

Energieforschungsprogramm

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

30/04/2020

Hochtemperaturwärmespeicher für Wärmeknoten Dürnrohr

Projektnummer: 865112

Energieforschungsprogramm - 4. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ausschreibung	4. Ausschreibung Energieforschungsprogramm
Projektstart	01/03/2018
Projektende	31/08/2019
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	18 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	TU Wien
AnsprechpartnerIn	Univ. Prof. Dr. Haider Markus
Postadresse	Institut für Energietechnik und Thermodynamik Getreidemarkt 9 1060 Wien
Telefon	01 58801 302301
Fax	01 58801 302399
E-mail	markus.haider@tuwien.ac.at
Website	https://www.iet.tuwien.ac.at/

Hochtemperaturwärmespeicher für Wärmeknoten Dürnrohr

AutorInnen:

Heimo Walter

Stefan Thanheiser

Markus Haider

Gerald Kinger

1 Inhaltsverzeichnis

Es muss ein Inhaltsverzeichnis mindestens auf Überschriftenebene 1 mit Seitenangabe erstellt werden!

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung	6
3	Inhaltliche Darstellung	10
3.1	Einleitung	10
3.2	Speicherauslegung	12
3.2.1	Ruths-Speicher	12
3.2.2	SandTES-Technologie	17
3.2.3	Upgrade der SandTES-Technologie (Helical Fin sandTES)	24
3.2.4	Festbettregenerator	25
3.2.5	Latentwärmespeicher	35
3.3	Kostenermittlung für Speicherintegration	41
3.3.1	Szenarienauswahl für die Kostenermittlung	41
3.3.2	Kapitalkosten (CAPEX)	42
3.3.3	Operative Kosten (OPEX)	43
3.3.4	Jährliche Gesamtkosten	44
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	44
5	Ausblick und Empfehlungen	48
6	Literaturverzeichnis	48
7	Kontaktdaten	51

Energieforschungsprogramm - 4. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ein publizierbarer Endbericht sollte folgende Struktur (Index) besitzen und besteht aus **mindestens 25 Seiten**. Die unten angeführte **Darstellung ist eine Mindestanforderung** und kann bei Bedarf erweitert werden.

Vorrangiges Ziel der publizierbaren Berichte ist die Darstellung der wesentlichen Projektergebnisse.

Textformat

- Papierformat: A4 Hochformat
- Linker und rechter Rand: 2,5 cm
- Schriftformatierung: Arial, 11 Punkt, Zeilenabstand 1,3-fach
- Schriftformatierung für Tabellen: Arial, 10 Punkt
- Fußzeile: Seitennummerierung
- Definition der Überschriften bis zur 3. Ebene
 - Überschrift 1:
 - Schriftformat: Arial, 16 Punkt und Fett
 - Absatzformat: Abstand vor: 24 Punkt, Abstand nach: 12 Punkt
 - Überschrift 2:
 - Schriftformat: Arial, 14 Punkt und Fett
 - Absatzformat: Abstand vor: 24 Punkt, Abstand nach: 12 Punkt
 - Überschrift 3:
 - Schriftformat: Arial, 11 Punkt und Fett
 - Absatzformat: Abstand vor: 12 Punkt, Abstand nach: 6 Punkt

2 Einleitung

Aufgabenstellung

Der Wärmeknoten Dürnrohr wurde im Zuge der Errichtung der Müllverbrennungsanlage in Dürnrohr errichtet, und später mit dem Bau der dritten Linie um eine weitere Dampfturbine erweitert.

In den Wärmeknoten speisen verschiedene Wärmeerzeuger ein: drei Linien der Müllverbrennungsanlage (AVN Linie 1, 2 und 3) und der 2. Block des Kohlekraftwerks Dürnrohr. Der Dampf aus dem Wärmeknoten versorgt verschiedene Abnehmer: Zunächst wird der Dampf über die Turbinen EVZ 1, EVZ 2 und die MAN Turbine geleitet und Strom erzeugt. Je nach Wärmebedarf wird der Dampf der Turbine EVZ 2 entnommen und in den Wärmeknoten eingespeist. Aus diesem Wärmeknoten kann der Dampf in das Fernwärmenetz für die Region Tulln St. Pölten eingespeist werden sowie für die Eigenversorgung der Müllverbrennungsanlage und als Prozessdampf für die Bioethanolanlage der Firma AGRANA genutzt werden. In Abb. 1 sind die Zusammenhänge schematisch vereinfacht zusammengefasst, sowie typische Massenströme, Temperatur- und Druckniveaus dargestellt.

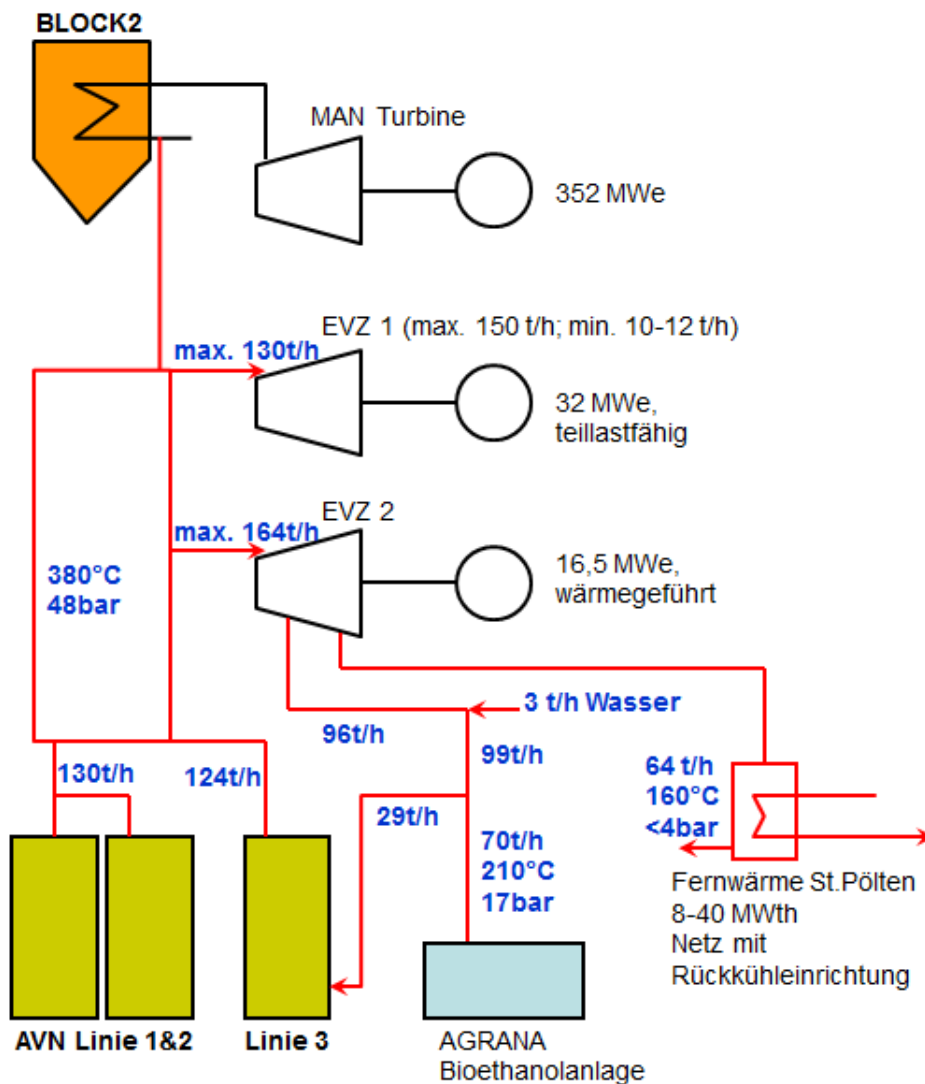


Abb. 1: Vereinfachtes Fließschema des Wärmeknotens Dürnrohr

Die Leistungen, Massenströme und Temperaturniveaus der einzelnen Verbraucher variieren zum einen prinzipiell (der Dampf für einen Prozess hat andere Anforderungen als ein Fernwärmenetz) und zum anderen je nach Jahreszeit (insbesondere die Fernwärmeauskopplung).

Müll ist keine einheitliche Substanz, vielmehr handelt es sich um heterogene Mischungen unterschiedlichster aufbereiteter Sekundärbrennstoffe aus Haushalt, Industrie oder Gewerbe. Der Heizwert der am Verbrennungsrost befindlichen Fraktion kann kurzfristig erheblich schwanken. Damit schwankt aber inhärent auch die erzeugte Dampfmenge der Müllverbrennungslinien. Diese Schwankungen können am Eingang der Dampfturbine EVZ2 innerhalb von etwa 15 Minuten bis zu 10t/h Dampf auf- bzw. abwärts betragen.

Wenn auch das Kohlekraftwerk Dürnrohr in Betrieb ist, und in den Wärmeknoten einspeist, kann die Feuerungsregelleistung des Dampfkraftwerks Schwankungen im Wärmeknoten ausgleichen. Allerdings sind die Einsatzzeiten des kalorischen Kraftwerks in der Regel sehr viel geringer, als die der Müllverbrennungsanlagen da, aufgrund des hohen Anteils an erneuerbarer Energien im Stromnetz dies mit einem Rückgang der Auslastung des Kohlekraftwerks verbunden ist. Dadurch steigt die Anzahl der notwendigen aber teuren Anfahrvorgänge für das Kohlekraftwerk.

Zudem ist der Anfall von Müll über das Jahr Schwankungen unterworfen. Besonders um die Weihnachtszeit kommt es immer wieder zu Engpässen und die Betriebsführung der Müllverbrennungsanlage muss mit dem Brennstoff „Müll“ planvoll umgehen. Erschwerend kommt in dieser Zeit hinzu, dass im Fernwärmenetz (insbesondere morgens) erhebliche Lastspitzen zu verzeichnen sind. Aus wirtschaftlicher und ökologischer Sicht stellt daher die Integration thermischer Energiespeicher in das Wärmenetz Dürnrohr einen vielversprechenden Lösungsansatz dar. Ein thermischer Energiespeicher kann einen wesentlichen Beitrag dazu leisten, Spitzen zu glätten und das Lastprofil der Kessel zu „vergleichmäßigen“.

Als Ergebnis des Projektes soll eine Entscheidungsgrundlage für die optimierte Speicherauswahl am Standort Dürnrohr gefunden werden. Dazu soll eine detaillierte technisch-ökonomische Betrachtung der betrachteten Wärmespeichertechnologien erfolgen.

Schwerpunkte des Projektes

Ziele des Sondierungsprojektes waren

1) die Erhebung des Speicherbedarfs und die Festlegung des Referenzfalles

Der Wärmeknoten Dürnrohr stellt ein komplexes Wasser-/Dampf-Verteilssystem mit verschiedensten Energieeinspeisern und -abnehmern dar. Besonders die Anzahl verschiedener Druck- und Temperaturniveaus tragen zur erhöhten Komplexität bei, erlauben aber auch zusätzliche Freiheitsgrade bei der Integration der Speicher. Basierend auf den vorliegenden betriebsinternen Daten des Projektpartners EVN wurde der Bedarf an benötigter Speicherleistung, die Lade- und Entladeparameter sowie die Ent- und Beladzeit ermittelt. Mit Hilfe dieser Randbedingungen wurde ein Referenzfall für den zukünftigen Betrieb des Wärmeknotens mit integriertem Speicher festgelegt.

2) Optimierte Prozessintegration der Hochtemperatur-Speicher in den Wärmeknoten unter Berücksichtigung des zeitlichen Bedarfs und technologiespezifischer Einschränkungen

Alle zu untersuchenden Speicherkonzepte benötigen für Ein- und Ausspeicherung Wärmetauscher des Typs „Kondensator“ + „Verdampfer“. Abhängig vom Speicherprinzip wird aus Kostengründen angestrebt, diese beiden Funktionen mit nur einem Apparat zu erfüllen. Die Wärmeübertragung zwischen Wasser/Dampf-System und Speichermedium erfolgt in drei Fällen (Ruth-Wärmespeicher, SandTES und Latentwärmespeicher) direkt, während im Fall des Festbettregenerators ein Zwischenkreislauf mit Luft als Wärmeträgermedium benötigt wird.

3) Detaillierte Auslegung und Kostenermittlung der Speicher

Um die Wirtschaftlichkeit der entwickelten Speicherkonzepte für den Wärmeknoten Dünrohr abschätzen zu können ist eine detaillierte Auslegung der Speicher sowie eine Kostenrechnung, mit dem Ziel die spezifischen Speicherkosten (4. Ziel) jeder Variante zu ermitteln, notwendig. Diese Kostenermittlung basiert einerseits auf gängigen Industriepreisen, welche sowohl den Stahlbau, als auch den Fertigungsaufwand berücksichtigen. Die Zukaufkomponenten (Speichermaterial, Ventile, Klappen, Gebläse, etc.) werden separat bei den jeweiligen Herstellern angefragt und gegebenenfalls skaliert. Die Betriebskosten sollen anhand der berechneten Hilfsenergieleistungen abgeschätzt werden.

4) Ableitung der spezifischen Speicherkosten und Analyse der wirtschaftlichen Machbarkeit

Die im dritten Schwerpunkt ermittelten Kosten für die einzelnen Speichertechnologien werden in spezifische Kosten umgerechnet und im Anschluss daran erfolgt eine Analyse der wirtschaftlichen Umsetzung der einzelnen Technologien.

Einordnung in das Programm

Das Projekt behandelte innerhalb der 4. Ausschreibung Energieforschung das **Themenfeld 3: Industrielle Energiesysteme** und hier im Besondern Speichersysteme für industrielle Anwendungen sowie das **Themenfeld 5: Umwandlungs- und Speichertechnologien** mit dem **Subschwerpunkt TF 5 / 5.7 Thermische Speicher**

Verwendete Methoden

Die Dimensionierung der Speicher, der notwendigen Hilfsaggregate und Verbindungsleitungen erfolgte wärme- und festigkeitstechnisch basierend auf den Einsatzszenarien und den gültigen Normen. Mit den so ausgelegten Speichern und deren Komponenten wurden im Anschluss daran numerische Systemanalysen der einzelnen Gesamtprozesse mit Hilfe von kommerziellen Kreislaufberechnungsprogrammen durchgeführt. Dazu wurden, wenn notwendig, selbst entwickelte Modelle für einzelne Speichertechnologien, wie z.B. ein Modell für einen Festbettregenerator [1], in die Kreislaufberechnungsprogramme integriert. Nach Abschluss der Auslegungs- und Gesamtprozessberechnungen wurden die Kosten der Speicherintegration ermittelt. Dazu wurden von den wichtigsten Komponenten der einzelnen Speichertechnologien, wie z.B. Wärmetauscher, Ventile, Klappen, Gebläse, Hebezeuge, usw., die Spezifikationen zusammengestellt und an die einzelnen Herstellerfirmen zwecks dem Erhalt von Preisauskünfte versendet. Ergänzt wurde die Kostenermittlung durch Befragung von Experten. Nach dem Rücklauf der Angebote wurden die investitionsgebundenen Kosten (CAPEX) sowie die verbrauchsgebundenen Kosten (OPEX) der Speicherintegration ermittelt. Aufbauend auf den ermittelten Daten für CAPEX und OPEX in AP5, werden die Gesamtkosten für den Wärmeknoten und den integrierten thermischen Speicher ermittelt. In die Berechnung wurde auch Verfügbarkeit, apparativer Aufwand,

Werkstoffkosten usw. miteinbezogen, um eine klare Aussage über die Wirtschaftlichkeit der Lösung zu erhalten. Als eines der anzuwendenden Kriterien für die Überprüfung der Wirtschaftlichkeit wurden die bezogenen Speicherkosten (Speicherkosten je Speicherkapazität) herangezogen, was eine Abschätzung der Amortisationszeit zulässt.

Aufbau der Arbeit

Um die angestrebten Ziele für das Sondierungsprojekt zu erreichen, wurden die zu verrichtenden Forschungstätigkeiten und organisatorischen Arbeiten in die nachstehend angeführten Arbeitspakete untergliedert:

AP1: Projektmanagement:

Im AP 1 erfolgte das Management des Gesamtprojektes und der einzelnen Arbeitspakete. Dabei wurden Projektmeetings und Besprechungen organisiert und koordiniert sowie für eine effiziente Kommunikation innerhalb des Projektkonsortiums gesorgt. Es erfolgte die Initiierung von Abstimmungsgesprächen für die Feindefinition zu den einzelnen Arbeitspaketen. Das Projektmanagement führte auch die finanzielle Abwicklung des Projektes sowie das gesamte Berichtswesen durch. Dabei wurde während des Berichtszeitraumes ein Endbericht erstellt. Das Projektmanagement war darüber hinaus auch für die Kommunikation zum Fördergeber zuständig.

AP2: Definition der Einbindungsmöglichkeiten für die Speicherintegration

Basierend auf betriebsinternen Daten des Projektpartners EVN zum Wärmeknoten Dürnrohr wurden der Bedarf an benötigter Speicherkapazität, Speicherleistung, die Lade- und Entladeparameter (Dampfdruck und Dampftemperatur) sowie die Ent- und Beladezeit für die Speicherintegration ermittelt und mögliche Einbindungsszenarien für die Speicher diskutiert. Abgeschlossen wurde das Arbeitspaket mit der Definition eines Referenzfalles für die Integration der Speicher.

AP3: Speicherauslegung und Speicherintegration für den Ausgangsreferenzfall

Dimensionierung der Speicher und deren Hilfsaggregate sowie der zugehörigen Verbindungsleitungen basierend auf den Einsatzszenarios des Referenzfalles. Anschließend an die wärmetechnische Auslegung der Speicher erfolgte eine numerische Systemanalyse des Gesamtprozesses resultierend aus dem Einsatzszenarios des Referenzfalles um Aussagen zur Interaktion des Wärmeknotens mit der eingesetzten Speichertechnologie zu erhalten.

AP4: Dimensionierung und Integration der Speicher basierend auf ausgewählten Einbindungsmöglichkeiten

Basierend auf den in AP2 ermittelten Einbindungsmöglichkeiten der Speicher in den Wärmeknoten Dürnrohr wurden die thermischen Speichertechnologien ausgelegt und für eine Systemanalyse in ein Modell des Wärmeknotens integriert. Dazu wurde eine Dimensionierung der Speicher und deren Hilfsaggregate sowie der zugehörigen Verbindungsleitungen basierend auf den Einsatzszenarios durchgeführt. Um Aussagen zur Interaktion des Wärmeknotens mit der eingesetzten Speichertechnologie zu erhalten wurde, wie bereits im AP3, eine numerische Systemanalyse des Gesamtprozesses durchgeführt.

AP5: Kostenermittlung für Speicherintegration

Mit den in AP 4 erhaltenen Daten für die einzelnen Speichertechnologien wurden Anfragen an Herstellerfirmen für die unterschiedlichen Komponenten der Speichertechnologien, wie z.B. Wärmetauscher, Ventile, Klappen, Gebläse, Hebezeuge, usw. gesendet und deren Rückantworten gesammelt. Damit konnten die investgebundenen Kosten der Speicherintegration (CAPEX) ermittelt werden. Auf Basis der in AP3 bzw. AP4 bestimmten Anlagenkonfigurationen werden Wirtschaftlichkeitsanalysen durchgeführt. Die Ermittlung der Kosten erfolgte in enger Zusammenarbeit zwischen den Projektpartnern. Hierzu wurden Preisauskünfte eingeholt und Experten befragt sowie ergänzende Literaturrecherchen durchgeführt. Abgeschlossen wurde das Arbeitspaket mit der Ermittlung der verbrauchsgebundenen Kosten für die Speicherintegration (OPEX).

AP6: Techno-ökonomische Evaluation

Aufbauend auf den ermittelten Daten für CAPEX und OPEX in AP5, werden die Gesamtkosten für den Wärmeknoten und den integrierten thermischen Speicher ermittelt. In die Berechnung sollen auch Verfügbarkeit, apparativer Aufwand, Werkstoffkosten usw. mit einbezogen werden, um eine klare Aussage über die Wirtschaftlichkeit der Lösung zu erhalten. Als eines der anzuwendenden Kriterien für die Überprüfung der Wirtschaftlichkeit sollen die bezogenen Speicherkosten (Speicherkosten je Speicherkapazität) herangezogen werden, was eine Abschätzung der Amortisationszeit zulässt.

Aufgrund der Resultate dieser Prüfung der Wirtschaftlichkeit soll ein Katalog von Vorschlägen erarbeitet werden, mit der die Speicherintegration durch technische Optimierung (dies inkludiert auch die Prozessführung) verbessert werden kann.

