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

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

TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN
Vienna University of Technology

Diplomarbeit

TECHNISCHE ANALYSE ZUR BESTIMMUNG DES INSTATIONÄREN BETRIEBSVERHALTENS EINER ADIABATEN DRUCKLUFTSPEICHERANLAGE

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.-techn. Heimo WALTER

E 302

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswirtschaften

von

Karl-Wilhelm Schenzel

E445/0640204

2460 Bruck an der Leitha, Feldgasse 36

Wien, Oktober 2015

TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology

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

DIPLOMARBEIT

Nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin/ einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

_____

Wien, im Oktober 2015 Unterschrift

Danksagung

Zuerst möchte ich mich bei meiner Familie und meinen Freunden, die mich die Jahre meines Studiums hinweg begleitet und mir sowohl Rückhalt, als auch den nötigen Freiraum gegeben haben, bedanken. Im Speziellen gilt meine vollste Dankbarkeit meinen Eltern, die mir meinen Bildungsweg ermöglicht und mich stets unterstützt haben. Ohne euch wäre es nicht möglich gewesen, das Studium abzuschließen!

Ebenso möchte ich meinem Betreuer Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heimo Walter meinen besonderen Dank für seine Unterstützung aussprechen.

Weiters bedanke ich mich bei Dr. Roland Eisl für die Möglichkeit, diese Arbeit im Zuge dieses überaus interessanten und zukunftsweisenden Projekts verfassen zu können. Vielen herzlichen Dank auch an Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Willinger, Projektass. Dipl.-Ing. Martin Hämmerle, Projektass. Dipl.-Ing. Karl Schwaiger und Daniel Lange für die Zusammenarbeit und Unterstützung bei der Abwicklung meiner Arbeiten im Zuge des ScACAES – Projekts.

Kurzfassung

Durch den steigenden Anteil volatiler, erneuerbarer Stromquellen gerät das Zusammenspiel von Erzeugung und Verbrauch elektrischer Energie immer mehr aus dem Gleichgewicht. Um dies auszugleichen, muss die Flexibilität des Energiesystems erhöht werden, was unter anderem eine Vergrößerung der Speicherkapazität erfordert. Speziell in Mitteleuropa kann der zukünftige Bedarf alleine durch die bewährte Pumpspeichertechnologie nicht mehr gedeckt werden und man ist gefordert, alternative Formen der Energiespeicherung aufzugreifen. Auf großtechnischer Ebene stellt die adiabate Druckluftspeicherung die aussichtsreichste Technologie zur Ergänzung von Pumpspeichern dar. Die vorliegende Arbeit ist im Zuge einer Machbarkeitsstudie für eine Nachnutzung ausgesolter Salzkavernen als Druckluftspeicher entstanden. Aufbauend auf einer Analyse des technisch-ökonomischen Umfelds wurde das Konzept einer Salin cavern Adiabatic Compressed Air Energy Storgae (ScACAES) Pilotanlage entworfen. Um den thermodynamischen Prozess umfassend simulieren zu können war es nötig ein Modell des hier zum Einsatz kommenden innovativen Speicherkonzepts „SandTES“ im Programm ENBIPRO zu erstellen. Ziel der Diplomarbeit war die Entwicklung eines dynamischen Modells für die Simulation des gesamten adiabaten Druckluftspeichers.

Abstract

Due to an increasing share of volatile renewable energy sources such as wind- or solar power, the asynchronicity of production and consumption of electrical energy becomes more and more frequent. For levelling this imbalance the energy system has to be enhanced to higher flexibility, what requires particularly an increase of energy storage capacity. Especially in central Europe it will not be possible to satisfy the future demand exclusively through the proven pumped hydro storage systems, wherefore new alternative energy storage technologies have to be involved. For large scale applications advanced adiabatic compressed air energy storage systems (AACAES) are the most promising technology to complement pumped hydro storage. This master's thesis emerged out of a feasibility study for a subsequent use of former salt caverns for compressed air energy storage. First, based on an analysis of the technical and economic environment, the concept of a demo plant was developed. Further, for a comprehensive simulation of the whole thermodynamic process, a Model of the involved innovative heat storage concept "SandTES" had to be implemented within the simulation tool ENBIPRO. The final achievement of this work was the provision of a dynamic Modell for simulating an AACAES Plant in operation.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung I
Abstract III
Danksagung I
Inhaltsverzeichnis IV
Formelzeichen VII
Indizes IX
Abkürzungen XI
1 Einleitung 1
2 Energiespeicherung 4
2.1 Definitionen 4
2.2 Anwendungen 6
2.3 Klassifizierung von Energiespeichern 9
2.4 Vergleich – Pumpspeicher/Druckluftspeicher 9
3 Druckluftspeicherung 11
3.1 Allgemeiner Prozess 11
3.2 Stand der Technik 13
3.2.1 Diabate CAES 13
3.2.2 Huntorf 13
3.2.3 McIntosh 14
3.2.4 Adiabate CAES 15
3.2.5 Projektierte Anlagen 16
4 Wirtschaftlichkeit von Energiespeichern 18
4.1.1 Energiewirtschaftliches Betriebskonzept 18
4.1.2 Analyse der Zielmärkte, Abschätzung des Marktpotentials 18
4.1.3 Spotmarkt 18
4.1.4 Regelenergiemarkt 20
4.1.5 Kombinierte Betriebsweise 21
5 Projekt ScACAES 24
5.1 Speicherpotential der Salinen Austria AG 24
5.2 Anlagenauslegung 25
5.2.1 Kavernen 25
5.2.2 Örtliche Netzkapazität 27
5.2.3 Anlagengröße 27

5.2.4 Dynamisches Verhalten 27
5.3 Prozesstechnische Auslegung 27
5.3.1 Speicherzyklus 27
5.3.2 Verdichter 29
5.3.3 Turbine 30
5.3.4 Wärmespeicher 30
5.3.5 Kavernen 31
5.3.6 Wirkungsgrad 31
5.4 Auslegungsvarianten 32
5.5 ScACAES Beispielprozess 33
6 SandTES – Wärmerspeicher 35
6.1 Bestandteile: 35
6.1.1 Wirbelschicht-Fließbett mit integriertem Rohrbündel 36
6.1.2 Sandspeicherbunker 37
6.1.3 Erhaltungsequipment (Becherwerk, Kompressor, Rekuperator) 38
6.2 Wirbelschicht 38
6.3 Mathematische Beschreibung 40
6.3.1 Gasströmung 40
6.3.2 Druckverluste 41
6.3.3 Wärmeübergang Wirbelschicht – Rohrbündel: 46
6.3.4 Wärmeleitung im Rohr 48
6.3.5 Wärmeübergang Rohr – Wärmeträgermedium: 48
6.3.6 Rohrströmung 49
7 Simulation - Modellbildung: 52
7.1 Modellierung der Druckluftspeicheranlage 52
7.2 Simulationsumgebung ENBIPRO 52
7.2.1 Erstellen einer Simulation und GUI 53
7.2.2 Implementierung einer Komponente 54
7.3 Modellbildung - SandTES 54
7.3.1 Wirbelschicht Wärmetauscher 55
7.3.2 Sandbunker 56
7.4 Mathematisches Modell des Fließbett - Wärmetauschers 56
7.4.1 Herleitung der Energiebilanzen 57
7.4.2 Modellgleichungen: 62
7.4.3 Stillstandsmodel: 67

7.4.4 Verschaltung ... 68
7.5 Verdichter ... 71
7.6 Kaverne ... 72
7.7 Turbine ... 72
8 Modellsimulationen ... 74
8.1 Simulationen SandTES allein ... 74
8.1.1 Modellvalidierung bzw. -Vergleich ... 74
8.1.2 Erstmaliges Anfahren bis zum stationären Zustand ... 76
8.2 Simulationen ScACAES Pilotanlage ... 78
8.2.1 Ausgangszustand ... 78
8.2.2 Ergebnisse – Vergleich der Auslegungsvarianten ... 78
8.2.3 Vergleich Drossel – Teillast Turbine (50 MW, 11) ... 80
8.2.4 Selbstentladerate - Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Stillstandszeit ... 81
8.2.5 Einfluss auf das umgebende Gestein - Temperaturverlauf in der „Kavernenwand“ ... 82
9 Schlussfolgerungen und Ausblick ... 84
Abbildungsverzeichnis ... 86
Tabellenverzeichnis ... 89
Literatur ... 90

Formelzeichen

Symbol	*Einheit*	*Bedeutung*
A	m^2	*Fläche*
Ar	-	*Archimedeszahl*
b	m	*Breite*
c	kJ/kgK	*spezifische Wärmekapazität*
c_p	kJ/kgK	*spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck*
c_v	kJ/kgK	*spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen*
d	m	*Durchmesser*
DB	€	*Deckungsbeitrag*
db	€/MWh	*spezifischer Deckungsbeitrag*
DoD	-	*Entladetiefe (depth of discharge)*
df	-	*Fluidisierungsgrad (degree of fluidization)*
E	MWh	*Energie*
F	N	*Kraft*
H	m	*geodätische Höhe*
g	m/s^2	*Schwerebeschleunigung*
h	kJ/kg	*spezifische Enthalpie*
h_v	kJ/kg	*Verdampfungsenthalpie*
h_0	kJ/kg	*spezifische Totalenthalpie*
j	kg/sm^2	*Massenstromdichte*
k	$W/(m^2K)$	*Wärmerdurchgangskoeffizient*
k_s	μm	*Äquivalente Sandrauigkeit*
l	m	*Länge*
m	kg	*Masse*
$\dot{m}$	kg/s	*Massenstrom*
$\bar{M}$	kg/mol	*Molare Masse des Fluidisierungsgases*
Ma	-	*Machzahl*
N	-	*Exponent zur Berechnung der partikelkonvektiven Nußelt-Zahl*
n	-	*Anzahl*
Nu	-	*Nußeltzahl*
P	MW	*Leistung*
p	bar	*Druck*
pr	€/MWh	*Strompreis*
$\overline{pr}$	€/MWh	*durchschnittlicher Strompreis*
Pr	-	*Prandtlzahl*
Δp	bar	*Druckdifferenz*
Q	kJ	*Wärme*
$\dot{Q}$	MW	*Wärmestrom*
R	kJ/kgK	*spezifische Gaskonstante*
R	kJ/kgK	*universielle Gaskonstante*
r	m	*Radius*
Re	-	*Reynoldszahl*

SD	-	*Selbstentladerate*
s	$kJ/(kgK)$	*spezifische Entropie*
s_w	m	*Wandstärke*
T	K	*absolute Temperatur*
t	s	*Zeit*
τ	s	*zeitliche Integrationsvariable*
u	m/s	*Geschwindigkeit*
$\dot{V}$	m^3/s	*Volumenstrom*
v	m^3/kg	*spezifisches Volumen*
W	kJ	*Arbeit*
w	kJ/kgK	*spezifische Arbeit*
Z	-	*Koeffizient zur Berechnung der partikelkonvektiven Nußelt-Zahl*
Δ	-	*Differenz*
Λ	m	*effektive freie Weglänge*
γ	h	*Speichergröße*
Γ	-	*Akkomondationskoeffizient*
ε	-	*Emissionsgrad*
ζ	-	*Druckverlustbeiwert*
η	-	*Wirkungsgrad*
ϑ	$°C$	*Temperatur*
κ	-	*Isentropenexponent*
λ	W/mK	*Wärmeleitfähigkeit*
χ	-	*Rohrreibungszahl*
μ	kg/ms	*dynamische Zähigkeit*
ν	m^2/s	*kinematische Zähigkeit*
π	-	*Druckverhältnis*
ρ	kg/m^3	*Dichte*
σ	$W(m^{-2}\ K^{-4})$	*Stefan-Boltzmann-Konstante*
ψ	-	*Porosität*
Ω	-	*Interpolationsfaktor zur Berechnung der Nußelt-Zahl*

Indizes

Symbol	*Bedeutung*
1,2,3,….	*Zustandspunkte nummeriert*
90°	*90° Kniestück*
A	*Austrittsgeschwindigkeit*
a	*außen*
ab	*abgeführt*
Base	*Grundlaststrompreis*
Bett	*Bett*
Blende	*Blende*
BW	*Becherwerk*
DB	*Düsenboden*
E	*Entladen*
eff	*effektiv*
el	*elektrisch*
f	*Fluidisierung*
FG	*Fludisierungsgas*
g	*Gas*
GB	*Gebläse*
ges	*gesamt*
Haube	*Haube*
HEX	*Wärmetauscher (Heat Exchanger)*
HTF	*Wärmeträgermedium (Heat Transfer Fluid)*
L	*Laden, Laminar, am Lockerungspunkt*
leer	*leer*
LK	*Luftkissen*
Luft	*Luft*
i	*Innen, Summenindex*
in	*am Eintritt; bezogen auf Einspeichervorgang*
j	*Summenindex*
m	*Mittelwert*
max	*maximal*
mech	*mechanisch*
min	*minimal*
N	*Nenngröße, im Auslegungspunkt*
neg	*negativ*
orig	*original*
out	*am Austritt; bezogen auf Ausspeichervorgang*
p	*Partikel, konstanter Druck*
Peak	*Spitzenlaststrompreis*
pos	*positiv*
Rohr	*Rohr*
RS	*Rohrströmung*
Ref	*Referenz*

RL	*Regelleistung*
PL	*Teillast (Part-Load)*
r	*radiation*
S	*Strahlung*
Sand	*Sand*
STP	*Storage Powder; Sand*
s	*Isentrop*
Sp	*Speicher*
Spot	*Spotmarkt*
t	*technisch*
Turb	*Turbine*
Umg	*Umgebung*
V	*bezogen auf Volumen*
Vent	*Ventil*
Verd	*Verdichter*
Verlust	*Verlust*
vert	*vertikal*
voll	*voll*
WS	*Wirbelschicht*
WB	*Windbox*
WP	*zwischen Wand und Partikel*
zu	*zugeführt*
ZK	*Zyklus*

Abkürzungen

AACAES..... ADVANCED ADIABATIC COMPRESSED AIR ENERGY STORAGE

AP..... AUSLEGUNGSPUNKT

CAES..... COMPRESSED AIR ENERGY STORAGE

DB ..... DECKUNGSBEITRAG

DoD..... DEPTH OF DISCHARGE – ENTLADETIEFE

EE..... ERNEUERBARE ENERGIETRÄGER

ENBIPRO/EP..... ENERGIE BILANZ PROGRAMM

FG..... FLUIDIZATION GAS

HTF..... HEAT TRANSFER FLUID

GT..... GAS TURBINE

MRL ..... MINUTENRESERVELESITUNG

MT..... MATLAB TOOL

PL..... PART-LOAD

PRL..... PRIMÄRREGELLEISTUNG

REL..... RELATIV, AUF DEN WERT IM AUSLEGUNGSPUNKT BEZOGEN

SCACAES..... SALIN CAVERN ADIABATIC COMPRESSED AIR ENERGY STORAGE

SANDTES ..... SAND THERMAL ENERGY STORAGE

SD..... SELF DISCHARGE – SELBSTENTLADERATE

SP ..... SPEICHER

SRL ..... SEKUNDÄRREGELLEISTUNG

STP..... STORAGE POWDER

VDI ..... VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE

WB..... WINDBOX

ZK..... ZYKLUS

1 Einleitung

Fossile Brennstoffe sind Energieträger in denen Sonnenenergie durch natürliche Umwandlungsprozesse gespeichert wurde. Damit kann diese somit zeitlich und örtlich unabhängig und oftmals schon mit geringem technischem Aufwand kostengünstig und bedarfsgerecht genutzt werden. Eine Eigenschaft die in dieser Form keine weiteren Primärenergieträger teilen. Beispielsweise sind Sonnen-, Wind- und Wasserkraft wetter- bzw. jahreszeitabhängig, Kernenergie ist technisch nur sehr aufwändig zu gewinnen und biogene Energieträger sind den Fossilen ökonomisch unterlegen[1]. Dementsprechend hat sich bis heute ein Energiesystem entwickelt, dessen globales Primärenergieaufkommen zu ca. 80% auf Kohle, Öl und Gas basiert. Eine Tatsache, die aus mehreren Blickpunkten problematisch zu betrachten ist. Das zur Neige gehen dieser erschöpfbaren Ressourcen, die Importabhängigkeit von großteils politisch instabilen Abbau- und Transitregionen gekoppelt mit den negativen ökologischen Auswirken der Treibhausgasemissionen machen eine Umgestaltung in die Richtung eines auf nachhaltigen, dezentralen und erneuerbaren Energieträgern basierenden Energiesystems früher oder später unumgänglich.

Aus dieser Motivation heraus ließ die EU-Kommission die sogenannte Roadmap 2050 erstellen. Dabei wurden aufbauend auf Potenzialberechnungen zur Entwicklung Erneuerbarer Energien mehrere Szenarien und Strategien erstellt, die es ermöglichen, die energiepolitischen, ökologischen und wirtschaftlichen Ziele der Europäischen Union gemeinsam zu erreichen. Demnach könnten Anteile von bis zu 59% des Primärenergieverbrauchs und sogar bis zu 85% in der Stromerzeugung aus erneuerbaren Quellen stammen [2]. Bild 1 zeigt, wie die Anteile verschiedener Primärenergieträger hierzu für die Jahre 2030 und 2050 im Vergleich zum Referenzjahr 2005 aussehen könnten.

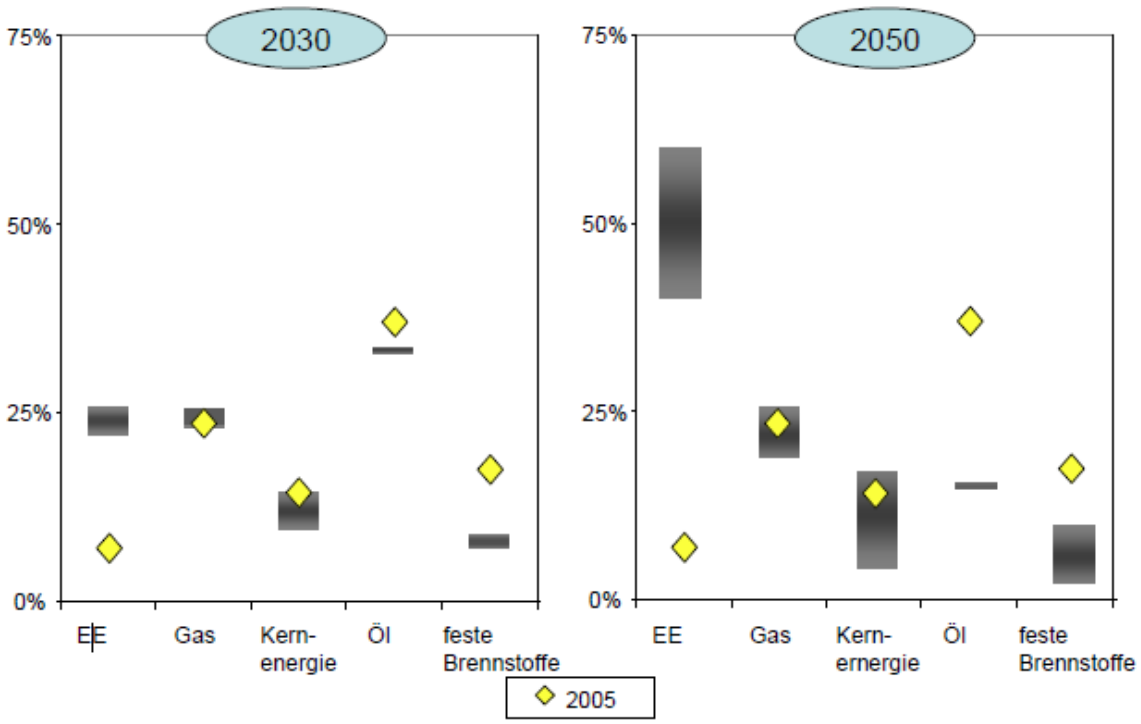


Bild 1: Prognostizierte Anteile verschiedener Energieträger am Primärenergieaufkommen in der Europäischen Union für die Jahre 2030 und 2050 im Vergleich zum Referenzjahr 2005 [2]

Bezugnehmend auf die elektrische Energieversorgung weisen Windkraft und Photovoltaik sowohl regional als auch global die größten Ausbaupotentiale der sogenannten „neuen Energien“ auf und stellen damit die Säulen der zukünftigen Energieproduktion dar. Eine der größten Herausforderungen dabei ist die gesellschaftliche Akzeptanz der Umstrukturierung. Eingriffe ins Landschaftsbild durch Windparks, Stromtrassen und Photovoltaikanlagen gekoppelt mit einem möglichen Energiekostenanstieg und etwaige Probleme bei der weiteren Gewährleistung der Versorgungssicherheit in Zeiten erheblicher unprognostizierter Über- oder Unterproduktion können diesbezüglich als problematisch angesehen werden [3].

