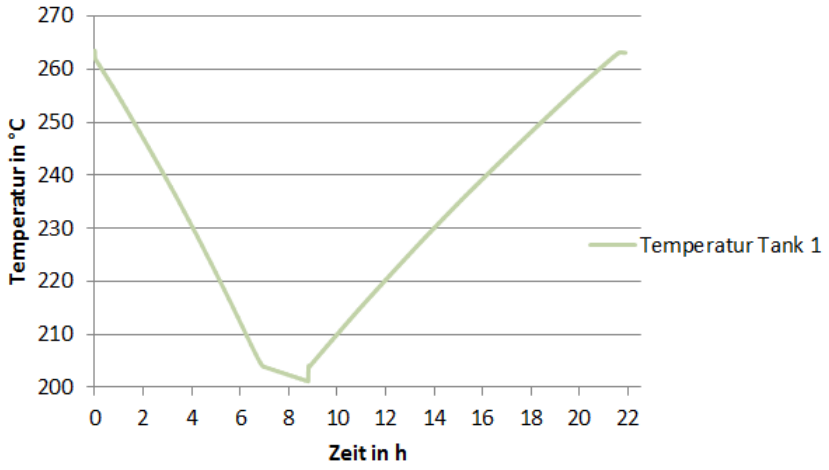


Abbildung 43: Temperaturverlauf Tank 1 während eines Speicherzyklus

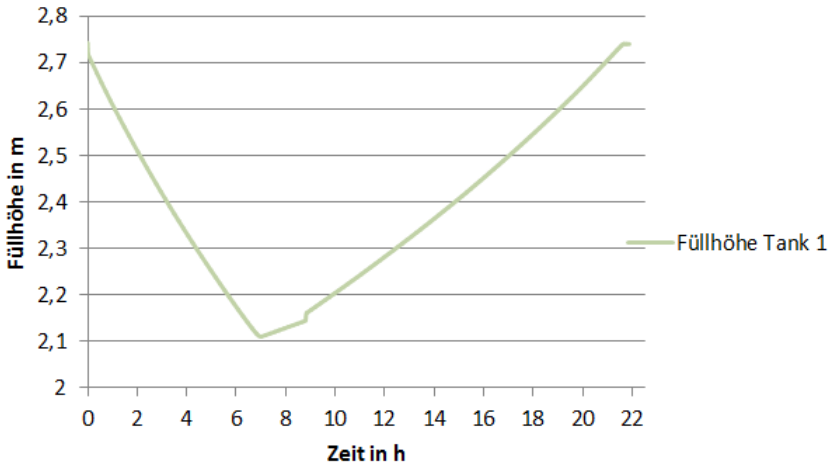


Abbildung 44: Füllhöhenverlauf Tank 1 während eines Speicherzyklus

Das gleichzeitige Be-/Entladen der Tanks bringt den Vorteil von kleineren Rohrdurchmessern und Ventilquerschnitten mit sich. Bei gleicher Dampfaustrittsfläche wie bei Serienschaltung wird ein (allgemein) n-mal geringerer Dampfmassenstrom für n-mal längerer Entladezeit entnommen. Auch die im Behälterstahl gespeicherte Energie wurde vollständig abgegeben und wieder zugeführt, weshalb die Dampfspeicher in dieser Betriebsweise auszuführen sind.

Bei Temperatur-, Druck- und Füllhöhenverlauf wird nach einem Zyklus der Ausgangszustand wieder erreicht, was die Richtigkeit des Modells und der errechneten Parameter bekräftigt.

6.4 Ruthsspeicher mit PCM

In folgenden Überlegungen wird um die Dampftrommel eine PCM-Schicht gelegt (die Schichtdicken betragen 25 cm und 50 cm). Der Behälterstahl, die Länge und Kapazität aus 5.1 werden beibehalten und das modifizierte Berechnungsschema (in 3.2 dargelegt) für das hinzugefügte Latentwärmespeichermaterial angewendet.

Als PCM wird (wie beim Latentwärmespeicher, siehe 7.1) Solar Salt verwendet. Mit der Idealisierung, dass es zwischen denselben Temperaturen wie der Ruthsspeicher arbeitet und die dafür notwendige Leistung aufgebracht werden kann.

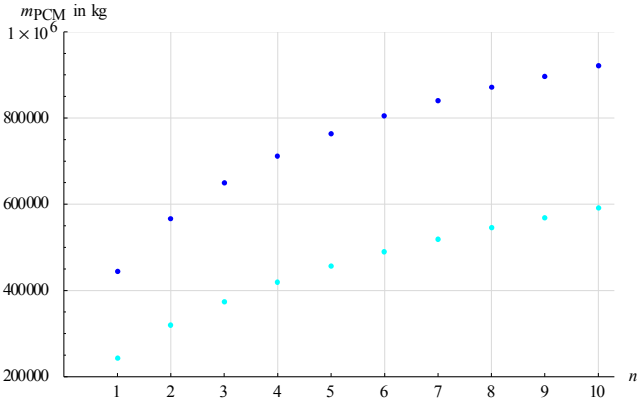


Abbildung 46: PCM-Masse um Ruthsspeicher

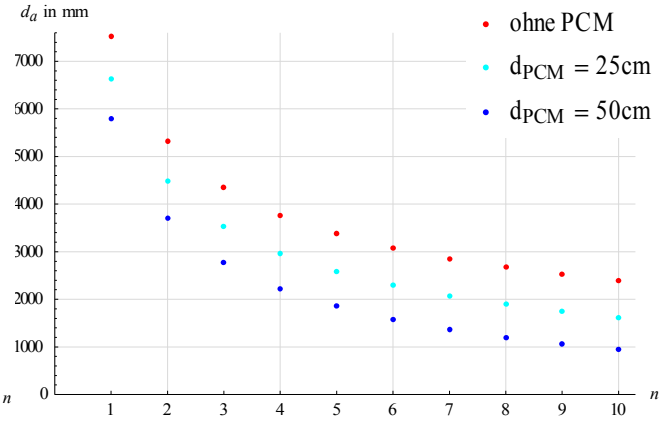


Abbildung 45: Vergleich der Durchmesser mit und ohne PCM

Abb. 46 zeigt die Gesamt-PCM-Masse, die sich in der Schicht befindet. Dadurch, dass das PCM eine beträchtliche thermische Energie speichert, ist das Behälterinnenvolumen (und die darin befindliche Wassermasse) wesentlich geringer, als es in 5.1 (eingetragene rote Punkte in Abb. 45) der Fall war. Es resultieren geringere Durchmesser, Stahlwanddicken und -massen, siehe Abb. 47 und 48. d_a bezeichnet den Außendurchmesser des Behälters exklusive PCM-Schicht.

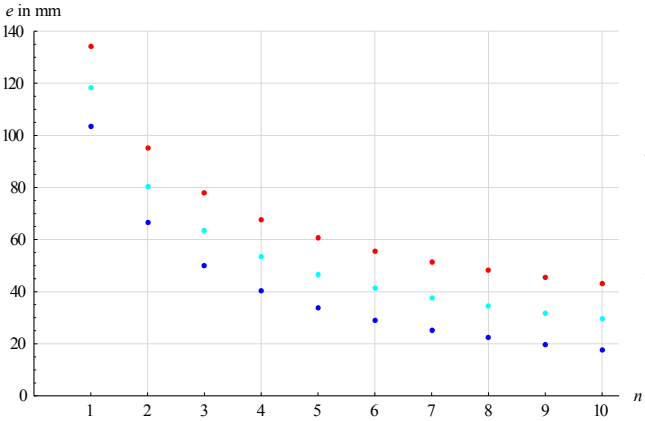


Abbildung 47: Vergleich der Wanddicke mit und ohne PCM

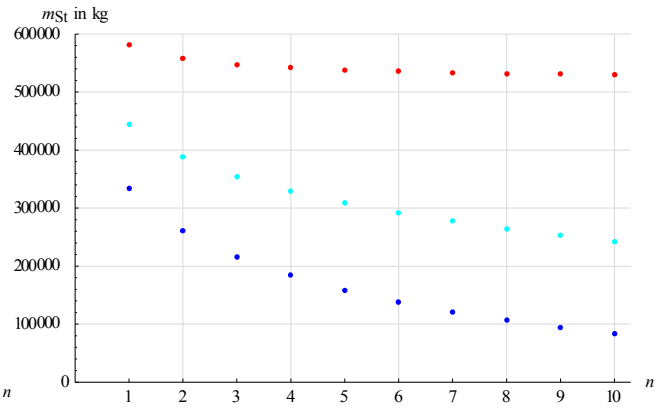


Abbildung 48: Vergleich der Gesamtstahlmasse mit und ohne PCM

Wenn der Dampfspeicher von Phasenwechselmaterial umgeben ist, wird die Kapazität pro Behälterinnenvolumen gesteigert. Die Speicherung erfolgt in weniger Behältern mit gleichem d_a (neue Anzahl kann durch den Schnittpunkt einer horizontalen Geraden durch die Ausgangsanzahl ohne PCM mit der gewollten Schichtdicke in Abb. 45 ermittelt werden) oder kleinere d_a bei gleichem n (im Vergleich zu keinem PCM) (Schnittpunkt der vertikalen Geraden durch die Ausgangsanzahl ohne PCM mit der gewollten Schichtdicke). Zu diesem kleineren Ruthsspeicher muss m_{PCM} und die d_{PCM} hinzugefügt werden, um die Endwerte des Speichers zu erhalten. Der Gesamt-Außendurchmesser des Hybridspeichers ($d_a + 2 \cdot d_{PCM}$) liegt immer unter dem Referenzwert von d_a ohne PCM. Die Stahlmasse konnte deutlich verringert werden, doch für die Gesamtmasse des Behälters muss m_{PCM} addiert werden. Dadurch resultiert für den Behälter mit PCM eine größere Masse als für die Referenz. Aber durch den wesentlich geringeren Solar Salt Preis (427 €/t) verglichen mit dem für Druckbehälterstahl, wirkt sich die Reduktion des Stahls positiv auf den Endpreis aus. Tabelle 13 zeigt konkrete Zahlenwerte zu den Beobachtungen.

		ohne PCM	d_{PCM} = 25 cm	d_{PCM} = 50 cm
d_a	in m	3,373	2,574	1,854
d_a (inkl. d_{PCM})		3,373	3,074	2,854
e in mm		60,69	46,56	33,81
m_{St}	in t	538,3	309,3	158,9
m_{PCM}		-	456,6	762,9
m_{St+PCM}		538,3	765,9	921,8
Mio. €$_{St}$		2,69	1,55	0,79
€$_{PCM}$		-	195000	326000
Mio. €$_{gesamt}$		2,69	1,745	1,116
$\frac{\Delta H_{PCM}}{\Delta H_{ges}}$		-	0,42	0,70

Tabelle 13: Vergleich von Dampfspeicher mit PCM und Referenzfall für n = 5

Obige Überlegungen berücksichtigen keine eventuellen Einbauten in der Salzschicht, welche für ausreichende Wärmeübertragung entlang der gesamten Schichtdicke notwendig sind. Dadurch können Verschiebungen von d_a zu größeren Werten bei gleichbleibender PCM-Speicherkapazität auftreten. Weiters erscheint eine Schichtdicke von 50 cm unrealistisch, da dabei 70 % der gespeicherten thermischen Energie vom PCM aufgenommen werden, also eher ein Latentspeicher

als ein Hybridspeicher realisiert ist. 25 cm Schichtdicke hingegen wirken als obere Grenze plausibel.