AP7: Dissemination

Während des Berichtszeitraums wurde im Rahmen der Dissemination interne Zwischenberichte für Meetings sowie der Endbericht für das gegenständliche Forschungsprojekt geschrieben.

3 Inhaltliche Darstellung

3.1 Einleitung

Der Wärmeknoten Dürnrohr wurde im Zuge der Errichtung der Müllverbrennungsanlage gebaut. In den Wärmeknoten speisen folgende Wärmeerzeuger ein:

- drei Linien der Müllverbrennungsanlage (AVN Linie 1,2 und 3) und
- das Kraftwerk Dürnrohr (Block 2).

Der Dampf aus den Wärmeerzeugern wird zuerst den Turbinen (EVZ 1, EVZ 2, MAN Turbine) zugeführt. Die von den Turbinen abgegebene technische Arbeit wird mittels den Generatoren in elektrischen Strom umgewandelt. Je nach Wärmebedarf wird der abgearbeitete Dampf (nach der Turbine EVZ 2) in den Wärmeknoten eingespeist. Aus diesem Netz kann Dampf in das Fernwärmenetz gespeist sowie für die Eigenversorgung für die Müllverbrennungsanlage genutzt und als Prozessdampf für die Bioethanolanlage (AGRANA) eingesetzt werden. In **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** sind die Z

zusammenhänge schematisch dargestellt sowie typische Massenströme, Temperatur- und Druckniveaus angegeben.

Die Leistungen, Massenströme und Temperaturniveaus der einzelnen Verbraucher variieren zum einen prinzipiell (Prozessdampf hat andere Anforderungen als ein Fernwärmenetz) und zum anderen je nach Jahreszeit (insb. die Fernwärmeauskopplung). Das Ziel des Projektes „HTESDürn“ ist die Herleitung der technischen Grundlagen der Speicherintegration in den Wärmeknoten Dürnrohr um Spitzen zu glätten und das Lastprofil der Kessel zu „vergleichmäßigen“

In enger Zusammenarbeit zwischen den beiden Projektpartnern IET und EVN wurden die Randbedingungen für den Einsatz der zu untersuchenden Speichertechnologien im Wärmeknoten Dürnrohr erarbeitet, welche Ausgangspunkt für die weiteren Analysen sind. Von Seiten des Projektpartners EVN wurde dazu der Bedarf an benötigter Speicherkapazität, Speicherleistung, die Lade- und Entladeparameter sowie die Ent- und Beladezeit anhand von betriebsinternen Daten für den Wärmeknoten Dürnrohr, entsprechend der Tabelle 1, ermittelt.

Tabelle 1: Randbedingungen für die Speicherauslegung

Benennung	Parameter
Kapazität	70 MWh _{th}
Speicherleistung	10 MWh _{th}
Speisewassertemperatur	40 °C
Ladeparameter	Dampf: 50 bar, 380 °C
Entladeparameter	Dampf: 17 bar, 210 °C
Entladezeit	7 Stunden

Da für die weitere Prozessführung im Wärmeknoten ein Entladedampf von 17 bar und 210 °C notwendig ist, muss bei thermischen Energiespeichern, wie z.B. dem Ruth-Speicher, welche nur Satttdampf bei entsprechendem Druck bereitstellen können, dem Speicher eine Überhitzung nachgeschaltet werden. Diese nachträgliche Überhitzung stellt am Wärmeknoten Dürnrohr, wie er sich zurzeit präsentiert, kein Problem und somit auch keinen Ausschließungsgrund für solche Technologien dar. Diese geringe Überhitzung von ca. 6 °C kann am Wärmeknoten ohne Probleme einem Speicher nachgeschaltet durchgeführt werden. Somit bestanden für das gegenständliche Forschungsprojekt keine Einschränkungen in Bezug auf möglich einzusetzende Speichertechnologien.

Von den Projektpartnern gemeinsam wurde folgende Speichertechnologien vorausgewählt um in den Wärmeknoten integriert zu werden:

- Festbettregenerator,
- Latentwärmespeicher,
- Ruths-Speicher (dieser dient auch als Referenzvariante) und
- die sogenannte SandTES-Technologie [1], [2], [3], und [4], welche eine aktive, sensible Speichertechnologie basierend auf der Wirbelschichttechnologie und dem Gegenstromwärmetauscherprinzip darstellt.

3.2 Speicherauslegung

3.2.1 Ruths-Speicher

Als Referenzvariante für die Speicherauslegung wurde, wie oben beschrieben, die Integration des Ruths-Speichers in den Wärmeknoten Dürnrohr entsprechend den Anforderungen der Tabelle 1 ausgeführt. 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. In [5] werden daher als bevorzugter Einsatzbereich Speichertemperaturen der Dampf- und Flüssigphase bis ca. 200 °C angegeben.

Nachteilig ist der große Exergieverlust beim Laden des Speichers aufgrund des großen Temperaturunterschiedes zwischen Dampf- und Flüssigkeit. Zudem nimmt mit abnehmendem Druck auch der Zykluswirkungsgrad sowie die Temperatur des Sattdampfes ab.

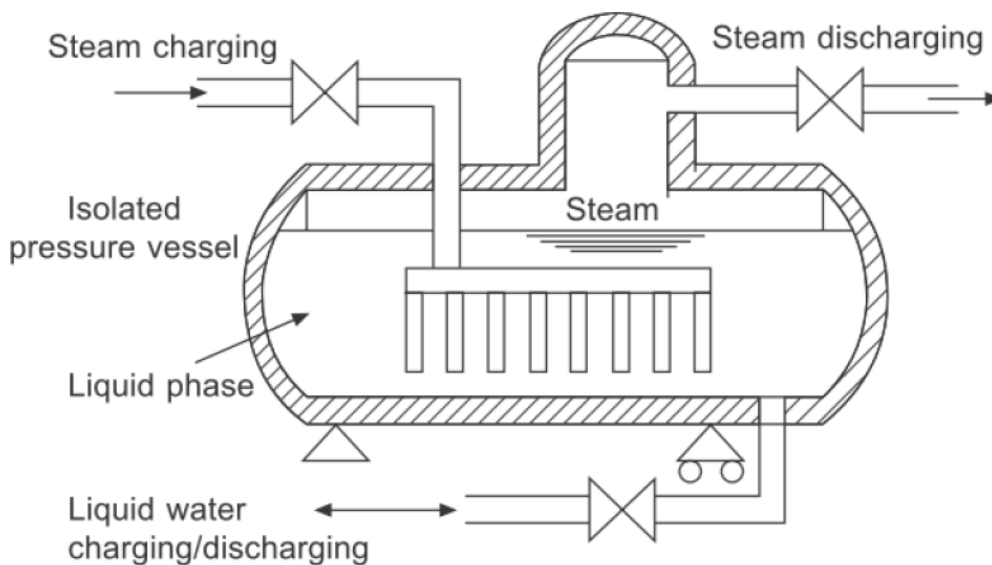


Abb. 2: Funktionsweise des Ruths-Speichers [5]

Abb. 2 zeigt das Funktionsschema eines Ruths-Speichers. Beim Beladen wird Dampf in einen Druckbehälter eingespritzt, wodurch der Druck im Behälter steigt und der Dampf kondensiert. Zur Erfüllung der Massenbilanz über einen Be- und Entladezyklus muss zusätzlich noch flüssiges Wasser in die Trommel eingebracht werden. Im vollständig beladenen Zustand erreicht der Füllstand im Behälter ca. 90% des Trommeldurchmessers. Zum Entladen wird das Entladeventil geöffnet, wodurch der Druck im Behälter sinkt und das Wasser verdampft. Dadurch kann auch nur gesättigter Dampf aus dem Speicher entnommen werden, welcher dann, wie im vorliegenden Untersuchungsszenario gefordert, noch zusätzlich überhitzt werden muss.

Prinzipiell kann zwischen einem seriellen und einem parallelen Betrieb der Ruths-Speicher unterschieden werden. Allerdings bietet der parallele Betrieb, bei dem alle Druckbehälter gleichzeitig be- bzw. entladen werden, diverse Vorteile gegenüber der seriellen Verschaltung. Unter anderem sind geringere

Rohrquerschnitte der einzelnen Anschlüsse an die Druckbehälter und somit auch kleinere Dimensionen der Ventile usw. notwendig.

Derzeit in Entwicklung befindet sich eine vom Austrian Institute of Technology (AIT) [6] verbesserte Variante des Ruths-Speichers. Bei dieser verbesserten Variante wird der konventionelle Dampfspeicher um eine Hülle aus Latentspeichermaterial (PCM) erweitert. Eine Illustration dieser hybriden Speichertechnologie kann der Abb. 3 entnommen werden. Dabei wird, wie oben beschrieben, eine Schicht an PCM um den Trommelumfang herum gelegt und, ähnlich wie bei Latentwärmespeichern, mit Aluminiumrippen zur Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit versehen. Damit kann die Anzahl der Trommeln und/oder deren Durchmesser reduziert werden. Diese neue Art des Ruths-Speichers wurde bei der Komponentenauslegung, trotz des frühen Entwicklungsstadiums, ebenfalls als eine mögliche Variante mitberücksichtigt.

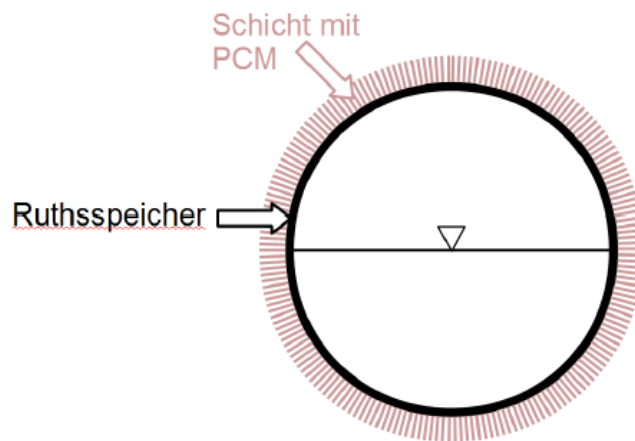


Abb. 3: Ruths-Speicher mit zusätzlicher Schicht an Phasenwechselmaterial

Abb. 4 zeigt den Einfluss der Schicht aus Phasenwechselmaterial (gewählt wurde eine Schichtstärke vom 100 mm) auf den Außendurchmesser des Dampfspeichers bei unterschiedlicher Anzahl an zum Einsatz kommender Trommeln.

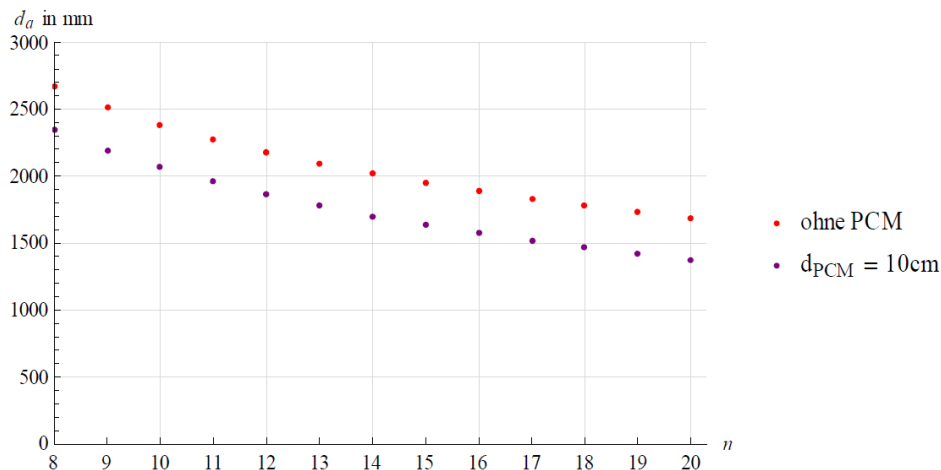


Abb. 4: Einfluss des PCM's auf den Außendurchmesser des Dampfspeichers

3.2.1.1 Komponentenauslegung

Für die **Komponentenauslegung** wurde die Länge der einzelnen Trommeln mit 20 m festgelegt.

Folgende **Konfigurationen für die Ruths-Speicher wurden untersucht**:

1. Eine „Druckbehältervariante“ mit nur 5 Trommeln aber vergleichsweise großen Durchmessern und Wandstärken.
2. Eine Variante mit einem Trommeldurchmesser von 2,7 m. Durch die Wahl dieses Trommeldurchmessers für die Ruths-Speicher kann gewährleistet werden, dass die einzelne Trommel noch mit einem gewöhnlichen Lastkraftwagen transportiert werden kann.
3. Eine Variante mit einer maximalen Trommelwandstärke von 35 mm. Durch die Beschränkung der Wandstärke auf den vorangestellten Wert kann der Prüfumfang der Schweißnähte gemäß DIN EN 13445-5 [7] stark reduziert werden.
4. Diese Speicherkonfiguration gleicht jener der Variante 3, jedoch wurde zusätzlich ein 100 mm starker Mantel aus Latentspeichermaterial um jede Trommel berücksichtigt. Die Auslegung dieser Hybridvariante erfolgte mit Unterstützung des AIT's, welches über die dafür notwendigen Auslegungsmodelle verfügt.

Für die Durchführung der Speicherdimensionierung sind neben den oben angeführten Konfigurationen der einzelnen Varianten weitere Randbedingungen notwendig. Folgende **Randbedingungen bei der Komponentenauslegung** wurden für alle untersuchten Ruths-Speichervarianten berücksichtigt:

- Die Berechnung der Trommelwandstärken wurde mit einer Einstellung des Sicherheitsventils von 110% des maximalen Betriebsdrucks (also 55 bar) vorgenommen.
- Die Wärmekapazität des Behälterstahls wurde als Teil der Speicherkapazität berücksichtigt und beträgt bei den Varianten (1 bis 3) ohne dem PCM-Mantel ca. 6,8% der Gesamtkapazität, bei der Variante 4 mit PCM ca. 5%.
- Limitierung der Geschwindigkeit des überhitzten Dampfes in den Leitungen auf 40 m/s, des Sattldampfes auf 25 m/s und des flüssigen Wassers auf 3 m/s.
- Die Abschätzung der Rohrleitungslängen erfolgte aus den einzelnen Aufstellungsplänen (siehe z.B. Abb. 5).
- Zur Minimierung der erforderlichen Dampfventile wurden eigene Sammler für Lade- und Entladedampf vorgesehen.
- Die Ladedampfverteiler in der Trommel sind grob als Sammler mit 18 Düsen (eine Düse pro Meter über 18 m Trommellänge) bemessen.
- Trommelböden können prinzipiell elliptisch oder sphärisch ausgeführt sein. Für die vorliegenden Berechnungen kamen Klöpperböden zur Anwendung.

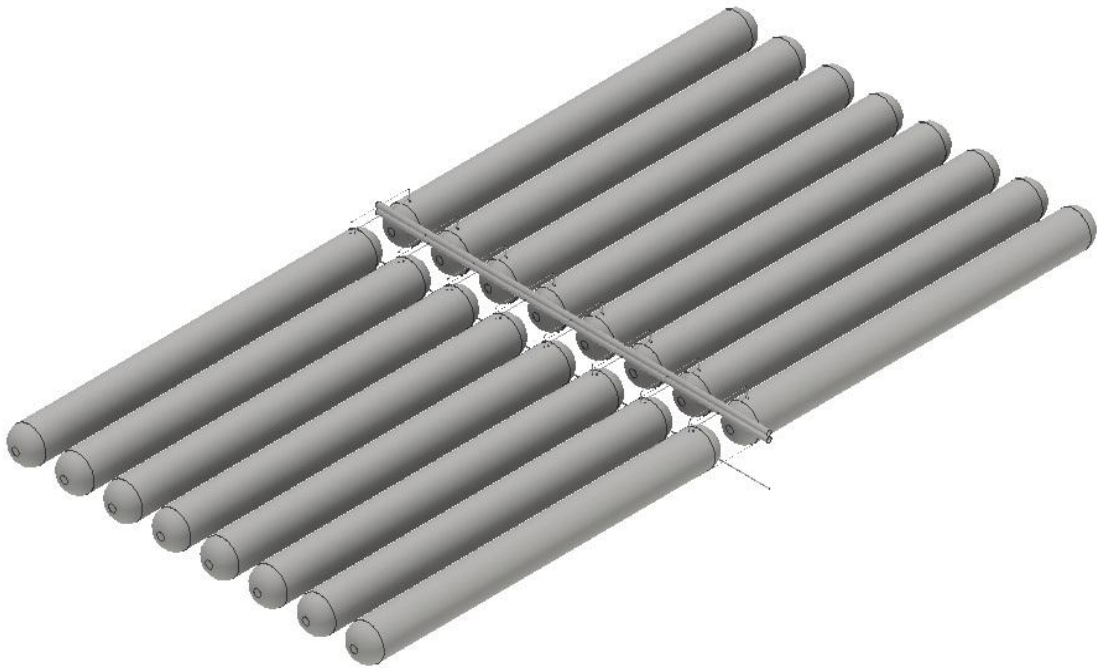


Abb. 5: ISO-Ansicht der Anordnung der Ruths-Speicher

Die Dimensionierung der Trommeln (Druckbehälter) für die Ruths-Speicher erfolgte nach DIN EN 13445-3 [8], während die thermische Auslegung nach Glück [9] durchgeführt wurde.

Abb. 6 zeigt die Anordnung der Ladedampf- und Ladewasserverteiler in der Trommel sowie die Funktion der einzelnen Sammler wie sie für das gegenständliche Forschungsprojekt vorgesehen wurden.

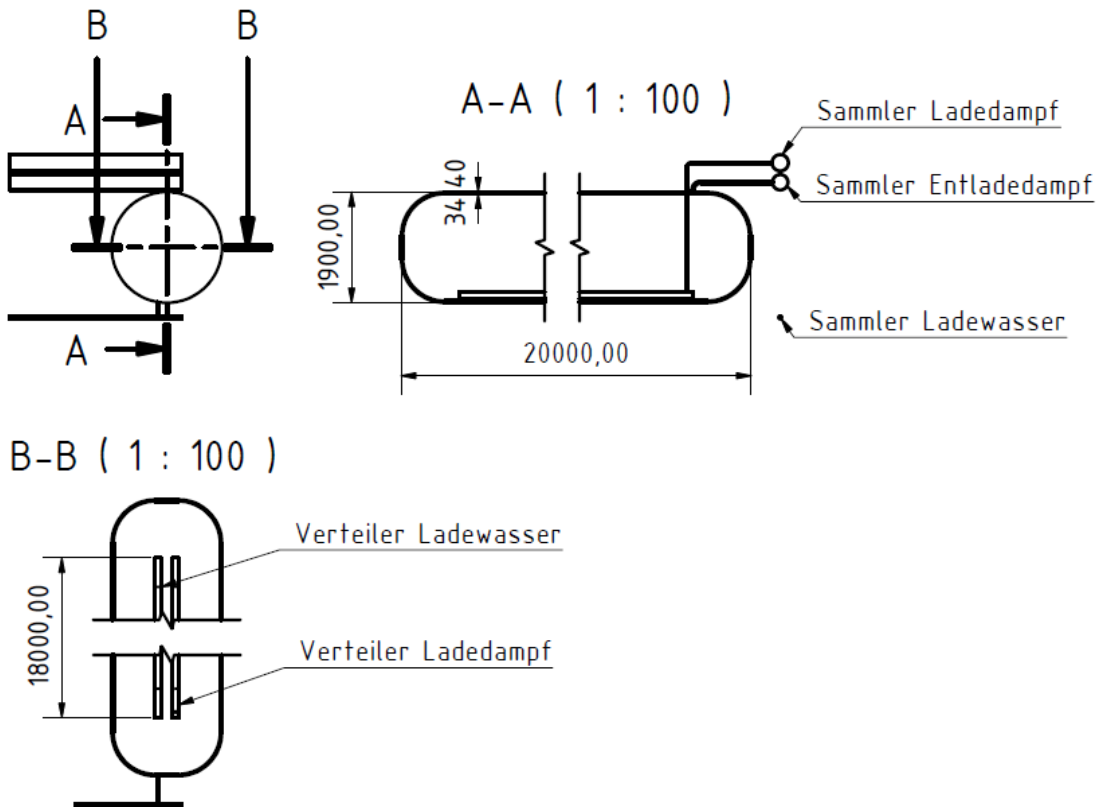


Abb. 6: Verteileranordnung und Sammlerbezeichnungen beim Ruths-Speicher

Im Anschluss an die Auslegung der Trommeln erfolgte die Untersuchung der Speicher nach erfolgter Integration in den Wärmeknoten. Zur Untersuchung der Dynamik des Speichers wurde im Softwarepaket Apros ein Modell erstellt, siehe dazu Abb. 7, und Simulationsrechnungen durchgeführt.