Aus technischer Sicht gilt es das Problem der bedarfsgerechten Bereitstellung der vorwiegend volatilen nicht bedarfsgerechten Erzeugung erneuerbarer Energiequellen zu lösen. Dies kann einerseits durch eine erhöhte Flexibilität in Erzeugung und Verbrauch geschehen, andererseits nehmen Energiespeicher als Bindeglied eine zentrale Rolle ein [5], [6].

Obwohl diese bereits heute ein fester Bestandteil unseres Energieversorgungssystems sind, wird ihr Beitrag – außerhalb der technischen Ebene – kaum wahrgenommen. Ein Großteil der derzeit bestehenden Speicher wurde vorrangig für den Lastausgleich infolge einer Einsatzoptimierung großer, zentraler und begrenzt regelbarer Erzeugungseinheiten errichtet. Wie in Bild 2 dargestellt lässt sich, beginnend mit Anfang der 60er Jahre ein großer Anstieg der global installierten Speicherkapazitäten verzeichnen, der erst Ende der 90er Jahre, als allgemein ein Umdenken in Richtung einer vermehrt dezentralen Energieversorgung stattfand, etwas abschwächte.

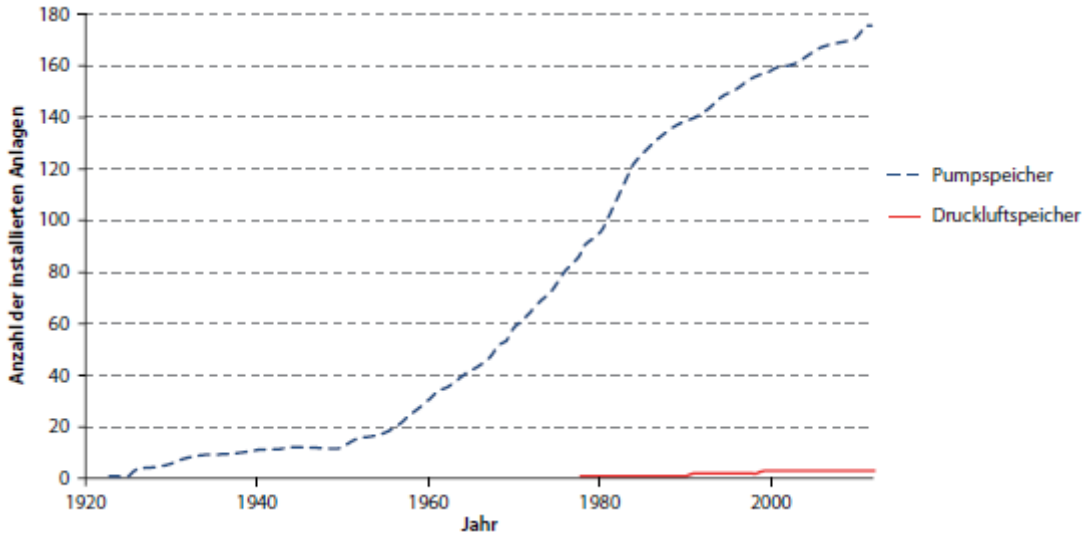


Bild 2: Installierte Energiespeicherkapazitäten [5]

Die zentrale Frage ist jedoch, wie der zukünftige Speicherbedarf aussieht. Eine für dessen Abschätzung aussagekräftige Größe ist die sogenannte Residuallast, jene Netzlast die nach Abzug der erneuerbaren Erzeugung gedeckt werden muss. Bild 3 zeigt die Jahresdauerlinien der Residuallast Deutschlands für prognostizierte Ausbauszenarien Erneuerbarer Energien von 40%, 63% und 85%. Die grün bzw. violett gefärbten Flächen kennzeichnen den Einsatz von Speichern, sowohl im positiven (Entladen), als auch im negativen (Laden) Leistungsbereich. Daraus erkennt man, dass bei einem Anteil von 63% erneuerbarer im Strommix neue Speicherkapazitäten benötigt werden, jedoch im 40% Szenario die heute installierte Speicherkapazität noch ausreicht.

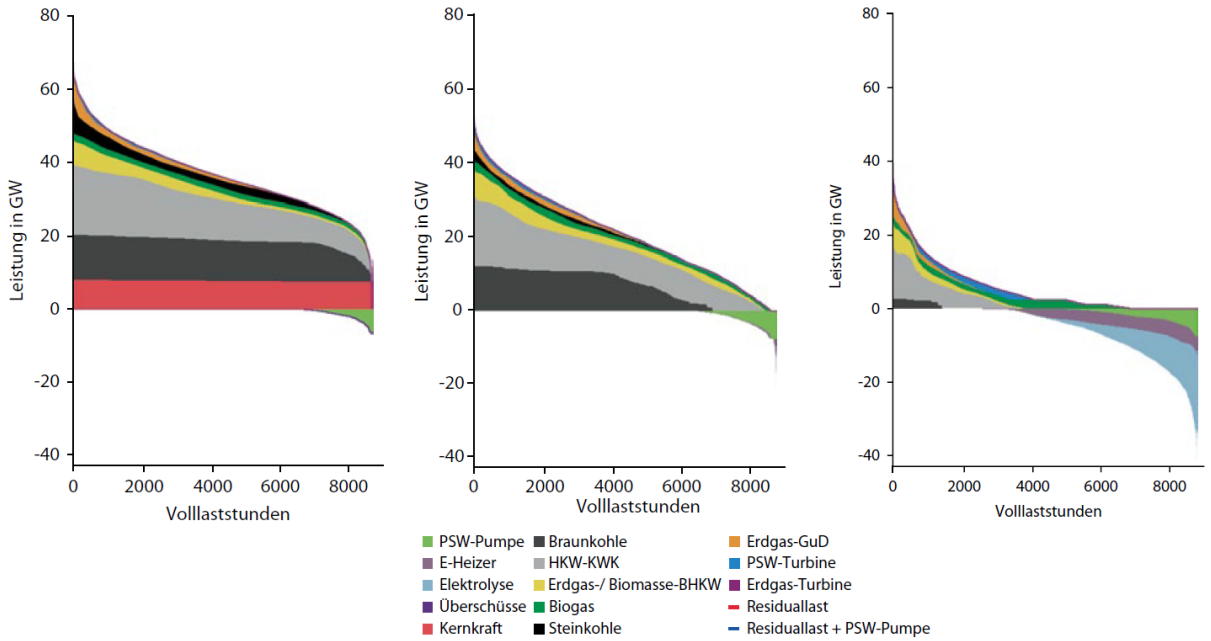


Bild 3: Anteile der wichtigsten Energieträger in der Stromproduktion Deutschlands gezeigt anhand der Jahresdauerlinien der Residuallast für erneuerbare Anteile im Strommix von jeweils 40%, 63% und 85% [5]

Aus technischer Sicht stellt sich in weiterer Folge die Frage, welche Technologien zur Deckung des zukünftigen Speicherbedarfes eingesetzt werden könnten. Pumpspeicher, die bisher einzige großtechnisch weit verbreitete Energiespeichertechnologie, können jedoch nur in gebirgigen Regionen errichtet werden. Weiters stehen einer Umsetzbarkeit heutzutage, anders als im 20. Jahrhundert, weitumfassende Umweltverträglichkeitsverfahren und infolgedessen eine große Einschränkung potentiell geeigneter Standorte sowie hohe Investitionskosten bei vergleichsweise geringen Anlagenrenditen entsprechend der derzeitigen Situation am Energiemarkt im Wege [7].

Aufgrund dieser Schwierigkeiten und Hindernisse einer Erweiterung der Pumpspeicherkapazität ist es nötig, sich nach alternativen Speichertechnologien umzusehen. Hinsichtlich Leistung, Kapazität und Betriebscharakteristik stellen dabei Druckluftenergiespeicher (AACAES, CAES) die aussichtsreichste Technologie zur Ergänzung der bereits bestehenden Pumpspeicher dar. Bei einer Nachnutzung als Druckluftspeicher können im Zuge der Salzgewinnung ausgesolte, bereits bestehende Kavernen einen wertvollen Beitrag zur Deckung des zukünftigen Speicherbedarfs leisten.

2 Energiespeicherung

Vorausgehend der Konzeption einer Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage (AACAES) – Anlage wird hier das Thema Energiespeicherung etwas allgemeiner abgehandelt. Zuerst werden Definitionen der wichtigsten Kenngrößen und Beurteilungskriterien angeführt, sodass am Anschluss verschiedene Speichertechnologien analysiert, verglichen und Vor- bzw. Nachteile ausgemacht werden können.

2.1 Definitionen

Speicher:
„Ein Speicher ist eine Einrichtung zur Bevorratung, Lagerung und Aufbewahrung von Gütern“. [5]

Energiespeicher:
Dieser Begriff hat eine Reihe unterschiedlicher Bedeutungen. Beispielsweise kann damit der Speicherbehälter selbst (Warmwasserspeicherkessel), das Speichermedium (Wasserstoff, Luft…) oder aber auch die gesamte Peripherie des Energiespeichersystems (Pumpspeicher) gemeint sein. Allgemein lässt sich folgende Definition daraus ableiten:

„Ein Energiespeicher ist ein System, das eine Energiemenge kontrolliert aufnehmen (Beladung), sie über einen im Kontext relevanten Zeitraum in einem Speichermedium zurückhalten (Speicherung) und in einem gewünschten Zeitraum wieder kontrolliert abgeben kann (Entladung).“ [8]

Wirkungsgrad:
Ist ein dimensionsloses Maß für die Güte eines energietechnischen Prozesses und beschreibt das Verhältnis aus der nach einem energietechnischen Prozess nutzbaren Energie zur zugeführten Energie.

$$\eta = \frac{W_{ab}}{W_{zu}} \qquad (2.1)$$

Energieverlust:
Der nach dem Vorgang nicht mehr nutzbare Teil der zugeführten Energie wird als Energieverlust bezeichnet.

$$W_{Verlust} = W_{zu} - W_{ab} = W_{zu}\,(1-\eta) \qquad (2.2)$$

Speicherzyklus:
Beschreibt die Gesamtheit aus den aufeinanderfolgenden Einzelvorgängen Laden, Speicherung und Entladen in einer solchen Form, dass der Endzustand gleich dem Anfangszustand entspricht.

Lebensdauer:
Diese wird bei Energiespeichern zumeist als Anzahl von Speicherzyklen angegeben; in manchen Fällen wird sie auch als Kalendarische Lebensdauer angeführt.

Selbstentladerate (Self Discharge):
„Anteil der während einer Zeitspanne durch Selbstentladung verlorenen gespeicherten Energie, die Selbstentladungsrate SR gibt an, wie viel Prozent der gespeicherten Energie W_{sp} über einen Zeitraum durch Selbstentladung ungenutzt an die Umwelt abgegeben werden“ [5]

$$SD(t) = \frac{W_{Verlust}(t)}{W_{Sp}} \qquad (2.3)$$

Folgendes Bild 4 zeigt die Umwandlungskette eines Energiespeichersystems. Ein vollständiger Speicherzyklus setzt sich aus den Einzelvorgängen „Laden“, „Speicherung“ (Halten) und „Entladen“ zusammen. Da jeder Vorgang verlustbehaftet sein kann setzt sich der Gesamtwirkungsgrad der Speicherung (=Zykluswirkungsgrad) aus den Einzelwirkungsgraden zusammen:

$$\eta_{ZK} = \eta_L \, \eta_{SP}(t) \, \eta_E \qquad (2.4)$$

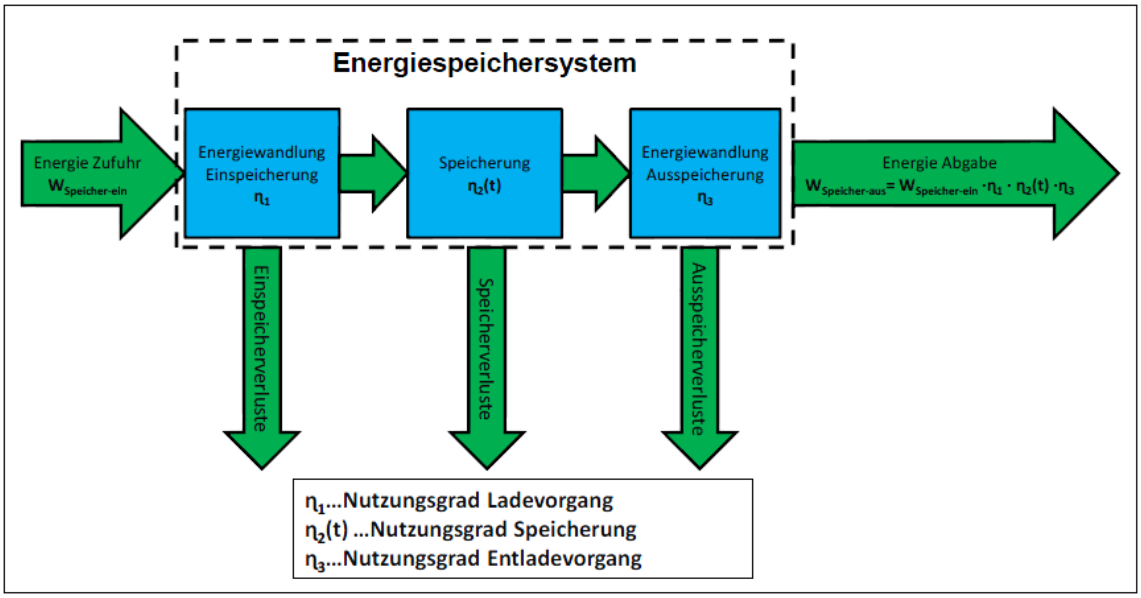


Bild 4: Umwandlungskette der Energiespeicherung [9]

Speicherkapazität:
Beschreibt die maximale beim Ausspeichern zur Verfügung stehende Energiemenge

$$\Delta W_{max} = W_{voll} - W_{leer} \qquad (2.5)$$

Energiespeicherdichte:
Gibt die gravimetrische bzw. volumetrische Energieaufnahmefähigkeit eines Speichersystems wieder. Dabei wird die Speicherkapazität entweder auf das Volumen oder die Masse des Speichermediums bezogen.

$$w = \frac{\Delta W_{max}}{m} \quad , \quad w_V = \frac{\Delta W_{max}}{V} \qquad (2.6)$$

Entladetiefe (depth Of discharge):
Beschreibt den Prozentsatz eines Speicherinhalts bzw. -zustands bezogen auf die Gesamtkapazität des Speichers.

$$DoD = \frac{\Delta W}{\Delta W_{max}} \qquad (2.7)$$

Speicherleistung:
Ist die beim Ausspeichern maximal mögliche Leistung

$$P_{max} = max(P_{out}) \quad (2.8)$$

Leistungsgradient:
Beschreibt die maximale zeitliche Veränderung der Leistung beim Laden oder Entladen und wird meist in MW/min angegeben.

Speichergröße:
Ist das Verhältnis aus Speicherkapazität und Speicherleistung und kann auch aufgefasst werden als die Zeit die ein Speicher benötigt um die volle Speicherkapazität bei voller Speicherleistung auszuspeichern.

$$\gamma = \frac{\Delta W_{max}}{P_{max}} \quad (2.9)$$

Aktivierungszeit:
Zeit, die der Speicher benötigt um seine volle Leistung beim Ein- oder Ausspeichern bereitzustellen.

Energieträger:
„*Ein Energieträger ist ein Stoff, der Energie gespeichert hat. Er befindet sich in der Speichereinheit eines Energiespeichers*.“ [5]

Man unterscheidet hier zwischen Primärenergieträger und Sekundärenergieträger. Als Primärenergie kann jede Form der Energie bezeichnet werden, die noch keiner technischen Umwandlung unterzogen wurde. Natürliche Umwandlungsschritte wie die Photosynthese gelten dabei nicht als technische Umwandlung. Diese Kategorisierung ist unabhängig von der Energieform, beispielsweise ist Erdgas als Primärenergie einzustufen während durch Methanisierung hergestelltes Methan als Sekundärenergie einzustufen ist.

Stromgestehungskosten:
Technologiespezifische Kosten für die Erzeugung von elektrischem Strom aus einer anderen Energieform. Dabei inkludiert sind die Kapitalkosten der Anlage, gegebenenfalls auch inklusive Fremdkapitalanleihen, fixe und variable Betriebskosten, sowie Brennstoffkosten. Diese Summe wird über den angestrebten Betriebszeitraum diskontiert und einheitsbezogen, in der Regel in € pro Megawattstunde dargestellt.

2.2 Anwendungen

Bild 5 zeigt beispielhaft eine Umwandlungskette im Energiesystem. Prinzipiell kann Energiespeicherung an jeder Stelle der Kette stattfinden, dementsprechend ergibt sich auch ein äußerst vielseitiger Aufgabenbereich für Speicher.

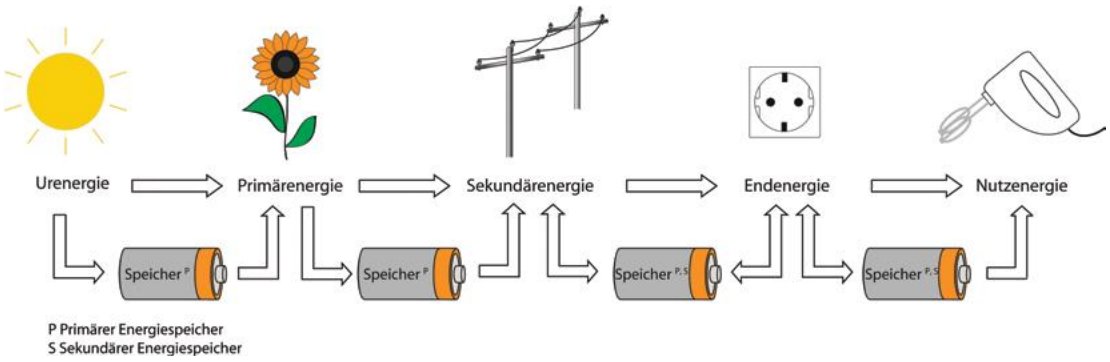


Bild 5: Umwandlungskette eines Energiesystems [5]

Hier werden die wichtigsten Anwendungen von großindustriellen Energiespeichern vorgestellt und technologiespezifische Eignungskriterien angeführt.

- Lastausgleich (load leveling):
In Zeiten geringer Stromnachfrage kann es vermieden werden, sogenannte Must-run Kraftwerke oder große, schwer regelbare Erzeugungseinheiten herunterzufahren oder in einem ökonomisch unrentablen Teillastbereich zu betreiben. Anstatt dessen können dann die Speicher geladen werden.

- Spitzenlastregelung (peak shaving):
Die zur Deckung von Lastspitzen benötigte zusätzliche Erzeugungsleistung wird durch Speicher bereitgestellt. Die hierfür benötigte Energie beziehen die Speicher in Zeiten des „load – levelings“. In Bild 6 sind die beiden eben genannten Anwendungen in kombinierter Form dargestellt.

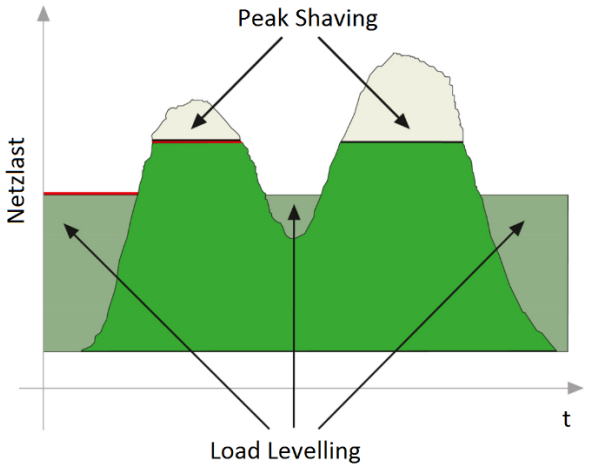


Bild 6: Beispielhafter Stromlastverlauf zur Darstellung der Spitzenlastdeckung [8]

- Betriebsunterstützung für optimierten Betrieb konventioneller Kraftwerke:
Große konventionelle Erzeugungseinheiten wie beispielsweise Kern- oder Kohlekraftwerke weisen zwar niedrige Stromgestehungskosten auf, sind jedoch nur begrenzt regelbar. Zusammen mit einem Speicher wird daraus ein Hybridkraftwerk und es verbessert sich die Teillastfähigkeit und das dynamische Verhalten, da steilere Lastgradienten gefahren werden können. Ein Beispiel hierfür ist der Druckluftspeicher in Huntorf als Unterstützung des Kernkraftwerkes Unterweser.