Das AIT (Austrian Institute of Technology) besitzt für diesen neuen Speichertyp Rechenmodelle, welche eine genauere Auslegung erlauben. Der Aufbau besteht aus Ruthsspeicher mit umliegendem PCM-Zylinder und Isolierschicht. Zwischen Isolierung und PCM-Zylinder bzw. Isolierung und Umbegung befindet sich eine dünne Stahlschicht. Das Modell beschreibt den Inhalt des Zylinders als ideales Gemisch aus PCM und Aluminium, welches erneut zur Verbesserung des Wärmeüberganges dient. Für dieses Gemisch werden Wärmeleitfähigkeit, spezifische Wärmekapazität und spezifische latente Speicherkapazität aus den Werten der Einzelkomponenten unter Berücksichtigung ihrer Anteile in der Mischung ermittelt. Nur die Dichte entspricht der des PCMs. Die genaue Zusammensetzung richtet sich nach der Speicheraufgabe, sodass Maximal- und Minimaltemperatur des PCMs auch an der Außenseite des PCM-Zylinders mit der des Betriebsbereiches der Trommel übereinstimmen. Die Ergebnisse, wie 16 Ruths-speicher durch mögliche Hybridspeicher ersetzt werden können, sind in Tab. 14 zu sehen (Werte für V und m gelten pro Speicher). Die PCM-Schichtdicke beträgt in etwa 10 cm.

	d_i in m	e in mm	V_{PCM} in m³	m_{PCM} in t	V_{Al} in m³
n = 16	1,89	34,4	-	-	-
n = 16	1,57	29,8	13,36	20,75	0,51
n = 12	1,89	34,4	13,82	21,46	0,64
n = 11	1,89	34,4	16,92	26,28	2,3

Tabelle 14: Hybridspeicherauslegung des AIT, aus [11]

Nachfolgende Abbildungen zeigen nochmals den Verlauf über der Behälteranzahl für d_{PCM} = 10 cm, um die angewandte Berechnungsweise mit der des AIT zu vergleichen. Selbst errechnete Werte für d_i (bzw. d_a, Abb. 49) und Gesamt-m_{PCM} (Abb. 50) stimmen in guter Näherung mit denen des AIT überein, was die qualitativen Verläufe von Abb. 46 bis 48 und die allgemeinen Aussagen über die Zahlenwerte in Tab. 13 bekräftigt.

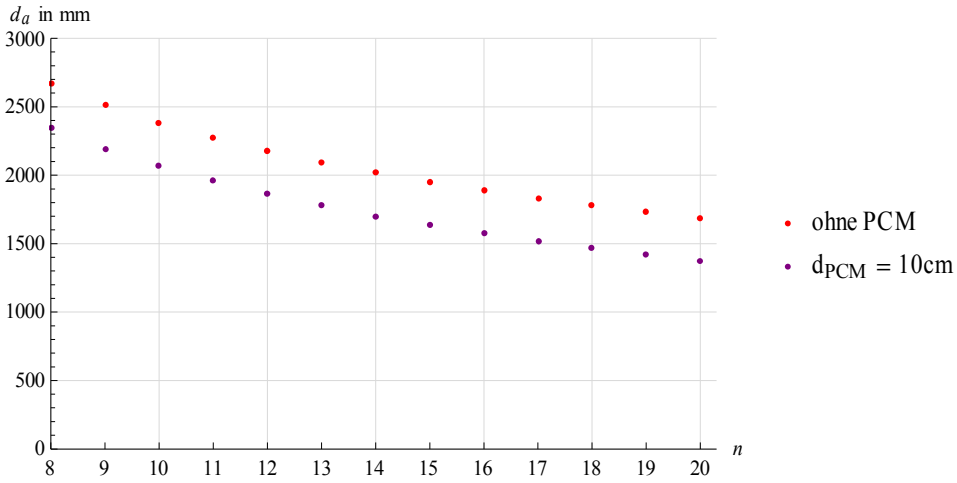


Abbildung 49: Verlauf von d_a mit vom AIT gewähltem d_{PCM}

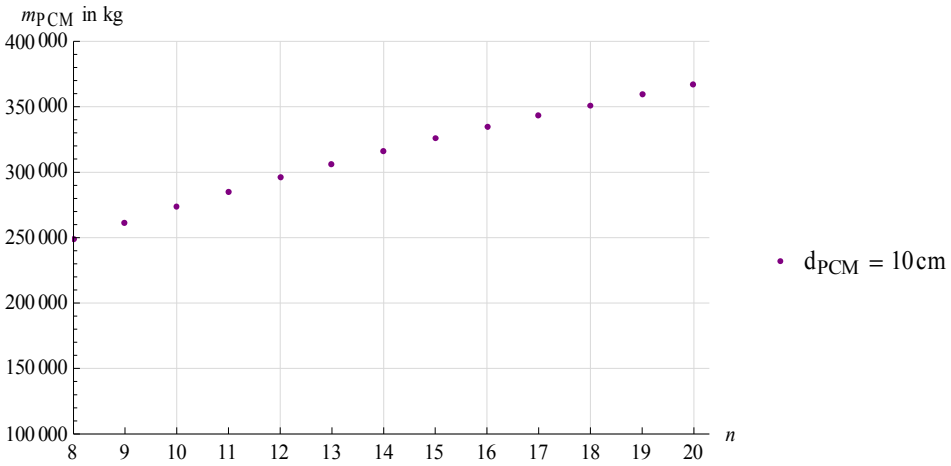


Abbildung 50: Verlauf von Gesamt-m_{PCM} mit vom AIT gewähltem d_{PCM}

7. Festbettregenerator

7.1 Auslegung

Analog dem Ruthsspeicher, muss zunächst das Gesamtvolumen der Festbettschüttung bestimmt werden. Als Kriterium für die Dimensionierung wird gefordert, dass der Druckverlust durch die Schüttung unter 500 Pa liegt, was wieder eine Aufteilung auf mehrere Regeneratoren nahe legt. Hier können allerdings zwei Grenzfälle unterschieden werden: Wird dem überhitzten Ladedampf nur so viel Wärme entzogen, bis die Sättigungsgrenze erreicht ist, liegen die Pinch-Punkte am weitesten von einander entfernt. Das heißt, die Temperaturunterschiede zwischen den Strömen bzw. dem Festbett sind am größten, wodurch die kleinsten Wärmetauscherflächen erzielt werden können, siehe Abb. 51.

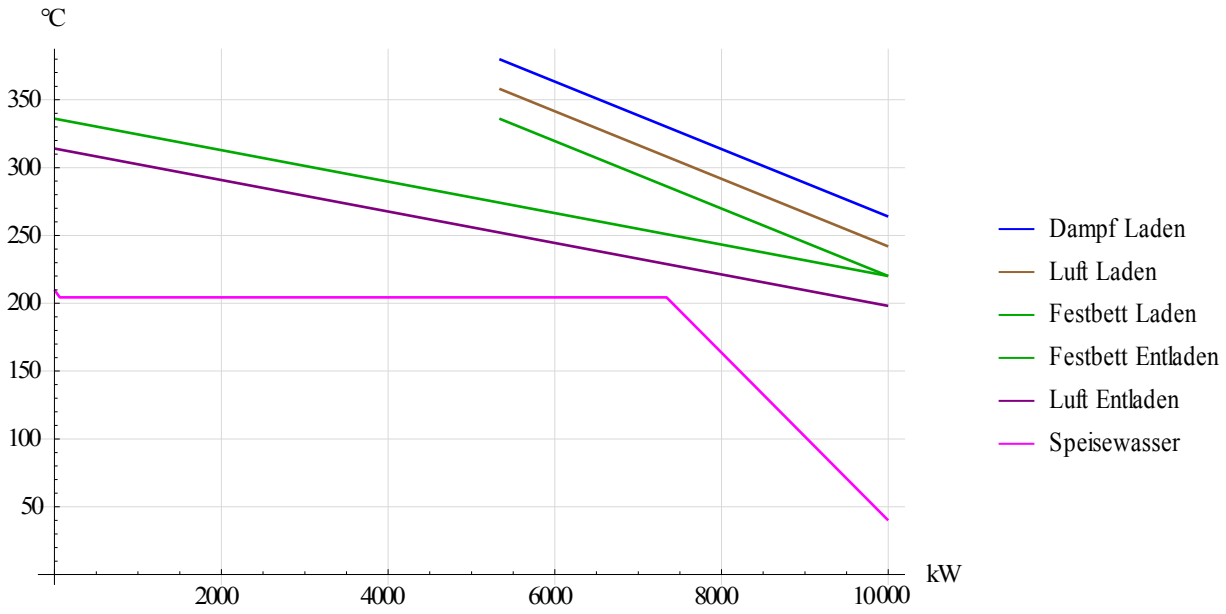


Abbildung 51: $\dot{Q}, T$ – Diagramm Festbettregenerator, Enthitzen

Hierbei beträgt die Temperaturdifferenz am Pinch 21,96 °C. Damit der Dampflademassenstrom nicht zu groß wird, kann die Ladezeit mit 15 Stunden angenommen werden. Dabei beträgt die Leistung 4666,7 kW. Selbiges gilt ebenfalls für den Luftladestrom. Allerdings ergeben sich durch den verringerten Luftlademassenstrom nicht weniger Regeneratoren, da das Entladen durch den selben Regenerator bei der größeren Leistung größenbestimmend ist.

	Zeit in h	$\dot{m}_{Wasser/Dampf}$ in kg/s	$\dot{m}_{Luft}$ in kg/s	$\dot{Q}$ in kW
Laden	15	13,24	38,45	4666,7
Entladen	7	3,785	83,13	10000

Tabelle 15: Strömungsverhalten bei Enthitzung des Ladedampfes

Andererseits kann der Ladedampf so weit kondensiert werden, bis der Geradenteil, der im Q-T-Diagramm dem Entitzen entspricht, parallel zu den Luftmassenströmen bzw. Festbett verläuft. Dieser Fall ist in Abb. 52 dargestellt. Die Temperaturunterschiede zwischen den Strömen werden zwar kleiner, aber innerhalb eines Stromes (ΔT zwischen Eintritt und Austritt) größer, woraus sowohl die geringsten Massenströme, als auch weniger Schüttungsmaterial und Regeneratorenanzahl resultieren. Für eine Problemstellung, bei der der Druckverlust einer Grenze unterliegt, sind minimale Luftmassenströme daher ausschlaggebend.

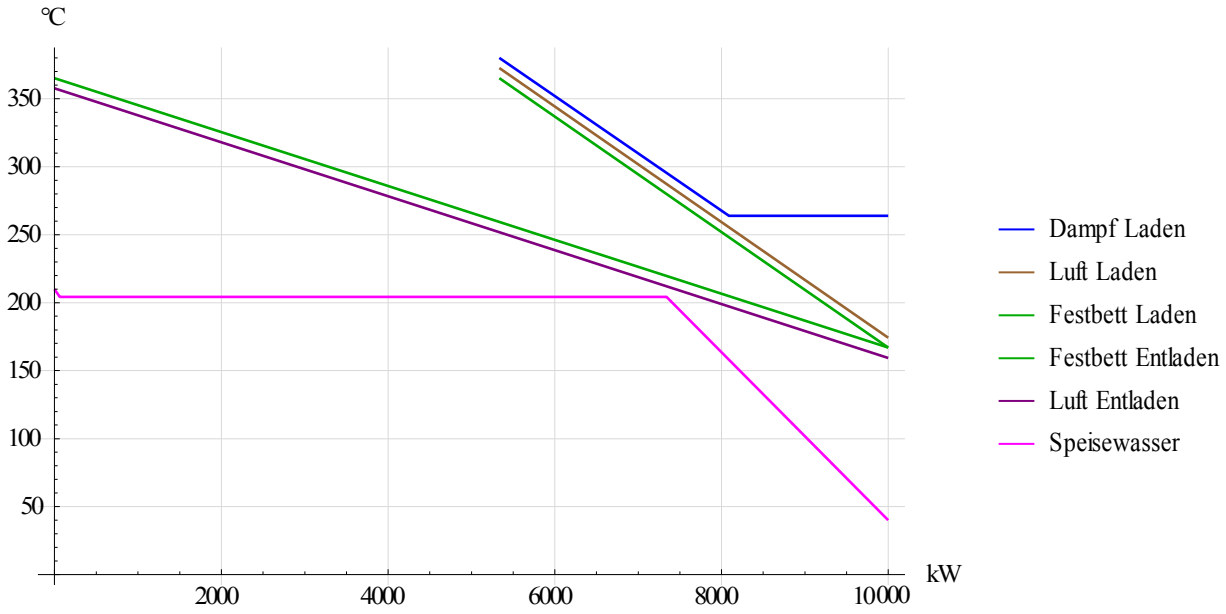


Abbildung 52: $\dot{Q}, T$ – Diagramm Festbettregenerator, Teilkondensation

Hier ergibt sich am Pinch ΔT zu 7,45 °C. Der teilweise kondensierte Ladedampf verfügt im Endzustand über eine spezifische Enthalpie von 2549,56 kJ/kg und einen Dampfgehalt von 0,85.