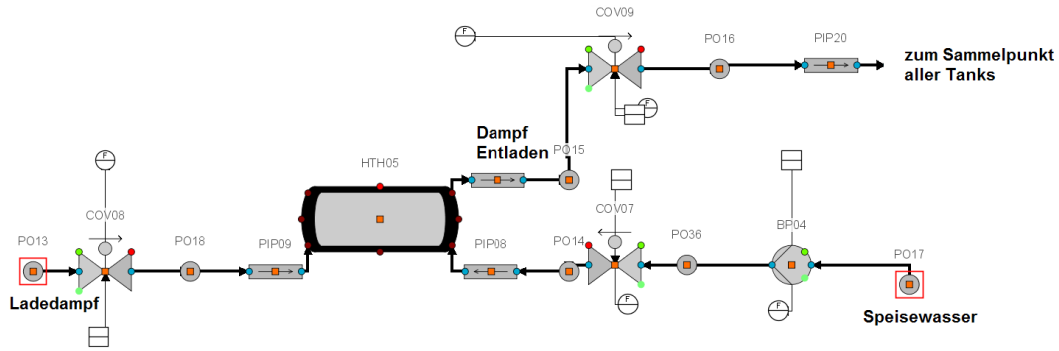


Abb. 7: Screenshot des Apros-Modells

Abb. 8 zeigt beispielhaft die einzelnen Massenströme während eines Speicherzyklus einer Trommel. Die Simulationen wurden hierbei mit 5 Trommeln durchgeführt. Nach der Entladung des Speichers mit Satttdampf (Entladedauer 7 Stunden) wird zunächst eine gewisse Menge Speiswasser in die Trommel eingespeist, um die Massenbilanz über einen Zyklus zu erfüllen. Anschließend wird der Speicher mit dem Ladedampf beladen. Die Beladeleistung kann hier prinzipiell frei gewählt werden, wurde aber in Anlehnung der anderen Speicherauslegungen mit ca. 5 MW_{th} gewählt.

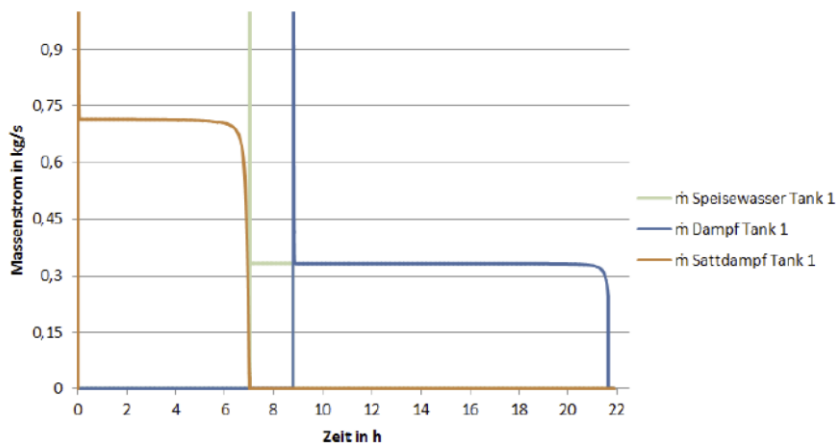


Abb. 8: Massenströme in und aus dem Druckbehälter während eines Speicherzyklus

Der resultierende Druckverlauf in der Trommel für den in Abb. 8 dargestellten Zyklus kann der Abb. 9 entnommen werden.

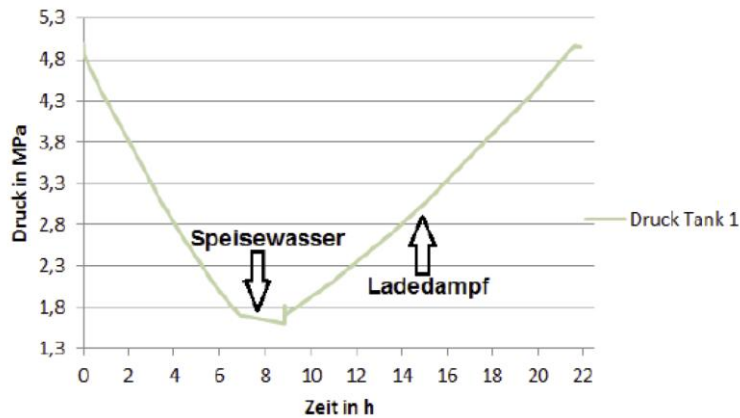


Abb. 9: Druckverlauf während eines Zyklus im Ruths-Speicher

3.2.2 SandTES-Technologie

Die sogenannte sandTES-Technologie, siehe vereinfachte Prinzipskizze in Abb. 10, welche einen sensible Speichertechnologie darstellt, besteht aus einem Wirbelschicht-Wärmetauscher (HEX), zwei Behältern für das warme und kalte Speichermaterial und Fördereinrichtungen (Becherwerke, Schneckenförderer) für den Transport zwischen den Behältern und dem Fließbett. Dieser an der TU Wien entwickelte sensible Sandspeicheransatz erlaubt es die Kopplung von Leistung und Kapazität des Festbettregenerators zu überwinden. Der Sand, welcher das Speichermedium darstellt, hat eine Korngröße im Bereich von ca. 80 bis 100 µm und wird im Gegenstrom gegenüber dem Wärmeträgermedium, welches innerhalb des Rohrbündels strömt, transportiert um einen optimalen Wärmetransport zu erreichen. Alternativ zum Quarzsand können auch andere Materialien wie z. B. Korund oder Asche verwendet werden. Im Falle von Korund können gegenüber dem Quarzsand höhere Energiedichten erzielt werden.

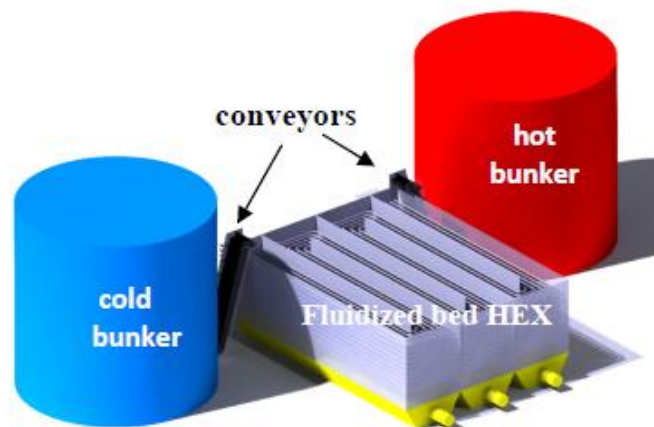


Abb. 10: Vereinfachte Prinzipskizze der sandTES-Technologie

Der Abb. 11 kann das Fließschema für den Beladungsfall des Speichers im gegenständlichen Forschungsprojekt entnommen werden. Orange gekennzeichnete Ventile sind geschlossen, grüne geöffnet. Beim Beladen wird Frischdampf aus der Abfallverwertungsanlage Niederösterreich (AVN) bei 50 bar / 380°C im sandTES-Wärmetauscher nach dem Zwangsdurchlauf-Prinzip bis auf einen Dampfgehalt von ca. 98% teilkondensiert. Anschließend wird der Nassdampf in einer Abscheideflasche in Dampf- und

Flüssigkeitsanteil getrennt und der Dampf wird in die 17 bar Dampfschiene der AVN geleitet. Da beim Entspannen des Kondensats auf einen geringeren Druck Dampf entsteht, wird das Kondensat in den Entgaser der AVN gedrosselt. Alternativ könnte das Kondensat mittels Kondensatpumpe auch in einen der Hochdruckspeisewasservorwärmer gefördert werden.

Als Alternative zur Teilkondensation kann der Dampf nur bis auf den Sättigungszustand abgekühlt werden, wodurch auf die Abscheideflasche und den Kondensatabzug verzichtet werden kann. Gegengleich zum Dampf wird beim Beladen Sand aus dem kalten Silo über Trogkettenförderer in den Wärmetauscher befördert und im Gegenstrom zum Dampf mittels Wirbelschicht an das gegenüberliegende Ende des Wärmetauschers transportiert. Das aufgeheizte Speichermaterial Sand wird danach über ein Becherwerk wieder auf die Höhe der Silos befördert, wo eine Verteilerweiche den Sand in das heiße Silo rutschen lässt.

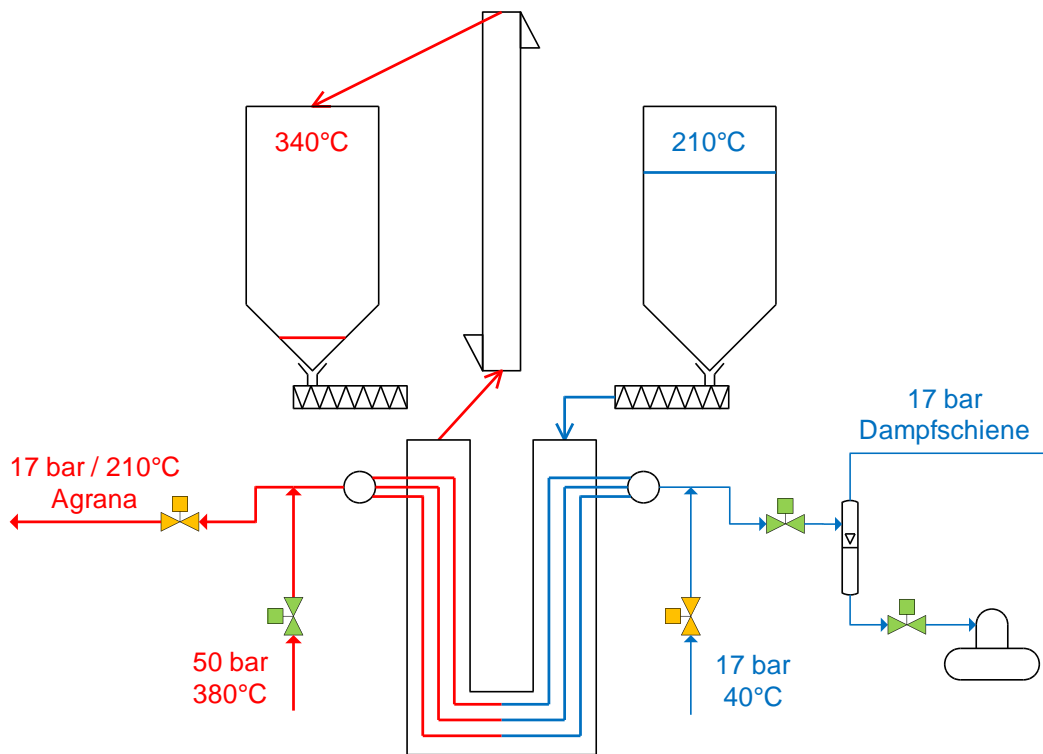


Abb. 11: Fließschema sandTES für den Beladevorgang

Abb. 12 zeigt das Fließschema für den Entladevorgang.

Beim Entladen des thermischen Speichers sind die Massenströme des Speichermaterials Sand und der des Wassers/Dampfes vertauscht. Speisewasser tritt mit einem Druck von 17 bar und einer Temperatur von 40°C in den Wärmetauscher ein und strömt im Zwangsdurchlauf durch den Wärmetauscher wo das Wärmeträgermedium verdampft und auf eine Temperatur von 210°C überhitzt wird. Dabei wird der heiße Sand wieder im Gegenstrom abgekühlt und in den kalten Silo befördert. Der erzeugte Dampf wird in der AVN mit dem restlichen Prozessdampf vermischt und zur Agrana befördert.

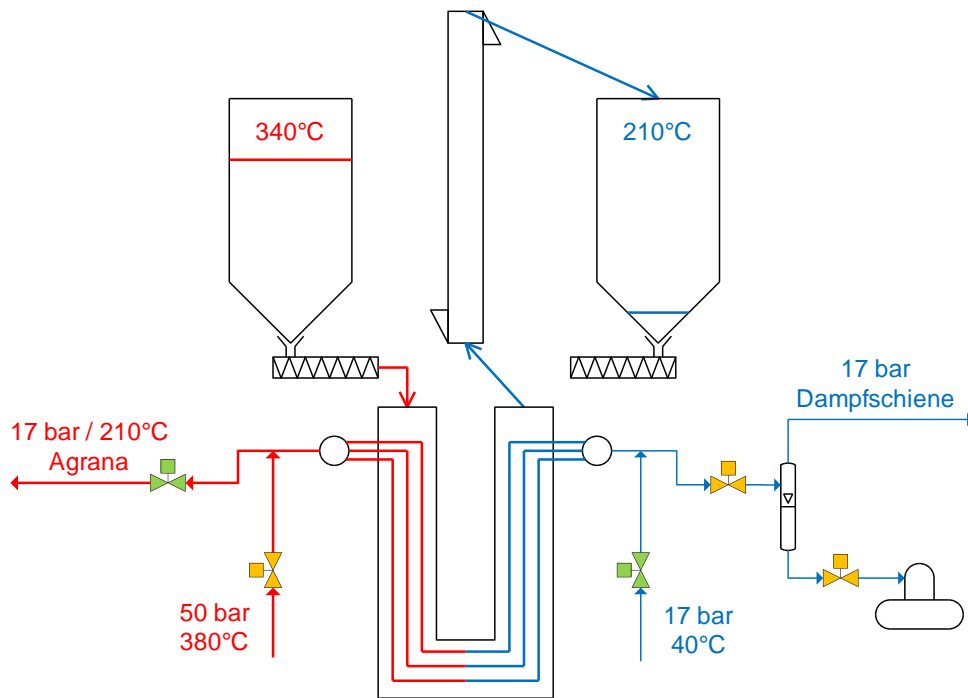


Abb. 12: Fließschema sandTES für den Entladevorgang

Der Abb. 13 kann das Fließschema der zur Fluidisierung des Sandes benötigten Luft entnommen werden. Die Fluidisierungsluft wird vom Gebläse aus der Umgebung angesaugt und in den Plattenwärmetauschern mit Hilfe der Abluft aus dem Wirbelbett vorgewärmt. Dadurch kann die Temperaturdifferenz zwischen Fluidisierungsluft und Sand vermindert werden, wodurch sich Wärmeverluste aufgrund der Fluidisierung stark reduziert lassen. Der aus dem Wirbelbett ausgetragene Staub wird in einem Filter abgeschieden und die rückgekühlte Luft schließlich vom Saugzug wieder in die Umgebung abgelassen.

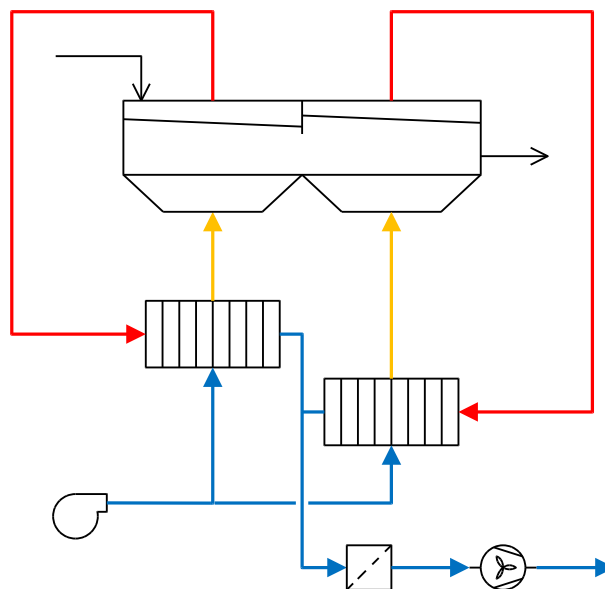


Abb. 13: Fließschema der Fluidisierungsluft für die sandTES-Technologie

Beim Entladevorgang des Speichers tritt das Wärmeträgermedium (Speisewasser) entsprechend der Randbedingung in Tabelle 1 mit 40 °C in den Wärmetauscher ein und verlässt diesen leicht überhitzt mit

210°C. Somit wechselt das Wärmeträgermedium seinen Aggregatzustand von flüssig auf dampfförmig und durchläuft somit das Gebiet der koexistierenden Phasen. Dies hat zur Folge, dass im Zweiphasengebiet Wasser-Dampf die Temperatur des Wärmeträgermediums Wasser bei Energiezufuhr konstant bleibt. Am Übergang vom ein- in den zweiphasigen Zustand weist der Temperaturverlauf bei Wärmezu- oder -abfuhr eine Unstetigkeitsstelle (Knick) auf. An diesem Knickpunkt beim Übergang vom flüssigen Wasser in das Zweiphasengebiet weist die Differenz zwischen den Temperaturverläufen des wärmeabgebenden und des wärmeaufnehmenden Stoffes ein Minimum, den sogenannten Pinch-Point, auf. Diese Pinch-Temperaturdifferenz ist maßgeblich für die Auslegung des Wärmetauschers (je kleiner der Pinch gewählt wird, desto größer wird die benötigte Wärmetauscherfläche). Im vorliegenden Projekt sind durch die festgelegten Parameter beim Ausspeichervorgang die Werte für die Wasser-/Dampfkurve vorgegeben. Die restlichen Größen wurden wie folgt festgelegt:

- Pinch-Temperatur: 40°C gewählt
- Das Ein- und Ausspeichern der thermischen Energie soll mit demselben Wärmetauscher und somit mit derselben Wärmeübertragerfläche erfolgen

Wie bereits oben kurz dargestellt, kann das Wärmeträgermedium Dampf nur bis auf den Sättigungszustand abgekühlt (Dampfenthitzung) oder bis auf einen Dampfgehalt von ca. 98% teilkondensiert werden. Beider Varianten wurden im Zuge des Forschungsprojektes untersucht und sollen im Folgenden dargestellt werden.

3.2.2.1 Dampfenthitzung

Abb. 14 zeigt das Temperatur-Wärme-Diagramm (T,Q-Diagramm), für den Fall das der Ladedampf (rote Linie in Abb. 14) bis auf den Sättigungszustand abgekühlt (aber nicht teilkondensiert) wird. In das Diagramm ist auch der Pinch eingetragen. Da der Temperaturverlauf bei der Entladung des Sandes die kleinste Steigung aufweist, ist hier auch der Pinch einzuhalten.

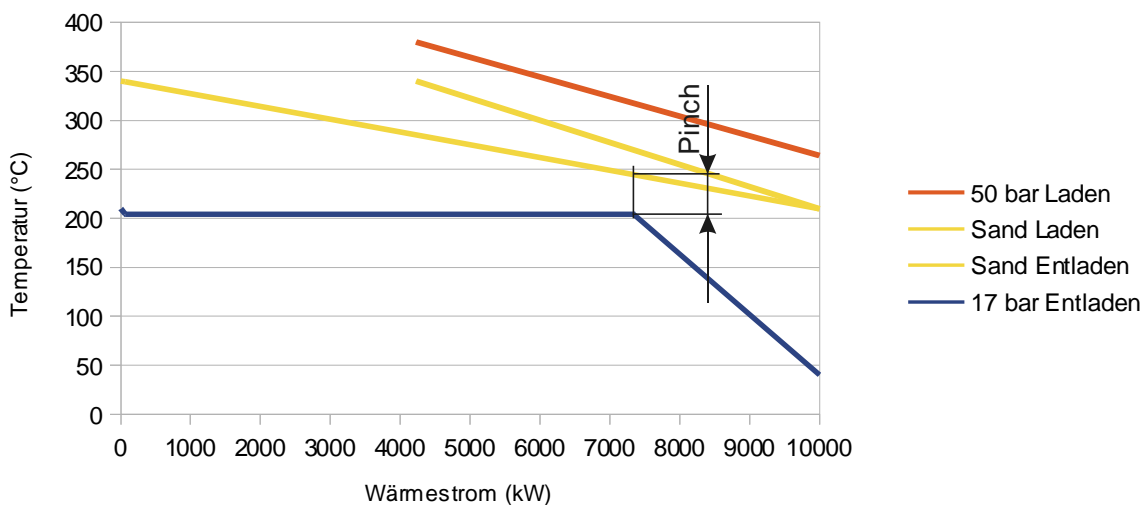


Abb. 14: T,Q-Diagramm der Variante ohne Teilkondensation des Ladedampfes

Die dem T,Q-Diagramm zugrunde gelegten Parameter können der Tabelle 2 entnommen werden.