- Bereitstellung von Regelleistung (Glättung von zufälligen Schwankungen):
Erzeugung und Verbrauch müssen jederzeit ausgeglichen sein. Die Hauptaufgabe der Regelleistung ist

die praktisch ständig auftretenden Fahrplanabweichungen, resultierend aus Prognosefehlern oder ungeplanten Betriebsstörungen, zu korrigieren (halten der 50 Hz Netzfrequenz!). Durch den stetig steigenden Anteil volatiler erneuerbarer Quellen wird dieser Anwendung eine immer wichtigere Rolle zu teil. Der Vorteil von Energiespeichern hierbei ist, dass sie sowohl für positive als auch negative Regelleistungsbereitstellung eingesetzt werden können.

- Langzeitspeicherung (Wochen- bis Monatsfrist):
Der Speicher wird zur Bevorratung großer Energiemengen genutzt um in Zeiten größerer Nachfrage darauf zurückgreifen zu können. Das beste Beispiel hierfür sind Gasspeicher zur Deckung des erhöhten Gasbedarfs in langen Kälteperioden im Winter.

- Vermeidung von Netz- und Betriebsmittelüberlastung:
Zu Spitzenlastzeiten kann es vorkommen, dass die Netzkapazität nicht ausreicht um die Erzeugungsleistung aus einem bestimmten Gebiet abzutransportieren bzw. zu verteilen. Dies kann speziell dann eintreten, wenn zu Starkwindzeiten wesentlich mehr eingespeist wird als prognostiziert. Durch Befüllen von Speichern können derartige Kapazitätsengpässe vermieden werden.

- Schwarzstartfähigkeit (*black start capability*):
Bei einem Zusammenbruch eines Stromnetzes besteht eine Verpflichtung des sukzessiven Wiederaufbaus seitens der Netzbetreiber. Diese Aufgabe muss von Erzeugungseinheiten erfüllt werden, die ohne Energiebezug aus dem Netz hochgefahren werden können, eine Eigenschaft die vor allem viele Speicher aufweisen

- Minimierung von Strombezugskosten:

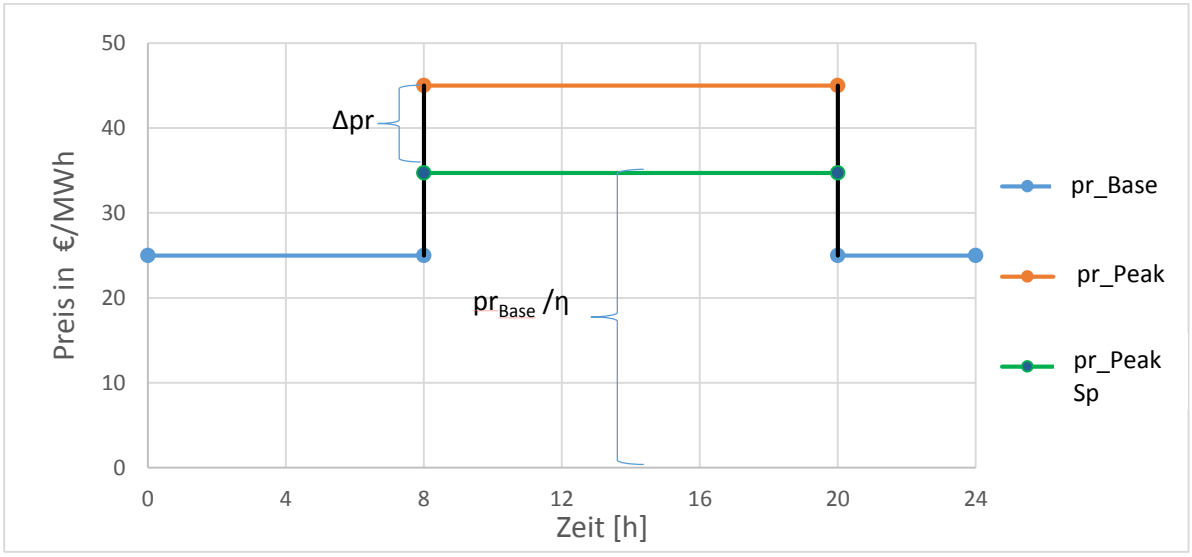


Bild 7: Minimierung des Peak-Preises durch Speicherung

$$\Delta pr = pr_{Peak} - \frac{pr_{Base}}{\eta} > 0 \qquad (2.10)$$

Durch den Einsatz eines Speichers ist es speziell für große Stromverbraucher möglich, hohe Strompreise zu Zeiten großer Nachfrage zu umgehen. Man bezieht dazu zu Zeiten geringer Nachfrage und niedriger Strombezugskosten („Base“) mehr Energie als benötigt, speichert diese und entlädt den Speicher anstatt hohe Strombezugskosten („Peak“) bei großer Nachfrage zu bezahlen. Wie in Bild 7

gezeigt, muss dazu der Peak Preis höher sein als der Base Preis gebrochen durch den Speicherwirkungsgrad.

2.3 Klassifizierung von Energiespeichern

Bild 8 zeigt einen Überblick über die verschiedenen Klassifizierungsebenen von Energiespeichern.

Bild 8: Klassifizierung von Energiespeicherarten [5]

Eine sehr anschauliche, mehrere Ebenen übergreifende Klassifizierung erfolgt mithilfe der in Bild 9 gezeigten doppelt logarithmischen Portfoliodarstellung. Anhand der auf der Abszisse aufgetragenen Speicherkapazität und der Ausspeicherdauer auf der Ordinate erhält man eine Vorstellung über die technologiespezifischen Größenordnungen und somit auch über eine entsprechende Eignung für bestimmte Anwendungen und Netzebenen. Ebenso lässt sich daran ausmachen, welche Speicherkonzepte untereinander Konkurrieren und wo anwendungsspezifische Vor- bzw. Nachteile bestehen.

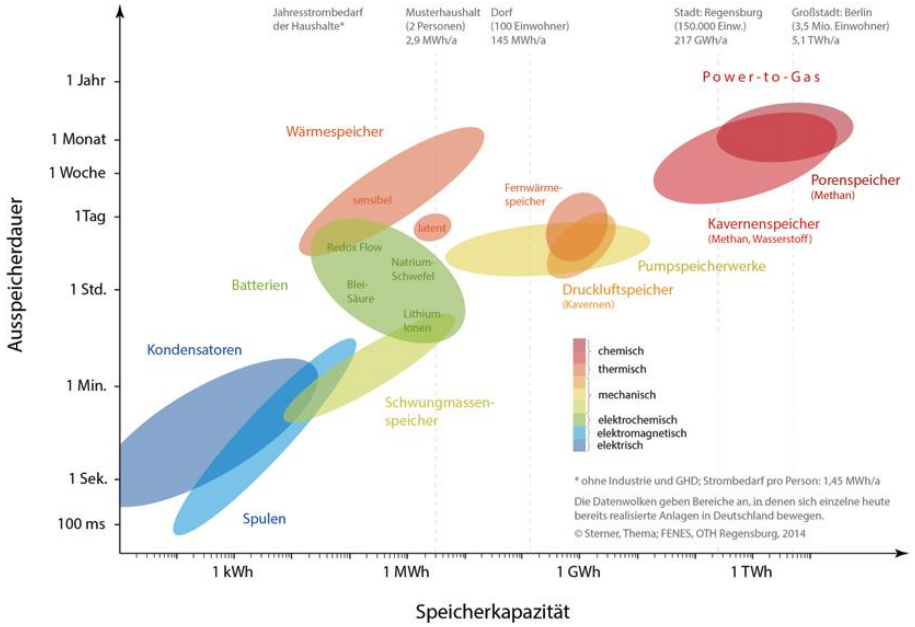


Bild 9: Darstellung verschiedener Energiespeicher im Ragone-Diagramm (Speicherkapazität – Ausspeicherdauer) [5]

2.4 Vergleich – Pumpspeicher/Druckluftspeicher

Aufgrund dessen, dass sich die Anwendungsbereiche beider Technologien weitflächig überlappen, können die Druckluftspeicher als Substitut für Pumpspeicher betrachtet werden. Die Speicherdauer

der im großtechnischen Bereich angeordneten Konzepte kann zwischen wenigen Stunden bis zu mehreren Tagen variieren, jedoch sind sie eher den Kurzzeitspeichern zuzuordnen. Für einen aussagekräftigen Vergleich wird die Evaluierung auf ökonomischer Ebene anhand der in Tabelle 1 gelisteten Parameter fortgesetzt [8].

Tabelle 1: Technisch – ökonomischer Vergleich von Pump- und Druckluftspeicher [8]

Technologie	Pumpspeicherkraft-werk	Wasserpump-speicher, Bergwerk	Druckluftspeicher, diabatisch	Druckluftspeicher, adiabatisch
Max. Zyklenzahl	20 000		30 000	30 000
Anlagenlebensdauer [a][a)]	50 – 100		< 50	< 50
Zyklenwirkungsgrad[b)] (elektrisch) [%]	≤ 80		42 (Huntdorf, D) 54 (McIntosh, USA)	70
Spez. Energiedichte [Wh kg^{-1}]	abhängig von Höhendifferenz durchschnittlich ca. 0,7	abhängig von Höhendifferenz durchschnittlich ca. 0,7		
Volum. Energiedichte [Wh L^{-1}]	abhängig von Höhendifferenz durchschnittlich ca. 0,7	abhängig von Höhendifferenz durchschnittlich ca. 0,7	2 – 5	2,9
Spez. Leistungsdichte [W kg^{-1}]				
Investitionskosten, Leistung (System) [€ kW^{-1}]	500 – 1000	1800	1000	1000
Investitionskosten Kapazität (System) [€ kWh^{-1}]	5 – 20	25	≥ 40	≈ 80

Hier ist zu erkennen, dass adiabate Druckluftspeicher den Pumpspeichern hinsichtlich Investitionskosten und Wirkungsgrad unterlegen sind, ein Vorteil ist jedoch, dass höhere Energiedichten erreicht werden können. Während Pumpspeicher die bisher einzige großtechnisch etablierte Technologie ist, befindet sich hingegen noch kein adiabater Druckluftspeicher in Betrieb.

Die geologisch-topografischen Anforderungen beider Technologien sind unterschiedlich. Bei Pumpspeichern bedeuten große Höhendifferenzen hohe Energiespeicherdichten und große oberflächliche Speicherbecken große Gesamtspeicherkapazität. Trotz des hohen theoretischen und technischen Pumpspeicherpotentials sind die Standorte für die Realisierung neuer Anlagen äußerst beschränkt. Einerseits führen hohe Umweltstandards, ein Wettbewerb im Gebrauch von immer kostbareren Wasserressourcen und gesellschaftliche Akzeptanz zu langen Genehmigungsverfahren, andererseits stellen Investitionsrückflusszeiten von mehr als 30 Jahren weitere Hindernisse dar. Daraus resultiert ein nutzbares Druckluftspeicherpotential in Deutschland von etwa 20 GWh. Demgegenüber wird das Ausbaupotential für Druckluftspeicher unter Nutzung von Salzkavernen auf ein Gesamtvolumen von 200 Millionen m³ geschätzt, was, je nach Anlagentyp, einer Speicherkapazität von 600-900 GWh entspricht. Gerade im deutschen Energiesystem könnte die Druckluftspeicherung zum Ausgleich großer Lastschwankungen infolge eines hohen Anteils an volatiler Energiequellen eine essentielle Rolle einnehmen. [5],[7]

3 Druckluftspeicherung

Aufgrund seiner allerorts nahezu unbegrenzten und kostenlosen Verfügbarkeit stellt Umgebungsluft ein unkompliziertes Medium zur Energiespeicherung dar. Diese erfolgt dabei mechanisch durch die bei der Kompression entstehende Druckdifferenz. Während sich Druckluft als Energieträger in industriellen Anwendungen zur Bereitstellung von mechanischen Energiedienstleistungen wie beispielsweise Bohren, Pressen, Reinigen bereits flächendeckend etabliert hat, ist seine Bedeutung in der Energieversorgung bisher eher gering.

3.1 Allgemeiner Prozess

Druckluftspeicheranlagen speichern Energie, indem sie Umgebungsluft unter Aufnahme elektrischer Leistung aus dem Netz komprimieren und in ein von seiner Umgebung dicht abgeschottetes Speichervolumen leiten. Während des Ausspeichervorgangs wird die in diesem Volumen gespeicherte unter Überdruck stehende Luft im Turbinenteil wieder entspannt und somit elektrische Leistung wieder abgegeben. Dieser fundamentale Prozess (Bild 10) ist also dem in einer stationären Gasturbinenanlage (Bild 11) ablaufenden Joule-Prozess sehr ähnlich.

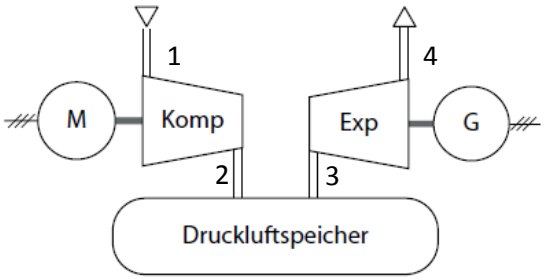


Bild 10: Druckluftspeicherprozess

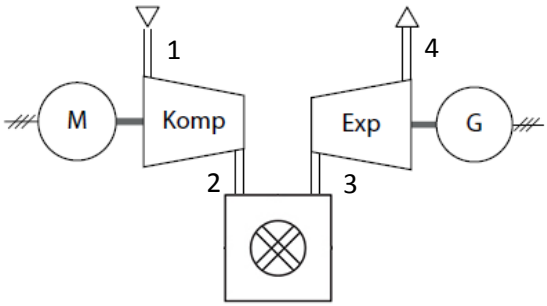


Bild 11: Gasturbinenprozess

1→2: adiabate Kompression	1→2: adiabate Kompression
2→3: isobare Zwischenspeicherung	2→3: isobare Wärmezufuhr
3→4: adiabate Entspannung	3→4: adiabate Entspannung

Der Unterschied besteht in dem Prozess der zwischen Verdichtung und Entspannung durchlaufen wird (2→3). Bild 12 und Bild 13 zeigen den Vergleich der T,s-Diagramme von offenem Gasturbinen und adiabatem Druckluftspeicherprozess. Während beim GT - Prozess zwischen den Zustandspunkten 2 und 3 die Zufeuerung stattfindet, wo Wärme zugeführt wird, findet im anderen Fall an dieser Stelle die Speicherung statt, die mit einem Wärmeverlust verbunden ist. Wenn man die Einzelprozesse der Kompression und Entspannung von beiden Technologien vergleicht, so fällt auf, dass die Betriebsbedingungen der Turbine etwas verschieden sind: Nimmt man vereinfachenderweise an, dass der Druckabfall durch die Speicherung bzw. Brennkammer gleich ist, so wird zwar das gleiche Druckverhältnis abgearbeitet, jedoch wird die Turbine bei der Druckluftspeicherung auf einem niedrigeren Temperaturniveau betrieben. Dies ist mithilfe beider T,s-Diagramme ebenfalls gut zu erkennen. Aufgrund dessen ist die spezifische Turbinenarbeit (Zustandsänderung von 3 nach 4) bei der

Gasturbine größer als die des Verdichters, während sie im reinen Speicherprozess, entsprechend dem 1. und 2. Hauptsatz nur kleiner sein kann.

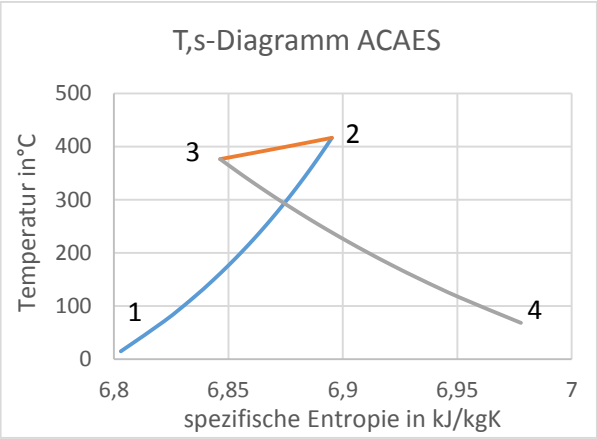


Bild 12: T,s-Diagramm adiabate Druckluftspeicherung

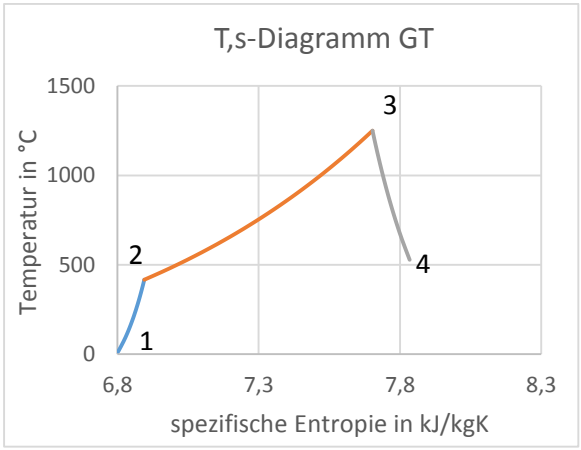


Bild 13: T,s-Diagramm offener GT-Prozess

Die Möglichkeiten der Umsetzung eines Druckluftspeicherprozesses sind sehr vielseitig. Der Prozess kann u.a. diabat (mit Zusatzfeuerung vor der Entspannung), adiabat (durch die Verwendung eines Wärmespeichers) oder isotherm (dabei erfolgen Kompression und Entspannung diabat, sodass die Lufttemperatur annähernd konstant bleibt) stattfinden, auch könnte die Luft in flüssiger Form gespeichert werden (Bild 14).

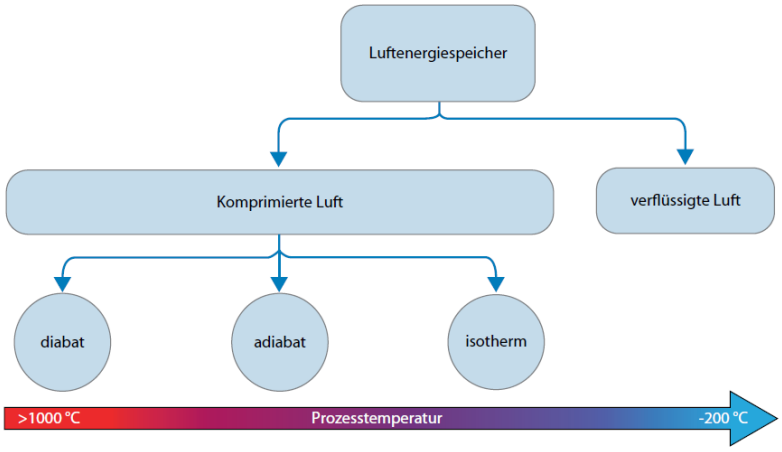


Bild 14: Möglichkeiten Druckluftspeicherung [5]

Ebenso kann die Speicherung der Luft in verschiedenartigen Reservoirs erfolgen: Neben den bereits realisierten Speicherungen in unterirdischen Kavernen wurde beispielsweise die Speicherung in porösen Gesteinsschichten, aufgelassenen Untertagebergwerken oder aber auch in elastischen membranartigen Unterwasserbehältern untersucht [7],[8]. Die größte Herausforderung dabei ist, dass die Luft bei der Kompression nicht nur eine Drucksteigerung erfährt sondern auch eine Temperaturerhöhung und letztere technisch weitaus größere Schwierigkeiten mit sich bringt.

Im Verdichter selbst darf die Gastemperatur, materialtechnisch bedingt, eine gewisse Grenze nicht überschreiten. Mit derzeit eingesetzten Materialien lassen sich Temperaturen von über 400°C kaum erreichen [12]. Verdichtet man Umgebungsluft von 15°C und 1,01325 bar, so wird diese Grenze bereits

bei 14bar erreicht. Um auf höhere Drücke gelangen zu können muss deshalb während der Kompression, gegebenenfalls auch mehrmals, zwischengekühlt werden.