	Zeit in h	$\dot{m}_{Wasser/Dampf}$ in kg/s	$\dot{m}_{Luft}$ in kg/s	$\dot{Q}$ in kW
Laden	15	7,81	22,63	4666,7
Entladen	7	3,79	48,26	10000

Tabelle 16: Strömungsverhalten bei Teilkondensation des Ladedampfes

Nachfolgend sind die Temperaturen aus Abb. 51 und 52 für Wärmetauscher/Regenerator zusammengefasst. Obwohl das Festbett nicht als Strömung mit fixen Eintritts- und Austrittstemperaturen angesehen werden kann, ist es dennoch in Tab. 17 aufgelistet, um den Temperaturbereich einzugrenzen.

Strom	Fall Enthitzen	Fall Teilkondensation
	Temperaturbereich in °C	
Dampf Laden	380 – 263,9	
Luft Laden	242 – 358	174,3 – 372,5
(Festbett	220 – 336,1	166,9 – 365,1)
Luft Entladen	198 – 314,1	159,4 – 357,6
Speisewasser	40 – 210	

Tabelle 17: Ein- und Austrittstemperaturen der Ströme

Für die weitere Berechnung wird das Festbett als Gesteinsschüttung mit Stoffeigenschaften laut Tabelle 18 beschrieben. Dabei bezeichnet das Totvolumen das ungenutzte Volumen, welches aufgrund der sinkenden Leistungsübertragung zwischen Festbett und Luft bei steigendem Lade- bzw. Entladezustand entsteht. Für jeden dieser handelsüblichen Partikeldurchmesser werden unterschiedliche Kantenformen und ideale Kugelform in Betracht gezogen. Schotter lässt sich annähernd mit $\Phi_D = 1$ beschreiben, während hingegen bei Kies mit einem geringeren Wert gerechnet werden muss.

Porosität	$\rho_{Gestein}$ in kg/m³	c_p in J/kgK	Totvolumen
0,4	2500	840	23 %
Durchmesser		Sphärizität	
32 mm	63 mm	1 (z.B. Schotter)	0,63 (z.B. Kies)

Tabelle 18: Berechnungsannahmen des Festbettes

Der Gesamt-Luftmassenstrom wird auf alle Regeneratoren verteilt, um ein einzelnes Aggregat mit geringerem $\dot{m}_{Luft}$ zu beaufschlagen, und somit einen kleineren Druckverlust zu erhalten, damit das größte ΔL pro Regenerator erzielt werden kann (Parallelschaltung).

Wie in 3.3 beschrieben, wird für den Idealfall von kugeligen Partikeln und für reale Schüttgüter die größtmögliche Höhe bestimmt und potentielle Abmessungen in Tab. 19 und Tab. 20 angegeben (A bezeichnet den konstanten Strömungsquerschnitt). Abweichende Werte für die ideale Kugel und kantiges Partikel mit $\Phi_D = 1$ kommen dadurch zustande, dass $\Phi_D = 1$ Kugelgestalt mit rauer Oberfläche bedeutet. Der Strömung wird somit ein anderer Widerstand (Gl. (21)) entgegensetzt als bei der idealen Kugel (Gl. (20)). Die ideale Kugel gibt aber dennoch Aufschluss über jene Grenze, welche auch durch Verwendung keines besseren Materials überschritten werden kann.

Für den Fall der Enthitzung des Ladedampfes ergibt sich: $m_{Schüttung}$ = 3179,4 t (nach Gl. (5))

$V_{Schüttung}$ = 2119,6 m³

		d_P = 32 mm			d_P = 63 mm		
		Kugelform	Φ_D = 1	Φ_D = 0,63	Kugelform	Φ_D = 1	Φ_D = 0,63
ΔL in m		7,77	7,30	5,91	10,45	9,63	8,0
Δp_{Laden}	in Pa	150,3	144,9	159,1	138,1	131,7	139,8
$\Delta p_{Entladen}$		500	500	500	500	500	500
n = 1							
d_i in m		18,64	19,22	21,37	16,07	16,74	18,36
A in m²		272,9	290,2	358,8	202,8	220,0	264,8
$\dot{m}_{Luft,Entladen}$ in kg/s		83,13					
n = 3							
d_i in m		10,76	11,10	12,34	9,28	9,66	10,60
A in m²		91	96,7	119,6	67,6	73,3	88,3
$\dot{m}_{Luft,Entladen}$ in kg/s		27,71					
n = 5							
d_i in m		8,34	8,60	9,56	7,19	7,49	8,21
A in m²		54,58	58,05	71,77	40,56	44,0	52,97
$\dot{m}_{Luft,Entladen}$ in kg/s		16,63					

Tabelle 19: Eckdaten für Enthitzung

Die große Differenz von Δp zwischen Laden und Entladen kommt aufgrund der stark abweichenden Luftmassenströme in beiden Fällen zustande.

Für den Fall einer Teilkondensation des Ladedampfes resultiert: $m_{Schüttung}$ = 1861,7 t

$V_{Schüttung}$ = 1241,1 m³

Damit folgt das Strömungsverhalten analog zu erstgenanntem Fall:

		d_P = 32 mm			d_P = 63 mm		
		Kugelform	Φ_D = 1	Φ_D = 0,63	Kugelform	Φ_D = 1	Φ_D = 0,63
ΔL in m		7,83	7,37	5,95	10,55	9,73	8,08
Δp_{Laden}	in Pa	144,6	139,7	152,6	133,5	127,6	135,1
$\Delta p_{Entladen}$		500	500	500	500	500	500
n = 1							
d_i in m		14,20	14,64	16,29	12,24	12,74	13,98
A in m²		158,4	168,4	208,5	117,6	127,5	153,6
$\dot{m}_{Luft,Entladen}$ in kg/s		48,26					
n = 3							
d_i in m		8,20	8,45	9,41	7,07	7,36	8,07
A in m²		52,8	56,1	69,5	39,2	42,5	51,2
$\dot{m}_{Luft,Entladen}$ in kg/s		16,09					

Tabelle 20: Eckdaten für Teilkondensation

7.2 Diskussion der Ergebnisse

Da die Auslegung durch viele Parameter beeinflusst werden kann, sind nachfolgend Einfluss und Auswirkung diverser Faktoren (Lademöglichkeiten, Temperaturschichtung im Festbett, Partikelbeschaffenheit) beschrieben. Alle Erkenntnisse gelten für die Fälle und Voraussetzungen, welche in Tab. 15 bis 20 zu finden sind.

Bei genauerer Betrachtung der für die beiden Ladeszenarien notwendigen Massen ist ersichtlich, dass für dieselbe Speicherkapazität bei Enthitzen eine geringere Differenz der Festbetttemperatur resultiert, sowie mehr Bettmaterial und folglich größere Speichervolumina (mehr Behälter) notwendig sind. Zusätzlich wird dem Ladedampf keine Kondensationsenthalpie entzogen. Durch diese Umstände fällt der Ladedampfmassenstrom der betrachteten Variante beinahe zwei Mal größer aus, wodurch 292,8 t Gesamtdampfmasse mehr pro Zyklus erforderlich ist.

Die maximal erzielbaren Speicherhöhen bei modularer Anordnung sind für beide Varianten recht ähnlich, doch muss dafür der Strömungsquerschnitt von Enthitzen wegen des größeren Luftmassenstromes um 72 % größer gewählt werden als jener für Teilkondensation.

Auch das Bettmaterial hat einen Einfluss auf die Auslegungsparameter. Je unrunder und kantiger sich die Oberfläche der Schüttung gestaltet, desto kleiner wird die maximal mögliche Höhe. Wie zu erwarten sind für größere Partikeldurchmesser größere Höhen (bei konstantem Druckabfall) realisierbar. Allerdings verschlechtert sich somit der Wärmeübergang und es ergibt sich ein größeres Totvolumen. Dies wurde in obigen Tabellen nicht berücksichtigt. Wird das Totvolumen auf 30 % für d_P = 63 mm erhöht, so gilt Tab. 21.

	$m_{Schüttung}$ in t	$V_{Schüttung}$ in m³	ΔL in m	A in m²
Enthitzen	3360,3	2240,2	9,99	224,3
Teilkondensation	1967,6	1311,7	10,1	130,0

Tabelle 21: angepasste Festbettgröße für d_P = 63 mm mit 30 % Totvolumen, Φ_D = 1, n = 1

Anmerkung: Die Ansetzung des Totvolumens bei 30 % ist ein Schätzwert und müsste in weiteren Untersuchungen exakt bestimmt werden. Dennoch veranschaulicht es den allgemeinen Trend. Das Totvolumen von 23 % stammt aus Experimenten eines TU Versuchsstandes, welche in anderen Temperaturbereichen durchgeführt wurden. Daher kann das tatsächlich notwendige Totvolumen einen anderen Wert aufweisen und sollte für jeden vorliegenden Fall bestimmt werden.

Durch Steigern der Korngröße von 32 mm auf 63 mm werden ca. 2 m Höhe gewonnen. Angesichts dessen, dass für den kleineren Partikeldurchmesser nur relativ geringe durchströmte Längen von 6 -7 m möglich sind, erscheint die Verwendung größerer Durchmesser sinnvoll. Vorausgesetzt, dass sich durch größere Baulängen keinen Nachteil für Festigkeit und Zyklenstabilität des Behälters ergeben (thermal ratcheting).

8. Latentwärmespeicher

8.1 Auswahl des Speichermaterials

Ab 200 °C werden Salze, eutektische Salzmischungen und Metalle und ihre Legierungen relevant. Tabelle 22 zeigt eine Auswahl verschiedener PCMs mit in Frage kommenden Schmelztemperaturen. Unter den möglichen Kandidaten befinden sich viele Nitrate, denn wie bereits aus Abb. 15 hervorging, decken Nitrate den für Dürnrohr relevanten Temperaturbereich ab. Ziel ist es also, ein Salz zu finden, dessen Schmelzpunkt wenig höher als die geforderte Ausspeichertemperatur liegt.

Material	Schmelztemperatur in °C	$\Delta h_{Schmelz}$ in kJ/kg
$AlCl_3$	192	280
87Massen% $LiNO_3$ / 13Massen% NaCl	208	369
30mol% LiOH / 70mol% NaOH	210 – 216	278 – 329
54mol% $NaNO_3$ / 46mol% KNO_3	222	117
20mol% NaOH / 80mol% $NaNO_2$	230 – 232	206 – 252
Zinn	232	60,5
73mol% NaOH / 27mol% $NaNO_2$	237 – 238	249 – 295
$LiNO_3$	250	370

Tabelle 22: Ausschnitt einiger relevanter PCMs, aus Mohamed et al. [22] und Kenisarin [18]

Es gibt zwar einige Metalle (+ Legierungen), welche eine passende Temperatur aufweisen, jedoch scheiden sie wegen ihrer geringen spezifischen Schmelzenthalpie aus.

Gute Übereinstimmung mit der geforderten Temperatur kann mit $LiNO_3$/NaCl erzielt werden. Zhou et al. [33] untersuchte das Korrosionspotential dieses Eutektikums auf Edelstahl 304 und 316, wobei sich herausstellte, dass nur die teurere Version 316 verwendet werden kann. Zusätzlich ist Kupfer in diesem Medium nicht beständig. Hinzu kommt, dass die Nachfrage an $LiNO_3$ stetig wächst, wodurch es zu Versorgungsengpässen kommen kann. Daher wird $LiNO_3$/NaCl nicht in Betracht gezogen.

LiOH/NaOH erfüllt das Temperaturkriterium ebenfalls. Allerdings ist bei Mohamed et al. [22] nachzulesen, dass dieses Salz zu Korrosion bei Aluminium und Kupfer führt, wodurch es ebenfalls ausscheidet.