Tabelle 2: Sand- und Dampfparameter ohne Teilkondensation des Ladedampfes

	Laden		Entladen	
	H ₂ O-Dampf	Sand	H ₂ O-Dampf	Sand
Massenstrom (kg/s)	16,4	42,9	3,8	74,3
Leistung (MW)	5,8	5,8	10	10
Eintrittstemperatur in den Wärmetauscher (°C)	380	210	40	340
Austrittstemperatur aus dem Wärmetauscher (°C)	264	340	210	210

Zur Berechnung des Wärmestromes beim Laden muss zunächst die benötigte Wärmetauscherfläche im Entladungsfall berechnet werden. Dazu wurden die einzelnen Prozesse Überhitzen – Verdampfen – Vorwärmen betrachtet und für einen abgeschätzten Wärmedurchgangskoeffizienten von 550 W/m²K (bezogen auf den Rohraußendurchmesser unter Verwendung von Rippenrohren) die logarithmische mittlere Temperaturdifferenz (LMTD) und daraus die entsprechende Wärmetauscherfläche berechnet. Eine Zusammenfassung der Ergebnisse kann der Tabelle 3 entnommen werden.

Tabelle 3: Benötigte Wärmetauscherflächen für das Entladen des Speichers

	Überhitzen	Verdampfen	Vorwärmen	Summe
Wärmestrom [kW]	64	7277	2660	10 000
Wärmedurchgangskoeffizient [W/m ² K]	550	550	550	
LMTD [K]	132	78	90	
Wärmetauscherfläche [m ²]	1	170	54	225

Bei festgelegter Wärmetauscherfläche und einer LMTD bei Beladen von 47 K ergibt sich (bei gleichem angenommenen Wärmedurchgangskoeffizienten von 550 W/m²K) eine (maximale) Einspeicherleistung von 5,8 MW.

Eine genauere Betrachtung der Wärmetauscherflächen erfordert in erster Linie eine genauere Abschätzung der Wärmedurchgangskoeffizienten, welche aufgrund der zum Zeitpunkt der Studie noch ausstehenden Wärmeübergangsversuche am Versuchsstand im Labor des Institutes für Energietechnik und Thermodynamik (IET) abgeschätzt werden mussten. Da speziell beim Verdampfen wohl ein deutlich höherer innerer Wärmeübergang zu erwarten ist, handelt es sich hier um eine konservative Abschätzung, welche die Größe der Wärmetauscher überschätzt.

3.2.2.2 Teilkondensation des Ladedampfes

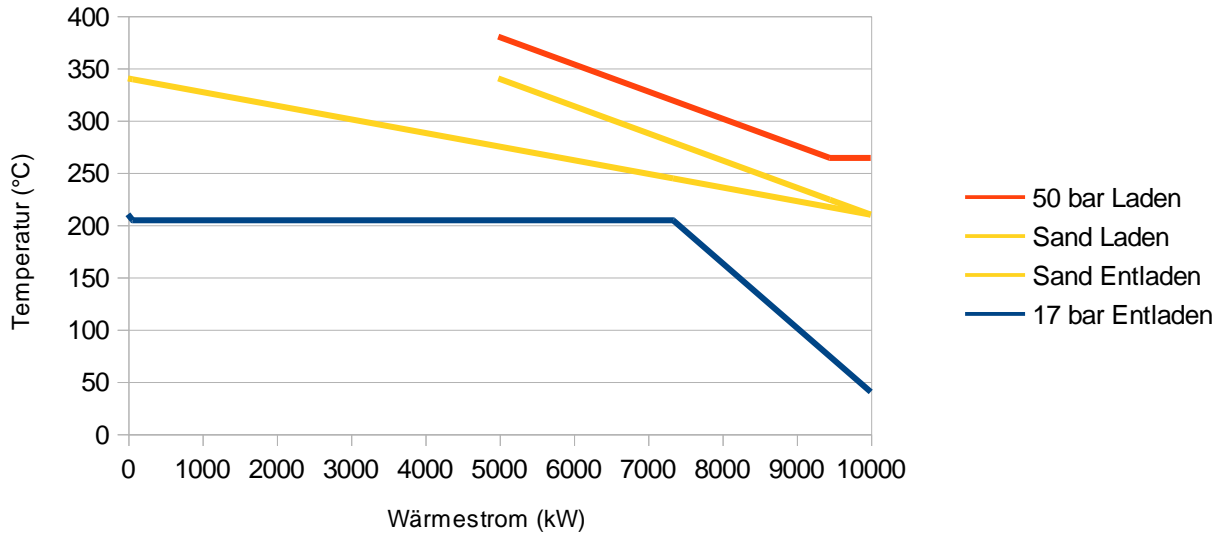


Abb. 15: T,Q-Diagramm der Variante mit Teilkondensation des Ladedampfes

Um den für die Einspeicherung notwendigen Dampfmassenstrom zu verringern, soll dieser teilweise kondensiert werden. Das der Teilkondensation zugehörige T,Q-Diagramm ist in Abb. 15 dargestellt. Dem Diagramm ist sehr gut die Teilkondensation des Ladedampfes zu entnehmen.

Bei der Teilkondensation des Ladedampfes verringert sich der Dampfmassenstrom beim Einspeichervorgang von 16,4 kg/s auf 14,2 kg/s, der Sandmassenstrom von 42,9 kg/s auf 37,3 kg/s und die maximale Einspeicherleistung von 5,8 MW auf 5 MW gegenüber der Variante ohne Teilkondensation. Alle anderen Dampf- und Sandparameter ändern sich im Vergleich zum Fall ohne Teilkondensation des Ladedampfes nicht. Auch alle Parameter während des Ausspeichervorganges bleiben beim Fall der Teilkondensation gleich, da das Ausspeichern unabhängig von der Beladung mit oder ohne Kondensation ist. Damit ändern sich auch die Dimensionen des Wärmetauschers (Tabelle 3) nicht, da der bestimmende Betriebsfall das Ausspeichern ist.

3.2.2.3 Komponentenauslegung

Die Auslegung der Wärmetauscher wurde mit der am IET entwickelten Software, dem sogenannten sandTES-Auslegungstool, durchgeführt. Dabei wurden zwei Varianten untersucht:

- **Variante 1:** Rippenrohre mit einem Außendurchmesser von 25 mm und Längsrippen mit einer Oberfläche, die der reinen Rohroberfläche entspricht (damit also eine Verdoppelung der Wärmetauscherfläche durch die Rippen im Vergleich zu den glatten Rohren)
- **Variante 2:** Rippenrohre mit einem Außendurchmesser von 20 mm und Längsrippen mit einer Oberfläche, die der doppelten Rohroberfläche entspricht (damit also eine Verdreifachung der Wärmetauscherfläche durch die Rippen im Vergleich zu den glatten Rohren)

Zusätzlich wurden folgende **Randbedingungen bei der Komponentenauslegung** berücksichtigt:

- Als grundlegende Form des Wärmetauschers wurde eine Bauweise mit 2 Zügen gewählt.
- Die Rippen sind als Längsrippen ausgeführt, welche jeweils an der Ober- und Unterseite jedes Rohres im Wärmetauscher angeordnet sind.
- Zur Berechnung des Gesamtgewichts der Silos wurde eine Dichte der Mineralwolle von 128 kg/m^3 angenommen.
- Alle Leistungsaufnahmen wurden für den Nennbetriebsfall des Entladens ermittelt.
- Die Betriebsmassenströme der Trogkettenförderer und des Becherwerkes beziehen sich auf den Nennmassenstrom beim Entladen, die Auslegungsmassenströme beinhalten Leistungsreserven und (im Fall der kurzen Trogkettenförderer) Reserven zur Erhöhung der Ausfallsicherheit (Redundanz).
- Die Anordnung erfolgt nach dem Aufstellungsplan in Abb. 16.

Abb. 16 zeigt eine Aufstellungsskizze für die SandTES-Wärmetauscher inklusive der Speicher und Fördereinrichtung. Der heiße bzw. der kalte Silo ist dabei rot bzw. blau gefärbt, das Becherwerk grün, der Wirbelschicht-Wärmetauscher gelb, die Rekuperatoren orange und Gebläse und Saugzug violett. Eine Anordnung der Silos neben dem Wärmetauscher würde die benötigte Aufstellungsfläche in Längsrichtung reduzieren, hängt aber von der exakten Ausführung der Trogkettenförderer und des Becherwerkes ab (es besteht die Gefahr, dass die Rückführungs-Trogkettenförderer nicht hinter das Becherwerk liefern können). Es wurde daher vorerst auf eine solche Anordnung verzichtet. Abb. 17 und Abb. 18 zeigen den zugehörigen Grund- und Aufriss mit den Hauptabmessungen.

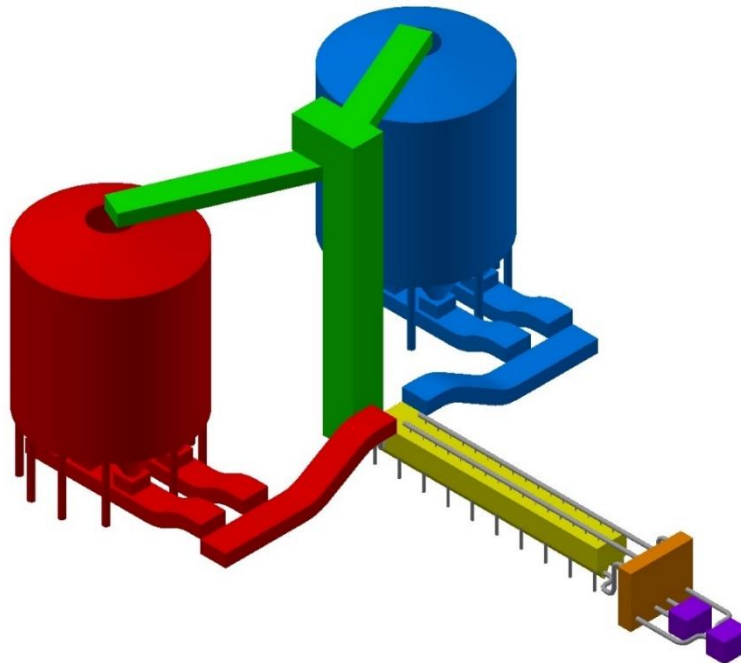


Abb. 16: 3D-Modell des sandTES-Konzeptes

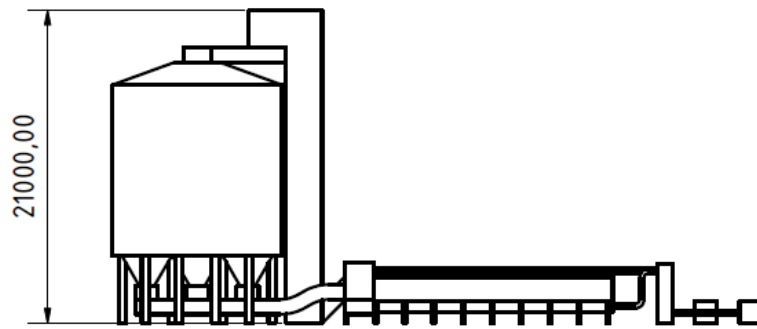


Abb. 17: Aufriss sandTES-Speicher

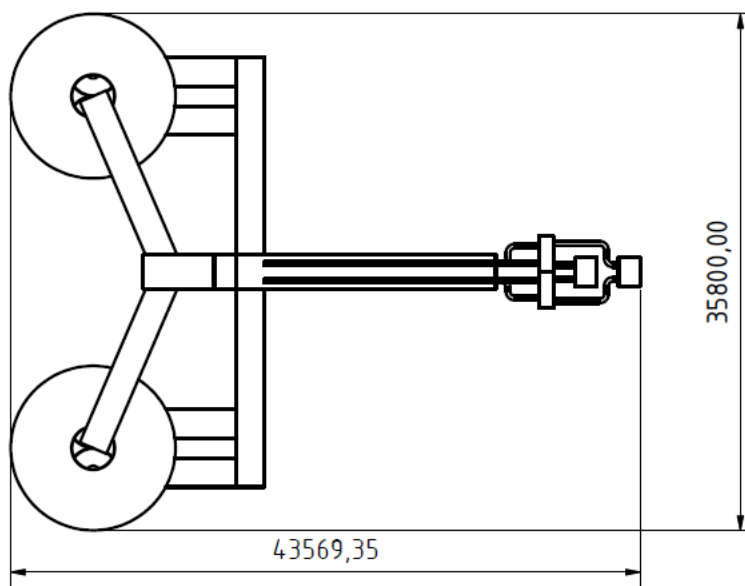


Abb. 18: Grundriss sandTES-Speicher

3.2.3 Upgrade der SandTES-Technologie (Helical Fin sandTES)

In den letzten Wochen und Monaten vor Abgabe dieses Berichtes wurde intensiv an sandTES-Wärmeübergangsversuchen und an der Weiterentwicklung des sandTES-Konzeptes gearbeitet. Hierbei wurde auch eine Variante untersucht, in welcher die Wärmetauscherrohre im Sandbett quer angeströmt werden und die Rippen spiralförmig angeordnet werden.

Der Letztstand der Entwicklungen ist folgender:

- a) In der Queranordnung sind Rippen wesentlich kostengünstiger und in höherer volumetrischer Dichte realisierbar. Der auf den Außendurchmesser des Glattrohres bezogene äquivalente Wärmeübergangskoeffizient kann auf Werte in der Größenordnung von $1400\text{W/m}^2\text{K}$ gesteigert werden. Dies ist seit April 2020 experimentell validiert. Aufgrund des hohen wasserseitigen WÜ-Koeffizienten kann im vorliegenden Projekt der auf den Glattrohr-Außendurchmesser bezogene Wärmedurchgangskoeffizient (k-Wert) auf deutlich über $800\text{W/m}^2\text{K}$ gesteigert werden. Die Rippendichte ist bei den querangeströmten Rohren um ca. den Faktor 2,5 höher. Der WT baut

- wesentlich kompakter, ist aber aufgrund der im Vergleich zu den Längsrippen geringeren Rippenstärke (2 mm statt 4 mm) bei gleicher Rohr-Länge mit 2.5-facher realer Fläche gleich schwer.
- b) Unter diesen erst nach Projektende entstandenen Randbedingungen wäre es problemlos möglich, den Sand- zu Wasser-Pinch im vorliegenden Projekt von 40 auf 15 K zu reduzieren. Damit erhöhen wir die sandseitige Temperaturdifferenz von 130 K auf ca. 180 K (170->350°C. In Konsequenz sind Bunker und Fördereinrichtungen um den Faktor $130/180=0,72$ kleiner.
 - c) Der Wärmetauscher hätte eine Grundfläche von 5*5 Meter, bei einer Höhe von ca. 2,2 Meter. Das ist trotz der größeren Gesamtröhlänge und wesentlich höheren Übertragungskapazität wesentlich kompakter als die Längsströmungsvariante.
 - d) Wir schätzen, dass sich mit diesem neuen Ansatz der CAPEX der sandTES-Lösung um 5-10% reduzieren lassen würde. Dies konnte in den detaillierten Kostendateien zeitlich leider nicht mehr umgesetzt werden.

3.2.4 Festbettregenerator

Festbettregeneratoren nutzen festes Speichermaterial in Form von Schüttungen oder Formsteinen, welches vom Wärmeträgermedium entweder direkt (Luft) oder in Rohren geführt (Wasser/Dampf, Flüssigsalze, etc.) durchströmt wird. Die Vorteile dieses Systems ergeben sich durch den einfachen Aufbau, das oft günstige und gut verfügbare Speichermaterial (etwa Schotter) und den großen Temperatureinsatzbereich. Solange kein kontinuierlicher Ein- und Ausspeicherbetrieb gefordert ist, kommt das System auch mit nur einem Speicherbehälter aus, was im Vergleich zu anderen Konzepten mit zwei Behältern eine Kostenersparnis darstellt. Als problematisch ist die sinkende Ausgangstemperatur während des Entladevorganges zu nennen, was allerdings durch geringe zusätzliche Schichten mit latentem Speichermaterial gut ausgeglichen werden kann [10]. Zusätzlich besteht, wie bei allen passiven Speichern, ein festes Verhältnis von Leistung und Kapazität. Ein Festbettregenerator unterliegt dem Prinzip der thermischen Schichtenbildung. Diese Schichtenbildung ist das Resultat einer Fluidströmung, welche einen Temperaturgradienten unter Gravitationseinfluss aufweist. Das heiße Fluid, welches gegenüber dem kalten Fluid eine geringere Dichte aufweist, strömt aufgrund der Auftriebskraft nach oben, während das kältere Fluid nach unten strömt. Dieses Verhalten führt zur Entwicklung eines vertikalen Temperaturprofils, welches als Thermocline bezeichnet wird, siehe Abb. 19.

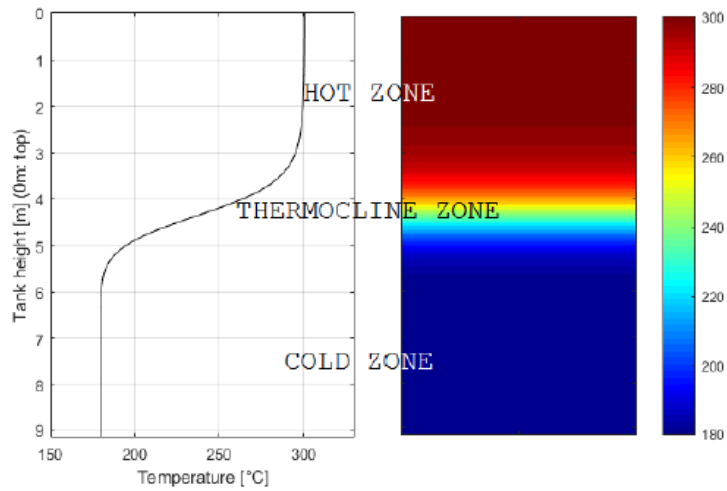


Abb. 19: Thermocline im Festbettregenerator [11]

Die Übergangszone zwischen den konstanten Temperaturniveaus, die Thermocline, bewegt sich während des Ladens und Entladens in Richtung des Luftstromes. Sobald die Thermocline ein Ende des Festbettregenerators erreicht, ändern sich bei weiterem Betrieb die Ausgangsparameter der Luft nicht und der Speicher gilt als vollständig be- oder entladen. Daraus folgt auch, dass die Ausprägung der Thermocline entscheidend für die Nutzbarkeit des Speichers ist: Eine flache Thermocline bewirkt einen schnelleren Abbau der konstanten Temperaturzone, womit der Speicher entsprechend früher den be- oder entladenen Zustand erreicht. Im äußersten Fall fällt die Temperatur zwischen den beiden Enden linear ab, wodurch der Speicher seine vollständige Speicherkapazität verliert, siehe Abb. 20.

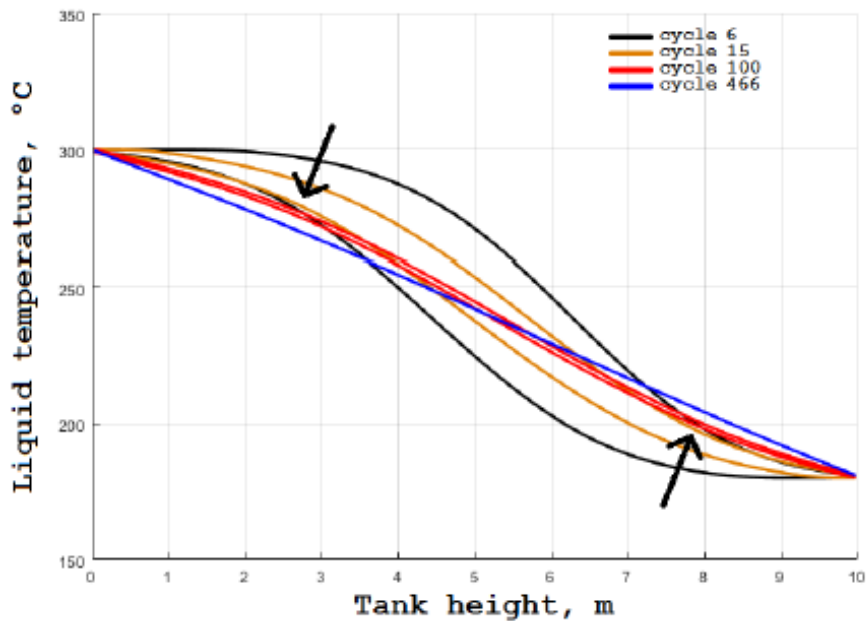


Abb. 20: Unterschiedliche Thermocline über die Speicherhöhe [11]

Da also die Höhe der Thermocline die nutzbare Speicherkapazität effektiv vermindert, wird jenes Speichervolumen, in dem sich die Thermocline befindet, als Totraumvolumen bezeichnet. Die Ausprägung der Thermocline wird durch 2 Faktoren maßgeblich bestimmt:

1. Die Partikelgröße: Kleinere Partikel bieten eine höhere spezifische Oberfläche, wodurch die sensible Wärme der Luft schneller auf das Speichermaterial übertragen werden kann. Die Thermocline wird damit flacher, allerdings steigt auch der Druckverlust (bei gleichem Querschnitt) durch die Schüttung und damit die notwendige Gebläseleistung.
2. Die thermische Hysterese: Wie auch schon in Abb. 20 angedeutet, vergrößert sich die Thermocline mit zunehmender Anzahl an Zyklen, womit die Speicherkapazität stetig bis zum vollständigen Verschwinden absinkt.