Auch bei der eigentlichen Luftspeicherung sind hohe Temperaturen äußerst unvorteilhaft. Wenn überhaupt technisch möglich, dann wäre ein Speicherreservoir in dem die Druckluft bei hohen Temperaturen gespeichert werden könnte für eine derartige Anwendung ökonomisch äußerst unrentabel, weshalb man dieses Problem technisch so löst, dass man die Luft zuerst abkühlt bevor sie in den Speicher geleitet wird. Diese kalte Luft muss dann nach der Speicherung wieder erwärmt werden bevor sie in den Turbinenteil geleitet wird.

3.2 Stand der Technik

Obwohl bereits in den 1940er Jahren erste Ideen der elektrischen Energiespeicherung in Form von Druckluft entstanden sind blieb dieses Prinzip im Anschluss von Industrie und Wissenschaft weitestgehend unbeachtet. Erst in den 1960er Jahren wurde dies in Folge der Verbreitung großer zentraler Erzeugungseinheiten wie Kern- bzw. Kohlekraftwerke wieder aufgegriffen. Speicher als Betriebsunterstützung zum Lastausgleich bzw. gegebenenfalls als Schwarzstartreserve machten es möglich den Betrieb jener Kraftwerke ökonomisch weiter zu optimieren bzw. die Versorgungssicherheit zu erhöhen. Wo auch immer möglich bediente man sich dabei Pumpspeichern. Das nicht vorhandene Pumpspeicherpotential und die günstige geologische Situation für Kavernenspeicherung in der norddeutschen Tiefebene führten zum Bau des ersten Druckluftspeichers in Huntorf in der Nähe von Bremen zur Betriebsunterstützung des nahegelegen Kernkraftwerks Unterweser [13].

3.2.1 Diabate CAES

In den beiden derzeit existierenden Anlagen wurden diabate Prozesse umgesetzt, welche im Folgenden technisch genauer erklärt werden.

3.2.2 Huntorf

Die Speicherung der Druckluft erfolgt hier in zwei Salzkavernen mit einem gemeinsamen Fassungsvermögen von ca. 310.000 m³ in einem Druckbereich zwischen 46 und 72 bar. Während des Verdichtungsprozesses bei der Einspeicherung muss die Luft mehrmals zwischengekühlt werden, aus folgenden Gründen. Einerseits darf die Temperatur im Verdichter aus Gründen der Materialbelastung nicht zu hoch werden, andererseits verringert sich dadurch die spezifische Verdichterleistung. Vor dem Eintritt in die Kaverne muss nochmals auf etwa 50°C abgekühlt werden, um die Temperaturbelastung auf das umliegende Salzgestein zu minimieren. Beim Entladen wird die Luft zunächst auf 42 bar gedrosselt und anschließend in der Hochdruckbrennkammer durch Erdgaszufeuerung auf 490°C erhitzt, bevor sie in die Hochdruckturbine eintritt. Nach Entspannung auf etwa 13 bar wird abermals auf die Niederdruckturbineneintrittstemperatur von 945°C zugefeuert [5].

Die Umwandlung zwischen mechanischer und elektrischer Energie erfolgt mittels einer Synchronmaschine, die sowohl als Motor als auch als Generator fungiert und über automatisch geschaltete Kupplungen entweder dem Verdichter – oder Turbinenstrang zugschaltet werden kann. Während sich turbinenseitig beide Komponenten auf einer sich mit 3000 U/min rotierenden gemeinsamen Welle befinden, ist verdichterseitig ein Zwischengetriebe nötig um auf die Drehzahl von 7622 U/min des Hochdruckverdichters zu übersetzen. Das Schaltbild des Huntorf – Prozesses zeigt Bild 15.

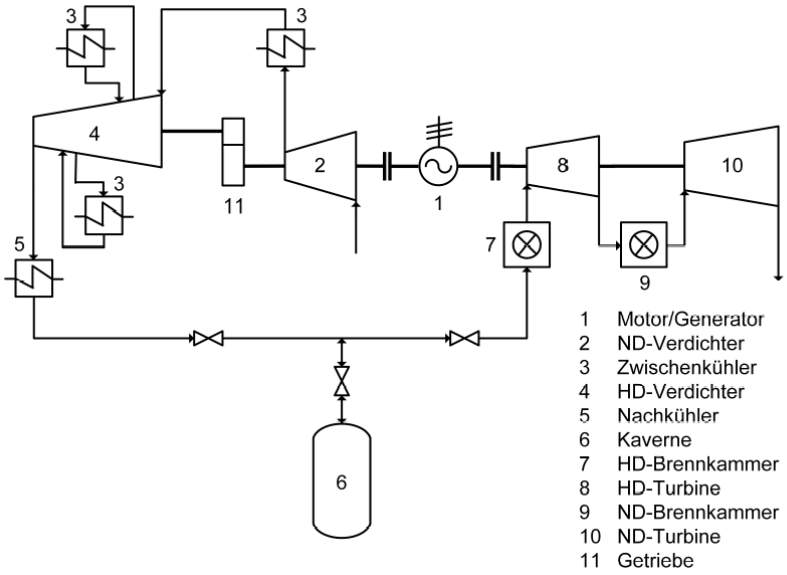


Bild 15: Prozessschaltbild Huntorf [11]

Die Huntorf Anlage ging 1978 erstmals in Betrieb und wurde 2006 einem Retrofit zur Verbesserung des Entspannungsprozesses unterzogen [5],[13].

3.2.3 McIntosh

1991 wurde das weltweit zweite Druckluftspeicherkraftwerk in Alabama/USA in Betrieb genommen. Technisch gesehen ist diese Anlage jener von Huntorf sehr ähnlich, jedoch wurde hier durch die Verwendung eines Abgasrekuperators ein etwas verbesserter Prozess umgesetzt. Wie das Schaltbild in Bild 16 zeigt, setzt sich die Verdichtungseinheit hier aus 3 Komponenten zusammen und komprimiert von Umgebungsbedingungen ausgehend auf Betriebsdrücke zwischen 52 und 80 bar. Wie auch in Huntorf wird hier mehrmals zwischengekühlt. Beim Entladen wird die aus der Kaverne strömende Luft zuerst auf konstant 42 bar gedrosselt, danach im angesprochenen Rekuperator auf knapp 300°C vorgewärmt und erst dann in der Hochdruckbrennkammer auf knapp 540°C erhitzt. Nachdem in der Hochdruckturbine auf 15 bar entspannt wird, wird in der Niederdruckbrennkammer wiederum auf ca. 810°C zugefeuert bevor die Luft in die Niederdruckturbine eintritt. Das ca. 370°C heiße Abgas wird dann zur Speisung des Rekuperators genutzt. Als elektrische Maschine kommt, wie auch in Huntorf eine kombinierte Motor/-Generatoreinheit zum Einsatz, im Verdichterstrang kommt man hier allerdings ohne Getriebe aus.

Beide Anlagen können als Druckluftspeicher*kraftwerke* verstanden werden, da sie ohne äußerer Energiezufuhr nicht betrieben werden können. Obwohl Sie das Interesse von Industrie und Wissenschaft an jener Technologie weckten zog kein Unternehmen die Umsetzung einer weiteren Anlage ernsthaft in Erwägung. Durch die Zwischenkühlung und Zusatzfeuerung jener diabate Prozessführung kann nur ein äußerst überschaubarer Wirkungsgrad erreicht werden. Dies und eventuell unterschätzte Schwierigkeiten im Betrieb könnten mögliche Gründe für eine weitere Verbreitung dieser Technologie sein [5].

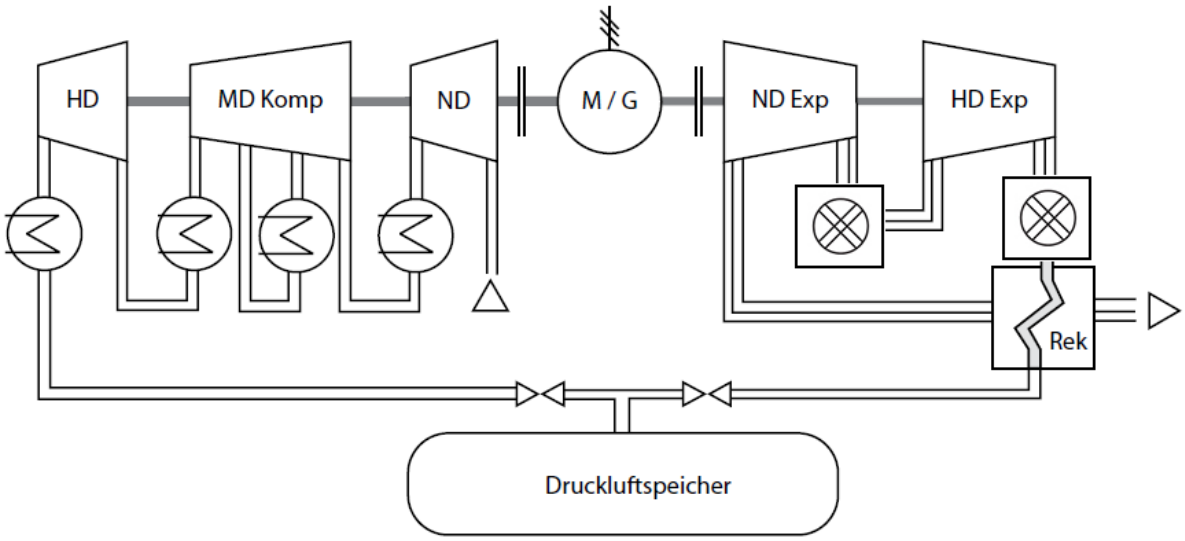


Bild 16: Prozesschaltbild McIntosh [5]

3.2.4 Adiabate CAES

Einerseits die Forderung nach Energiespeichern durch einen hohen Anteil an volatiler Stromproduktion, andererseits der technische Fortschritt bei der Entwicklung von Hochtemperaturspeichern ließen das Interesse seitens der Wissenschaft und Wirtshaft für die Druckluftspeichertechnologie in den letzten Jahren wieder aufleben. Ein Hochtemperaturwärmespeicher kann dazu genutzt werden die bei der Kühlung während des Ladevorganges anfallende Abwärme zu speichern um damit beim darauffolgenden Entladen die Luft wieder auf ein zur Entspannung notwendiges Temperaturniveau zu erwärmen. Da die Kompressionswärme somit im Speichersystem bleibt, bezeichnet man diese Art der Prozessführung als adiabat. Dadurch wird auch die Zusatzfeuerung überflüssig und es werden keine CO_2 Emissionen durch die Speicherung selbst generiert. Auch wenn derzeit noch keine großtechnische AACAES-Anlage im Betrieb ist, gibt es weltweit einige Projekte die an einer Umsetzung einer AACAES Anlage arbeiten.Bild 17 und Bild 18 zeigen zum Vergleich einfache Schaltbilder eines diabaten und adiabaten Druckluftspeicherprozesses.

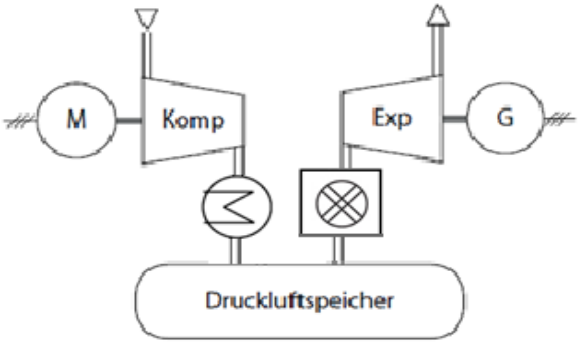


Bild 17:diabater Druckluftspeicher

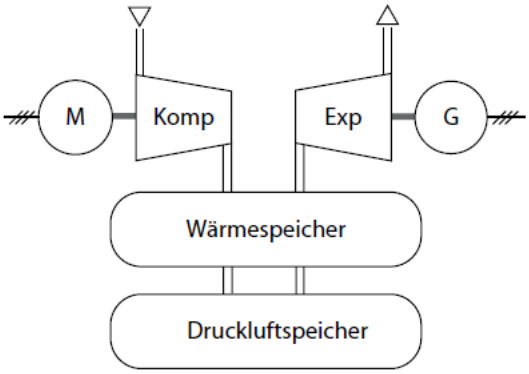


Bild 18: Druckluftspeicher mit Wärmespeicher

Adiabate Druckluftspeicheranlagen können theoretische Speicherwirkungsgrade von über 70% erreichen. Um hohe Wirkungsgrade zu erhalten ist es einerseits nötig, die Verdichteraustrittstemperatur möglichst hoch, andererseits die Grädigkeit des Wärmespeichers möglichst niedrig zu halten. Im ersten Punkt ist man materialtechnisch bedingt limitiert. Mit derzeit am Markt verfügbaren Komponenten kommt man nicht weit über 400°C hinaus, jedoch sind Temperaturen bis zu 600°C als Folge intensiver Materialentwicklung heute technisch möglich [12]. Das zweite Optimierungskriterium ist eher eine ökonomische Frage, hier muss im Konzeptentwurf ein entsprechender Kompromiss gefunden werden – je größer die Wärmetauscherfläche umso niedriger die Grädigkeit, allerdings wird der Wärmespeicher dadurch auch teurer.

3.2.5 Projektierte Anlagen

Zwischen 2003 und 2007 wurde ein EU-Forschungsprojekt durchgeführt um ein grundlegendes Auslegungskonzept fortschrittlicher adiabater Druckluftspeicheranlagen zu entwickeln. Das Ziel dabei war es, die Anforderungen an Turbomaschinen und Wärmespeicher zu analysieren und infolgedessen die technologische Entwicklung in diesen Bereichen vorantreiben zu können. Aufbauend auf dieses Projekt entwickelten mehrere Gruppen aus Unternehmen und Forschungseinrichtungen weitere Konzepte für adiabate Druckluftspeicheranlagen, Bild 19 zeigt das Anlagenschema des EU – Projekts.

Bei dem für eine Einspeicherleistung von 150MW ausgelegten Konzept wird die Luft auf ein Druckniveau von 52-62bar verdichtet, welches bei einer Temperatur von 620°C erreicht werden soll. Die nötige Zwischenkühlung wird bei 2bar durchgeführt. Der gesamte Verdichterstrang setzt sich aus zwei auf einer Welle liegenden Axial-Niederdruckverdichtern und zwei weiteren, auf eigenen getriebeuntersetzten Wellen liegenden, Mittel- bzw. Hochdruckverdichtern in radialer Ausführung zusammen.

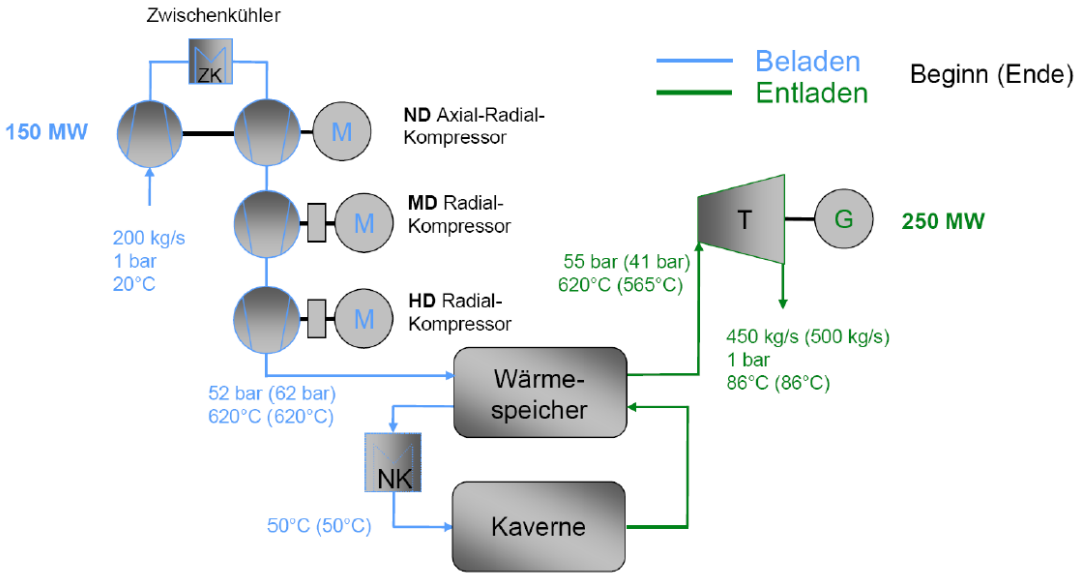


Bild 19: Schema des AACAES Konzept des EU – Projekts [5]

2010 setzte sich ein Konsortium aus Industrieunternehmen und wissenschaftlichen Einrichtungen das Ziel der Errichtung einer AACAES Demonstrationsanlage. Das dabei angestrebte Konzept basiert ebenfalls auf dem EU – Projekt, weshalb sich die Betriebsparameter aus Bild 20 nur wenig von den in Bild 19 gezeigten unterscheiden.

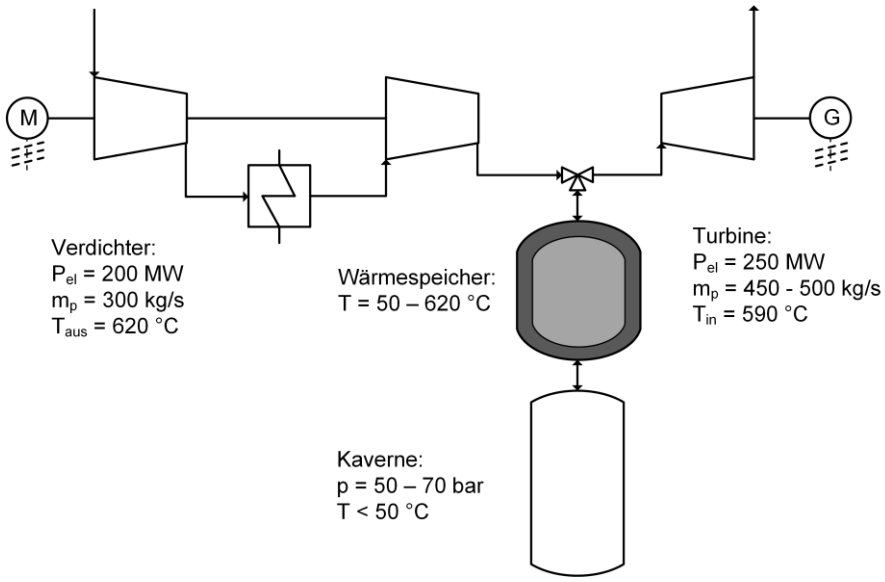


Bild 20: Schaltbildskizze des ADELE-Speichers [19]

4 Wirtschaftlichkeit von Energiespeichern

4.1.1 Energiewirtschaftliches Betriebskonzept

Der technischen Auslegung eines Energiespeichers vorausgehend erfolgt eine Evaluierung der Zielmärkte. Durch Definition möglicher Marktmodelle und den daraus abzuleitenden Erlösen auf verschiedenen Marktsegmenten, bekommt man einen Überblick über das Marktpotential. Unter Berücksichtigung der Vorteile und der technischen Limitierungen einer ScACAES-Speicheranlage, geht es im nachfolgenden Schritt darum, ein möglichst ausgereiftes Betriebskonzept zu entwickeln. Die derzeitigen Strompreise erfordern flexible Einsatzmöglichkeiten, um mit Speicheranlagen Erlöse auf unterschiedlichen Zielmärkten erzielen zu können.

4.1.2 Analyse der Zielmärkte, Abschätzung des Marktpotentials

Zur Gewinnerzielung an der Strombörse nutzt man die Differenz im Strompreis zu verschiedenen Zeiten des Tages. Bei niedrigem Preis ($\overline{pr}_{in}$) wird eingekauft und gespeichert, bei hohem Preis ($\overline{pr}_{out}$) wird ausgespeichert und der Strom wieder verkauft. Dies kann auf unterschiedlichen Märkten geschehen, beispielsweise dem Terminmarkt (Futures, Forwards), dem Spotmarkt (Day-ahead Market) oder dem Intraday Markt (Handelsplatz zur kurzfristigen Fahrplankorrektur). Bild 21 zeigt beispielsweise den Verlauf der über den Zeitraum von einem Jahr gemittelten Spotmarktpreise für jede Stunde.