$NaNO_3$/KNO_3 weist eine relativ geringe spezifische Schmelzenthalpie auf. Jedoch besitzt es einen Vorteil, was die Korrosivität betrifft. Denn eine Studie von Goods und Bradshaw [14] beschäftigte sich ausschließlich mit den Korrosionsauswirkungen von Mischungen mit 60massen% $NaNO_3$ und

40massen% KNO_3 auf Edelstahl 304 und 316 und C-Stahl. Mehrere handelsübliche Nitrate von technischer und industrieller Reinheit, sowie Mischungen mit bis zu 1,3massen% NaCl (übersteigt die Chlorid-Konzentration handelsüblicher Salze um 30 %) wurden getestet. Die Verwendung unterschiedlicher Reinheiten gibt Aufschluss darüber, welchen Einfluss steigende Chlorid-Konzentration auf das Korrosionsverhalten nimmt. Dabei wurde die Auswirkung der Cl^--Konzentration in An- und Abwesenheit anderer Verunreinigungen untersucht. Die Studie geht davon aus, dass C-Stahl bei Temperaturen im unteren Einsatzgebiet des Salzes und Edelstahl im oberen Bereich verwendet wird. Daher wurden die Versuche mit C-Stahl bei 316 °C, jene mit Edelstahl bei 570 °C durchgeführt. Der überprüfte C-Stahl war ASTM A36, welcher laut Ilsenburger Grobblech [17] vergleichbar mit S275JR ist. Die Ergebnisse für diesen Werkstoff besagen, dass die erhöhte Cl^--Konzentration nicht eindeutig zu erhöhter Korrosion geführt hat, verglichen mit Salzproben, welche zusätzlich noch andere Verunreinigungen enthielten. Die Autoren verweisen aber auf andere Studien, in welchen die Cl^--Konzentration durchaus vermehrte Korrosion bewirkte. Diese Diskrepanz wird dadurch erklärt, dass letztere Untersuchungen bei 400 °C durchgeführt wurden und die höhere Temperatur wesentlich stärkeren Einfluss auf die Korrosionsrate ausübt. Die Korrosionsrate für alle Salzproben betrug (unabhängig von erhöhter Cl^--Ionen-Anzahl und anderer Verunreinigungen) ca. 5 µm/Jahr. Die Rate für Edelstahl betrug 6-15 µm/Jahr, wobei bei 304 ein Zusammenhang zwischen erhöhter Korrosion und Cl^--Konzentration festzustellen war. Der qualitativ höherwertige Stahl 316 zeigte sich beständiger gegen Verunreinigungen als 304.

Cabeza et al. [3] führt typische Verunreinigungen bei diesen kommerziellen Nitraten auf:

Verunreinigung	Massenprozent in	
	KNO_3	$NaNO_3$
Chloride, Cl^-	0,1 – 0,2	0,1 – 0,6
Magnesium	0,01 – 0,2	0,1 – 0,6
Nitrite, NO_2^-	0,02	0,02
Sulphate, SO_4^{2-}	0,05 – 0,5	0,1 – 0,5

Tabelle 23: Verunreinigungen in Nitraten, aus Cabeza et al. [3]

Die wohl wichtigste Erkenntnis der Studie von Goods und Bradshaw [14] ist, dass bei diesem Salz und Temperaturen um 316 °C (maximal 400 °C) unlegierter Baustahl als Konstruktionswerkstoff, welcher in direktem Kontakt mit dem Salz steht, verwendet werden kann. Bei höheren Temperaturen ist die Verwendung von Edelstahl notwendig. Denn DIN EN ISO 9223 [5] teilt die Korrosionsraten in Kategorien ein, welche den Materialverlust des Werkstoffes durch Reaktion mit der Umgebung bewerten. Laut dieser Norm entspricht einer Korrosionsgeschwindigkeit zwischen 1,3 und 25 µm/Jahr auf unlegiertem Stahl die Kategorie mit geringer Korrosivität. Dies ist die zweitschwächste von sechs Stufen der Korrosivität.

Dadurch, dass bei dieser Salzmischung Baustahl anstatt Edelstahl einsetzbar ist, liegen die Kosten für Wärmetauscherrohre und Behältermaterial deutlich unterhalb jener, welche für korrosivere PCMs entstehen (durchschnittliche Preise laut Handelsportal Alibaba: Baustahl: 700 €/t, Edelstahl: 4000 €/t). Wegen der eben aufgezählten Gründe wird die Mischung $NaNO_3/KNO_3$ als PCM für den Latentwärmespeicher gewählt.

Von dem System $NaNO_3/KNO_3$ sind zwei Mischungsverhältnisse von technischem Interesse. Zum einen die eutektische Mischung bei 46/54 Massenprozent (entspricht einem molaren Verhältnis von 1:1), und zum anderen die billigere, handelsübliche Version, Solar Salt genannt, mit einer Zusammensetzung von 60/40 Massen% (entspricht 64/36 Mol%). In der Literatur ist für beide Mischungen eine Schmelztemperatur von 222 °C angegeben. Die übrigen thermophysikalischen Eigenschaften sind jedoch unterschiedlich, wie Tab. 24 zeigt, und variieren je nach Quelle. Auch für die anderen PCMs sind in verschiedenen Quellen teilweise widersprüchliche Stoffeigenschaften zu finden.

Mischung in Massen%	$\Delta h_{Schmelz}$ in kJ/kg	c_p in kJ/kgK	λ in W/mK	ρ in kg/m³
46 $NaNO_3$/54 KNO_3, eutektische Mischung	100,7	1,35	0,56	1920
60 $NaNO_3$/40 KNO_3, Solar Salt	142,2	2,351 (fest)	2,272 (fest)	1899

Tabelle 24: Stoffeigenschaften $NaNO_3/KNO_3$, aus Agyenim et al. [1] und Mohamed et al. [22]

Durch Vergleich mit anderer Literatur (z.B. Tamme et al. [30]) kann erkannt werden, dass die Werte der Dichte für den flüssigen Zustand gelten und c_p und λ des Eutektikums näherungsweise sowohl für Flüssigkeit als auch Feststoff verwendbar sind. Nach Kenisarin [18] ist beim Schmelzen eine Volumenzunahme des Eutektikums von 4,6 % zu erwarten. Weiters liegt der Preis von Solar Salt bei 0,49 US$/kg (entspricht rund 426,3 €/t). Solar Salt ist unter anderem auch deswegen kostengünstiger, da mehr $NaNO_3$ als im Eutektikum verwendet wird, welches etwa 66 % billiger als KNO_3 ist.

Abb. 53 zeigt das Phasendiagramm des Systems $NaNO_3/KNO_3$ nach Zhang et al. [32]. Eutektika besitzen den Vorteil, dass sie in flüssiger und fester Phase einheitliche Zusammensetzung aufweisen. Zusätzlich schmelzen sie an einem definierten Punkt und nicht in einem Intervall. Laut Phasendiagramm sollte die 36 mol%ige KNO_3-Mischung (zumindest ohne Additive) von 222 °C bis ca. 250 °C schmelzen.

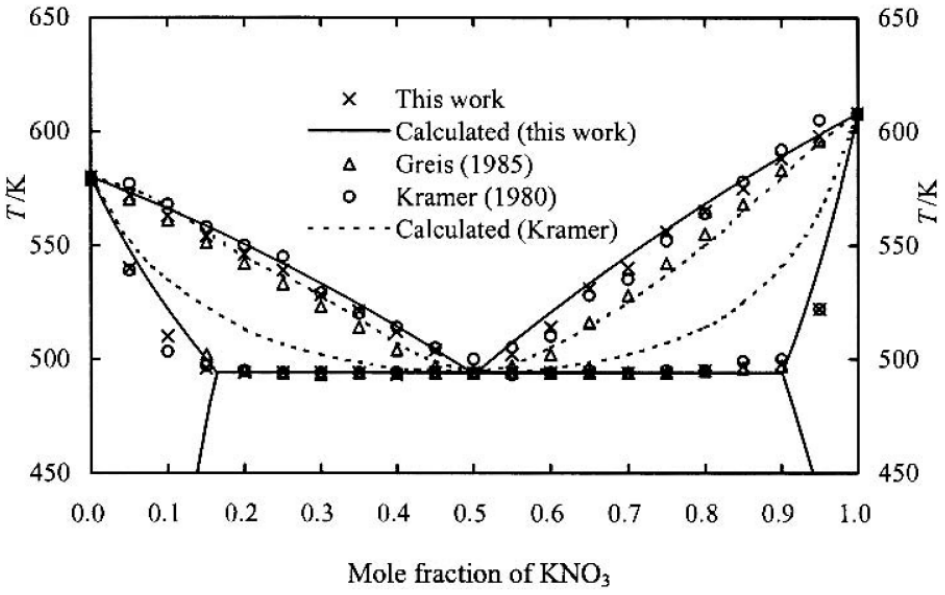


Abbildung 53: Phasendiagramm $NaNO_3/KNO_3$ nach Zhang et al. [32]

Serrano-López et al. [26] hält fest, dass für Solar Salt folgende temperaturabhängige Stoffeigenschaften gelten, wobei bei Dichte und Viskosität keine signifikanten Unterschiede zwischen der äquimolaren Mischung und Solar Salt festzustellen sind. Die Temperatur ist in Kelvin einzusetzen.

Dichte in kg/m³	$\rho = 2263{,}628 - 0{,}636 \cdot T$	$T \in [573 - 873]$ K
dynamische Viskosität in Pa·s	$\eta = 0{,}075439 - 2{,}77 \cdot 10^{-4} \cdot (T - 273) + +3{,}49 \cdot 10^{-7} \cdot (T - 273)^2 - 1{,}474 \cdot 10^{-10} \cdot (T - 273)^3$	$T \in [573 - 873]$ K
Wärmeleitfähigkeit in W/mK	$\lambda = 0{,}45$	$T \in [600 - 730]$ K
Wärmekapazität in J/kgK	$c_p = 1396{,}044 + 0{,}172 \cdot T$	allgemein gültig

Tabelle 25: temperaturabhängige Stoffeigenschaften von Solar Salt

Die Inkonsistenz der Literaturangaben von diesen Stoffdaten erschwert die Festsetzung der Zahlenwerte, welche effektiv in die nachfolgende Berechnung einfließen. Daher werden jene Werte genommen, welche am häufigsten mit ungefährer Übereinstimmung zu finden sind. Diese sind in Tabelle 24 und 25 farblich gekennzeichnet.

8.2 Auslegung

8.2.1 Speicherbehälter

Zunächst muss die richtige Speichermasse PCM ermittelt werden. Hier können erneut mehrere Fälle unterschieden werden, da die exakte Temperaturverteilung unbekannt ist. Alle weiteren Angaben basieren auf plausiblen Durchschnittswerten.

Wird die Energie nur durch den Phasenwechsel alleine in Form von $\Delta H_{PCM,latent}$ gespeichert, errechnet sich die benötigte Masse nach Formel (2), wobei nur die Schmelzenthalpie bei $T_{Schmelz}$ = 222 °C berücksichtigt wird. Diese Betrachtung stellt den höchsten Grenzwert hinsichtlich der Speichermasse dar und ist in oberster Zeile von Tab. 26 (Fall 1) zu finden.

Andererseits kann auch die sensible Wärme durch Unterkühlung und Überhitzung des Salzes betrachtet werden, wodurch sich die notwendige Masse für dieselbe Kapazität im Vergleich zum vorigen Fall verringert. Stahl und Aluminium tragen ebenfalls zum sensiblen Wärmeanteil bei, und werden daher in die Wärmebilanz miteinbezogen ($c_{p,Al}$ = 0,9 kJ/kgK, $c_{p,St}$ aus DIN EN 13445-3 [9]). Um nicht unter die geforderten 210 °C zu fallen, soll die Temperatur des Salzes nicht mehr als ± 12 °C vom Schmelzpunkt abweichen. Dabei wird idealisierend angenommen, dass das PCM eine homogene Temperatur besitzt und die aufgenommene thermische Energie reversibel wieder abgeben kann. Für diesen Temperaturbereich sind die Ergebnisse mit Formel (3) und c_p für feste und flüssige Phase laut Tabelle 25 in der mittlere Zeile von Tab. 26 (Fall 2) zu finden.

Es kann auch bedacht werden, dass der Ausspeicherdruck nicht unter 17 bar fallen soll. Hierfür wird das Intervall um den Schmelzpunkt bis auf 204 °C erweitert (Fall 3).