Dem Effekt der thermischen Hysterese kann nur mit Über- bzw. Unterladung des Speichers entgegengewirkt werden. Dabei wird der Speicher noch weiter beladen, wenn die Luftaustrittstemperatur bereits ansteigt bzw. weiter entladen, wenn die Luftaustrittstemperatur absinkt. Die thermische Hysterese kann damit entscheidend vermindert werden [11].

Das Hauptproblem dieser Methode der Verminderung der thermischen Hysterese stellen die geänderten Luftparameter in den nachgeschalteten Heizflächen dar, welche nur mit zusätzlichem Aufwand oder gar nicht nutzbar sind. Auf diese Problematik soll später noch näher eingegangen werden.

Als Speichermaterial kommt eine Vielzahl von Stoffen, je nach Temperaturbereich, zur Anwendung, etwa Sand, Beton oder Keramik (bis 1200°C). Auch einfache Materialien wie z.B. Schotter sind möglich. Um die in vielerlei Hinsicht günstigen Eigenschaften von Luft als Übertragungsmedium, wie den direkten Kontakt zum Speichermaterial, die chemische Stabilität, die geringe Toxizität und hohe Sicherheit mit beliebigen Wärmeträgerfluiden des Solarfeldes kombinieren zu können, werden auch Konzepte mit Wärmeübertrager zwischen den Fluiden angeboten. Allerdings können bei Luft als Übertragungsmedium, wie bereits oben beschrieben, Hysterese-Effekte zu einer verringerten Kapazität des Speichers nach mehreren Ladezyklen führen.

Ein weiterer Nachteil des Festbettregenerators stellt der Druckverlust durch Festbettschüttung, Rohrleitungen und Absperrklappen dar. Um wirtschaftliche Gebläseleistungen zu erhalten, soll daher der **Druckverlust durch das Festbett 500 Pa nicht überschreiten**. Dies hat zur Folge, dass die Massen- bzw. Volumenströme, Strömungsquerschnitte und Betthöhe so abgestimmt sind, dass dieser Grenzwert nicht überschritten wird. Ein wesentlicher Aspekt für die Dimensionierung eines Festbettregenerators ist auch das zwischen Be- und Entladung auftretende Thermal Ratcheting [12], [13], [14]. Dieses bewirkt, dass durch die zyklische thermische Belastung zusätzliche Kräfte durch das Speichermaterial in die Regeneratorsilowand eingeleitet werden. Zudem kann es auch zum teilweisen Bruch des Speichermaterials kommen [15].

Das für den Ladevorgang für den Wärmeknoten Dürnrohr vorgesehene Verfahrensschema ist in Abb. 21 dargestellt.

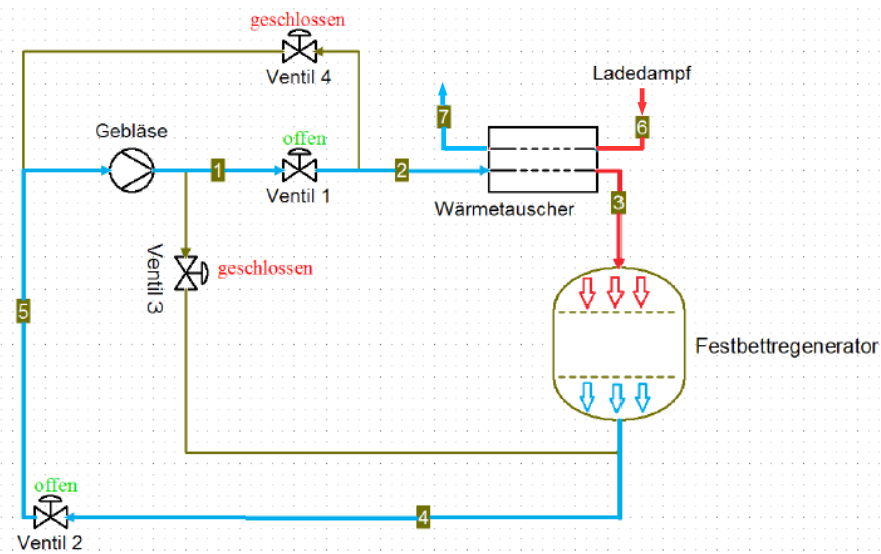


Abb. 21: Verfahrensschema Festbettregenerator beim Beladen

Das Gebläse fördert hierbei Luft als Wärmeübertragungsmedium in einem geschlossenen Kreislauf. Die Luft wird in einem Rippenrohrwärmetauscher mittels des Ladedampfs aufgeheizt und im Festbettregenerator wieder abgekühlt, wodurch der Speicher mit thermischer Energie beladen wird. Zur Vermeidung von Selbstentladung durch natürliche Konvektion tritt die heiße Luft an der Oberseite des Regenerators in das Festbett ein und wird danach abwärts durch den Festbettregenerator gefördert, wodurch die heißen Schichten an der Oberseite des Speichers auftreten. Beim Entladen wird die Durchströmungsrichtung des Wärmeträgermediums Luft umgekehrt. Das entsprechende Schema ist der Abb. 22 zu entnehmen.

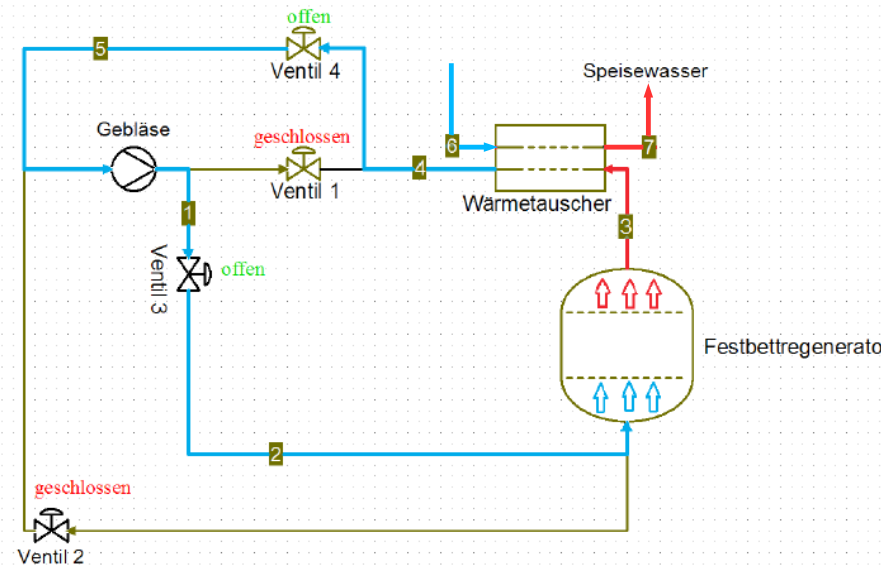


Abb. 22: Verfahrensschema Festbettregenerator beim Entladen

Prinzipiell könnte, wie auch bei der sandTES-Technologie bereits durchgeführt, auch bei der Regeneratortechnologie im Falle der Speicherbeladung wieder zwischen reinem Enthitzen des Dampfes ohne Kondensation und Teilkondensation des Ladedampfes unterschieden werden. Wird dem überhitzten Ladedampf nur so viel Wärme entzogen bis die Sättigungsgrenze erreicht ist, liegen die für den Pinch-

Punkt maßgeblichen Temperaturen am weitesten voneinander entfernt. Das heißt, die Temperaturunterschiede zwischen den Fluidströmen bzw. dem Festbett sind am größten, wodurch die kleinsten Wärmetauscherflächen erzielt werden können. Im Falle der Teilkondensation des Ladedampfes reduziert sich die Speichergröße und die Massenströme, sowohl der Luft als auch des Ladedampfes, um fast die Hälfte. Dies bedingt jedoch etwas größere Rippenrohrwärmetauscher.

3.2.4.1 Teilkondensation des Ladedampfes

Für die Berechnung der T,Q-Diagramme für den Festbettregenerator können zwei verschiedene Annahmen getroffen werden, welche in stark unterschiedliche Ergebnisse resultieren:

1. Die Luft erreicht aufgrund der großen Partikeloberfläche sehr schnell die Festbetttemperatur, womit Luft- und Festbetttemperatur als ident angenommen werden können.
2. Bei großer Partikeldimension und damit geringer Partikeloberfläche unterscheidet sich die Lufttemperatur deutlich von der Festbetttemperatur.

Der Unterschied zeigt sich vor allem in unterschiedlichen Temperaturdifferenzen zwischen den Luft- und Wasser-/Dampfmassenströmen, welche zu anderen Pinch-Temperaturen und somit zu anderen Wärmetauscherflächen führen.

Das T,Q-Diagramm für den Fall großer Partikeldimensionen (deutliche Temperaturdifferenz zwischen Luft und Festbett) ist in Abb. 23 dargestellt.

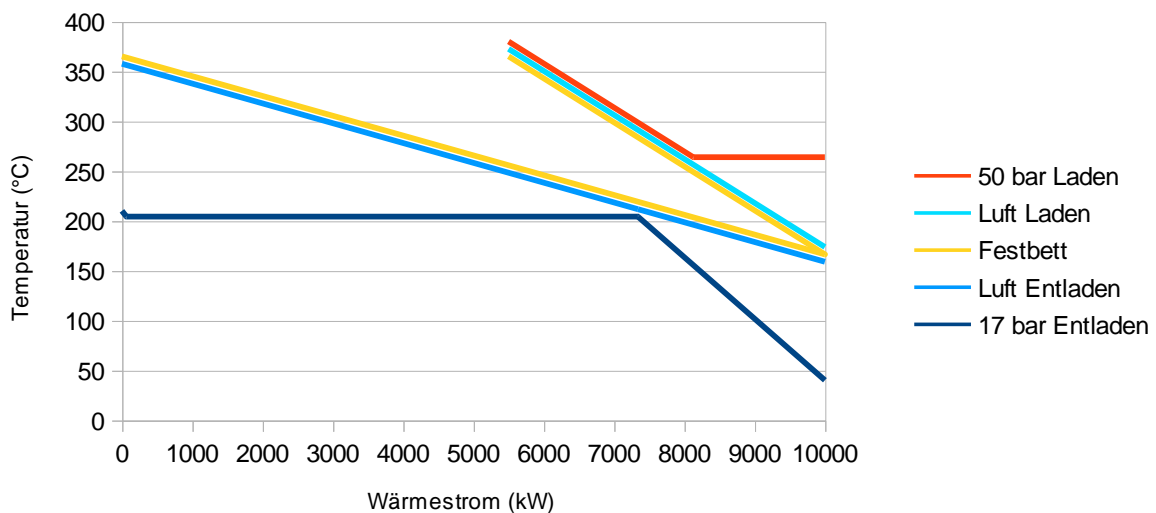


Abb. 23: T,Q-Diagramm bei Teilkondensation des Ladedampfes bei großen Partikeldimensionen

Die Leistung beim Laden wurde hierbei mit 4.5 MW gewählt, kann aber beliebig angepasst werden. Der Pinch (minimale Temperaturdifferenz zwischen den jeweiligen Fluiden bzw. dem Festbett) beträgt ca. 7.5°C. Die prozesstechnischen Parameter dieser Konfiguration sind in der Tabelle 4 zusammengefasst:

Tabelle 4: Prozessparameter Festbettregenerator bei großen Partikeldimensionen

	Laden		Festbett	Entladen	
	H ₂ O-Dampf	Luft		Luft	H ₂ O-Dampf
Massenstrom (kg/s)	7,5	21,8	-	48,5	3,8
Leistung (MW)	4,5	4,5	4,5 / 10	10	10
Eintrittstemperatur (°C)	380	174	365	159	40
Austrittstemperatur (°C)	264	373	166	358	210

Werden die Lufttemperaturen gleich den Feststofftemperaturen angenommen, so bewegen sich die Luftkurven im T,Q-Diagramm auf jene des Feststoffes zu und ergeben die in Abb. 24 dargestellten Verhältnisse. Damit verdoppelt sich der Pinch auf ca. 15°C. Die Luftmassenströme bleiben nahezu ident. In weiterer Folge wird mit kleinen Partikeldimensionen und damit dem Diagramm aus Abb. 24 weitergearbeitet werden.

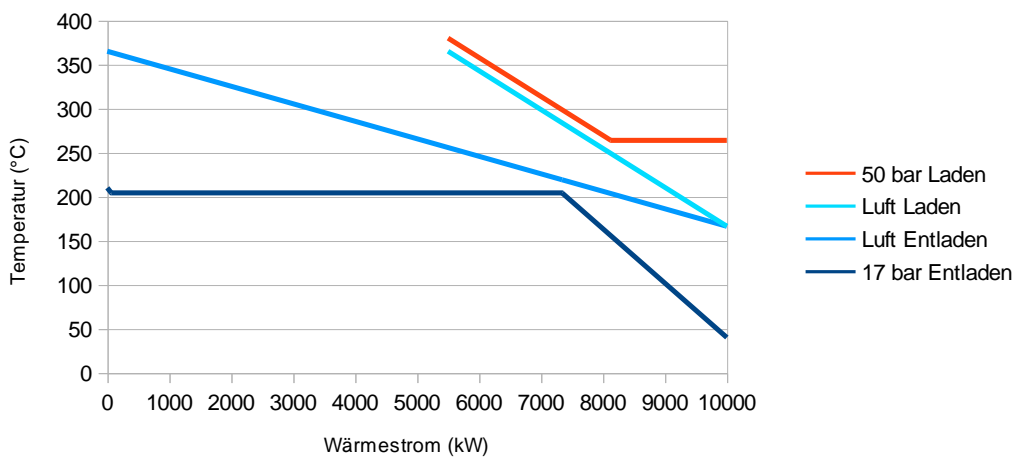


Abb. 24: T,Q-Diagramm des Festbettregenerators bei kleinen Partikeldimensionen

Wie bereits in oben kurz erläutert, ist zur Vermeidung der thermischen Hysterese ein Be- und Entladen des Speichers über bzw. unter die eigentlichen Kapazitätsgrenzen notwendig. Das würde aber ohne zusätzliche Maßnahmen zur klassischen Pinch-Point Problematik führen. Es soll hier zuerst der Fall des Beladens, siehe Abb. 25, betrachtet werden.

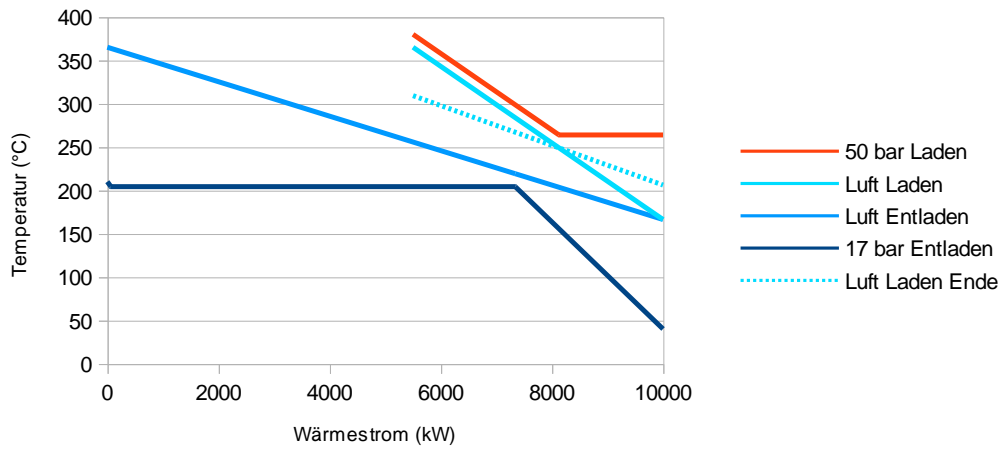


Abb. 25: Pinch-Point Problematik beim Beladen

Zur Berechnung der Daten in Abb. 25 wurde angenommen, dass eine Überladung des Speichers auf eine Austrittstemperatur der Luft auf das 0,2-fache der maximalen Temperaturdifferenz zur Vermeidung der thermischen Hysterese ausreichend ist, was einer Temperatur von ca. 206°C entspricht. Bei unverändertem Pinch-Point sinkt damit jedoch die Austrittstemperatur der Luft aus dem Rippenrohrwärmetauscher, womit die Lufttemperatur unter die Festbetttemperatur am heißen Ende (=Eintrittseite der Luft beim Beladen) sinkt. Der Speicher würde also beim Überladen effektiv von der anderen Seite entladen werden.

Dies hat zur Folge, dass der Pinch-Point während dem Überladen verschoben werden muss, um eine konstante Temperatur am Austritt aus dem Rippenrohrwärmetauscher zu gewährleisten. Hierfür gibt es prinzipiell zwei Optionen: ein leistungsgeführter Betrieb, bei dem die übertragene Wärme während dem Überladen konstant gehalten wird, und ein massenstromgeführter Betrieb, bei dem der Ladedampfmassenstrom konstant gehalten wird. Die entsprechenden T,Q-Diagramme können den Abb. 26 und Abb. 27 entnommen werden.

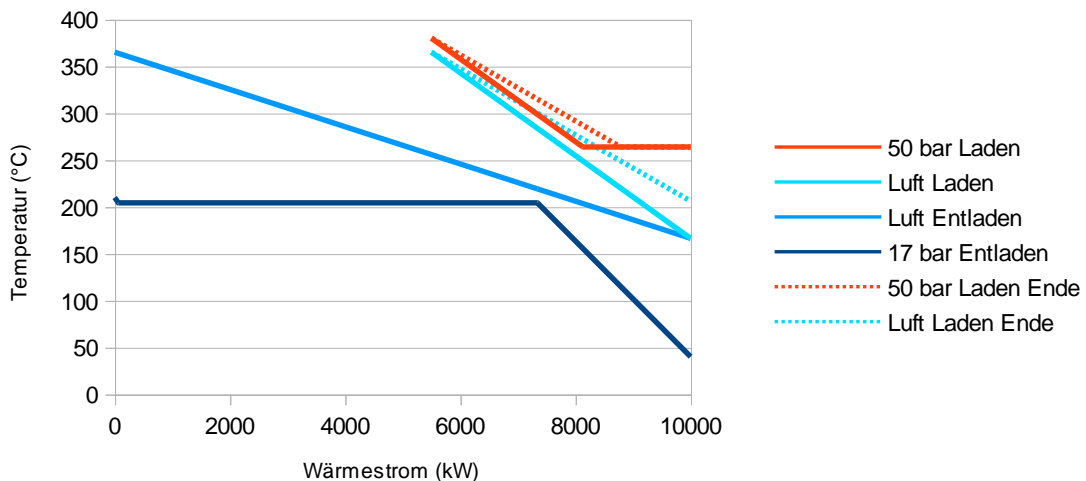


Abb. 26: Leistungsgeführtes Überladen des Festbettregenerators

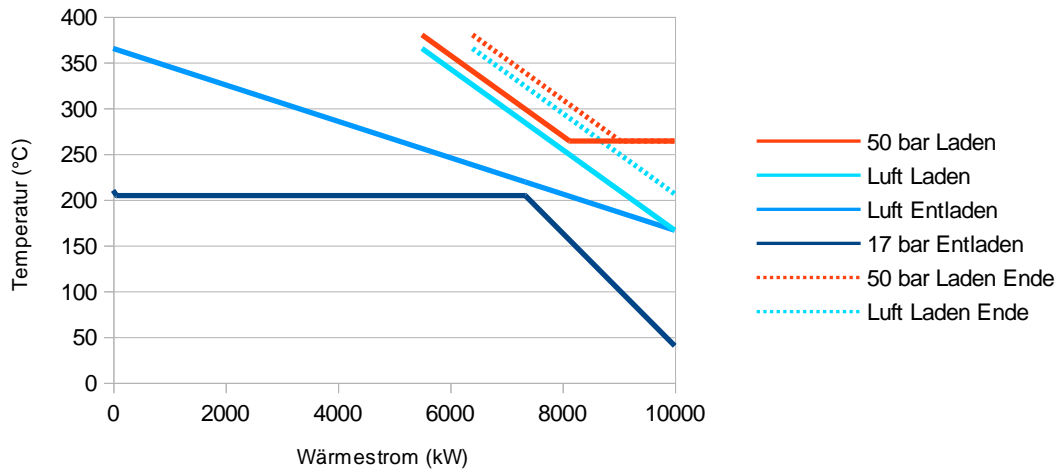


Abb. 27: Massenstromgeführtes Überladen des Festbettregenerators

Es sollte an dieser Stelle erwähnt werden, dass das tatsächliche Betriebssystem jedoch nicht frei zwischen leistungs- und massestromgeführtem Betrieb wählbar ist und in gewissem Rahmen durch die Anlage bestimmt wird. Beim massestromgeführten Betrieb bleiben sowohl Luft- als auch Dampfmassestrom konstant und nur die Eintrittstemperatur der Luft in den Rippenrohrwärmetauscher erhöht sich, wodurch auch die vom Dampf übertragene sensible Wärme konstant bleibt und sich nur der latente Bereich verkleinert. Da aber sowohl die Temperaturdifferenz zur Luft als auch der Wärmeübergangskoeffizient an der Innenseite der Rohre im latenten Bereich höher sind als im sensiblen, wird sich die Wärmeübertragungsfähigkeit des Rippenrohrwärmetauschers durch Verringerung des effektivsten Teils der Wärmeübertragungsfläche verringern. Dadurch wird sich die übertragene Wärme in gewisser Weise von selbst einstellen, womit aber auch wieder eine Regelung des Luftmassenstromes notwendig wird, um die Luftaustrittstemperatur konstant zu halten.