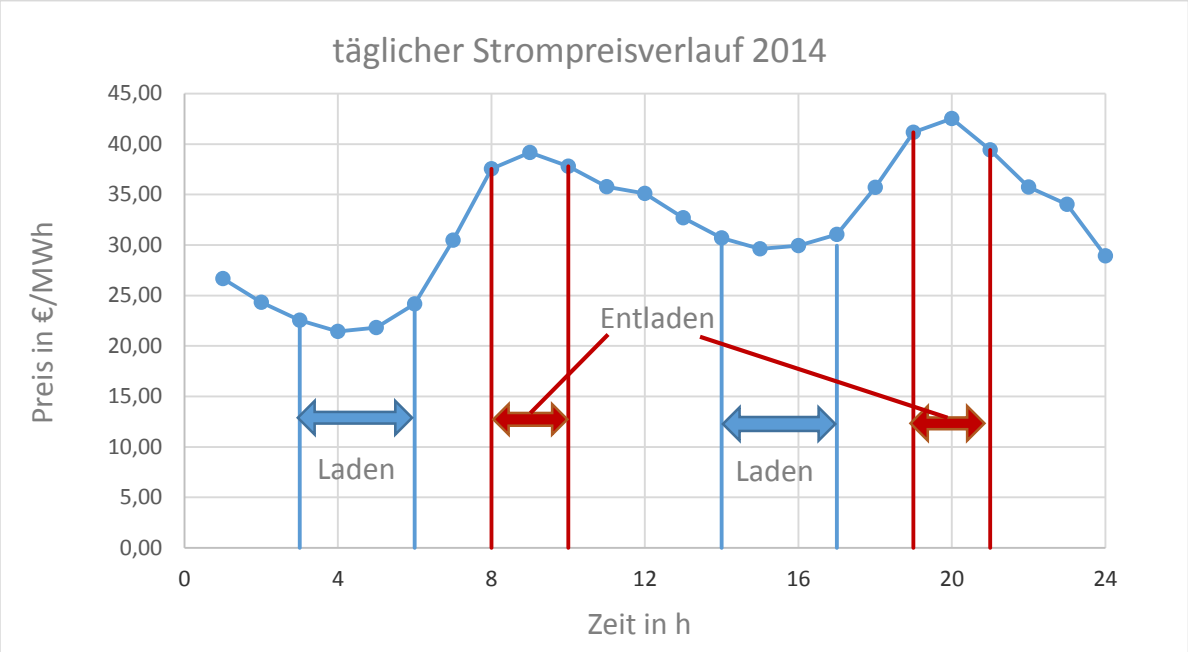


Bild 21: über das Jahr 2014 gemittelte Spotmarktpreise für jede Stunde

4.1.3 Spotmarkt

Für eine fundamentale Erlösabschätzung wurde der Spotmarkt als Referenz herangezogen. Zuerst wurden die Preise für jede Stunde übers Jahr gemittelt und aufgetragen. Aus diesem Preisverlauf lassen sich 2 mögliche Speicherzyklen pro Tag ausmachen: Einspeichern in der Nacht - Ausspeichern in den Morgenstunden (Frühzyklus) und Einspeichern über Mittag - Ausspeichern in den Abendstunden (Spätzyklus). Zuerst wurden jeweils die im Durchschnitt billigsten und teuersten Zeiten ausgemacht (rot und blau markiert) und anschließend basierend auf den so ermittelten Zykluszeiten die Erlöse für jeden Tag gesondert ermittelt. Dabei galt die Annahme, dass ein Zyklus nur bei gegebener

Wirtschaftlichkeit gefahren wird, was sich durch die zeitliche Konvergenz der Preise am Terminmarkt und Spotmarkt in der Regel hinreichend genau abschätzen lässt.

Für einen positiven Deckungsbeitrag muss gelten:

$$Deckungsbeitrag = Erlös - Aufwand \qquad (4.1)$$

$$Erlös \;\; bzw. \;\; Aufwand = \sum_{i=1}^{n} pr_i \, P_i \, \Delta t_i \qquad (4.2)$$

$$\Delta E_{out} \;\; bzw. \;\; \Delta E_{in} = \sum_{i=1}^{n} P_i \, \Delta t_i \qquad (4.3)$$

Für einen vollständigen Speicherzyklus gilt:

$$\Delta E_{out} = \frac{1}{\eta} \Delta E_{in} \,, \qquad (4.4)$$

Das Kriterium für einen positiven Deckungsbeitrag lautet:

$$Erlös > \frac{1}{\eta} Aufwand \qquad (4.5)$$

$$\overline{pr}_{out} > \frac{1}{\eta} \overline{pr}_{in} \qquad (4.6)$$

Tabelle 2 zeigt die mittels der Abschätzungsrechnung ermittelten Erträge am Spotmarkt. Allerdings sind jene Beträge zu gering um die erwarteten Investitionskosten zu decken. Inwiefern der Speicherwirkungsgrad hierfür verantwortlich ist, zeigt Bild 22.

Tabelle 2: Erlösabschätzung am Spotmarkt (η=70%)

Jahr	2011	2012	2013	2014	Durchschnitt
Erlös (€/MW)	8584	14097	16971	12108	12940

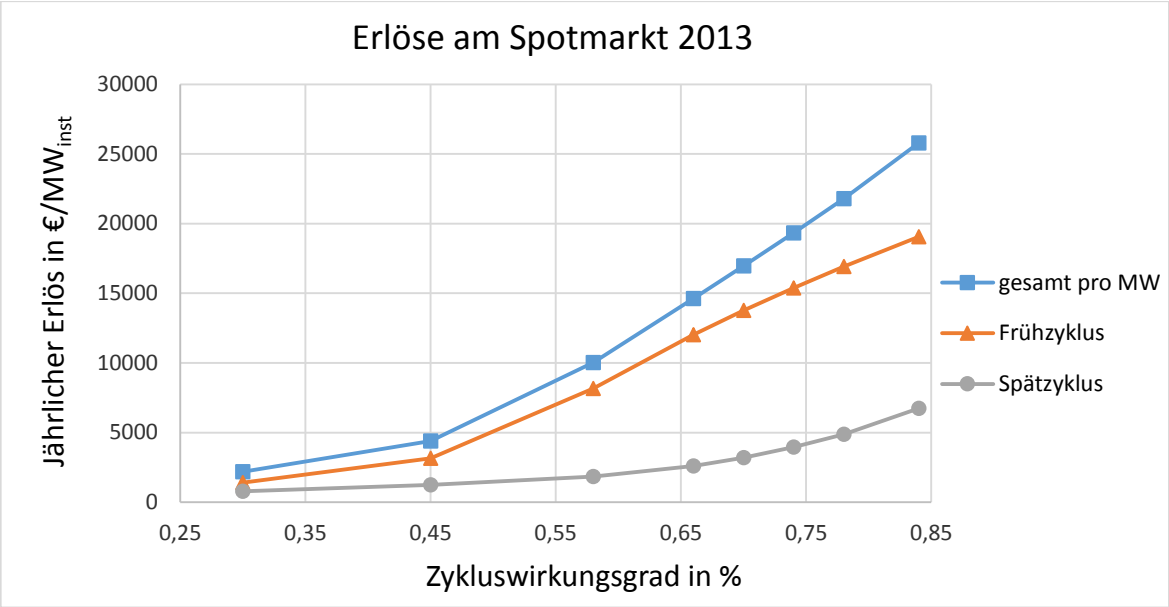


Bild 22: Abhängigkeit des Erlöses vom Zykluswirkungsgrad

Zwar lässt sich eine Steigerung der jährlichen Erlöse mit steigendem Wirkungsgrad erkennen, doch selbst bei technisch unmöglichen Wirkungsgraden von 85% (höher als bei Pumpspeicheranlagen) fallen diese im Vergleich mit den erwarteten Investitionskosten sehr niedrig aus. Man ist also auf zusätzliche Erlöse auf weiteren Märkten in Zusammenhang mit einem fortgeschrittenen Betriebskonzept angewiesen.

4.1.4 Regelenergiemarkt

Um die Netzfrequenz in gewissen Grenzen zu halten, nutzen Übertragungsnetzbetreiber (ÜNB) den eigens hierfür geschaffenen Regelenergiemarkt, der dazu dient praktisch ständig auftretende Frequenzschwankung bei Bedarf durch Bezug von Reserveleistungen ausgleichen zu können. Die Regelleistung ist in drei Klassen unterteilt, abhängig davon wie schnell jene Leistung zur Verfügung steht. Die Primärregelleistung muss innerhalb von 30 Sekunden am Netz sein und wird automatisch durch ÜNB aktiviert. Auch bei der Sekundärregelleistung erfolgt die Aktivierung automatisch, jedoch muss die volle Leistung erst nach 5 Minuten bereitgestellt sein. Die sogenannte Minutenreserve, für die ein zeitliches Limit von 15 Minuten bis zur Bereitstellung gilt, wird hingegen telefonisch angefragt und aktiviert [14]. Da bei der Netzeinspeisung sowohl Leistungsüberschüsse als auch Defizite auftreten können, unterscheidet man zwischen positiver (zum Ausgleich im Falle defizitärer Einspeisung) und negativer (zur Korrektur von Einspeisungsüberschüssen) Regelleistung.

Aufgrund der limitierten Dynamik scheidet eine ScACAES-Anlage für die Primärregelung aus, jedoch können bereits die Qualifikationen für den Einsatz zur Sekundärregelung, bei entsprechender Auslegung, erfüllt werden. Somit stellen die Märkte für Sekundärregelleistung und Minutenreserve weitere potentielle Möglichkeiten dar, Erlöse zu erzielen. Die Vergabe der Zuschläge für diese Arten von Regelenergie erfolgt im Auktionsverfahren. Ein Angebot enthält die angebotene Leistung, Leistungspreis und Arbeitspreis. Zuschläge werden, entsprechend den Leistungspreisen, nach dem Merit-Order System vergeben, aufgerufen wird jedoch chronologisch in der Merit-Order der Arbeitspreise.

4.1.5 Kombinierte Betriebsweise

Die Zugänglichkeit zu historischen Daten des Regelenergiemarktes ist begrenzt und schwierig. Diese werden nur anonym zur Verfügung gestellt, womit mit Methoden überschaubaren Zeitaufwandes nur unzureichende Erlösabschätzungen durchgeführt werden können. Somit berief man sich hierbei auf einschlägige Fachliteratur, wo mithilfe von generischen Modellen der Einsatz von Energiespeichern simuliert und optimiert wird. Anhand der dort angeführten Ergebnisse können Erlösabschätzungen diverser Einsatzkombinationen von Spot- und Regelenergiemarkt für eine ScACAES-Anlage abgeleitet werden.

- Erzielbare spezifische Erlöse bei verschiedenen Marktsituationen (Gegenwart / Zukunft)
- Abgeleitete maximale Anlagenkosten in Abhängigkeit der Marktsituation

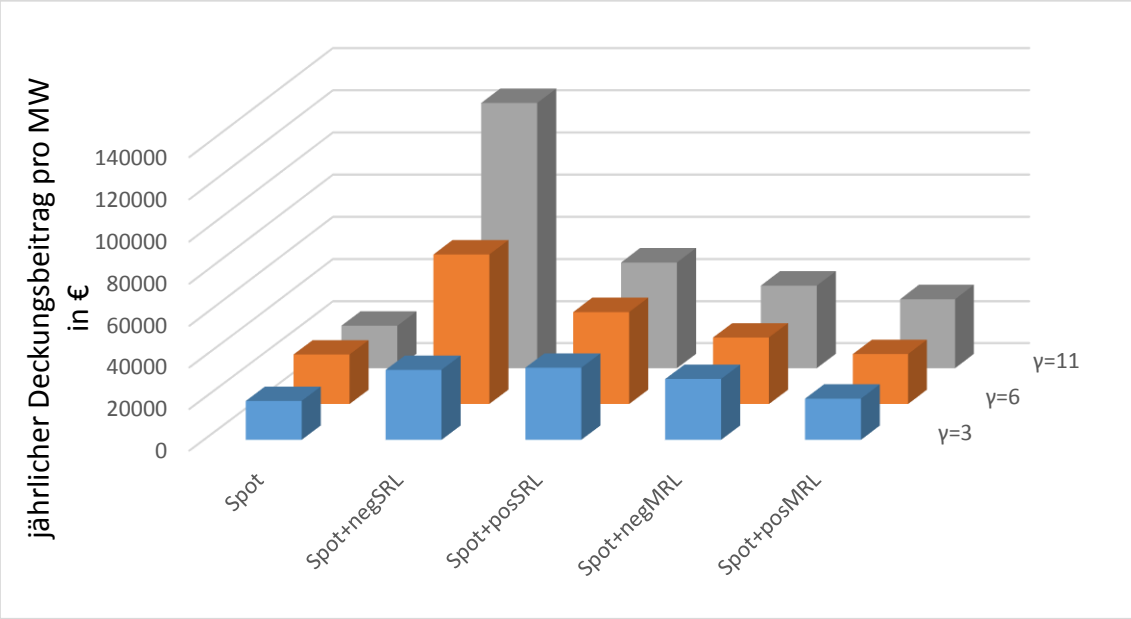


Bild 23: Erlösabschätzung durch kombinierten Einsatz des Energiespeichers auf mehreren Märkten für verschiedene Speichergrößen γ [14].

Tabelle 3: maximale jährliche Erlöse

Variante	Spot	Spot+negSRL	Spot+posSRL	Spot+negMRL	Spot+posMRL
Erlös in €/MW (γ)	23.800 (6)	126.000 (11)	50.400 (11)	39.440 (11)	33.000 (11)

In Bild 23 und Tabelle 3 sind die jährlichen Erlöse für verschiedene Marktmodelle dargestellt. Hierbei ist zu beachten, dass die optimale Speichergröße je nach Modell verschieden ist. Demnach sind die Ergebnisse für mehrere Speichergrößen gelistet. Man erkennt sofort, dass Spot + negativer Sekundärregelenergiemarkt das aussichtsreichste Betriebskonzept ist, jedoch muss die Speichergröße ebenfalls entsprechend hoch sein. Vergleicht man die Erlöse am Spotmarkt mit der Erlösabschätzung aus Tabelle 2, so lässt sich auch schlussfolgern, dass die dafür getroffenen Annahmen eher konservativ waren, jedoch wäre eine Wirtschaftlichkeit trotzdem nicht gegeben.

Daraus ergeben sich 2 wesentliche Anforderungen:

- Die Speichergröße sollte nach Möglichkeit > 10 sein
- Kann die Anlage innerhalb von 5 min hochgefahren bzw. abgestellt werden, so verbessert sich die Wirtschaftlichkeit bedeutend.

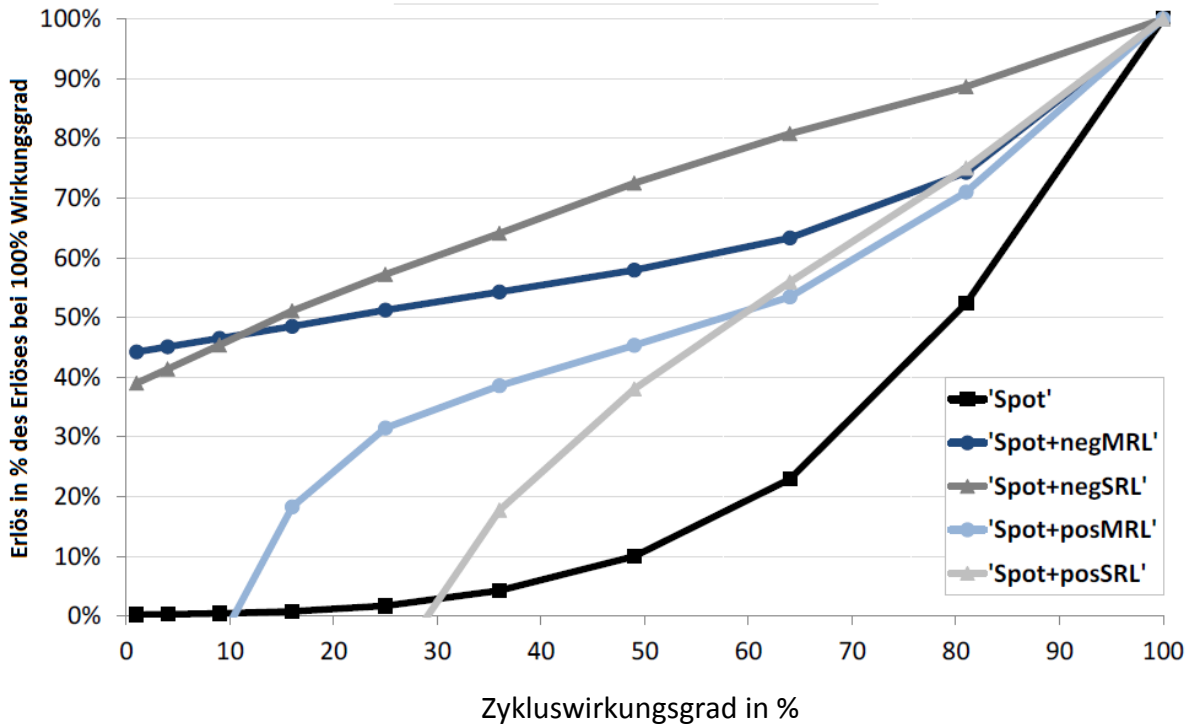


Bild 24: Einfluss des Speicherwirkungsgrades, % des jährlichen Deckungsbeitrags bei η=100% [12]

In Bild 24 wird eine Sensitivitätsanalyse hinsichtlich des Zykluswirkungsgrades gezeigt. Die Ordinate gibt den Prozentsatz des Deckungsbeitrages an den man bei 100% Speicherwirkungsgrad erwirtschaften würde. Demnach können große Unterschiede in den Auswirkungen des Speicherwirkungsgrades auf den Erlös ausgemacht werden. Dieser Vergleich favorisiert ebenfalls die Variante Spotmarkt + negative Sekundärregelleistung, da man dabei die geringsten Erlöseinbußen bei einer Wirkungsgradverschlechterung zu verzeichnen hat.

Eine optimierte Betriebsweise aus einer Kombination der beiden Märkte ist aufgrund der derzeitigen Marktsituation nötig um Marktreife zu erlangen. Zusätzlich zu den dynamischen Anforderungen ist hierfür eine gewisse Teillastfähigkeit des Speichers von Nöten. In Bild 25 sind die verschiedenen Leistungsbereiche eines beispielhaften Speichers dargestellt. Weiters wird in Bild 26 gezeigt, wie diese ausgenutzt werden können, um mit dem Speicher gleichzeitig am Spot und am Regelleistungsmarkt aktiv sein zu können.

Entsprechend der gezeigten Leistungsbereiche kann positive Regelleistung angeboten werden, d.h. ein gewisses Leistungsband kann freigehalten werden, um im Falle eines Abrufes zusätzlich Leistung ins Netz einzuspeisen. Für den Entladevorgang bedeutet dies, dass die Anlage soweit im Teillastbereich betrieben werden muss, um im Falle eines Abrufes das angebotene Regelleistungsband zusätzlich aufbringen zu können. Falls sich die Anlage im Ladevorgang befindet, so muss die Einspeicherleistung hinreichend groß sein, um Sie im Falle eines Abrufes entsprechend herunterfahren zu können und

somit das angebotene Leistungsband bereitzustellen. Genaugenommen wird dann keine zusätzliche Leistung eingespeist, sondern in entsprechender Höhe weniger Leistung aus dem Netz bezogen.