	Temperatur in °C	$\frac{\Delta H_{PCM,latent}}{\Delta H_{ges}}$	$\frac{\Delta H_{PCM,sensibel}}{\Delta H_{ges}}$	m_{PCM} in t	$V_{PCM,flüssig}$ in m³	$V_{PCM,fest}$ in m³
Fall 1	222	1	0	1772,2	933,2	890,3
Fall 2, ± 12 °C	210 – 234	0,792	0,198	1403,5	739,1	706,6
Fall 3, ± 18 °C	204 – 240	0,717	0,269	1271,3	669,4	640,0

Tabelle 26: Speichervarianten des Latentspeichers für Solar Salt

Die unterschiedlichen Volumina im flüssigen und festen Zustand resultieren durch eine Volumsausdehnung von 4,6 % beim Schmelzen. Wird von einem Preis des Salzes von 427 €/t ausgegangen, liegen die Kosten hierfür im Bereich 543000 – 757000 €.

Würde anstatt Solar Salt die eutektische Zusammensetzung dieses Salzes (mit deutlich geringerem $\Delta h_{Schmelz}$) genommen werden, wären für Fall 3 1608 t Salz mit einem Gesamtvolumen (inklusive Einbauten) von 899 m³ notwendig. Fall 1 benötigt 2502 t und 1399 m³. Aus ökonomischer Sicht ist daher die Verwendung von Solar Salt angemessen.

Das Miteinbeziehen des sensiblen Wärmeanteils zeigt, dass m_{PCM} für einen betrachteten Fall um den Faktor $\frac{\Delta H_{PCM,\,latent}}{\Delta H_{ges}}$ kleiner ist als m_{PCM} des Referenzfalles mit $\frac{\Delta H_{PCM,\,latent}}{\Delta H_{ges}} = 1$. Die Speicherkapazitäten von Stahl und Aluminium machen nur etwa 1 % (Fall 2) bzw. 1,37 % (Fall 3) von ΔH_{ges} aus. Dadurch reduziert sich die Salzmasse um 14,2 t (Fall 2) bzw. 17,6 t (Fall 3).

Mit dem flüssigen Volumen und der Querschnittsfläche, welche das PCM bei einem WT-Rippenrohr (180 mm Durchmesser) einnimmt, resultieren die übrigen Volumina und Materialaufwand (ρ_{St} = 7850 kg/m³, ρ_{Al} = 2700 kg/m³, Rohr S275: ca. 700 €/t, Aluminium stranggegossen: ca. 4000 €/t) gemäß der in 2.2.3 vorgestellten Geometrie zu:

	$V_{St,Rohr}$	V_{Al}	$m_{St,Rohr}$	m_{Al}	€	
	in m³		in t		St, Rohr	Al
Fall 1	12,2	33,5	96,1	90,4	67270	361600
Fall 2, ± 12 °C	9,69	26,5	76,1	71,6	53270	286400
Fall 3, ± 18 °C	8,78	24,0	68,9	64,9	48230	259600

Tabelle 27: Materialaufwand der Rippenrohre für Solar Salt

Exemplarisch werden wieder einige zylindrische Behältergrößen nach Gl. (6) betrachtet. $m_{Tot,\,PCM}$ ist das (flüssige) Salz, welches sich außerhalb der Rippen (zwischen den einzelnen Rippenrohren sowie zwischen der äußersten Schicht Rohren und Behälterwand) befindet und daher nicht aktiv an der der Speicherung beteiligt ist.

Wie in 2.2.3.2 erörtert, wird der Durchmesser zur Verringerung des Salztotvolumens so gewählt, dass die Anzahl der Kreisschichten und der Rippenrohre ganzzahlig ist ($x = \frac{d_i}{d_{Rippe}}$, entspricht maximaler Anzahl Rippenrohre nebeneinander).

d_i = 5,94 m,	n = 2		V_{ges}	$V_{Tot,\,PCM}$	$m_{Tot,\,PCM}$
x = 33 Rohre,	L	$\Delta L_{Salzspiegel}$			
N = 817	in m		in m³		in t
Fall 1	24,1	-1,06	1335,4	333,5	633,4
Fall 2, ± 12 °C	19,1	-0,84	1057,6	264,1	501,6
Fall 3, ± 18 °C	17,3	-0,76	957,9	239,3	454,3

d_i = 7,02 m,	n = 2		V_{ges}	$V_{Tot, PCM}$	$m_{Tot, PCM}$
x = 39 Rohre,	L	$\Delta L_{Salzspiegel}$			
N = 1141	in m		in m³		in t
Fall 1	17,3	-0,76	1335,5	333,6	633,6
Fall 2, ± 12 °C	13,7	-0,60	1057,6	264,2	501,8
Fall 3, ± 18 °C	12,4	-0,54	958,0	239,3	454,5

d_i = 8,1 m,	n = 2		n = 1		V_{ges}	$V_{Tot, PCM}$	$m_{Tot, PCM}$
x = 45 Rohre,	L	$\Delta L_{Salzspiegel}$	L	$\Delta L_{Salzspiegel}$			
N = 1519	in m				in m³		in t
Fall 1	13,0	-0,57	25,9	-1,14	1335,5	333,7	633,7
Fall 2, ± 12 °C	10,3	-0,45	20,5	-0,90	1057,7	264,3	501,9
Fall 3, ± 18 °C	9,30	-0,41	18,6	-0,82	958,0	239,4	454,6

Tabelle 28: Beispielgeometrien Latentspeicher

Das Verhältnis von $\Delta L_{Salzspiegel}$ (bezeichnet die Änderung der Füllhöhe des Salzes beim Erstarren, daher negatives Vorzeichen) zu L beträgt -4,4 %. Das heißt, dass das feste PCM diesen Anteil des Speicherbehälters nicht ausfüllt. Je geringer die Höhe eines betrachteten Falles wird, umso geringer wird dadurch auch $\left|\Delta L_{Salzspiegel}\right|$. Allerdings bleibt das unausgefüllte Volumen konstant, da sich der Querschnitt vergrößert hat. Aber je weniger Speichermasse involviert ist, desto kleiner fällt das unausgefüllte Volumen und das Salz-Totvolumen im Vergleich zu den übrigen Fällen aus. Demnach wirkt sich das Steigern des sensiblen Wärmeanteils an der gesamten Speicherkapazität nicht nur günstig auf die leere Behältersektion im erstarrten Zustand aus, sondern auch auf die Kosten des Salzes und der Rippenrohr-Einbauten aus.

Etwa $\frac{1}{4}$ des Gesamtvolumens wird vom Salztotvolumen eingenommen. Das entspricht 35,8 % der erforderlichen flüssigen Salzmasse. Damit erhöhen sich die PCM-Kosten auf 737000-1,03 Mio. €. Daher wäre es angebracht, den Bereich des Totvolumens, der sich zwischen Behälterwand und äußerster Schicht Rippenrohren befindet, mit anderem, billigerem Material aufzufüllen. Die WT-Einbauten (Stahl, Aluminium und Hohlraum der Dampfleitung) füllen 5,1 % von V_{ges} aus.

Der Verlauf der Durchmesser zeigt, dass bei steigendem d_i das PCM-Totvolumen geringfügig steigt. Bei fallendem d_i sinkt die Anzahl der Rippenrohre, wodurch auch die Anzahl der Sammler, welche die Zweiphasenströmung von Fall- und Steigrohr auf N Rippenrohre aufteilen, sinkt. Hier zeigt sich, dass kleinere Durchmesser von Vorteil sind.

Unter der Annahme, dass S275JR für den Behälter verwendet wird, resultieren die (Mindest) Wanddicken mit $240\,°C \cdot 1{,}1 = 264\,°C$ Berechnungstemperatur, dem hydrostatischen Druck als Berechnungsdruck, f = 113,79 MPa (Festigkeitswerte bei erhöhter Temperatur laut LOB GmbH [21]) zu:

d_i in m	5,94		7,02		8,1	
	e in mm	m_{St} in t	e in mm	m_{St} in t	e in mm	m_{St} in t
Fall 1	11,74	46,7	9,93	35,8	8,60	29,3
Fall 2, ± 12 °C	9,29	30,1	7,86	23,4	6,81	19,5
Fall 3, ± 18 °C	8,42	25,0	7,12	19,6	6,17	16,5

Tabelle 29: Wanddicken und Behältermasse für 1 von n = 2 Salzbehälter

Für d_i = 8,1 und n = 1 verdoppeln sich die Wanddicken im Vergleich zu n = 2.

Im Allgemeinen sinken Wanddicken mit sinkendem Durchmesser. Hier ergibt sich aber die entgegengesetzte Tendenz, da mit sinkendem d_i die Höhe steigt, wodurch der (Berechnungs)Druck ebenfalls steigt. Beim Übergang der Höhe von Fall 1 auf Fall 3 kann die Behältermasse beinahe halbiert werden. Für kleinere d_i ist die Verringerung der Masse größer, da die Differenzen der Höhen größer sind.

Cabeza et al. [3] hält allgemein für den Wärmeübergang zwischen PCM und Fluid fest, dass dieser durch Rippenrohre gesteigert wird. In Experimenten zeigte sich, dass jene Zeit, welche zum Erstarren des PCMs notwendig ist, durch Rippenrohre verringert wurde, der Wärmestrom aus dem PCM also gestiegen ist. Je weiter die Rippe radial in das PCM hineinreicht (größerer Rippendurchmesser), umso geringer war die Erstarrungszeit. Demnach ist die Leistung proportional der Rippengröße, und die Speicherkapazität proportional der PCM-Masse. Mit steigender Rippengröße steigt der Aluminiumanteil (bzw. -masse) und deren Anschaffungskosten. Soll das Verhältnis $\frac{\text{Kapazität}}{\text{Leistung}}$ erhöht werden, muss das Verhältnis $\frac{\text{Aluminium}}{\text{PCM}} - \text{Anteil}$ sinken. Die Geometrie der Rippe sollte immer an die Speicheraufgabe angepasst sein.

8.2.2 Massenströme und Dampftrommel

Die Trommel dient zum Separieren des im Speicher teilweise verdampften Entlademassenstromes in Dampf und Flüssigkeit. Die weitere Auslegung bezieht sich auf Fall 2, wobei idealisierend angenommen wird, dass der Maximaldruck der Trommel dem Sättigungsdampfdruck der höchsten Temperatur des Speichermaterials (p_{sat}(234 °C) = 30,1 bar) und der Minimaldruck 17 bar entspricht. Dies trifft (idealisiert) nur auf Zwangumlauf zu, da hier die Ladetemperatur nur Werte zwischen den Siedetemperaturen des Wassers der Trommel des eben festgelegten Betriebsbereiches einnehmen kann. Im Zwangdurchlauf erwärmt sich das PCM durch die hohe Dampftemperatur (stellenweise) über 234 °C. Daher dienen folgende Zahlenwerte nur als grobe Abschätzung.

Für die Dampfentnahme der Trommel resultiert:

$$h_{aus} = \frac{h''_{204\,°C} + h''_{234\,°C}}{2} = 2798{,}9 \text{ kJ/kg}$$

$$m_{aus} = \frac{70 \text{ MWh}}{h_{aus}} = 90{,}04 \text{ t} \rightarrow \dot{m}_{aus} = 3{,}57 \text{ kg/s}$$

Wie beim Ausspeichern des Dampfes des Ruthsspeichers und gemäß Abb. 26 entsteht kein Kondensat durch den Drosselvorgang. Daneben entspricht $\dot{m}_{aus}$ auch jenem Teil des Umlaufmassenstromes, der beim Durchströmen des Speichers verdampft werden muss.

Für das Laden wird angenommen, dass Kondensat mit 234 °C den Wärmetauscher verlässt, Dampf also bei dieser Temperatur isobar kondensiert.

$$m_{Dampl,Laden} = \frac{70 \text{ MWh}}{h_{380\,°C,50\,\text{bar}} - h'_{234\,°C}} = 117{,}88 \text{ t},$$

Laden über 15 h: $\dot{m}_{Dampf}$ = 2,18 kg/s

Das Volumen der Dampftrommel folgt wie in 3.3 dargelegt, mit p = 30,1 bar und ρ″(204 °C) = 8,52 kg/m³:

Gl. (18): $\text{Dampfraumbelastung} = \frac{\dot{V}_{Dampf}}{V_{Dampfraum}} = 1012{,}7 \text{ h}^{-1}$

Gl. (17): $V_{Dampfraum}$ = 1,491 m³ → $V_{Trommel}$ = 2,982 m³

Mögliche Abmessungen der Trommel sind d_i = 1 m und L = 3,797 m. Als Behältermaterial dient erneut P355GH (f = 172,9 MPa, Korrosionszuschlag = 1 mm, Berechnungsdruck und -temperatur: $p = 1{,}1 \cdot 30{,}1\,\text{bar} = 33{,}11\,\text{bar}$, $T = 1{,}1 \cdot 234\,°C = 257{,}4\,°C$). Dadurch resultiert eine Wanddicke von 11,49 mm. Die Stahlmasse dieser Trommel beträgt 685,84 kg.