Eine Luftmassenstromregelung ist zusammen mit einer Regelung des Ladedampfmassestromes beim leistungsgeführten Betrieb von vornherein notwendig, um die übertragene Wärme konstant zu halten, wie in Abb. 26 gezeigt werden konnte.

Beim Unterladen würde sich die Situation ähnlich verhalten, nur würde sich die Entladekurve der Luft bei konstanter Leistung um den Pinch-Point zur 17 bar Entladekurve des Wassers drehen und zu einer Eintrittstemperatur der Luft in den Festbettregenerator führen, die über der Temperatur auf der kalten Seite des Speichers liegt. Damit würde der Speicher beim Entladen effektiv von der anderen Seite wieder aufgeladen werden. Zusätzlich müsste der ohnehin schon hohe Luftmassenstrom weiter erhöht werden. Bei den Berechnungen wurde davon ausgegangen, dass ein Unterladen des Speichers zur Verhinderung der thermischen Hysterese vermieden werden kann und wurde daher in den weiteren Betrachtungen nicht weiter berücksichtigt.

3.2.4.2 Komponentenauslegung

Zur Auslegung der einzelnen Komponenten wurden folgende Kriterien herangezogen:

- Begrenzung des Druckverlustes in der Schüttung auf 500 Pa im Entladefall, um übergroße Gebläse zu verhindern.
- Begrenzung des Druckverlustes im Rippenrohrwärmetauscher (luftseitig) auf 800 Pa im Entladungsfall. Dies dient ebenfalls der Begrenzung der Gebläseleistung.
- Das Schüttgut wurde zur Erreichung eines guten Kompromisses zwischen Druckverlust der Schüttung (geringer bei großen Partikeln) und flachem Verlauf der Thermocline (besser bei kleinen Partikeln) gewählt. Das Totvolumen wurde anhand von experimentellen Untersuchungen, welche im Rahmen eines anderen vom FFG geförderten Projektes (GSG – Green storage grid) durchgeführt wurde, abgeschätzt.
- Die Wandstärke des Silos berücksichtigt einerseits die prinzipiell geringeren Belastungen in einem Feststoffsilo im Vergleich zu einem Flüssigkeitstank, aber auch die durch Thermal Ratcheting verursachten Spannungserhöhungen (gewählter Ansatz zur Berücksichtigung: Erhöhung der Spannungen um das 10-fache im Vergleich zum normal befüllten Zustand). Die Auslegungstemperatur berücksichtigt die Innenisolierung des Silos mit Perlit.
- Für die Luftverrohrung wurden zwei verschiedene Varianten betrachtet, sowohl mit unterirdischen als auch mit rein überirdischen Kaltluftleitungen.
- Die Längen der Luftleitungen wurden anhand des 3D-Aufstellungsmodells abgeschätzt.
- Bei den Luftleitungen zwischen dem Rippenrohrwärmetauscher und dem Speicher bzw. den unterirdischen Verteilleitungen wurde eine maximale Strömungsgeschwindigkeit von 15 m/s im Nominalfall (Entladen) angesetzt; für alle anderen Luftleitungen 20 m/s.
- Der Druckverlust durch die Luftverteilungsschlitze bei den überirdischen kalten Luftverrohrungen wurde mit 200 Pa abgeschätzt.
- Für die Luftleitungen wurde eine Wandstärke von 4 mm vorgesehen, um eine ausreichend hohe Wandstärke für die Schweißarbeiten zu gewährleisten.

Abb. 28 zeigt eine der angedachten Aufstellungsmöglichkeiten des Festbettregenerators für den Fall der Verwendung von Luftleitungen, welche unter der Erdoberfläche verlegt sind.

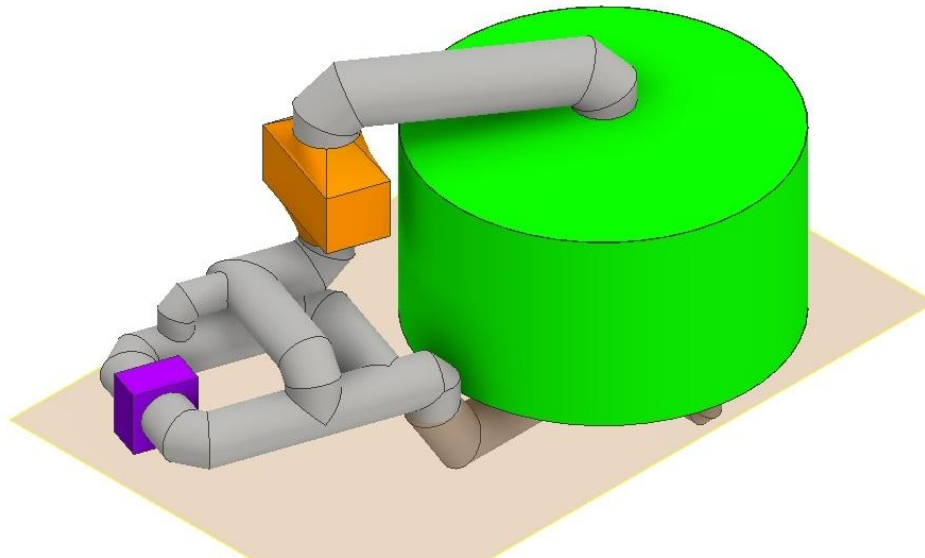


Abb. 28: 3D-Ansicht des aufgestellten Festbettregenerators mit unterirdischen Luftleitungen

Die grüne Komponente stellt den Festbettregenerator, die orange Komponente den Rippenrohrwärmetauscher und die violette Komponente das Gebläse dar. Die hellrote dargestellte Ebene markiert den Boden. Die Darstellung beinhaltet keine Unterstützungsstrukturen, Ventile, Rippenrohrbündel (bzw. Sammler) oder Isolierung. Die Abb. 29 und Abb. 30 zeigen den Grund- und Aufriss der in Abb. 28 dargestellten Variante des Festbettregenerators inklusive dessen Hauptabmessungen.

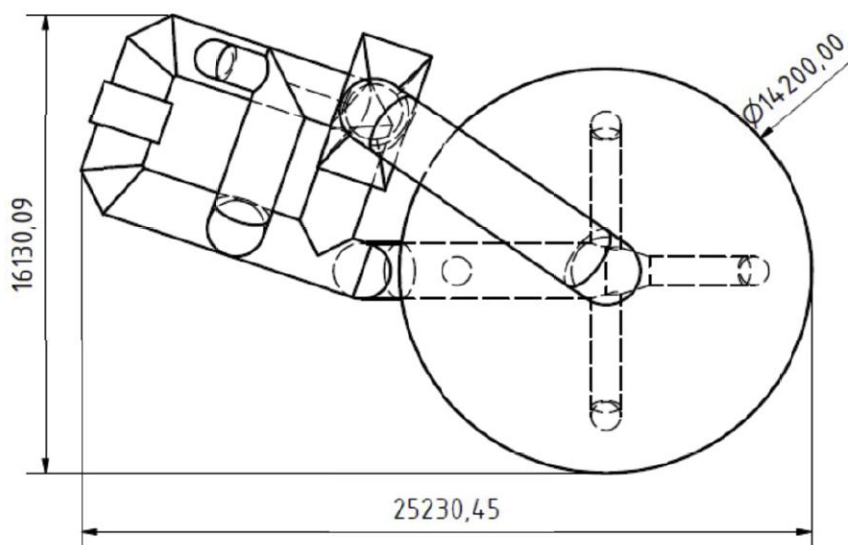


Abb. 29: Grundriss des Festbettregenerators mit unterirdischen Luftleitungen

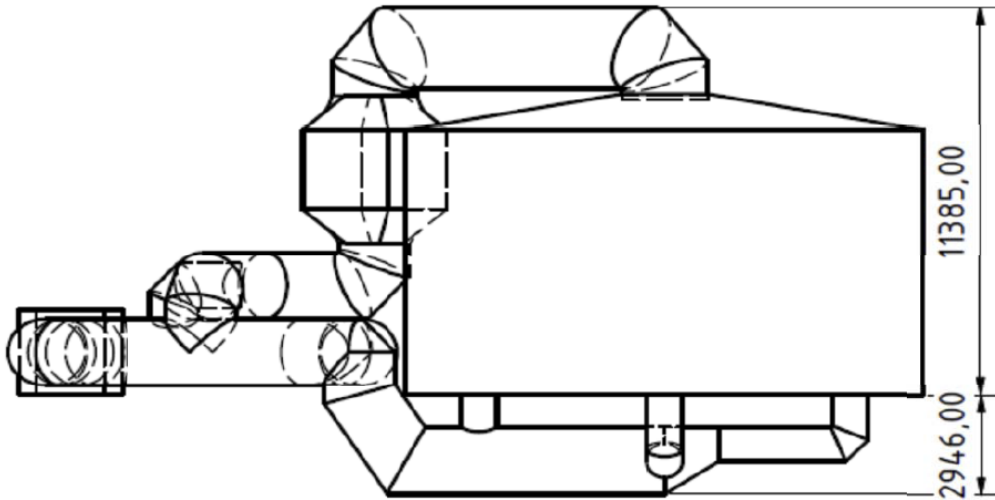


Abb. 30: Aufriss des Festbettregenerators mit unterirdischen Luftleitungen

3.2.5 Latentwärmespeicher

Die charakteristische Eigenschaft **latenter Wärmespeicher** ist die konstante Temperatur während des Ein- und Ausspeichervorganges, was sie zu idealen Kandidaten für die Kondensation / Verdampfung eines Wärmeträgermediums macht. Diese konstante Temperatur während der Energiezu- bzw. -abfuhr wird durch den Wechsel des Aggregatzustandes des Speichermediums erreicht. Für die Anordnung und Strömungskonfiguration von Phasenwechselmaterial (PCM) und Wärmeträgerfluid (HTF) gibt es verschiedene Ansätze, wobei sich das sogenannte Shell and Tube-Modell mit dem HTF in einem Rohr strömend umgeben vom PCM (anstatt umgekehrt) und gleicher Strömungsrichtung des HTF beim Ein- und Ausspeichern (Gleichstrom) in numerischen Simulationen durchgesetzt hat [16]. Eine hohe Anzahl an verschiedensten organischen und anorganischen (inklusive metallischen, etwa von der Fa. CIC Energigune) PCMs, auch in Form von eutektischen Mischungen, werden entweder gerade untersucht oder befinden sich bereits im Einsatz, wobei Kalium- und Natriumnitrate und deren Mixturen mit Schmelzpunkten zwischen 140°C und ca. 300°C bereits weit geläufig sind.

Im vorliegenden Fall besteht der Speicher aus einem mit Solar Salt (Gemisch aus 54 mol% Natrium- und 46 mol% Kaliumnitrat) befüllten Behälter, welcher eine Vielzahl an vertikalen parallelen Wärmetauscherrohren enthält. Während des Ladevorganges strömt heißes Wasser/Dampfgemisch durch diese Rohre, wodurch das feste Speichermaterial schmilzt und dabei Energie in Form von Wärme aufnimmt. Beim Entladen gibt das nunmehr flüssige Salz die aufgenommene thermische Energie wieder an einen kälteren Wassermassenstrom ab, welcher dadurch in den Rohren teilweise verdampft. Das Zweiphasengemisch wird, abhängig vom Dampferzeugertyp, in einer Dampftrommel bzw. einem Abscheidezyklon separiert, damit nur Dampf ausgespeichert werden kann.

Für die Be- und Entladung des latenten Wärmespeichers kann prinzipiell ein Naturumlauf-, ein Zwangumlauf- oder ein Zwangdurchlaufsystem zur Anwendung kommen. Fonteret [17] analysierte dazu

einige Betriebsmöglichkeiten (Durchströmungsrichtung, Ladedampfzugabe, etc.) von Latentwärmespeicher im Softwarepaket Apros, von denen das Zwangsumlauf- oder das Zwangdurchlaufsystem für den vorliegenden Fall von Interesse sind.

3.2.5.1 Be- und Entladen des Latentwärmespeichers mittels Zwangsumlauf

Die Temperatur des Wärmeträgermediums, mit der der thermische Speicher geladen wird, ist äquivalent der Siedetemperatur, welche durch den in der Trommel herrschenden Druck vorgegeben wird. Soll der Speicher mit einer vorgegebenen Temperatur beladen werden, so muss der passende Sättigungsdampfdruck in der Trommel eingestellt werden. Durch den Dampfdruck in der Trommel wird auch die Temperaturdifferenz des siedenden Wassers zum Phasenwechselmaterial 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 die oben genannte Temperaturdifferenz erhöht wird.

Im Falle der Beladung des thermischen Speichers wird der Trommel siedendes Wasser entnommen und mit dem Ladedampf gemischt. Dies kann durch Dampfinjektion in die Wärmetauscherrohre oder in die Sammler erfolgen: Für das Einspritzen des Dampfes in die Wärmetauscherrohre ist jedoch pro Rohr ein Injektor notwendig, in welchem der Dampf in Fließrichtung der Wasserströmung eingebracht wird. Dadurch kann der zugeführte Dampfmassenstrom pro Rohr gut gesteuert werden. Wird der Dampf in den Sammlern bzw. in der Zuleitung vor den Sammlern zugesetzt, so kann die Anzahl der Dampfinjektionen deutlich reduziert werden. Die Sammler an sich dienen dem Zweck, den Wasser bzw. Dampfmassenstrom möglichst gleichmäßig auf die einzelnen Wärmetauscherrohre zu verteilen und werden daher auch für den Entladevorgang benötigt, was für die Dampfinjektoren nicht der Fall ist. In den Sammlern kann es jedoch zu Verteilungsungleichheiten des Massenstromes in die einzelnen Wärmetauscherrohre kommen. In beiden hier angesprochenen Methoden der Dampfinjektion ist die eingespritzte Dampfmenge jedoch von der Druckdifferenz zwischen Siedewasser und Dampf abhängig. Dies hat zur Folge, dass der Trommeldruck immer unter dem Ladedampfdruck liegen muss. Falls sich im Betrieb die Werte für diese beiden Drücke zu nahekomen, kann nicht ausreichend Dampf zugeführt werden. Das zweiphasige Wärmeträgerfluid, mit einer Temperatur welche größer ist als die Schmelztemperatur des PCM's, durchströmt den Speicher mit festem PCM. Durch den Wärmeaustausch zwischen den beiden Fluiden kondensiert der Nassdampf und das PCM schmilzt. Den Speicher verlässt nunmehr flüssiges Wasser, welches wieder in die Trommel, deren Füllstand geregelt werden muss, fließt.

Beim Entladen des thermischen Speichers wird das Siedewasser, mit einer Siedetemperatur welche kleiner als die Temperatur des PCM's ist, dem Speicher zugeführt und dadurch teilweise verdampft. Der Nassdampf gelangt in die Trommel. In der Trommel erfolgt eine Trennung des Satttdampfs vom Siedewasser und der Satttdampf kann der Trommel entnommen werden. Der Betrieb der Trommel muss einen variablen Druckverlauf vorsehen, so dass der Druck während des Entladeprozesses abnehmen kann.

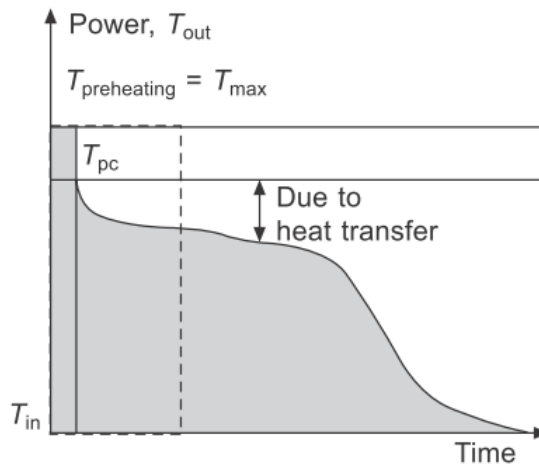


Abb. 31: Austrittstemperatur des Wärmetauschers bzw. Siedetemperatur der Trommel beim Entladen [5]

Die Austrittstemperatur der Zweiphasenströmung aus dem Wärmetauscher bzw. die Siedetemperatur in der Trommel verlaufen qualitativ entsprechend der Abb. 31. Zunächst sinkt die Siedetemperatur, da die Temperatur des Phasenwechselmaterials mit zunehmender ausgespeicherter sensibler Wärme ebenfalls sinkt. Sobald dem PCM latente Wärme entzogen wird, bleibt die Austrittstemperatur des Sattdampfes annähernd konstant auf einem etwas niedrigeren Wert als die Schmelztemperatur des PCM's. Sobald das Speichermaterial wieder sensible thermische Energie ausgespeichert, sinken die Temperaturen von PCM und Wärmeträgermedium. Am Ende des Entladevorganges 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 für den Zwangumlauf notwendige Umlaufpumpe wird am tiefsten Punkt unterhalb der Trommel angeordnet, 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 es kommt dabei zu Materialabtragungen. Abhilfe schafft eine Vergrößerung der Zulaufhöhe. Dabei steigt der statische Druck der Flüssigkeit, welche somit nicht mehr verdampfen kann.

3.2.5.2 Be- und Entladen mittels Zwangdurchlauf

Beim **Beladen des Wärmespeichers im Zwangdurchlauf** wird das Wärmeträgermedium Dampf vollständig kondensiert, sodass reines Kondensat den Speicher verlässt. Beim **Entladen des Wärmespeichers** wird Speisewasser durch den Wärmetauscher gepumpt und dabei teilverdampft. Das Zweiphasengemisch Wasser/Dampf wird in Abscheidezyklonen getrennt und das Siedewasser wird rückgeführt. Dabei tritt das Wasser/Dampfgemisch tangential in einen vertikalen angeordneten

zylindrischen Abscheider ein. Im Abscheider erfolgt aufgrund des Dichteunterschieds zwischen dem Siedewasser und dem Sattampf eine Trennung der beiden Phasen. Das Siedewasser verlässt den Abscheider am Boden, der Sattampf am oberen Ende den Abscheider. Somit sind gegenüber dem Zwangumlaufbetrieb weder Umlaufpumpe noch Dampftrommel notwendig. Für die Durchströmungsrichtung der Wärmetauscherrohre und das Schmelzverhalten gelten dieselben Feststellungen wie für den Zwangumlaufbetrieb.

Für die vorliegende Studie wurde das Zwangdurchlaufprinzip für die Be- und Entladung des Latentwärmespeichers gewählt, da dadurch die Umwälzpumpe sowie die Dampftrommel entfallen können.