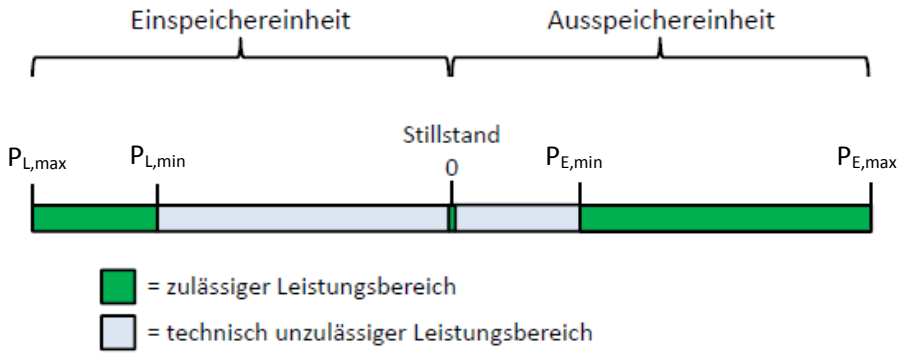


Bild 25: Technisch möglicher Leistungsbereich eines beispielhaften Speichers [14]

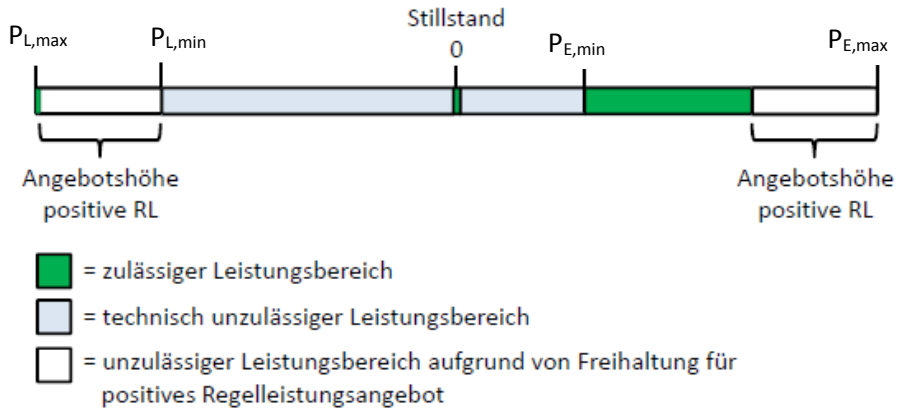


Bild 26: Mögliche Betriebsbereiche bei kombinierter Aktivität auf Spot- und positivem Regelleistungsmarkt. Grafik basierend auf [14]

Mathematisch ausgedrückt lauten die eben erklärten Bedingungen:

$$|P_{L,max} - P_{L,min}| \geq P_{pos,RL} \qquad (4.7)$$

$$|P_{E,max} - P_{E,min}| \geq P_{pos,RL} \qquad (4.8)$$

$$P_{E,min} \leq P_{pos,RL} \qquad (4.9$$

5 Projekt ScACAES

Das FFG-Sondierungsprojekt, im Rahmen dessen die vorliegende Arbeit entstand, diente als Machbarkeitsstudie für eine Nachnutzung ausgesohlter Salzkavernen der Salinen Austria AG als Druckluftspeicher. Ziel des Projektes war es einerseits eine technisch - wirtschaftliche Analyse des Druckluftspeicher-Potentials der Salinen Austria AG und infolge dessen die beispielhafte Auslegung einer ScACAES Pilotanlage durchzuführen. Letzteres ist Gegenstand dieser Arbeit, auf eine Potentialstudie wird hier nur kurz eingegangen. Zur Umsetzung der adiabaten Prozessführung soll das neuwertige Wärmespeicherkonzept SandTES [9] in entsprechender Anpassung zum Einsatz kommen.

5.1 Speicherpotential der Salinen Austria AG

Das abgeschätzte technische Speicherpotential der Kavernen der Salinen Austria AG ist in Bild 27 für die Jahre 2030, 2040 und 2050 dargestellt. Bild 28 zeigt wie lange sich damit bestimmte Ausspeicherleistungen bereitstellen lassen. Diese Abschätzung basiert auf folgenden Randbedingungen:

- Ausnutzung des Druckbereiches zwischen 80 – 100% des max. zulässigen Kavernendrucks
- Umgebungsbedingungen: ϑ=15°C, p=1,01325bar
- Vernachlässigung einer Zwischenkühlung bei der Verdichtung
- Isentroper Verdichterwirkungsgrad von 85%
- 70% Speicherwirkungsgrad
- Werte bezogen auf Entladevorgang

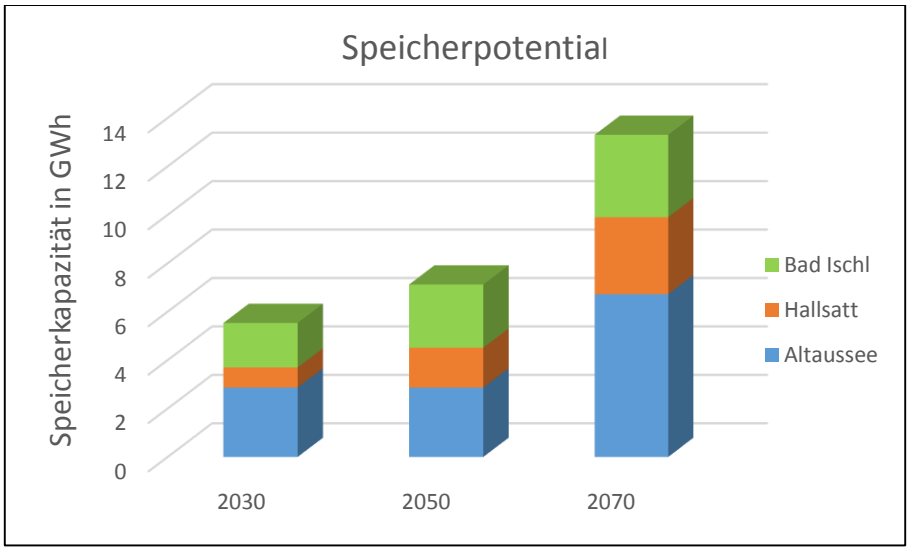


Bild 27: Gesamtes Druckluftspeicherpotential der Salinen Austria AG

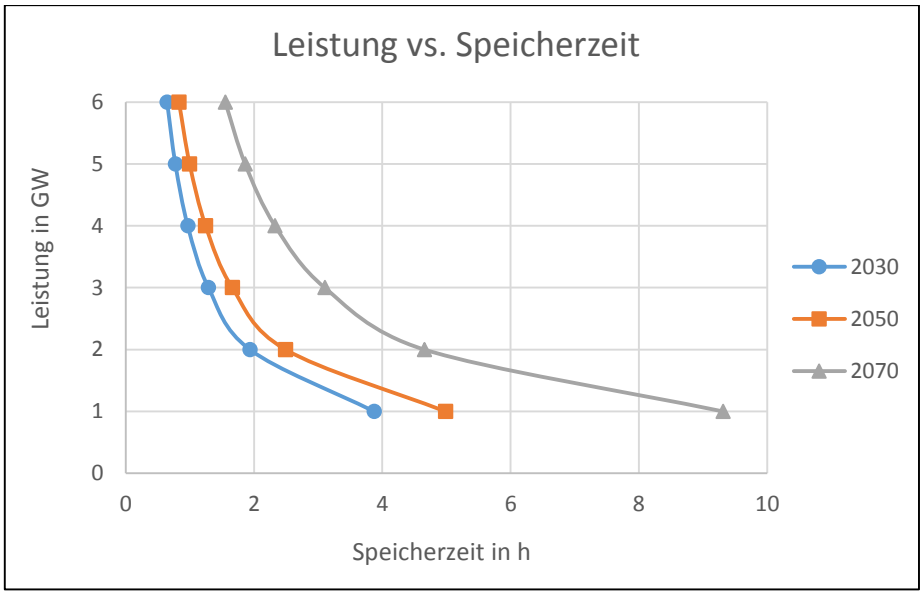


Bild 28: Zusammenhang von maximaler Ausspeicherzeit und Ausspeicherleistungen

5.2 Anlagenauslegung

Generell sind adiabate Druckluftspeicheranlagen hinsichtlich Leistung und Kapazität wenig begrenzt. Abhängig von den verwendeten Turbomaschinen sind Leistungen bis in den mittleren 3-stelligen MW Bereich möglich. Örtliche Restriktionen werden durch das verfügbare Kavernenvolumen (kapazitätsseitig) und von der Übertragungsfähigkeit des anliegenden Stromnetzes (leistungsseitig) vorgegeben. In weitere Folge nimmt das energiewirtschaftliche Betriebskonzept einerseits Einfluss auf das Verhältnis aus Speicherkapazität und Leistung, andererseits ergeben sich daraus auch erweiterte Anforderungen an das dynamische Verhalten.

5.2.1 Kavernen

Entscheidende Kriterien für eine Eignung einer Kaverne sind die Zugänglichkeit (Aufwand der Installation einer Druckrohrleitung, Dichtheit), das Volumen, das zulässige Druckniveau und nicht zuletzt auch das Solungsende (Anlage kann erst in Betrieb gehen, wenn die Kaverne nicht mehr für den Salzabbau genutzt wird).

Druckniveau: Der auf die Kaverne wirkende geologische Gebirgsdruck stellt einerseits die obere Grenze für den Betriebsdruck dar. Andererseits würde dieser ein Schrumpfen der Kaverne hervorrufen, wenn der Luftdruck ein bestimmtes Niveau unterschreitet. Den Geologen der Salinen Austria AG zufolge ist der Bereich von 80 – 100% des Maximaldrucks für einen Speicherbetrieb zulässig.

Volumen: Die Kapazität des Speichers wird durch das Volumen zusammen mit dem zulässigen Druckbereich begrenzt. Aus mehreren Gründen sind möglichst große Kavernen von Vorteil: Bei gleichbleibender energetischer Speicherkapazität bewirkt eine größerer Kaverne eine geringere Druckschwankungen zwischen maximalen und minimalen Füllstand, was einen effizienteren Betrieb der Turbomaschinen zur Folge hat, da ihr Betriebsbereich weniger weit vom Auslegungspunkt abweicht. Ebenso bietet es die Option eines späteren Ausbaus der Speicherleistung.

Zugänglichkeit: Die Kaverne muss mit einer Druckrohrleitung erschlossen werden. Zwar sind zur Solungsförderung bereits Leitungen vorhanden, jedoch eignen sich diese nicht immer für die Druckluftspeicherung, beispielsweise wenn diese klein dimensioniert sind und somit einen hohen

Leitungsdruckverlust bewirken. Teure und aufwendige neue Bohrungen wirken sich negativ auf die Rentabilität der Anlage aus.

Aus den von der Salinen Austria AG zur Verfügung gestellten Datenblättern konnten sowohl für Altaussee und Bad-Ischl Kavernen gefunden werden, die sich für eine Pilotanlage sehr gut eignen, die Salzlagerstätte in Hallstatt ist die am wenigsten geeignete.

In Altaussee befinden sich die Kavernen beispielsweise weit im Inneren des Berges und sind derzeit über 3000m langen Schächte von außen zugänglich. Dadurch hätte eine entsprechende Rohrleitung entweder einen hohen Druckverlust zur Folge oder müsste dementsprechend ausgiebig dimensioniert sein, jedoch wäre es technisch möglich und würde sich in tolerierbarem Ausmaß auf die Wirtschaftlichkeit der Anlage auswirken.

In Bad-Ischl befinden sich die Kavernen direkt unter oberflächlich leicht zugänglichen Stellen auf dem sogenannten Sondenfeld. Es könnte hier zwar auf die zur Soleförderung bereits installierten Rohrleitungen zurückgegriffen werden, jedoch sind deren Durchmesser mit 0,228m am unteren Limit und stellen somit, was die Leistung betrifft, - im wahrsten Sinn des Wortes - den Flaschenhals dar.

Hallstatt: Kavernen fast unzugänglich, weshalb dieser Ort für eine Pilotanlage nicht zur Debatte steht.

Bild 29: Geographische Lage der Abbaustätten der Salinen Austria AG [10]

5.2.2 Örtliche Netzkapazität

Diese ist in der ländlichen Region beschränkt, Umspannwerke auf die 110 kV Netzebene befinden sich in Bad Aussee, Bad Ischl und Hallstatt. Aufgrund der mit dem Neubau von Stromtrassen verbundenen bürokratischen Schwierigkeiten ist es umso vorteilhafter, je kürzer die Distanz zum nächstgelegenen Umspannwerk. Bild 29 zeigt einen Ausschnitt aus der Region Salzkammergut wo die Salzabbaustätten der Salinen Austria AG mit den jeweiligen Rohrleitungen zum Soletransport abgebildet sind. Die gelben Blitze zeigen die nächstgelegenen 110kV Umspannwerke.

5.2.3 Anlagengröße

Im Vorhinein wurde festgelegt, dass Anlagenleistungen im unteren zweistelligen MW-Bereich die entsprechend der örtlichen Gegebenheiten beste Lösung darstellen.

5.2.4 Dynamisches Verhalten

AACAES-Anlagen sind in ihrer Dynamik limitiert, da sich Komponenten wie Turbomaschinen oder Wärmespeicher nicht beliebig schnell anfahren, abstellen oder regeln lassen. Ein ambitioniertes Ziel für das Hochfahren stellt die 5 Minuten Grenze dar, die für die Qualifikation zur Teilnahme am Markt für Sekundärregelenergie erfüllt werden muss. Folgend den Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen aus Kapitel 4 stellt dies ein zentrales Auslegungsziel dar, da in diesem Fall wesentlich höhere Erlöse erzielt werden können.

5.3 Prozesstechnische Auslegung

Nach der Einführung in das grundlegende Prinzip der Druckluftspeicherung in Kapitel 3 und in die lokalen Gegebenheiten in vorigen Unterkapitel 5.2 wird hier, bevor genauer auf die Einzelkomponenten eingegangen wird, der Speicherzyklus anhand der Prozessschemata ausführlich erklärt.

5.3.1 Speicherzyklus

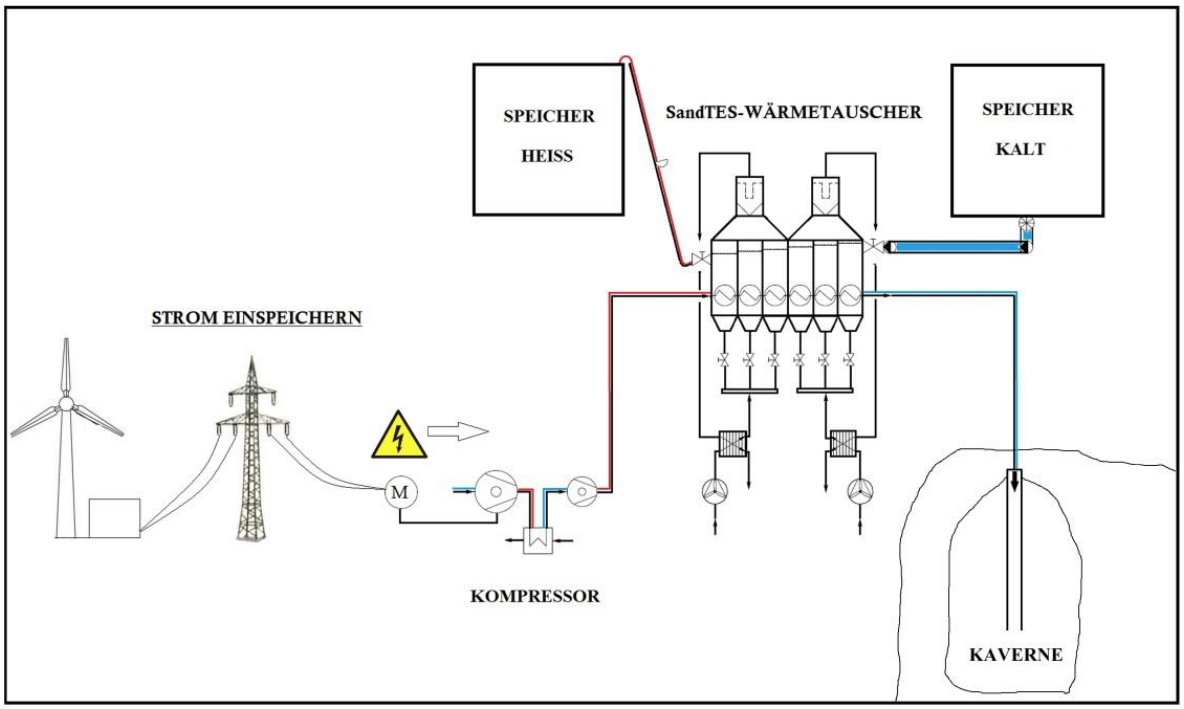


Bild 30: Prozessskizze Ladevorgang [10]

Beim Laden des Speichers, entsprechend dem in Bild 30 dargestellten Schema, wird elektrische Leistung aus dem Netz bezogen und dazu benutzt, Umgebungsluft zu verdichten. Die Kompression bewirkt sowohl eine Druck- als auch eine Temperaturerhöhung. Aufgrund einer materialtechnischen Limitierung darf die Temperatur im Verdichter eine gewisse Grenze nicht überschreiten. Durch eine Zwischenkühlung während der Kompression lässt sich die Verdichteraustrittstemperatur beschränken. Anschließend wird die heiße Druckluft über einen Wärmespeicher geleitet, wo sie zuerst abgekühlt und erst dann in die Kaverne gleitet wird. Als Wärmespeichermedium kommt dabei Sand zum Einsatz.

Luft im heißen Zustand in die Kaverne zu leiten wäre aus mehreren Gründen äußert nachteilig: Dabei würde an das umliegende Gebirge eine große Wärmemenge abgegeben werden, was gleichermaßen einen irreversiblen Energieverlust der gespeicherten Luft bedeuten würde. Auf der anderen Seite würde dies eine Temperaturerhöhung des die Kaverne umgebenden Gesteins hervorrufen, was sich negativ auf die geologische Stabilität des Gebirges auswirken kann. Jedenfalls wäre dies ein nicht ertragbarer Eingriff in die Umwelt und somit keine Option.

Der Vorgang der Wärmespeicherung verläuft so, dass der aus dem kalten Speicher kommende Sand im SandTES - Wärmetauscher von der Luft erwärmt und anschließend im heißen Speicher gelagert wird. Umso niedriger die Temperatur der Luft beim Austritt aus dem Wärmetauscher, desto geringer der Wärmeverlust durch die Speicherung in der Kaverne.

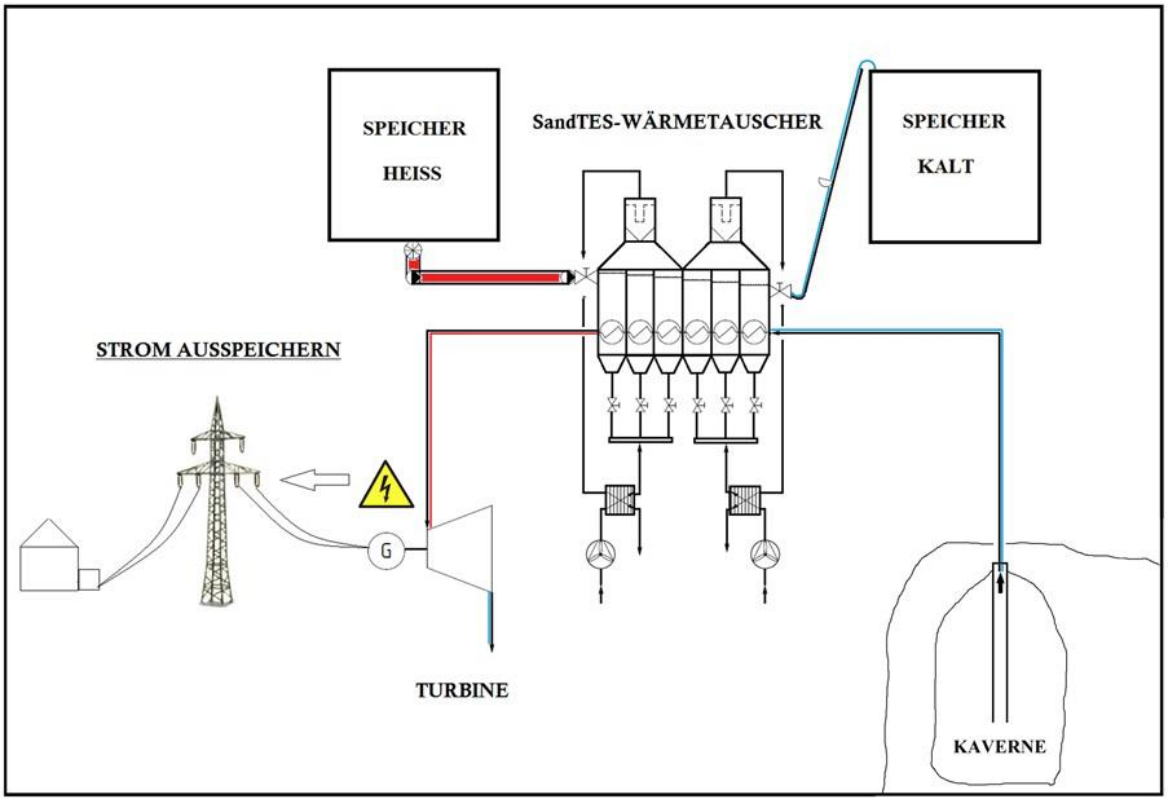


Bild 31: Prozessskizze Entladevorgang [10]

Bild 31 zeigt das Schema des Ausspeichervorgangs, bei dem sich der eben beschriebene Prozess umkehrt: Die kalte Druckluft strömt aus der Kaverne in den Wärmetauscher, wo sie vom Sand wieder auf ein zur Entspannung nötiges Temperaturniveau erwärmt wird. Die nunmehr heiße Luft wird in der Turbine entspannt und treibt somit den Generator an, der elektrische Leistung wieder zurück ins Netz speist. Sandseitig wird jetzt der heiße Sand aus dessen Speicher gefördert um die Luft, wie beschrieben

aufwärmen zu können. Der abgekühlte Sand wird nach Verlassen des Wärmetauschers im kalten Speicher gelagert und steht somit einem weiteren Ladeprozess zur Verfügung.