8.3 Durchströmungsvarianten des Latentwärmespeichers

Zum besseren Verständnis der Durchströmungsvarianten des PCM-Speicherbehälters sind sämtliche Strömungsführungen nachfolgend abgebildet. Durch unterschiedliche Strömungsrichtungen (von oben nach unten und umgekehrt) und -varianten (Zwang- bzw. Naturumlauf, Zwangdurchlauf) steigt die Komplexität des Rohrleitungsnetzwerks. Die allgemeine Funktionsweise ist in allen Fällen dieselbe: Beim Beladen mit Zwangumlauf wird siedendes Wasser der Trommel mit Ladedampf zusammengeführt, bei Zwangdurchlauf wird nur Dampf alleine verwendet. Während der Strom durch den Speicher fließt, kondensiert dieser und das PCM wird aufgeschmolzen. Um den Füllstand der Trommel konstant zu halten, muss derselbe Massenstrom an siedendem Wasser aus der Trommel abgeführt werden, wie durch den kondensierten Dampf zugeführt wurde. Beim Entladen wird das Wasser aus der Trommel im Speicher teilweise verdampft, wodurch das PCM erstarrt. Für konstanten Füllstand der Trommel ist die Zufuhr von Speisewasser notwendig.

Abb. 54 zeigt den trivialen Fall der Durchströmung von unten nach oben für Be- und Entladen im Zwangumlauf. Diese Variante wäre auch im Naturumlauf ohne Umlaufpumpe für Entladen möglich.

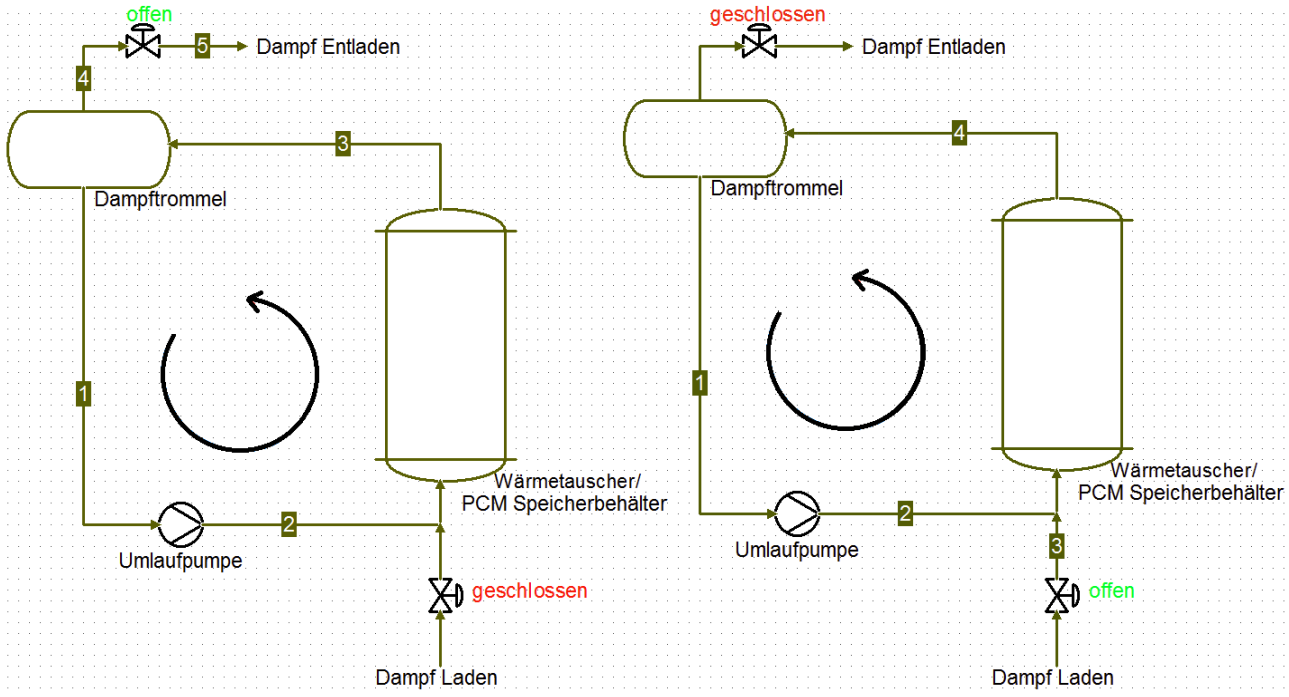


Abbildung 54: Durchströmung von unten nach oben für Entladen (links) und Laden (rechts), Zwangumlauf

Wird der Ladedampf von oben zugegeben (Entladen gleich zu vorigem Fall, neue Darstellung in Abb. 55), schmilzt das PCM von oben nach unten und der PCM-Wärmeaustauscher wird im Gegenstrom betrieben. Der kondensierte Dampf muss durch die Umlaufpumpe in den Tank zurückgeführt werden (Abb. 56). Die Pumpe fördert siedende Flüssigkeit und sobald durch die Beschleunigung des Mediums an der Saugseite der Druck der Flüssigkeit sinkt, setzt Verdampfung ein. Daher ist hier vermehrte Kavitation zu erwarten. Der Betrieb im Naturumlauf für Entladen könnte ohne Pumpe erfolgen, beim Laden hingegen wäre die Pumpe notwendig.

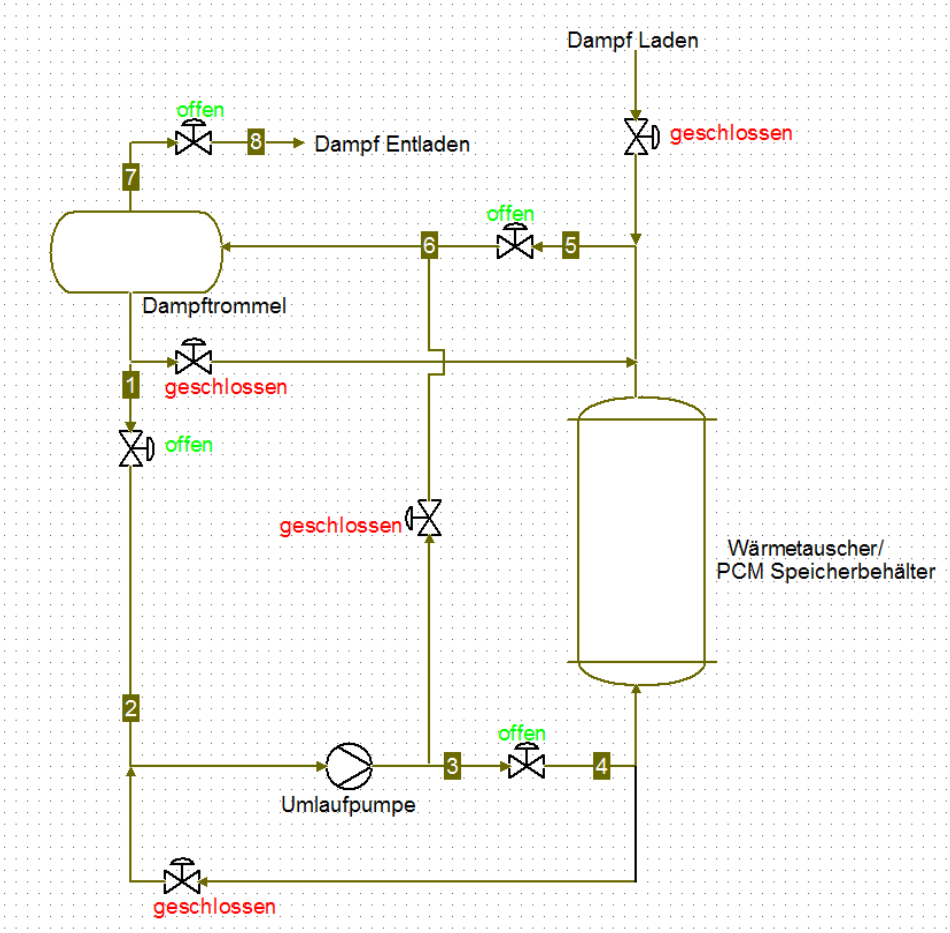


Abbildung 55: Durchströmung von unten nach oben für Entladen, Zwangumlauf

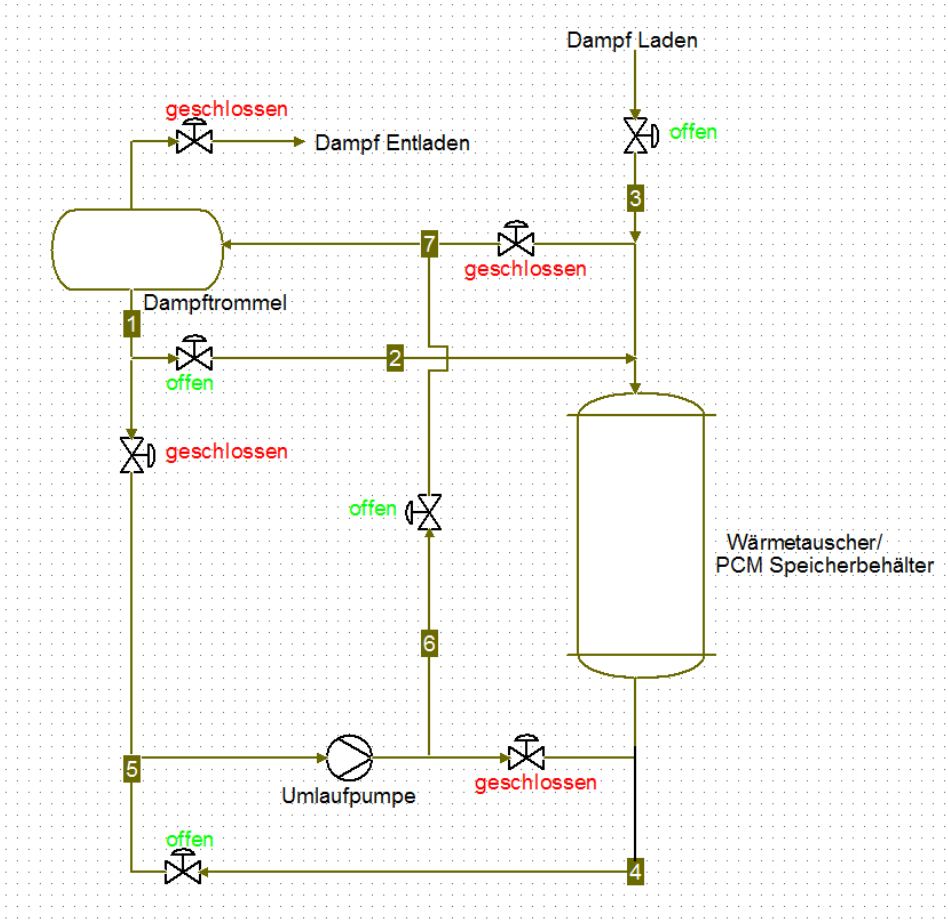


Abbildung 56: Durchströmung von oben nach unten für Laden, Zwangumlauf

Im Zwangdurchlaufsystem wird das Wasser/Dampfgemsich nicht in der Trommel, sondern einem Abscheidezyklon getrennt. Für die Durchströmung des Wärmetauschers ist keine Umlaufpumpe notwendig (für die Rückführung des abgeschiedenen Wassers bzw. für den Abtransport des Kondensats jedoch schon). Beim Laden (Abb. 58) ist es sinnvoll, den Dampf von oben einzubringen, um zu verhindern, dass das durch Kondensation immer mehr werdende Wasser nicht wieder zurückfließt.