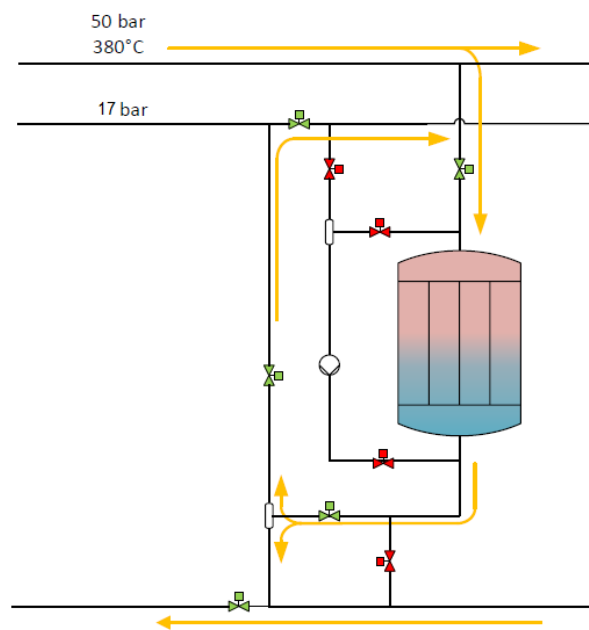


Abb. 32: Verfahrensschema Latentwärmespeicher beim Beladen des Latentwärmespeichers

Abb. 32 zeigt das Verfahrensschema für das Beladen des latenten thermischen Energiespeichers. Das Verfahrenskonzept ist ähnlich jenem bei der sandTES-Technologie. Der Latentwärmespeicher wird im Beladungsfall im Zwangdurchlauf von einem Ladedampf bei 380°C / 50 bar durchströmt. Dabei wird das feste Phasenwechselmaterial geschmolzen und der Dampf, welcher das Wärmeträgermedium ist, teilweise kondensiert. Nach der Entspannung durch ein Drosselventil auf 17 bar wird der Dampf aus der Abscheideflasche in die 17 bar Dampfleitung entlassen, während das Kondensat entweder (wie bei sandTES) in den Entgaser entspannt oder mittels Kondensatpumpe in einen der Hochdruckspeisewasservorwärmer gepumpt werden kann.

Das Entladen erfolgt ebenfalls ähnlich der Entladung bei der Energiespeicherung mittels der sandTES-Technologie und ist in Abb. 33 dargestellt.

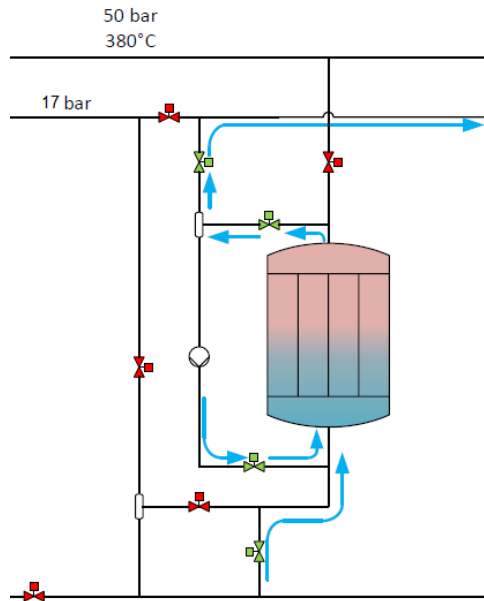


Abb. 33: Verfahrensschema Latentwärmespeicher beim Entladen des Latentwärmespeichers

Das Speisewasser tritt mit 40°C / 17 bar in den Wärmespeicher ein und wird im Zwangsdurchlauf durch den Speicher gepumpt. Das Wärmeträgermedium wird dabei auf 210°C überhitzt. Der überhitzte Dampf wird im Anschluss mit Dampf aus der AVN gemischt und zum Verbraucher Agrana geleitet. In Abb. 33 ist noch eine zusätzliche Abscheideflasche eingezeichnet, um im Teillastfall das anfallende Kondensat abzuscheiden damit dieses mittels Kondensatpumpe rezykliert werden kann.

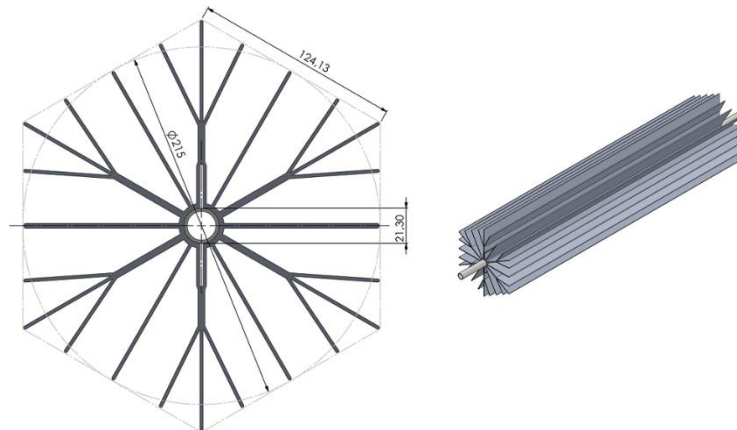


Abb. 34: Rippengeometrie des Latentwärmespeichers

Als Speichermaterial soll Solar Salt zum Einsatz kommen, welches eine Mischung 54 / 46 mol% NaNO_2 / KNO_3 ist, welches vor allem in der Solarthermie bereits großtechnisch eingesetzt wird. Der Schmelzpunkt des NaNO_2 / KNO_3 Gemisches von 222°C eignet sich ideal für die geforderte Ausspeichertemperatur von 210°C. Ein weiterer Vorteil dieses Speichermaterials ist außerdem seine Nichtkorrosivität gegenüber schwarzem Stahl oder Aluminium. Nachteilig für das Speichermaterial NaNO_2 / KNO_3 ist, dass diese eine sehr geringe Wärmeleitfähigkeit aufweist, was jedoch typisch für anorganische Salze ist. Um die

Wärmeleitfähigkeit zu erhöhen, sind spezielle Maßnahmen zur Wärmeeinbringung in das Salz notwendig. Im vorliegenden Fall soll ein Bimetallwärmetauscherrohr zur Wärmeübertragung herangezogen werden. Dieses Rohr besteht aus dendritenförmige Aluminiumrippen (wegen der hohen Wärmeleitfähigkeit und besserer Formbarkeit komplexer Rippen-Profile im Vergleich zu Stahl), welche auf die dampfführenden Stahlrohre aufgedrückt werden (siehe dazu Abb. 34 und Ref. [18]).

3.2.5.3 Komponentenauslegung

Bei der Auslegung der Komponenten für den Latentwärmespeicher wurden folgende Kriterien berücksichtigt:

- Die Speicherkapazität berücksichtigt näherungsweise die Wärmekapazität der Stahlrohre und Aluminiumrippen des Wärmetauschers.
- Anordnung der Rohre in einem zylindrischen Behälter in sechseckiger Form mit Verdrängungskörpern zur Minimierung der erforderlichen Salzmasse. Dadurch kann auch die benötigte Isolierung geringer gehalten werden.
- Anordnung der Sammler innerhalb des Behälters zur Vermeidung von Isolierung.
- Doppelte Querschnittsfläche der Sammler im Vergleich zu den angeschlossenen Rohren, um gleichmäßigere Verteilung des Wasser- / Dampfmassenstromes zu gewährleisten.
- Aufgenommene thermische Energie kann wieder reversibel abgegeben werden.

Abb. 35 zeigt eine Aufstellungsskizze des Latentwärmespeichers. Die Finnen an der Seite des Behälters für den Latentwärmespeichers stellen hierbei die Auflagerpunkte für einen Stützring dar, um Aushubarbeiten für die unter dem Speicher angeordneten Rohre zu vermeiden. Zur besseren Übersicht über die Rohranordnung im Behälter sind die Sammler nur teilweise dargestellt. Durch die sechseckige Anordnung kann eine sehr günstige Sammlergeometrie gewählt werden, bei der jeder Sammler die gleiche Anzahl an Rippenrohren versorgt. Die 3 um jeweils 120° zueinander verdrehten Hauptsammler versorgen hierbei jeweils die parallel angeordneten Nebensammler.

Das aufgrund der sechseckigen Anordnung entstehende Totvolumen zwischen den Rippenrohren und der äußeren Behälterwand kann mit Füllkörpern gefüllt werden, um die Kosten für das Phasenwechselmaterial zu minimieren. Eine weitere Möglichkeit wäre, den Füllkörper mit z.B. Glasschaumschotter zu füllen, wodurch sie gleichzeitig als im Behälter liegende Wärmeisolierung fungieren könnten. Wenn zur Vermeidung von Wärmebrücken ein zusätzlicher Freiraum zwischen den Ecken des Sechseck-Profils und der Behälterwand gelassen wird (der Behälter also ein wenig größer gebaut wird), könnte auch ein Großteil der Isolierung im Behälterinneren verbaut werden.

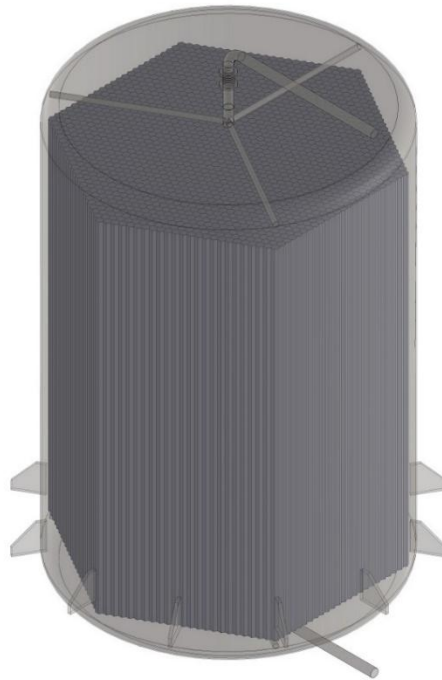


Abb. 35: ISO-Ansicht Latentwärmespeicher

3.3 Kostenermittlung für Speicherintegration

3.3.1 Szenarienauswahl für die Kostenermittlung

Zur Vorgehensweise ist generell zu sagen, dass nicht alle Szenarien, die in der technischen Analyse erarbeitet wurden, auch in die Kostenanalyse Eingang fanden. Die Kostenanalyse umfasst nur jene Szenarien, die bei Gesprächen mit dem Projektpartner als realistisch für eine potentielle Umsetzung angesehen wurden.

Nicht in der Kostenanalyse berücksichtigt wurden:

- die *Variante 4 des Ruths-Speichers* (Speicher mit einem zusätzlichen 100 mm starken Mantel aus Latentspeichermaterial um jede Trommel), da diese Speichervariante, wie bereits oben beschrieben, sich noch im Entwicklungsstadium befindet. Zudem spielten auch patentrechtliche Überlegungen eine Rolle für diese Entscheidung.
- die *Variante mit unterirdischen Luftleitungen des Festbettregenerators*, da diese gegenüber der Variante mit oberirdischer Anordnung der Luftleitungen deutliche Nachteile wie die Zugänglichkeit und Isolierung der Leitungen aufweist. Zudem sind erhöhte bauliche Maßnahmen bei der Verlegung der Luftleitungen unter das Bodenniveau notwendig.
- die *Variante 2 des Wärmetauschers bei der SandTES-Technologie*.
- Grundstückpreise, da am Standort Dürnrohr ausreichend Platz für die Aufstellung der Speicher vorhanden ist und kein Flächen zugekauft werden müssen.

3.3.2 Kapitalkosten (CAPEX)

Mit den Daten aus der Speicherdimensionierung für die einzelnen Technologien wurden Anfragen an Herstellerfirmen für die unterschiedlichen Komponenten der einzelnen Speichertechnologien, wie z.B. Wärmetauscher, Ventile, Klappen, Gebläse, Hebezeuge, usw. gesendet und deren Rückantworten gesammelt. Zudem wurden Gespräche geführt und Meinungen zu einzelnen Komponenten von Experten eingeholt.

Zur Abschätzung der Kapitalkosten einer Anlage sind unterschiedliche Methoden, wie z.B. die „Turnover ratio method“ [19], die Exponentialmethode (sixth-tenths rule) [20], die parametric oder functional method nach [21], die factorial estimation technique nach Lang [22], [23], [24] oder die detailed estimates nach [25] und [26], in Verwendung. Die einzelnen in der Literatur beschriebenen Methoden unterscheiden sich darin, dass diese bei unterschiedlichen Reifegraden eines Projektes (z.B. Vorplanung, Entwurfsplanung, Kostenanschlag, ...) zur Anwendung kommen. Abhängig vom Grad der Anlagenplanung resultiert die Wahl der Methode zur Kostenschätzung und damit erfolgt auch die Festlegung der zu erwartenden Kostengenauigkeit. Die in der vorliegenden Studie zur Anwendung gekommene Methode zur Abschätzung der Kapitalkosten basiert auf der sogenannten „Study Estimate-Method“ von Seider et al. [27]. Diese Methode geht zurück auf die factorial estimation technique nach Lang [22], welche später von Guthrie [28] und Peters et al. [29] verfeinert wurde. Die Methode zur Kostenabschätzung nach Lang verwendet Faktoren, welche mit den geschätzten Kosten der wesentlichsten Prozesskomponenten multipliziert werden. Diese Methode setzt ein Anlagendesign voraus, welches alle Massen- und Energiebilanzen erfüllt und zudem muss eine vollständige Dimensionierung der wesentlichsten Prozesskomponenten vorliegen. Zusätzlich müssen die eingesetzten Materialien für die wesentlichsten Prozesskomponenten, inklusive der Wärmetauscher und Pumpen, bekannt sein. Nach Seider et. al [27] ist bei Einhaltung aller dieser Voraussetzungen eine Kostenabschätzung mit einer Genauigkeit von +/- 35% möglich. Bei der Anwendung dieser Methode ist darauf zu achten, dass die free on board Anschaffungskosten aller wesentlichen Prozesskomponenten vorliegen. Die für die Berechnung notwendigen Langfaktoren wurden aus der Literatur bei Peters et al. [29] entnommen, welche die weitgehend akzeptierten Langfaktoren auflisten.

Tabelle 5 zeigt die ermittelten Kosten für die Trommeln der einzelnen Varianten des Ruths-Speichers, welche aus den spez. Kosten für den zum Einsatz kommenden Stahl ermittelt wurden.

Tabelle 5: CAPEX für die Trommeln der einzelnen Ruths-Speichervarianten

	Variante 1	Variante 2	Variante 3
Trommelanzahl	5	8	16
Außendurchmesser Trommel [m]	3.4	2.7	1.9
Wandstärke Trommel [mm]	60.7	48.2	34.4
Stahlmasse gesamt [t]	547	552	554
Kosten Trommelstahl	€ 4.860.000	€ 4.824.000	€ 4.797.000

Entsprechend der gewählten Methode zur Ermittlung der gesamten Investitionsgrößen werden die

weiteren anfallenden Kosten mittels der Langfaktoren berechnet. Wie der Tabelle 5 entnommen werden kann, ist die Differenz zwischen den einzelnen Varianten (zu Variante 1 0.75% und zu Variante 3 0.56% bezogen auf Variante 2) gering. In der Realität sind die Unterschiede wahrscheinlich etwas höher. Dies liegt daran, dass in der Kostenschätzungsmethode die Ventile mit einem Pauschalfaktor berücksichtigt werden.

Aufgrund der geringen Unterschiede wurden in weiterer Folge die noch fehlenden Investitionskosten nicht für alle drei Varianten, sondern nur für Variante 2 ermittelt.

In Tabelle 6 ist eine Übersicht der gesamten Investitionskosten für die einzelnen Speichertechnologien sowie die spez. Kosten je Tonne Speichermaterial zusammengestellt. Wie der Tabelle 6 entnommen werden kann, **zeigt sich in Bezug auf die Investitionskosten für den untersuchten Wärmeknoten, dass der Festbettregenerator sowohl absolut als auch spezifisch pro Tonne Speichermaterial knapp die günstigste Speichertechnologie für die vorliegende Anwendung wäre.**

Tabelle 6: Übersicht zu den Investitionskosten der einzelnen Speichertechnologien

	Ruths-Speicher	SandTES-Speicher	Festbettregenerator	Latentspeicher
Gesamtinvestitionskosten	€ 7 323 332	€ 4 770 545	€ 4 625 462	€ 5 038 965
Masse Speichermaterial [t]	830	1955	1900	1323
Masse Stahl [t]	536			
Kosten / t Speichermaterial	5361 €/t	2440 €/t	2435 €/t	3808 €/t
Kosten / MWh _{th} Speicherkapazität	104.6 k€/MWh _{th}	68.2 k€/MWh _{th}	66.1 k€/MWh _{th}	72.0 k€/MWh _{th}

Würde man jedoch die letzten Verbesserungen an der sandTES-Technologie berücksichtigen, so würde die Lösung mit den Spiralrippen den CAPEX von sandTES um mindestens 15% senken und somit sandTES zur kostengünstigsten Variante machen.

3.3.3 Operative Kosten (OPEX)

Im Gegensatz zu den Kapitalkosten beinhalten die OPEX alle Kosten, welche für die Aufrechterhaltung der operativen Geschäftstätigkeit notwendig sind. Für die im vorliegenden Forschungsprojekt ausgelegten Speichertechnologien wurden die zu erwartenden Kosten für

- Wartung,
- Energieverbrauch der größeren Hilfsaggregate und
- eventuelle Materialkosten für Verschleißteile (z.B. Ketten beim Becherwerk, ...)

in dieser Kategorie abgeschätzt. Die Einsatzdauer der einzelnen Speichertechnologie am Wärmeknoten Dürnrohr wurde von den Projektpartnern mit 4 Monate pro Jahr festgelegt. Aus der Kostenanalyse haben sich die in Tabelle 7 angeführten operative Kosten pro Jahr ergeben:

Tabelle 7: Übersicht zu den operativen Kosten / Jahr der einzelnen Speichertechnologien

Energieforschungsprogramm - 4. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

	Ruths-Speicher	SandTES-Speicher	Festbett-regenerator	Latent-speicher
OPEX gesamt (€ pro Jahr)	€ 6810	€ 21627	€ 13967	€ 6308
Zusätzliche Personalkosten für Betrieb * (€ pro Jahr)	€ 0	€ 0	€ 0	€ 0
Personalkosten für Wartung ** (€ pro Jahr)	€ 6000	€ 12000	€ 7200	€ 6000
Materialkosten für Wartung (€ pro Jahr)	€ 0	€ 5000	€ 0	€ 0
Energiekosten für den Betrieb*** (€ pro Jahr)	€ 0	€ 3133	€ 5652	€ 0
Kosten thermische Verluste (€ pro Jahr)	€ 810	€ 1493	€ 1115	€ 308

*) ... keine der Technologien erfordert zusätzliches Personal für den Betrieb

***) ... eine jährliche Wartung

****)die Kostenstruktur ist für die ersten 10 Jahre Betrieb zu sehen.

Dass die SandTES-Anlage im Vergleich der operativen Kosten der untersuchten Varianten am teuersten ist, liegt mit seiner größeren Anzahl an rotierenden Komponenten an der im Gegensatz zu den anderen Energiespeichern höheren Komplexität der Technologie. Ein Vergleich der Tabelle 6 Tabelle 6 und Tabelle 7 zeigt sehr deutlich, dass die Speicherkosten durch den CAPEX-Anteil dominiert werden.

3.3.4 Jährliche Gesamtkosten

Die jährlichen Gesamtkosten für die einzelnen Speichertechnologien ergeben sich aus der Summe der operativen Kosten (OPEX) und dem jährlichen Anteil der Investitionskosten (CAPEX). Für den jährlichen Anteil an den Investitionskosten wurden 5% auf 25 Jahr gerechnet. Die dadurch entstehenden jährlichen Gesamtkosten können der Tabelle 8 entnommen werden.

Tabelle 8: jährliche Gesamtkosten

	Ruths-Speicher	SandTES-Speicher	Festbett-regenerator	Latent-speicher
Gesamtkosten (5%/25a)	€ 526 767	€ 360 335	€ 342 375	€ 364 074

Da, wie bereits oben beschrieben, die Kosten durch den CAPEX-Anteil dominiert werden, ergibt sich auch in dieser Darstellung keine Änderung zur Gesamtaussage der Speicherkosten.

4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Für den Wärmeknoten Dürnröhr wurden im Zuge des vorliegenden Forschungsprojektes vier Speichertechnologien (Ruths-Speicher, SandTES-Technologie, Festbettregenerator und

Latentwärmespeicher) auf ihre Eignung zur Integration in den Wärmeknoten untersucht. Dazu wurden, ausgehend von den im Konsortium festgelegten Randbedingungen für den Betrieb der Speicher, R&I-Varianten für eine mögliche Einbindung der einzelnen Speichertechnologien (siehe dazu Kapitel 3.2) entwickelt. Im Anschluss daran wurden die einzelnen Speicher dimensioniert und ausgelegt (siehe ebenfalls Kapitel 3.2) sowie die Kosten für die Hauptkomponenten der Speicher bei den entsprechenden Komponentenzulieferer angefragt, welche für die Ermittlung der Kapitalkosten der Technologien notwendig sind. Abgerundet wurde das Projekt mit einer Abschätzung der Kapitalkosten und der operativen Kosten für die einzelnen Speichertechnologien (siehe Kapitel 3.3).