5.3.2 Verdichter

Parallel zu dieser Diplomarbeit ist eine Projektarbeit [12] entstanden, die sich dem Auslegungsprozess eines Verdichtersystems einer adiabaten Druckluftspeicheranlage widmet. Aus Bild 32, das den vereinfachten Nachbau eines dementsprechenden Entwurfs für eine 50 MW Anlage im Prozesssimulationsprogramm ENBIPRO zeigt, können die maßgeblichen Betriebsdaten der 3 Verdichter entnommen werden. Als Auslegungspunkt wurde der Zustand bei maximalem Kavernenfüllstand (maximaler Austrittsdruck) gewählt.

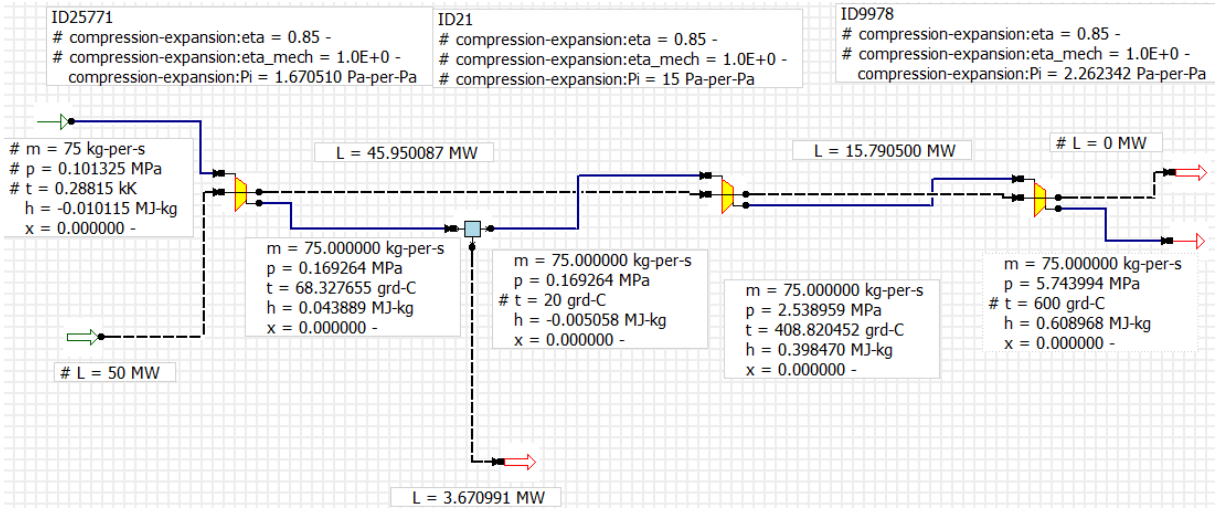


Bild 32: Nachstellung des angestrebten Verdichtungsprozesses für eine 50 MW Anlage

Zwischenkühlung:

Materialtechnisch bedingt können mit derzeitigen Verdichterkomponenten Temperaturen von über 400°C kaum erreicht werden. Diese Grenze wird bereits erreicht, wenn man Umgebungsluft von 15°C und 1,01325bar auf 14bar verdichtet. Um höhere Austrittsdrücke realisieren zu können muss, gegebenenfalls auch mehrmals, zwischengekühlt werden. Wie in [12] beschrieben, ist die Zwischenkühlung umso effizienter, je niedriger das Druckniveau und je kälter das Kühlmedium ist. Nimmt man an, auf 20°C abkühlen zu können, so muss dies bei einem Druck von etwa 1,7bar geschehen, damit bei höchstem Kavernenfüllstand die Lufttemperatur am Verdichteraustritt nicht mehr als 600°C beträgt. Um den Wärmespeicher bestmöglich betreiben zu können, ist es nötig, die Verdichteraustrittstemperatur möglichst auf ihrem Maximalwert zu halten. Bei einem niedrigeren Austrittsdruck infolge eines geringeren Kavernenfüllstandes ist die Temperatursteigerung durch die Verdichtung ebenfalls geringer. Möchte man die Austrittstemperatur konstant hoch halten, so muss die Luft bei der Zwischenkühlung entsprechend weniger abgekühlt werden. Im Simulationsprogramm erfolgt dies durch Setzten entsprechender Randbedingungen, im realen Falle wäre ein Regelungsmechanismus nötig, auf den im Zuge dieser Arbeit jedoch nicht weiter eingegangen wird.

Für die weitere Verdichtung auf den Endzustand von 600°C und ca. 57,4bar ist ein fortschrittlicher Hochdruckverdichter nötig. Obwohl derartige Komponenten derzeit noch nicht marktreif sind, verfügen führende Turbomaschinenhersteller, laut eigenen Angaben, über das Know – how, diese fertigen zu können. Die parallel zu dieser Diplomarbeit erstellte Projektarbeit [12] beinhaltet ebenso eine Auslegungsrechnung einer möglichen Hochdruckverdichterausführung.

Für die spezifische isentrope Eigenarbeit gilt:

$$w_{Verd} = \frac{\kappa}{\kappa-1} R\, T_{in} \left[\left(\frac{p_{out}}{p_{in}} \right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} - 1 \right] \qquad (5.1)$$

Somit lässt sich die gesamte elektrisch aufzubringende Verdichtungsarbeit eines Ladevorgangs durch (5.2) ermitteln.

$$W_{Verd} = \sum_{i=1}^{n} \left(\int_{t0}^{t1} \underbrace{\dot{m}_{(\tau)}\, \eta_{el}\, \eta_{mech}\, \eta_{s,Verd(\tau)_i}\, \frac{\kappa}{\kappa-1} R\, T_{in(\tau)_i} \left[\left(\frac{p_{out(\tau)}}{p_{in(\tau)}} \right)_i^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} - 1 \right]}_{P_{Verd,i}} d\tau \right) \qquad (5.2)$$

5.3.3 Turbine

Bei der Verdichtung ist man aus prozess- und herstellungstechnischen Gründen auf ein System aus mehreren Komponenten angewiesen, expanderseitig gibt es diesbezüglich keine Limitierungen. Vielmehr kommen für die Entspannung 2 mögliche Turbinenbauarten in Frage. Beim Dampfturbinenkonzept wird über eine Stufe ein geringeres Druck- bzw. Enthalpiegefälle abgebaut, weshalb dabei eine wesentlich größere Stufenanzahl nötig wäre, als bei einem Turboexpander (Expander einer Gasturbine). Unabhängig von der Bauart gilt jedoch, dass seitens der Hersteller auf individuelle prozesstechnische Anforderungen der Kunden eingegangen werden kann. Hinsichtlich der Prozessbedingungen (Temperaturen, Drücke, Prozessmedien,…etc.) können die Anforderungen an den Expander bei industriellen Anwendungen wesentlich höher sein als hier. Beispielsweise werden bei modernen Dampfturbinenprozessen Temperaturen jenseits von 600°C und Drücke zwischen bis zu 250bar [] erreicht. Bei Dampfturbinenprozessen mit Zwischenüberhitzung sind die üblichen Eintrittsbedingungen der Niederdruckturbinen ähnlich zu jenen des hier angedachten AACAES – Prozesses (55-60bar, 500-600°C). Aus diesen Gründen wird angenommen, dass die für die Entspannung benötigte(n) Komponente(n) dem derzeitigen Stand der Technik entsprechen, weshalb im Zuge der Machbarkeitsstudie darauf verzichtet werden konnte, genauer darauf einzugehen. Bei der Anlage in Huntorf, beispielsweise, ist der Hochdruckteil als Dampfturbinenderivat ausgeführt, der Niederdruckteil, nach der Zwischenüberhitzung, als Turboexpander.

Analog zum Ladevorgang lässt sich die elektrische abgegebene Leistung ermitteln durch:

$$W_{Turb} = \sum_{i=1}^{n} \left(\int_{t0}^{t1} \underbrace{\dot{m}_{(\tau)}\, \eta_{el}\, \eta_{mech}\, \eta_{s,Turb(\tau)_i}\, \frac{\kappa}{\kappa-1} R\, T_{in(\tau)_i} \left[\left(\frac{p_{out(\tau)}}{p_{in(\tau)}} \right)_i^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa}\right)} - 1 \right]}_{P_{Turb,i}} d\tau \right) \qquad (5.3)$$

5.3.4 Wärmespeicher

Hier wird nur kurz darauf eingegangen, da das Kapitel 6 dem Funktionsprinzip und den technisch-physikalischen Eigenschaften des SandTES gewidmet ist. Auslegungstechnisch fordert dieses Element, ähnlich wie Verdichter und Turbine, dass die Leistungen beim Laden bzw. Entladen nicht zu sehr voneinander abweichen, da die Wärmetauscherfläche und das Rohrbündel auf einen entsprechenden

Betriebspunkt ausgelegt werden und sich Abweichungen hiervon negativ auf dessen Performance auswirken.

5.3.5 Kavernen

Wie oben schon erwähnt sind die entscheidenden Kriterien für eine Eignung einer Kaverne die Zugänglichkeit, das Solungsende, das Volumen und das zulässige Druckniveau. Aus den von der Salinen Austria AG zur Verfügung gestellten Datenblättern konnten sowohl für Altaussee und Bad-Ischl Kavernen gefunden werden, die sich für eine Pilotanlage sehr gut eignen würden.

Für eine Pilotanlage am besten geeignet sind die Kavernen AA05 bzw. AA05+AA06 in Altaussee bzw. BI17+BI18 am Sondenfeld in Bad Ischl. Man einigte sich in Absprache mit der Salinen Austria AG darauf, die Anlage für den Standort Sondenfeld auszulegen. Bei gleichzeitiger Nutzung der Kavernen BI17 und BI18 kann auf ein ausreichend großes Gesamtvolumen von 376.900 m² zurückgegriffen werden, was Speicherkapazitäten von bis zu 600MWh ermöglicht. Zum Vergleich wurden 6 verschiedene Varianten zwischen 10 und 50 MW und 3 bis 11h Ausspeicherzeit bei voller Leistung analysiert.

5.3.6 Wirkungsgrad

Unter den verschiedenen möglichen Definitionen eines Speicherwirkungsgrades ist hier, da die Hauptfunktion der Anlage die Speicherung elektrischer Energie ist, der elektrische Wirkungsgrad, also die beim Entladen ins Netz zurückgespeiste bezogen auf die während des Ladevorganges aufgenommene elektrische Energie repräsentativ für die Güte des Speicherprozesses. Der Verdichter ist nur beim Ladevorgang und die Turbine nur beim Entladen in Betrieb, Gebläse und jeweils ein Becherwerk beispielsweise jedoch bei beiden Vorgängen (Gebläse und Verdichter gehören zum Erhaltungsequipment eines SandTES Wärmespeichers, siehe Kapitel 6.1.3). Somit kommt auch die Frage auf, an welcher Stelle die beim Entladevorgang zum Betrieb von etwaigen Systemerhaltungselementen benötigte Energie im System berücksichtigt wird. Hierzu wird ein Speicherzyklus zuerst aus ökonomischer Sicht betrachtet:

Der Deckungsbeitrag lässt sich wie folgt berechnen:

$$DB = Erlös - Kosten \tag{5.4}$$

$$Erlös = \int_0^{t_{out}} \left(P_{Turb(\tau)}\, pr_{out(\tau)}\right) d\tau = E_{Turb}\, \overline{pr}_{out} \tag{5.5}$$

$$\begin{aligned} Kosten = &\int_0^{t_{in}} \left(P_{Verd(\tau)}\, pr_{in(\tau)} + P_{GB(\tau)}\, pr_{in(\tau)} + P_{BW(\tau)}\, pr_{in(\tau)}\right) d\tau \\ &+ \int_0^{t_{aus}} \left(+P_{GB(\tau)}\, pr_{aus(\tau)} + P_{BW(\tau)}\, pr_{aus(\tau)}\right) d\tau = \\ &= (E_{Verd} + E_{GB} + E_{BW})\, \overline{pr}_{in} + (E_{GB} + E_{BW})\, \overline{pr}_{out} \end{aligned} \tag{5.6}$$

$$\begin{aligned} DB &= E_{Turb} * \overline{pr}_{out} - (E_{Verd} + E_{GB} + E_{BW})\, \overline{pr}_{in} - (E_{GB} + E_{BW})\, \overline{pr}_{out} = \\ &= \left(E_{Turb} - (E_{GB} + E_{BW})\right) \overline{pr}_{out} - (E_{Verd} + E_{GB} + E_{BW})\, \overline{pr}_{in} \end{aligned} \tag{5.7}$$

Demnach entspricht die beim Entladevorgang ans Netz abgegebene Leistung der Turbinenleistung abzüglich der für Becherwerk und Gebläse benötigten Leistungen. Im Ladevorgang müssen diese

zusätzlich zu Verdichterleistung bezogen werden. Ausschlaggebend ist also der Zeitpunkt des Auftretens, da aus ökonomischer Sicht verschiedene Leistungen nur dann ohne weiteres addiert und subtrahiert werden können, wenn Sie bei gleichem Strompreis anfallen. Dass Becherwerk und Gebläse beim Ausspeichern direkt vom Generator anstatt separat aus dem Netz gespeist werden hat noch einen weiteren ökonomischen Nutzen: Würde man Gebläse und Becherwerk mit Strom aus dem Netz betreiben, so würde man für die dazu benötigte Energie auch Netznutzungsentgelte bezahlen, die man sich im anderen Fall ebenso erspart.

Der Wirkungsgrad lässt sich also definieren durch:

$$\eta_{el} = \frac{W_{Turb} - (W_{GB} + W_{BW})_{out}}{W_{Verd} + (W_{GB} + W_{BW})_{in}} \qquad (5.8)$$

Division der Gleichung (5.7) durch die beim Entladen verfügbare Energiemenge ergibt somit den auf den Entladevorgang bezogenen spezifischen Deckungsbeitrag:

$$db = \overline{pr}_{out} - \frac{1}{\eta_{el}} \overline{pr}_{in} \qquad (5.9)$$

5.4 Auslegungsvarianten

Bisher wurden die für die Auslegung einer Pilotanlage vorherrschenden örtlichen und technischen Gegebenheiten einer Analyse unterzogen und die spezifischen Auslegungsmerkmale der Hauptkomponenten ausgemacht. Mit den dabei definierten Randbedingungen können diese nun zu einem Gesamtkonzept zusammengefasst werden. Bild 33 zeigt das Schema des daraus abgeleiteten Konzepts für eine ScACAES Pilotanlage.

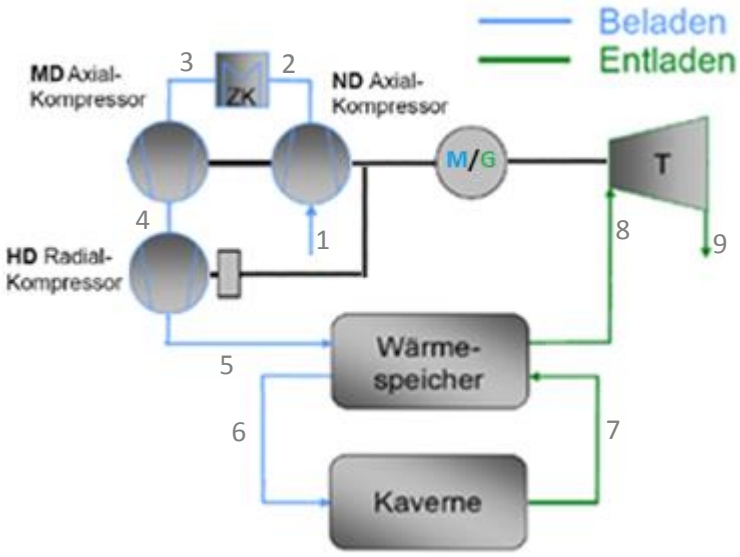


Bild 33: Anlagenschema einer ScACAES Pilotanlage, die Zustandspunkte 1-9 stimmen mit den im Zuge des T,s-Diagramms aus Bild 34 beschriebenen überein.

Zufolge den Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen aus Kapitel 4 empfiehlt sich eine Speichergröße von γ=11 als optimal, entsprechend der derzeitigen Situation an den Strommärkten. Hingegen empfiehlt sich für eine reine Speicheranwendung zum Lastausgleich von wenigen Stunden eine Größe von 3. Da die Energiewirtschaft eine sehr dynamische Branche ist, deren Veränderungen, folgend historischer

Erfahrungen, nur zu einem geringen Teil vorhersehbar waren [3], kann sich die Situation bis 2025, der frühestmöglichen Inbetriebnahme der Anlage, in beide Richtungen verändern. Es werden deshalb Anlagen für beide Speichergrößen in Betracht gezogen.

Aufgrund der Limitierung durch das örtliche Übertragungsnetz ist man hinsichtlich der möglichen Speicherleistungen eingeschränkt und man hat sich infolgedessen entschieden das Netz mit maximal 50MW zusätzlich zu belasten. Andererseits hat man sich, vorwiegend aus dem Grund, dass die spezifischen Investitionskosten bei kleineren Anlagen deutlich ansteigen, für eine minimale Größe von 10 MW entschieden. Als Kompromiss aus beiden wird auch eine Anlage mit einer Leistung von 30 MW weiter verfolgt.

5.5 ScACAES Beispielprozess

Ein vollständiger Speicherzyklus lässt sich also, wie im T,s-Diagramm in Bild 34 gezeigt, in 8 Prozessschritte (I - VIII) gliedern. Folgend werden diese am Beispiel der größten Auslegungsvariante für die Pilotanlage erklärt (50MW, γ=11). Im Ausgangspunkt 1 herrschen Umgebungsbedingungen mit 1,101325bar und ϑ=15°C, die Werte beziehen sich auf den Zustand der maximal gefüllten Kaverne.

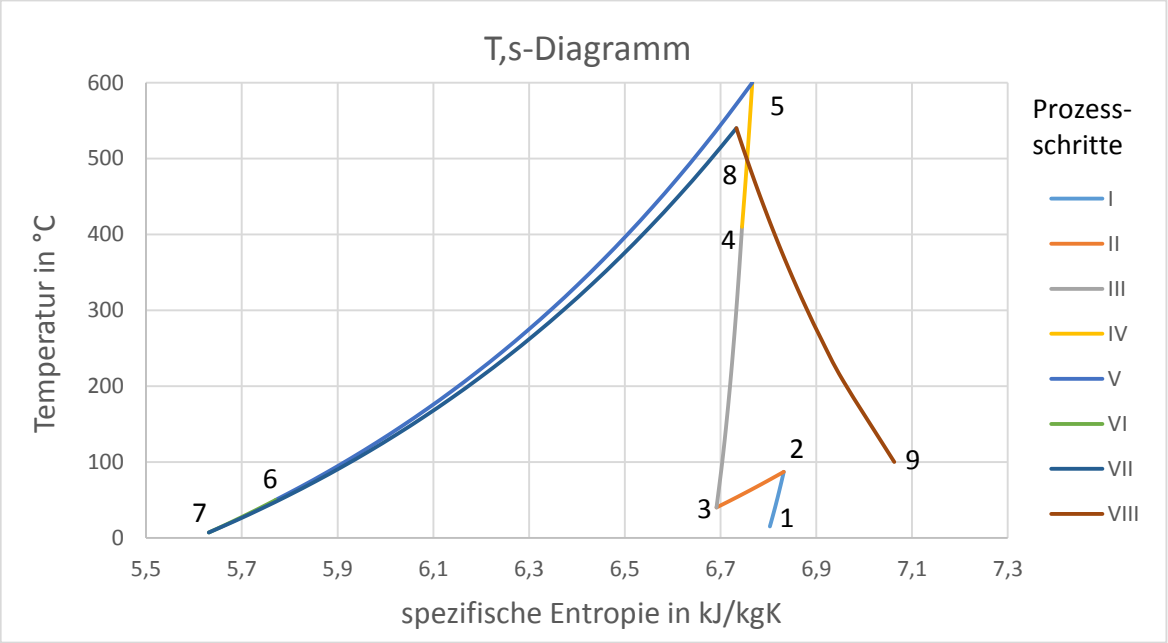


Bild 34: Prozessschritte der 50MW, γ=11 - Auslegungsvariante im T,s-Diagramm

I

1 → 2: adiabate Kompression im Niederdruckverdichter auf 2bar und 88°C

II

2 →3: Zwischenkühlung auf ca. 40°C. Je nach Ladezustand der Kaverne muss auf einen unterschiedlich hohen Druck verdichtet werden. Bei konstanter Zwischenkühlungstemperatur würde sich dabei die Verdichteraustrittstemperatur verändern. Um das vorgegebene Limit von 600°C an dieser Stelle einzuhalten findet im Zuge der Zwischenkühlung eine Regelung statt, sodass gerade so weit abgekühlt wird, dass die 600°C gerade eingehalten werden können. Dies entspricht auch der Maximierung des Wirkungsgrades. Die eben genannten 40°C beziehen sich, wie alle weiteren angegeben Richtwerte in den folgenden Prozessschritten auf den vollgeladenen Zustand.