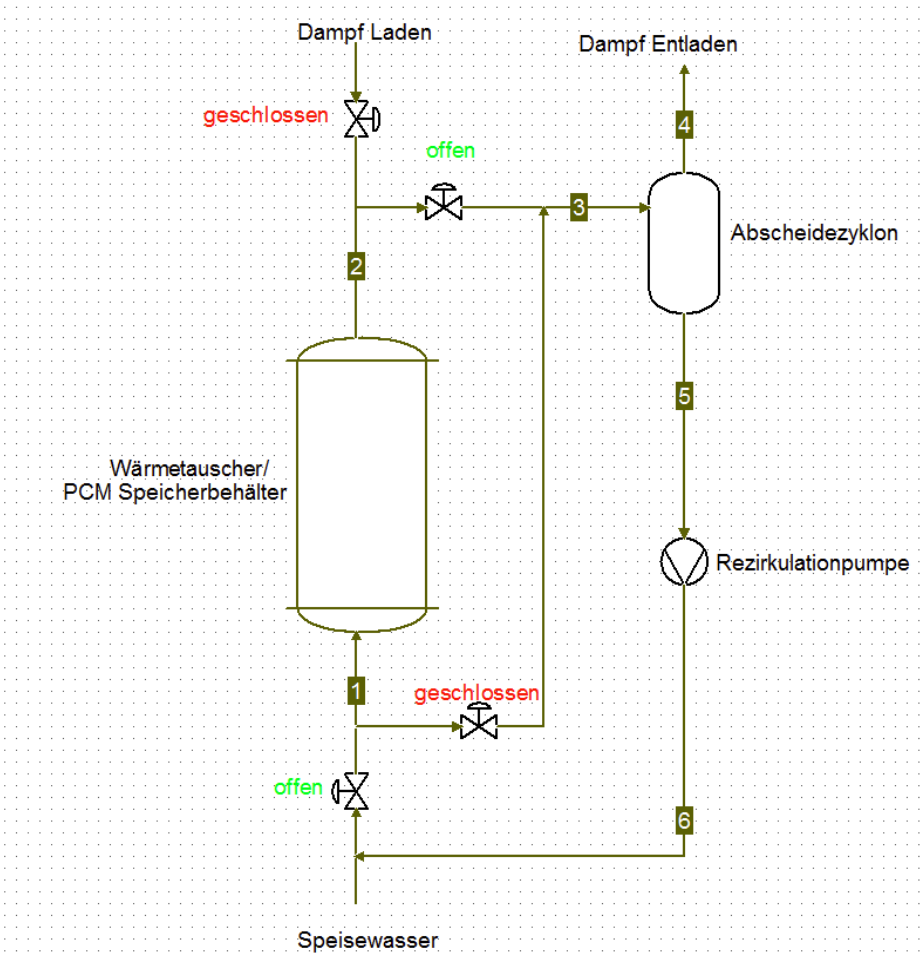


Abbildung 57: Durchströmung von unten nach oben für Entladen, Zwangdurchlauf

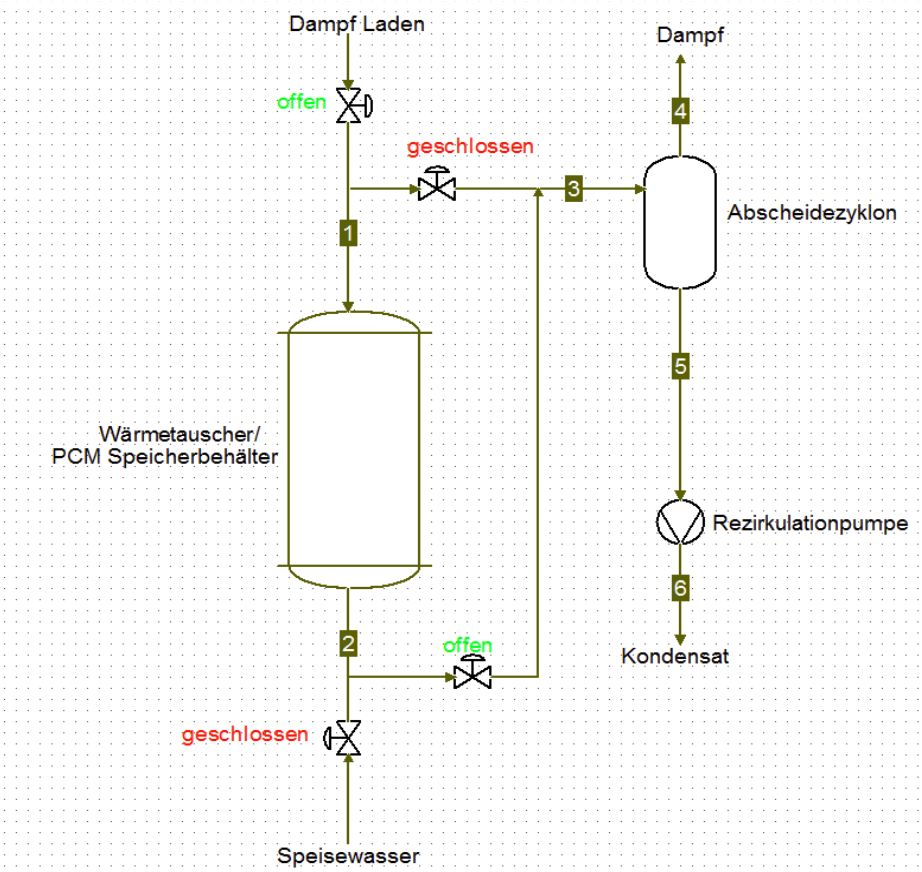


Abbildung 58: Durchströmung von oben nach unten für Laden, Zwangdurchlauf

Zusammenfassend betrachtet ist es sinnvoll, das PCM von oben beginnend zu schmelzen, da es so mehr Platz für die mit dem Schmelzvorgang verbundene Volumenausdehnung hat. Dies ist auch die in der Praxis angewandte Technik. Allerdings besteht somit auch während des Ladens (für Zwangumlauf) erhöhte Gefahr von Kavitation an der Pumpe, da sich das Kondensat nahe dem Siedezustand befindet.

Die von Fonteret [12] in Apros simulierten Schmelzvorgänge (für beide Strömungsrichtungen durchgeführt) zeigen keinen eindeutigen Vorzug, was die Dampferzeugersysteme betrifft. Jedoch beschreibt das Modell nicht alle in der Realität auftretenden Effekte. Zum Beispiel sind die Volumenausdehnung und andere PCM spezifische Eigenschaften und sensible Wärmeübertragung nicht berücksichtigt. Trotzdem gibt das Modell für Laden als Unterschied zwischen Zwangumlauf und -durchlauf an (bei gleichem Dampfmassenstrom), dass das Salz gleichmäßiger entlang der Höhe im Zwangdurchlauf schmilzt, aber längere Ladezeiten erforderlich sind. Laing et al. [19] berichtete, dass die Entladezeit für Zwangdurchlauf ebenfalls länger ist. Jedoch erfolgte hier das Entladen mit Wasser derselben Temperatur, wie es im Zwangumlauf der Trommel entnommen wurde. Generell kann die Lade/Entladetemperatur im Zwangumlauf durch den Trommeldruck gesteuert und an die Phasenwechseltemperatur angepasst werden. Auch für die Beeinflussung der Leistung ist die Trommel nützlich.

9. Zusammenfassung

Diese Arbeit liefert die Grobauslegung drei verschiedener thermischer Energiespeicher bezüglich derselben Speicheraufgabe, welche das Ausgleichen von Lastspitzen im täglichen Gebrauch eines Energiebereitstellers beinhaltet. Zum Beladen stand überhitzter Dampf zur Verfügung, und auch beim Entladen war leicht überhitzter Dampf gefordert, sowie festgesetzte Werte für Kapazität und Leistung. Mehrere mögliche Behälterdimensionen und Betriebsweisen wurden betrachtet. Es konnten Faktoren identifiziert werden, welche die Speichertypen bei ihrem Anwendungsbereich eingrenzen, und somit für den sinnvollen wirtschaftlichen Betrieb ausschlaggebend sind. Die dabei aufgezeigten Vor- und Nachteile fließen demnach direkt in die Auswahl des optimalen Speichers ein.

Das Hauptproblem des Dampfspeichers stellt die Wanddicke des Druckbehälters dar. Wanddicken < 35 mm wurden durch Verringerung des Durchmessers erreicht, wodurch quantitativ 16 Speicherbehälter erforderlich sind, was aber aus Sicht von Fertigungs- und Transportkosten nicht tragbar ist. Daher muss hier ein Mittelweg aus hoher Wanddicke und hoher Anzahl benötigter Behälter gefunden werden. Des Weiteren wird dem Dampfspeicher nur Sattdampf entnommen, wodurch das auszuspeichernde Produkt die Voraussetzung von überhitztem Dampf nicht erfüllt und eine externe Wärmezufuhr notwendig macht. Eine durchgeführte Prozesssimulation ergab, dass die parallele Anordnung der Speicher zu bevorzugen ist.

Bezüglich des Festbettregenerators erweist sich die durchströmte Länge der Schüttung als Größenlimitation, um den beschränkten Druckverlust einhalten zu können. Problematisch ist daher der gegenläufige Sachverhalt, welcher den Betriebsbereich des Speichers beeinflusst: mit steigendem $\dot{m}_{Fluid}$ steigen ΔT_{min} am Pinch und Δp, aber Wärmeübertragerflächen und ΔL sinken. Zwei Arten, den Ladedampf zu verwerten, wurden betrachtet, wobei eine Teilkondensation des Dampfes die weniger materialintensive Variante darstellt. Dieser Speichertyp war der einzige der Untersuchten, welcher direkt überhitzten Dampf ausspeichern kann.

Für den Latentwärmespeicher eignet sich Solar Salt als PCM am besten. Da das genaue Temperaturprofil des PCMs nicht vorhergesagt werden kann und dadurch der Wärmeübergang beeinflusst wird, ist unter Umständen keine konstante (Ausspeicher)Leistung aufgrund der isolierenden Wirkung des festen PCMs möglich. Ein Großteil der Kosten entfällt auf das PCM. Bedauerlicherweise tritt durch die konstruktive Gestaltung des Speicherbehälters ein PCM-Totvolumen von ca. 36 % (bezogen auf das für die Speicherung notwendige PCM) auf. Daher ist es gerechtfertigt, zusätzliche Maßnahmen zu unternehmen, um die Bereiche des ungenützten Volumens abzugrenzen und andersartig zu füllen. Das Schmelzen von oben beginnend ist die am meisten erforschte Variante. Im Zwangumlauf kann die Leistung durch Variation des Trommeldruckes beeinflusst werden.

Literaturverzeichnis

[1] Agyenim, F. / Hewitt, N. / Eames, P. / Smyth, M.: A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS). Elsevier Ltd 2009.

[2] Brunner, F. / Krummenacher, P.: Einführung in die Prozessintegration mit der Pinch-Methode: Handbuch für die Analyse von kontinuierlichen Prozessen und Batch-Prozessen. Im Auftrag des Bundesamt für Energie, Bern 2015.

[3] Cabeza, L. (Hrsg.): Advances in Thermal Energy Storage Systems. Methods and Applications. Elsevier Ltd 2015.

[4] Dinçer, İ. / Rosen, M.: Thermal Energy Storage: Systems and Applications, Second Edition. JohnWiley & Sons, Ltd 2011.

[5] DIN EN ISO 9223:216-11, Korrosion von Metallen und Legierungen – Korrosivität von Atmosphären – Klassifizierung, Bestimmung und Abschätzung

[6] DIN EN 10028-2:2017-10, Flacherzeugnisse aus Druckbehälterstählen – Teil 2: Unlegierte und legierte Stähle mit festgelegten Eigenschaften bei erhöhten Temperaturen

[7] DIN EN 10216-2:2016-11, Nahtlose Stahlrohre für Druckbeanspruchungen – Technische Lieferbedingungen – Teil 2: Rohre aus unlegierten und legierten Stählen mit festgelegten Eigenschaften bei erhöhten Temperaturen

[8] DIN EN 12953-10:2016-11, Großwasserraumkessel – Teil 10: Anforderungen an die Speisewasser- und Kesselwasserqualität

[9] DIN EN 13445-3:2017-12, Unbefeuerte Druckbehälter – Teil 3: Konstruktion

[10] DIN EN 13445-5:2017-12, Unbefeuerte Druckbehälter – Teil 5: Inspektion und Prüfung

[11] Dusek, S.: Grobe Abschätzung Hybridspeicher. Unveröffentlichte Arbeit des AIT, Wien 2018.