Prinzipiell muss eingangs festgehalten werden, dass die Speicheraufgabe prozesseitig latenter Natur ist, denn es geht um die Speicherung von Satttdampf mit 17bar. Am Standort Dürnrohr konnte aufgrund der großen Flexibilität des lokalen Dampfsystems eine Betriebslösung konzipiert werden, welche auch den Einsatz sensibler Speichertechnologien ermöglicht (sandTES und Festbettregenerator). Es konnten je nach Konzept Temperaturhübe im Bereich von 130 bis 180°C realisiert werden. Dies liegt nicht im wirtschaftlichen Optimalbereich für sensible Hochtemperaturspeicher (Hübe zwischen 200 und 400°C wären wünschenswert), aber es erlaubt immerhin einen technisch korrekten Einsatz der Technologien.

Werden die Belade- und Entladevorgänge der Speicher detaillierter betrachtet, so ergeben sich zwei unterschiedliche Konstellationen, welche Auswirkungen einerseits für deren Auslegung und andererseits für deren Betriebsweise haben.

Während der Speicherbeladung liegt primär ein sensibler Wärmetransport (nur im Falle einer geringen Teilkondensation des Wärmeträgermediums wäre noch ein latenter Anteil zu berücksichtigen) aus dem Wärmeträgermedium vor.

Beim Entladevorgang des Speichers erfährt das Wärmeträgermedium vorrangig eine Verdampfung (das Wärmeträgermedium wird dabei vollständig verdampft und danach erfährt der Satttdampf eine sehr geringe Überhitzung von ca. 6 °C) und somit ein latenter Vorgang vorliegt.

Beim Entladevorgang ist der Pinch-Point von großer Relevanz, da diesem für die Dimensionierung der Wärmetauscher, wie in Kapitel 3.2 ausführlich diskutiert, eine bedeutende Rolle zukommt. Zusätzlich hat die Pinch-Temperaturdifferenz einen maßgeblichen Einfluss auf den Temperaturhub, und damit bei den sensiblen Systemen auf die Speichergöße und die umzuwälzenden Materialmassenströme.

Die Dimensionierung des **Ruths-Speichers** hängt, wie in Kapitel 3.2.1 erörtert, stark von den gewählten Randbedingungen wie z.B. Wandstärke, Trommeldurchmesser, usw. ab. Je nach Wahl der Randbedingung verändert sich z.B. der Prüfungsumfang der Schweißnähte nach DIN EN 13445-5 [7] aufgrund der gewählten Trommelwandstärke oder durch die Festlegung des Trommeldurchmessers ist ein Transport mittels gewöhnlichen Lastkraftwagen noch möglich oder es muss ein Sondertransport mit entsprechend vorzusehenden Hebezeugen am Ort der Montage getätigt werden. Dies hat nicht nur Auswirkungen auf den Prüfaufwand im Falle einer großen Dimension der Trommelwandstärke oder den Sondertransport im Falle eines großen Trommeldurchmessers sondern auch auf die daraus resultierende Anzahl an Ruths-Speicher, Sammlerlänge, Ventile sowie Platzbedarf für die Aufstellung der Speicher. Zudem bedingt eine zunehmende Trommelwandstärke eine größere Temperaturdifferenz zwischen der Außen- und Innenseite der Trommel, was zu einer Verminderung der Laständerungsgeschwindigkeit bei der Be- und Entladung des Speichers führt.

Eine Betrachtung der Kapitalkosten für die verschiedenen Ruths-Speichervarianten zeigt, dass die Gesamtmasse an Trommelstahl trotz der unterschiedlichen Dimension und Anzahl an Trommeln

annähernd gleich groß ist. Bei größerem Trommeldurchmesser steigen die Transportkosten, bei sinkendem Trommeldurchmesser steigen die Kosten von Isolierung und Ventilen. Neben den Kapitalkosten für die Trommeln sind auch die gesamten Kapitalkosten für die Ruths-Speicher von gleicher Größenordnung (siehe Tabelle 5), da die Trommeln der Ruths-Speicher der dominierende Faktor bei der Bestimmung der Kapitalkosten sind.

Die ermittelten Kapitalkosten für den Ruths-Speicher entsprechen gleichzeitig auch fast den Gesamtkosten, da die jährlichen operativen Kosten, welche für diese Speicherkategorie, unter den in Kapitel 3.3.3 genannten Randbedingungen, anfallen, im Rahmen der Detailtiefe dieser Studie vernachlässigbar klein sind.

Von den untersuchten Technologien zur thermischen Energiespeicherung stellt die **SandTES-Technologie** die technologisch komplexeste Technik zur thermischen Energiespeicherung dar. Dies zeigt sich bereits bei der Dimensionierung der Gesamtanlage. Neben dem eigentlichen Wirbelschichtwärmetauscher, welcher die Schlüsseltechnologie bei dieser Möglichkeit der thermischen Energiespeicherung darstellt, werden unter anderem noch Gebläse, Becherwerk und Trogkettenförderer benötigt, welche für die große thermische Belastung ausgelegt werden müssen. Da es sich bei der SandTES-Technologie um eine aktive Speichertechnologie handelt, welche unabhängig von der Speicherkapazität arbeitet, kann diese sehr flexibel bezüglich der Lastanforderung des Wärmeknoten (siehe dazu auch z.B. [1]) arbeiten. Aufgrund des sensiblen Speichermediums Sand tritt auch bei der SandTES-Technologie, ident zum Ruths-Speicher und auch Festbettregenerator, die Problematik des Pinch-Points bei der Wärmeauskopplung aus dem Speicher auf.

Wie der Tabelle 5 entnommen werden kann, sind bei der ursprünglichen Projektauslegung mit Längsrippen trotz des hohen Anteils an Fördertechnik die Investitionskosten gegenüber dem Ruths-Speicher deutlich geringer und in gleicher Größenordnung wie die Kosten für die Speichertechnologien Latentwärmespeicher und Festbettregenerator. Die niedrigeren Investitionskosten ergeben sich aus den Kosten für das Speichermedium Sand, welches in großen Mengen sehr günstig bezogen werden kann und aus der Tatsache, dass der Betrieb der Anlage annähernd bei Umgebungsdruck stattfinden kann, was zur Folge hat, dass keine dickwandigen Bauteile benötigt werden. Die im Vergleich zu den Investitionskosten sehr niedrigen operativen Kosten sind durch die kleinen elektrischen Leistungen der Hilfsaggregate und der aus eigener Produktion zur Verfügung gestellten elektrischen Energie bedingt. Werden die operativen Kosten der einzelnen untersuchten Speichervarianten einander gegenübergestellt, so zeigt sich, dass die SandTES-Technologie aufgrund der höheren Komplexität der Technologie die höchsten Kosten ausweist.

Hinweis zu Projekt-Ende: wie im Kapitel 3.2.3 kurz erklärt, kann mit dem erst zum Ende des vorliegenden Projektes entwickelten „Helical-Fin-sandTES“-Konzepts die Wärmeübertragungskapazität des Wirbelschichtwärmetauschers enorm verbessert werden. Dadurch können die Pinch-Temperaturspannungen von 40 auf 15 Kelvin reduziert werden. Dadurch erhöht sich der Temperaturhub im Speichermedium von 130 auf 180K. Speichermassen und Sandmassenströme sinken im selben Verhältnis. Für eine genaue Kostenkalkulation blieb keine Zeit mehr, wir erwarten aber eine CAPEX-Reduktion in der Größenordnung von 5 bis 10%. Das **Helical-Fin-sandTES-Konzept** würde den geringsten CAPEX aufweisen.

Der **Festbettregenerator** zählt wie die SandTES-Technologie zu den indirekten sensiblen Wärmespeichern, wobei im Gegensatz zum SandTES-Speicher der Festbettregenerator keinen aktiven Speicher darstellt. D.h., die Speicherkapazität kann im Falle des Festbettregenerators nicht von der Wärmeleistung getrennt werden. Wie bereits in Kapitel 3.2.4 ausführlich dargelegt, darf bei der Dimensionierung der Speichersilos aus Gründen der Festigkeit das Thermal Ratcheting nicht unberücksichtigt bleiben. Zudem muss die Geometrie des Regenerators so ausgelegt werden, dass der Druckverlust durch die Schüttung so gering wie möglich gehalten wird, da ansonsten die Leistungsaufnahme des für den Betrieb des Regenerators notwendigen Gebläses entsprechend ansteigt. Wie den Ergebnissen der Dimensionierung ergeben haben, weist das Gebläse, in Abhängigkeit vom Ort der Verlegung der Luftleitungen (ober- oder unterirdisch) trotz der Beschränkung des Druckverlustes auf 800 Pa (siehe dazu auch Kapitel 3.2.4.2) eine Auslegungsleistung von 95 kW im Falle der überirdischen Kaltluftleitungen und 88kW im Falle der unterirdischen Kaltluftleitungen auf. Da der Festbettregenerator nicht direkt vom Prozessstrom Dampf des Wärmeknoten durchströmt werden kann, muss auch ein Rippenrohrbündelwärmetauscher in den Wärmespeicherkreislauf eingebunden werden (siehe Abb. 21). Die in Tabelle 5 dargestellten Investitionskosten für den Regenerator zeigen, dass dieser laut Berechnung die kostengünstigste Variante darstellt, jedoch liegen die SandTES-Technologie und der Latentwärmespeicher in der gleichen Größenordnung. Berücksichtigt man auch die Bandbreite bei der Berechnung der Kosten, so sind diese drei Technologien was den CAPEX betrifft gleichwertig. Bei den operativen Kosten liegt diese Speichertechnologie aufgrund der benötigten Gebläse im Mittelfeld aller untersuchten Speicher. Die Größenordnung im Vergleich zu den Investitionskosten sind aber auch hier vernachlässigbar.

Die vierte im vorliegenden Forschungsprojekt untersuchte Speichertechnologie stellt der **Latentwärmespeicher** dar. Dieser Speichertyp zeichnet sich durch die konstante Temperatur des Speichermediums während seines Phasenwechsels im Be- und Entladevorgang aus. Basierend auf den in Tabelle 1 angeführten Randbedingungen für den Entladefall des Speichers weist der Latentwärmespeicher einen Vorteil gegenüber den anderen untersuchten Technologien auf. Wird die Wärmeenergie aus dem Speicher entnommen, so liegt nahezu während dieses gesamten Ausspeichervorganges eine konstante Temperaturdifferenz zwischen den am Wärmeaustausch beteiligten Medien vor, da sowohl das Speichermedium als auch das Wärmeträgermedium (verdampfendes Wasser) einen Phasenwechsel vollziehen. Gegenüber den untersuchten sensiblen Wärmespeichertechnologien benötigt der Latentwärmespeicher auch keinen zusätzlichen Wärmetauscher, da der Energieaustausch im Speicher erfolgt.

Die Investitionskosten sind, wie bereits oben beschrieben und in Tabelle 5 zusammengefasst in der gleichen Größenordnung wie der Festbettregenerator und die SandTES-Technologie. Diese Kosten sind bedingt durch die Materialkosten für das benötigte Solar Salt, welche beim Latentwärmespeicher mit ca. 1 M€ deutlich größer sind als in Falle der anderen Speichertechnologien (ca. 0.12 M€ für die SandTES-Technologie und ca. 0.08 M€ für den Festbettregenerator) sowie die Kosten für die Bimetallrohre, welche im Speicher für den Wärmeaustausch benötigt werden.

Die operativen Kosten sind im Vergleich zu den Investitionskosten vernachlässigbar gering, da der Speicher keiner besonderen Wartung bedarf. Im Fall von Zwangsdurchlauf wird keine Umwälzpumpe benötigt.

Im Zuge des durchgeführten Forschungsprojektes wurden vier Speichertechnologien, Ruths-Speicher, Festbettregenerator, SandTES-Technologie und Latentwärmespeicher, auf Ihre Eignung und ihren Kosten bei einer Integration in den Wärmeknoten Dürnrohr hin analysiert. Wie die Untersuchungsergebnisse gezeigt haben, sind alle Technologien dazu geeignet die für die Speicherintegration geforderten Randbedingungen zu erfüllen.

Die auf die Dimensionierung der Speicher anschließende Kostenanalyse hat ergeben, dass der Ruths-Speicher aufgrund seiner deutlich höheren Investitionskosten (ca. 47% bezogen auf die Kosten der SandTES-Technologie mit Längsrippen) im vorliegenden Fall (hohe Speicherenergie von 70MWth) wirtschaftlich eindeutig schlechter gestellt ist. Die Kosten für die SandTES-Technologie, Latentwärmespeicher und Festbettregenerator liegen dagegen in gleicher Größenordnung.

Werden die Randbedingungen für die Speicherintegration näher betrachtet, so ist erkennbar, dass im Beladefall überhitzter Dampf teilkondensiert und im Endladefall Sattwasser vollständig verdampft und geringfügig überhitzt wird. Die dabei ablaufenden Wärmetransportvorgänge sind größtenteils (speziell im Falle der Entladung des Speichers) mit einer Änderung des Aggregatzustandes des Wärmeträgermediums verbunden. Dieses Betriebsverhalten des Wärmeträgermediums entspricht annähernd dem eines Latentwärmespeichers. Dies spricht, bei gleichen Investitionskosten gegenüber dem Festbettregenerator und der SandTES-Technologie, für eine bevorzugte Integration der Latentwärmespeichertechnologie in den Wärmeknoten Dürnrohr.

Würde eine sofortige Investitionsentscheidung anstehen, so wäre zu berücksichtigen, dass die SandTES-Technologie bisher nur im Pilot-Maßstab mit längsangeströmten Glattrohren getestet wurde, und dass beim Festbettregenerator die Frage nach dem Thermal Ratcheting bei großen Speicheranlagen noch nicht hinreichend geklärt ist.

Es ist zu hoffen, dass beide Punkte in den nächsten Monaten und Jahren geklärt werden können.

5 Ausblick und Empfehlungen

Wie die techno-ökonomische Analyse ergeben hat, ist eine Umsetzung der Speicherintegration in den Wärmeknoten Dürnrohr mit hohen Investitionskosten und im Falle des Einsatzes innovativer Speichertechnologien auch mit Risiken verbunden. Daher müsste in einem nächsten Schritt untersucht werden, ob die Möglichkeit einer staatlichen Förderung des Projektes im Falle der Realisierung gegeben ist. Ist das Ergebnis positiv und kann das wirtschaftliche Risiko für den Betreiber des Wärmeknotens somit auf eine vertretbare Größenordnung reduziert werden, so müsste die aktuelle Studie ein letztes Mal vertieft werden bevor der Weg in die Detailplanung und Umsetzung der Speicherintegration gegangen werden.

6 Literaturverzeichnis

- [1] P. Steiner, Experimental Investigations and Application Analysis of a Particle-based High Temperature Thermal Energy Storage, Dissertation, TU-Wien, 2017.
- [2] K. Schwaiger, Development of a Novel Particle Reactor/Heat-Exchanger Technology for Thermal Energy Storages, Dissertation, TU-Wien, 2016.
- [3] P. Steiner, K. Schwaiger, M. Haider, H. Walter und M. Hämmerle, „Increasing load flexibility and plant dynamics of caloric power plants via the implementation of thermal energy storage,“ in *Proceedings of the ASME 2016 Power Conference*, Charlotte, North Carolina, 2016.
- [4] P. Steiner, K. Schwaiger, H. Walter und M. Haider, „Active Fluidized bed technology used for energy storage,“ in *Proceedings of the ASME 2016 Power and Energy Conference*, June 26-30, Charlotte, North Carolina, Paper No. PowerEnergy2016-59053, 2016.
- [5] L. Cabeza, *Advances in Thermal Energy Storage Systems. Methods and Applications*, Elsevier Verlag, 20115.
- [6] R. Hofmann, C. Zauner, S. Dusek und F. Hengsberger, „Dampfspeicher“. EU Patent Ep 3 260 803 A1, 22 6 2017.
- [7] DIN EN 13445-5 , „Unbefeuerte Druckbehälter - Teil 5: Inspektion und Prüfung,“ 2018.
- [8] DIN EN 13445-3, *Unbefeuerte Druckbehälter – Teil 3: Konstruktion*, 2017-12.
- [9] B. Glück, „Gefälle-Dampfspeicher,“ 2012. [Online]. Available: <http://berndglueck.de/waermespeicher.php>. [Zugriff am November 2018].
- [10] V. Becattini, L. Geissbühler, G. Zanganeh, A. Haselbacher und A. Steinfeld, „Pilot-scale demonstration of advanced adiabatic compressed air energy storage, Part 2: Tests with combined sensible/latent thermal-energy storage,“ *Journal of Energy Storage*, Bd. 17, pp. 140-152, 2018.
- [11] F. Avallone , „Modeling of a Thermocline Thermal Energy Storage: application to a Concentrating Solar Power plant,“ Dissertation Politecnico Milano, 2018.
- [12] D. Burgreen, „The Thermal Ratchet Mechanism,“ *Transaction of ASME Journal of Basic Engineering*, pp. 319 - 324, 1968.
- [13] M. R. Strasser und R. Paneer Selvam, „A cost and performance comparison of packed bed and structured thermocline thermal energy storage systems,“ *Solar Energy*, Bd. 108, pp. 390-402, 2014.
- [14] S. Flueckiger, Z. Yang und S. V. Garimella, „An integrated thermal and mechanical investigation of molten-salt thermocline energy storage,“ *Applied Energy*, Bd. 88, pp. 2098-2105, 2011.
- [15] J. Haunstetter , M. Krüger und S. Zunft, „Experimental Studies on Thermal Performance and Thermo-Structural Stability of Steelmaking Slag as Inventory Material for Thermal Energy Storage,“ *Applied Science*, Bd. 10, pp. 1-9, 2020.
- [16] F. Agyenim, N. Hewitt, P. Eames und M. Smyth, „A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage systems (LHTESS),“ *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Bd. 14, p. 615–628, 2010.
- [17] E. Fonteret, „Modelling of vaporisation and condensation processes in a latent heat storage,“ 2013.

- [18] G. Urschitz, H. Walter und J. Brier, „Experimental Investigation on Bimetallic Tube Compositions for the Use in Latent Heat Thermal Energy Storage Units,“ *Energy Conversion and Management*, Bd. 125, p. 368–378, 2016.
- [19] R. S. Aries und R. D. Newton, *Chemical engineering cost estimation*, New York: McGraw-Hill, 1955.
- [20] R. Williams, „Six-Tenths Factor" Aids in Approximating Costs,“ *Chemical Engineering*, Bd. 54, pp. 124-125, 1947.
- [21] R. D. Hill, „What Petrochemical Plants Cost,“ *Petroleum Refiner*, Bd. 35, pp. 106-110, 1956.
- [22] H. J. Lang, „Cost Relationships in Preliminary Cost Estimates,“ *Chemical Engineering*, Bd. 54, pp. 117-121, 1947.
- [23] H. J. Lang, „Engineering Approach to Preliminary Cost Estimates,“ *Chemical Engineering*, Bd. 54, pp. 130-133, 1947.
- [24] H. J. Lang, „Simplified Approach to Preliminary Cost Estimates,“ *Chemical Engineering*, Bd. 55, pp. 112-113, 1948.
- [25] H. G. Blecker und D. Smithson, „Detailed cost estimating during the process engineering,“ *Process Economics International*, Bd. 5, Nr. 2, pp. 17-28, 1985.
- [26] P. F. Navarrete und W. C. Cole, *Planning, Estimating, and Control of Chemical Construction*, 2. Hrsg., New York: Marcel Dekker, 2001.
- [27] W. D. Seider, J. D. Seader, D. R. Lewin und S. Widagdo, *Product and Process Design Principles: Synthesis, Analysis, and Evaluation*, 3. Hrsg., Hoboken: John Wiley & Sons, 2009.
- [28] K. M. Guthrie, *Process Plant Estimating Evaluation and Control*, Craftsman Book Co., 1974.
- [29] M. S. Peters, K. D. Timmerhaus und R. E. West, *Plant design and economics*, 5. Hrsg., McGraw-Hill, 2003.
- [30] H. Walter, N. Strohmayer und M. Hameter, „One dimensional mathematical model for a thermocline energy storage device,“ *International Journal of Mechanical Engineering*, Bd. 3, pp. 75-82, 2018.

7 Kontaktdaten

ProjektleiterIn: Ao. Univ. Prof. Dr. Heimo Walter

TU-Wien

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

Getreidemarkt 9/302

1060 Wien

Tel.: 01 58801 302318

Fax: 01 58801 302399

e-mail: heimo.walter@tuwien.ac.at

<https://www.iet.tuwien.ac.at/>

Dr. Gerald Kinger

EVN AG

A-2344 Maria Enzersdorf

e-mail: gerald.kinger@evn.at