[12] Fonteret, E.: Modelling of vaporisation and condensation processes in a latent heat storage plant, Diplomarbeit. Technische Universität Wien 2013.

[13] Glück, B.: Gefälle-Dampfspeicher. 2012. URL: http://berndglueck.de/waermespeicher.php. Stand: November 2018.

[14] Goods, S. H. / Bradshaw, R.W.: Corrosion of Stainless Steels and Carbon Steel by Molten Mixtures of Commercial Nitrate Salts. Journal of Materials Engineering and Performance 2004.

[15] Haider, M. / Walter, H. / Kinger, G. / Gutscher, R.: Hochtemperaturwärmespeicher für

Wärmeknoten Dürnrohr. Projektbeschreibung für Förderungsansuchen des Institutes für Energietechnik und Thermodynamik der TU Wien und der EVN AG für die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft 2016.

[16] Hänninen, M. / Ylijoki, J.: The constitutive Equations of the APROS Six-Equation Modell. VTT 2007.

[17] Ilsenburger Grobblech: Stahlsortenvergleich Grobblech ASTM/EN bzw. Deutsche Normen. URL: https://www.ilsenburger-grobblech.de/fileadmin/mediadb/ilg/infocenter/service/Stahlsortenvergleich/internetvergleich_12_2006_151206.pdf. Stand: Dezember 2018.

[18] Kenisarin, M.: High-temperature phase change materials for thermal energy storage. Elsevier Ltd 2009.

[19] Laing, D. / Eck, M. / Hempel, M. / Johnson, M. / Steinmann, W.-D. / Meyer-Grünefeld, M. / Eickhoff, M.: High Temperature PCM Storage for DSG Solar Thermal Power Plants Tested in Various Operating Modes of Water/Steam Flow. SolarPACES Conference 2012.

[20] Levy, A. / Kalman, H.: Handbook of Conveying and Handling of Particulate Solids. Elsevier Science B.V. 2001.

[21] LOB GmbH: Werkstoffübersicht. URL: http://www.lob-gmbh.de/de/werkstoffe/1.0038.html. Stand: Dezember 2018.

[22] Mohamed, S. / Al-Sulaiman, F. / Ibrahim, N. / Zahir, H. / Al-Ahmed, A. / Saidur, R. / Yılbaş, B. / Sahin, A.: A review on current status and challenges of inorganic phase change materials for thermal energy storage systems. Elsevier Ltd 2016.

[23] Puigpinos, M.: CFD-Modeling of Melting and Freezing Processes in Phase Change Heat Storage Systems, Diplomarbeit. Technische Universität Wien 2012.

[24] Schulze, D.: Pulver und Schüttgüter: Fließeigenschaften und Handhabung, 3. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2014.

[25] Schwaiger, K. / Haider, M. / Walter, H. / Puigpinos, M / Proetsch, A.: Thermal storage of superheated steam in a combined sensible/latent TES. SolarPaces Conference 2012.

[26] Serrano-López, R. / Fradera, J. / Cuesta-López, S.: Molten salts database for energy applications. Chemical Engineering & Processing: Process Intensification 2013.

[27] Spirax Sarco: Grundlagen der Dampf- und Kondensattechnologie. Konstanz 2014.

[28] Sterner, M. / Stadler, I.: Energiespeicher – Bedarf, Technologien, Integration. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2014.

[29] Strauß, K.: Kraftwerkstechnik zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen, 6. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2009.

[30] Tamme, R. / Steinmann, W.-D. / Buschle, J. / Bauer, T. / Christ, M.: Hochtemperatur-Latentwärmespeicher für Prozessdampf und solare Kraftwerkstechnik. Statusseminar Thermische Energiespeicherung, Freiburg 2006.

[31] VDI – Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen: VDI Heat Atlas, 2. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010.

[32] Zhang, X. / Tian, J. / Xu, K. / Gao, Y.: Thermodynamic Evaluation of Phase Equilibria in $NaNO_3$-KNO_3 System. Journal of Phase Equilibria 2003.

[33] Zhou, D. / Eames, P.: A study of a eutectic salt of lithium nitrate and sodium chloride (87–13%) for latent heat storage. Elsevier Ltd 2017.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Wärmenetz Dürnrohr (vereinfacht), aus der Projektbeschreibung [15].....1
Abbildung 2: Wärmekonten Dürnrohr [15].....2
Abbildung 3: Gegenüberstellung sensibler und latenter Wärme im Q-T-Diagramm, nach Cabeza et al. [3].....7
Abbildung 4: Rutsspeicher, aus Cabeza et al. [3].....10
Abbildung 5: abgebbare volumenspezifische Dampfmasse für verschiedene Differenzdrücke, aus Cabeza et al. [3].....11
Abbildung 6: schematischesdes Festbettregenerators.....12
Abbildung 7: Anlagenschema des Festbettregenerators beim Entladen.....13
Abbildung 8: Anlagenschema des Festbettregenerators beim Laden.....14
Abbildung 9: Temperaturverlauf des Festbettes als Funktion von Zeit und Ort, Entladen.....15
Abbildung 10: Prinzipanordnung der sandTES-Anlage.....16
Abbildung 11: Austrittstemperatur des Wärmetauschers bzw. Siedetemperatur der Trommel beim Entladen, aus Cabeza et al. [3].....18
Abbildung 12: Querschnitt des Rippenrohrwärmetauschers (Ausschnitt) aus Fonteret [12].....20
Abbildung 13: Behälter mit Rippenrohranordnung für k = 3.....21
Abbildung 14: Verlauf α_{PCM} beim Laden (links) und Entladen (rechts), aus [25].....23
Abbildung 15: Einsatzgebiete verschiedener PCM-Klassen, aus Sterner et al. [28].....24
Abbildung 16: mit makroverkapseltem PCM gefüllter Rutsspeicher, aus Tamme et al. [30].....27
Abbildung 17: Geometrie der Makroverkapselung, Tamme et al. [30] 27
Abbildung 18: Kombination Dampfspeicher mit PCM.....27
Abbildung 19: qualitativer Verlauf von Spannungen/Druck im Silo.....29
Abbildung 20: Drehen der Abkühlgerden um den Pinch-Punkt durch Erhöhen von $\dot{m}_{Fluid}$.....36
Abbildung 21: Verschiebung einer Cold Composite Curve entlang deraus Brunner et al. [2].....37
Abbildung 22: Wärmebedarf über- und unterhalb des Pinchs, aus Brunner et al. [2].....37
Abbildung 23: calculation level.....40
Abbildung 24: Modul Horizontal Tank including Heat Structure (HTH).....40
Abbildung 25: Diskretisierung der Wärmestrukturierung.....41
Abbildung 26: h-s – Diagramm für Wasser, Zustand des Dampfes vor und nach der Drosselung. .48
Abbildung 27: vereinfachte Prinzipskizze des Modells.....49
Abbildung 28: Screenshot des Apros-Modells 50
Abbildung 29: Gesamt-Entlademassenströme bei Serienschaltung.....51
Abbildung 30: Gesamt-Entladeleistung bei Serienschaltung.....51
Abbildung 31: Dampfgehalt in der Ausspeicherleitung.....52
Abbildung 32: Gesamt-Lademassenströme bei Serienschaltung.....53

Abbildung 33: Massenströme Tank 1 während eines Speicherzyklus.....53
Abbildung 34: Druckverlauf Tank 1 während eines Speicherzyklus.....54
Abbildung 35: Temperaturverlauf Tank 1 während eines Speicherzyklus.....54
Abbildung 36: Füllhöhenverlauf Tank 1 während eines Speicherzyklus.....54
Abbildung 37: Entlademassenströme bei Parallelschaltung.....55
Abbildung 38: Entladeleistung bei Parallelschaltung.....55
Abbildung 39: Dampfgehalt in der Ausspeicherleitung.....56
Abbildung 40: Lademassenströme bei Serienschaltung.....56
Abbildung 41: Massenströme Tank 1 während eines Speicherzyklus.....57
Abbildung 42: Druckverlauf Tank 1 während eines Speicherzyklus.....57
Abbildung 43: Temperaturverlauf Tank 1 während eines Speicherzyklus.....57
Abbildung 44: Füllhöhenverlauf Tank 1 während eines Speicherzyklus.....58
Abbildung 45: Vergleich der Durchmesser mit und ohne PCM.....59
Abbildung 46: PCM-Masse um Ruthsspeicher.....59
Abbildung 47: Vergleich der Wanddicke mit und ohne PCM.....59
Abbildung 48: Vergleich der Gesamtstahlmasse mit und ohne PCM.....59
Abbildung 49: Verlauf von d_a mit vom AIT gewähltem d_{PCM} 62
Abbildung 50: Verlauf von Gesamt-m_{PCM} mit vom AIT gewähltem d_{PCM} 62
Abbildung 51: $\dot{Q}, T$ – Diagramm Festbettregenerator, Enthitzen 63
Abbildung 52: $\dot{Q}, T$ – Diagramm Festbettregenerator, Teilkondensation.....64
Abbildung 53: Phasendiagramm $NaNO_3/KNO_3$ nach Zhang et al. [32].....72
Abbildung 54: Durchströmung von unten nach oben für Entladen (links) und Laden (rechts), Zwangumlauf.....78
Abbildung 55: Durchströmung von unten nach oben für Entladen, Zwangumlauf.....79
Abbildung 56: Durchströmung von oben nach unten für Laden, Zwangumlauf.....80
Abbildung 57: Durchströmung von unten nach oben für Entladen, Zwangdurchlauf.....81
Abbildung 58: Durchströmung von oben nach unten für Laden, Zwangdurchlauf.....82

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Randbedingungen der Auslegung 3
Tabelle 2: sensible, feste Speichermedien und Wasser mit ihren Stoffeigenschaften, aus Dinçer et al. [4]....6
Tabelle 3: PCM-Auswahlkriterien 25
Tabelle 4: Ermittlung der Berechnungsnennspannung....28
Tabelle 5: Bilanz Ruthsspeicher....42
Tabelle 6: Bilanz Festbettregenerator, Wasser/Dampfkreislauf....42
Tabelle 7: Bilanz Festbettregenerator, Luftkreislauf....43
Tabelle 8: Bilanz Latentwärmespeicher....43
Tabelle 9: Auslegungsdaten für 1 von insgesamt n Ruthsspeichern....45
Tabelle 10: Dimensionierung der Rohrleitungen für n = 5, pro Medium ist die obere Zeile Serienschaltung, untere Zeile Parallelschaltung....46
Tabelle 11: Dimensionierung der Rohrleitungen, Parallelschaltung....47
Tabelle 12: Parameter horizontal tank including heat structure....49
Tabelle 13: Vergleich von Dampfspeicher mit PCM und Referenzfall für n = 5....60
Tabelle 14: Hybridspeicherauslegung des AIT, aus [11]....61
Tabelle 15: Strömungsverhalten bei Enthitzung des Ladedampfes....63
Tabelle 16: Strömungsverhalten bei Teilkondensation des Ladedampfes....64
Tabelle 17: Ein- und Austrittstemperaturen der Ströme....65
Tabelle 18: Berechnungsannahmen des Festbettes....65
Tabelle 19: Eckdaten für Enthitzung....66
Tabelle 20: Eckdaten für Teilkondensation....67
Tabelle 21: angepasste Festbettgröße für d_P = 63 mm mit 30 % Totvolumen, Φ_D = 1, n = 1 68
Tabelle 22: Ausschnitt einiger relevanter PCMs, aus Mohamed et al. [22] und Kenisarin [18] 69
Tabelle 23: Verunreinigungen in Nitraten, aus Cabeza et al. [3]....70
Tabelle 24: Stoffeigenschaften $NaNO_3$/KNO_3, aus Agyenim et al. [1] und Mohamed et al. [22]....71
Tabelle 25: temperaturabhängige Stoffeigenschaften von Solar Salt....72
Tabelle 26: Speichervarianten des Latentspeichers für Solar Salt....73
Tabelle 27: Materialaufwand der Rippenrohre für Solar Salt....74
Tabelle 28: Beispielgeometrien Latentspeicher 75
Tabelle 29: Wanddicken und Behältermasse für 1 von n = 2 Salzbehälter....76