III

3→4: adiabate Kompression im Mitteldruckverdichter auf 25,5 bar und 410°C

IV

4→5: adiabate Kompression im Hochdruckverdichter auf 55,8 bar und 600°C

V

5→6: Wärmeabgabe an den Wärmespeicher.

VI

6→7: Speicherung der Luft in der Kaverne. Bei der Einspeicherung strömt die Luft mit ca. 50°C und 55,2 bar in die Druckrohrleitung ein und verlässt diese beim Ausspeichern mit ca. 10° und 50,2 bar.

VII

7→8: Wärmeaufnahme aus dem Wärmespeicher. Die Luft verlässt diesen mit etwa 48,5 bar und 540°C.

VIII

8→9: Entspannung auf Umgebungsdruck. Die Turbinenaustrittstemperatur beträgt in etwa 100°C.

6 SandTES – Wärmerspeicher

Um einen adiabaten Druckluftspeicher zu realisieren ist ein Wärmespeicher nötig. Dieser kann das dynamische Verhalten und die Effizienz der Gesamtanlage wesentlich beeinflussen, weshalb er für die Güte des Druckluftspeicherprozesses eine essenzielle Rolle einnimmt. Hohe Temperaturen, Optimierungsgrößen wie Speicherkapazität, Leistung, Dynamik gemeinsam mit ökonomischen Limitierungen bringen große Herausforderungen für deren Entwicklung mit sich. Die technologische Vielfalt der Wärmespeicherkonzepte ist beträchtlich (Bild 35). Wie im Überblick über die historische Entwicklung der Druckluftspeichertechnologie in Kapitel 1 bereits erwähnt, sind die Schwierigkeiten in Verbindung mit dem Wärmespeicher auch Grund dafür, dass größerer Projekte von ACAES Anlagen bis dato nicht umgesetzt werden konnten.

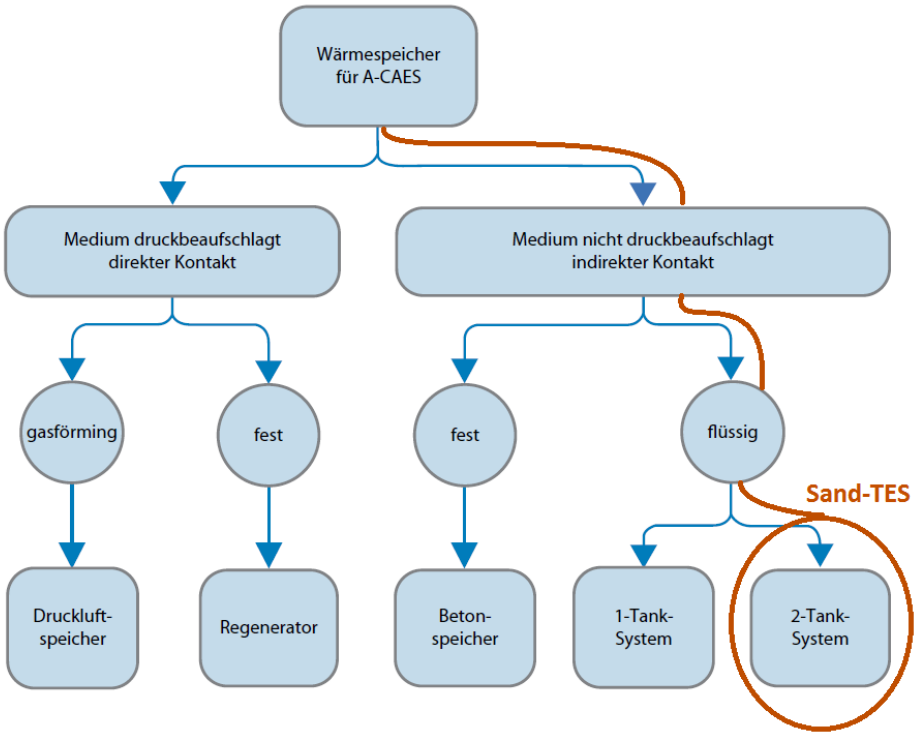


Bild 35: Technologische Kategorisierung geeigneter Wärmespeicherkonzepte für ACAES-Anlagen[5]

Bei einer ScACAES – Projektanlage sollte dabei die SandTES Technologie zum Einsatz kommen. Diese Abkürzung steht für *Sand Thermal Energy Storage* und es handelt sich dabei um ein innovatives Konzept das aus einer Idee von Roland Eisl, Markus Haider und Franz Holzleithner entstammt und von der TU- Wien bis zur technischen Umsetzbarkeit weiterentwickelt wurde [9],[11].

Es stellt ein aussichtsreiches, sehr effizientes und für Druckluftspeicheranlagen sehr gut geeignetes Wärmespeicherkonzept dar. Im folgenden Kapitel 6.1 wird die Funktionsweise dieses Konzepts mitsamt den angewandten physikalischen Grundprinzipien näher erläutert.

6.1 Bestandteile:

Die Hauptkomponenten des SandTES sind ein Gegenstromwärmetauscher und zwei Silos in denen der Sand gespeichert wird. Zusammen mit den Becherwerken zur Sandförderung sowie den Gebläse und Rekuperatoren der Fluidisierung, die einen kontinuierlichen Betrieb ermöglichen, stellen sie das Gesamtsystem des Wärmespeichers dar (Bild 36).

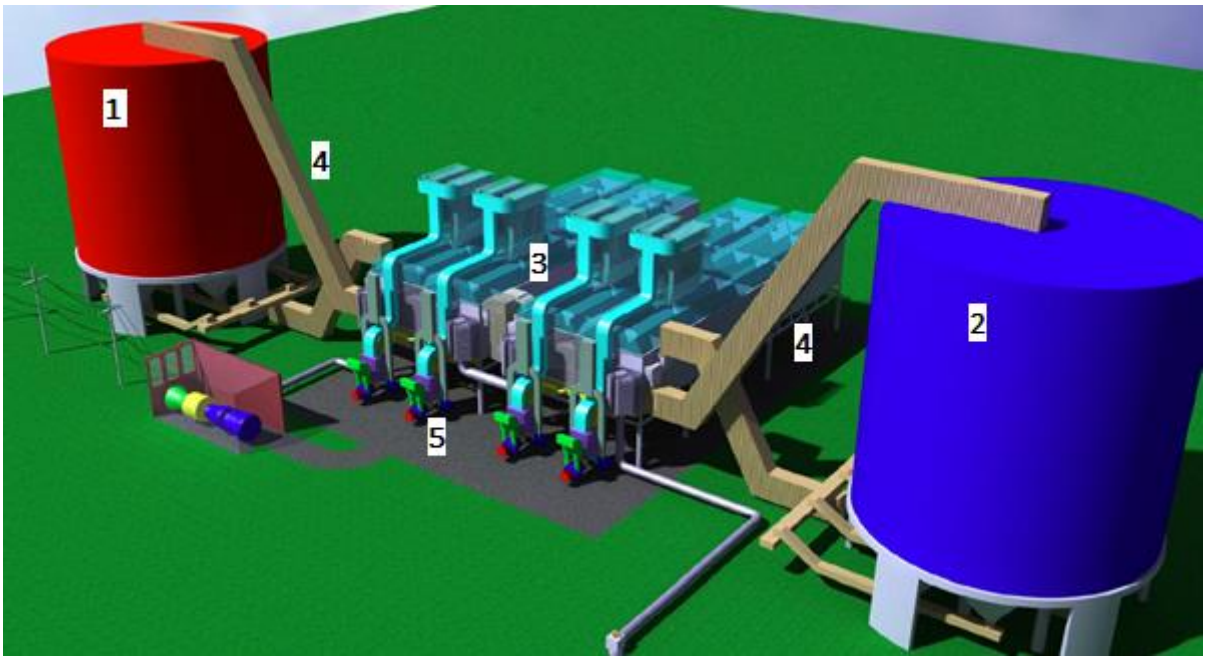


Bild 36: CAD – Modell eines SandTES. 1- heißer Silo, 2-kalter Silo, 3-Wirbelschicht-Fließbett Wärmetauscher, 4-Becherwerk, 5-Gebläse der Fluidisierung [10]

6.1.1 Wirbelschicht-Fließbett mit integriertem Rohrbündel

Das Herzstück des SandTES ist ein innovativer Wärmetauscher in der Ausführung eines mit Sand gefüllten Wirbelbettes durch das ein Rohrbündel geführt wird. Anders als bei zirkulierenden Wirbelschichten wird diese hier vom Bettmaterial in horizontaler Richtung durchströmt, weshalb entlang des Wirbelbettes der hierzu nötige Druckgradient aufgebracht werden muss. Die Strömungsrichtungen des Speichermediums Sand und des Prozessmediums im Rohrbündel sind üblicherweise gegengleich. Zusammengefasst handelt es sich hierbei um einen Wirbelschicht – Fließbett Gegenstromwärmetauscher.

Um eine Wirbelschicht zu erzeugen muss das Schüttgut von einem Gas vertikal, entgegen der Schwerkraft durchströmt werden, um die Partikel so in den Schwebezustand zu bringen. Dazu wird das Gas an der Unterseite des Bettes unter Überdruck eingedüst, nach durchtreten des Bettes oberhalb wieder gesammelt und abgezogen. Der vorher angesprochene horizontale Druckgradient erfordert, dass der Eindüsungsüberdruck mit zunehmender Bettlänge abnimmt, weshalb man das Luftreservoir unterhalb des Bettes in mehrere Sektionen, sogenannte Windboxen, unterteilt. Dieses System ist in Bild 37 skizziert, eine detaillierte Beschreibung der technischen Umsetzung erfolgt in Punkt 6.3.

Es gilt:

$$p_{1,in} > p_{2,in} > p_{3,in} \qquad (6.1)$$

$$p_{1,out} > p_{2,out} > p_{3,out} \qquad (6.2)$$

$$p_{i,in} > p_{i,out} \qquad (6.3)$$

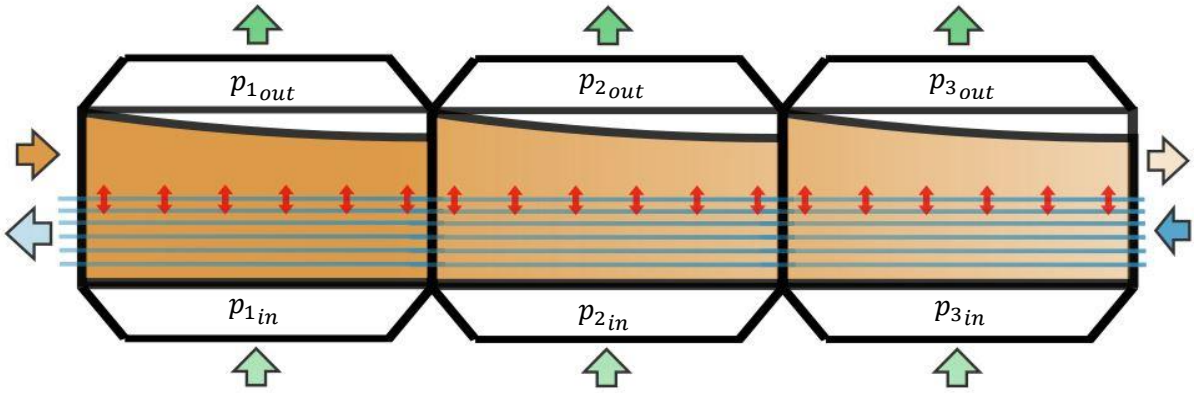


Bild 37: Skizze eines vertikalen Schnitts durch mehrere Windboxen im Wirbelbett. Für die Aufrechterhaltung des Wirbelbettes muss das Gas das Bettmaterial vertikal durchströmen. Beim Durchtreten des Bettes entsteht ein vertikaler Druckverlust. Sowohl in den Windboxen unterhalb, als auch in den Sammlern oberhalb des Bettes nimmt der Druck des Gases in Strömungsrichtung des Sandes ab. Durch den so aufgebrachten horizontalen Druckgradienten ist es möglich den Sand durch das Bett fließen zu lassen.

In folgendem Bild 38 ist ein horizontaler Schnitt durch das Bett skizziert. Die abwechselnd blau und grün gefärbten Bereiche kennzeichnen dabei die Abschnitte der Windboxen. Die roten Linien kennzeichnen Luftkammern oberhalb des Bettes.

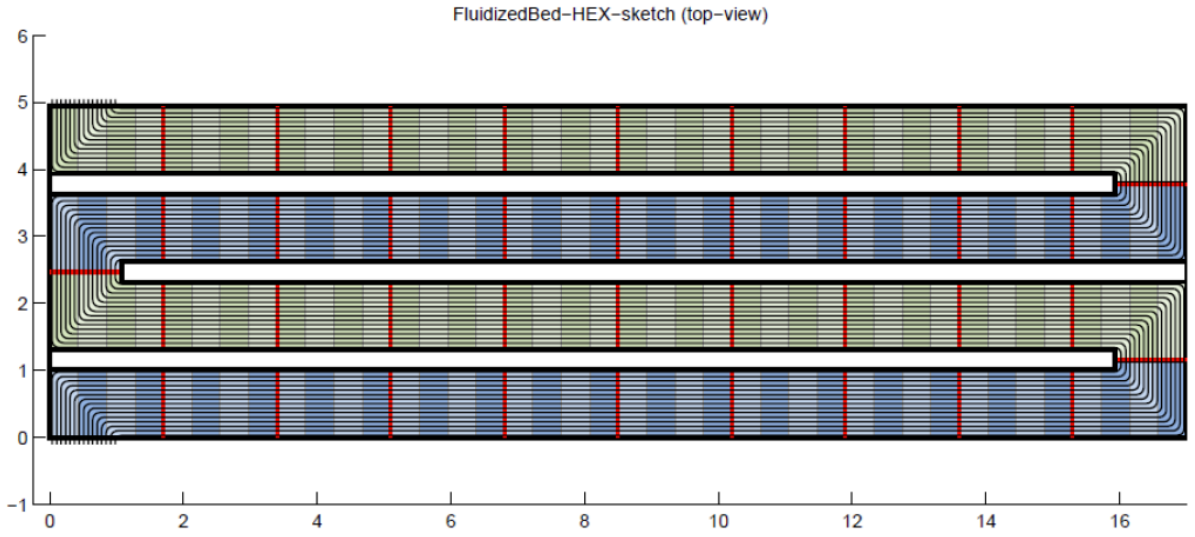


Bild 38: Draufsicht eines horizontalen Schnitts durch den Wärmetauscher [10]

6.1.2 Sandspeicherbunker

Um den Wärmetauscher zu einem Speicher zu erweitern sind zwei Speicherbunker an den beiden Enden des Fließbetts angebracht; die Becherwerke sorgen für die Beförderung des Sandes in bzw. aus der Wirbelschicht. In einem Bunker wird der kalte, im anderen der warme Sand gespeichert. Befindet sich die Anlage im Betrieb wird dieser von einem Behälter in den anderen gefördert und durchströmt dabei das Fließbett. Dabei wird der Sand entweder aufgeheizt (Ladevorgang) oder abgekühlt (Entladen). Beide Bunker (besonders der heiße Tank) müssen gut gegen die Umgebung isoliert sein um Wärmeverluste zu vermeiden.

6.1.3 Erhaltungsequipment (Becherwerk, Kompressor, Rekuperator)

6.1.3.1 Becherwerk:

Dient zur Förderung des Sandes aus dem Fließbettwärmetauscher in den Behälter. Aufgrund der hohen Betriebstemperaturen ist eine ausreichende Wärmebeständigkeit der Becher gefordert – hierfür bietet sich Keramik an [9].

6.1.3.2 Kompressoren/Ventilatoren:

Dienen zur Förderung des Fluidisierungsmediums - sie müssen also den für die vertikale Durchströmung des Fließbetts nötigen Überdruck bewerkstelligen.

6.1.3.3 Rekuperator

Die oberhalb des Bettes austretende Fluidisierungsluft hat sich bei der Durchströmung des Betts auf die jeweilige Sandtemperatur erwärmt, die höher ist als die Temperatur der verdichteten Umgebungsluft. Deshalb wird dem Kompressor ein Rekuperator nachgeschaltet um die Versorgungsluft mit der wärmeren ausgetretenen Luft zu erwärmen bevor sie den Windboxen zugeführt wird (Nutzung der Abwärme).

6.2 Wirbelschicht

Wird eine Feststoffschüttung kleiner Partikel von einem Gas vertikal entgegen der Schwerkraft so durchströmt, dass diese in Schwebe gehalten werden, so spricht man von einer Wirbelschicht oder einem Wirbelbett. Wenn die Auftriebskraft bzw. der Strömungswiderstand der Partikel deren Gewichtskraft übersteigt, beginnen diese im Bett zu wirbeln. Das flüssigkeitsähnliche Verhalten des Gas-Feststoff Gemisches, wird auch als „fluidisiert“ bezeichnet. Entscheidend hierbei ist die Geschwindigkeit mit der das Schüttgut durchströmt wird, abhängig von deren Größe können sich verschiedene Zustände einstellen: Ist die Durchströmungsgeschwindigkeit zu gering, hat die Strömung keinen Einfluss auf die Schüttung, man bezeichnet es dann noch als Festbett. Wird die minimale Fluidisierungsgeschwindigkeit überschritten, so beginnen die Partikel zu wirbeln. Wird die Geschwindigkeit weiter erhöht, so treten zunächst Blasenbildung und Turbulenz auf, steigert man noch weiter so kommt es irgendwann dazu, dass die Partikel pneumatisch transportiert bzw. ausgetragen werden, dies wird dann als zirkulierende Wirbelschicht bezeichnet. Die eben beschriebenen Typen sind in Bild 39 dargestellt.

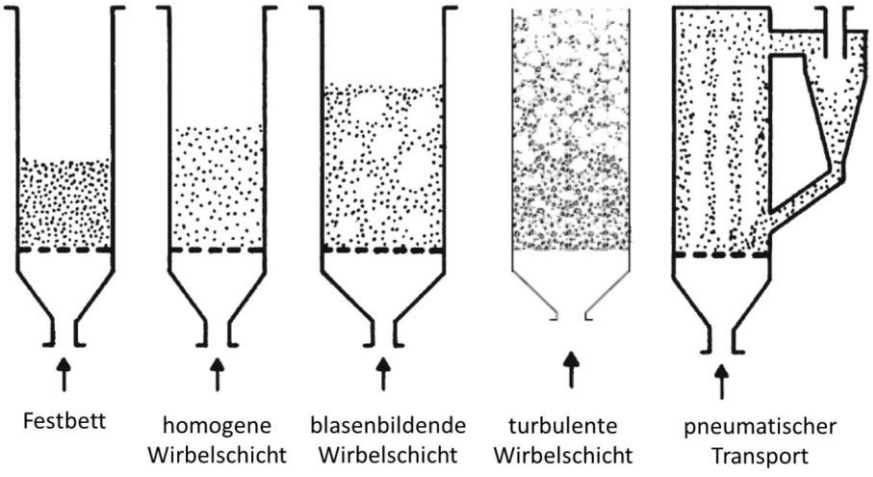


Bild 39: verschiedene Verhalten von Wirbelschichten [16]

Folgende Kenngrößen sind für die Charakterisierung einer Wirbelschicht wesentlich:

Leerrohrgeschwindigkeit:
Da je nach Fluidisierungsverhalten die Gasströmung in der Wirbelschicht unterschiedlich ist, ist es nicht sinnvoll Wirbelschichten anhand der direkt im Bett auftretenden Gasgeschwindigkeiten zu charakterisieren. Deshalb wird dazu üblicherweise die sogenannte Leerrohrgeschwindigkeit als Bezugsgröße herangezogen, also jene Geschwindigkeit die der Gasstrom ohne das Vorhandensein der Feststoffpartikel aufweisen würde (Gasvolumenstrom/Querschnittsfläche). Wenn nicht durch spezielle Indizes gekennzeichnet, beziehen sich in weiterer Folge Geschwindigkeiten des Fluidisierungsgases immer auf die jeweilige Leerrohrgeschwindigkeit.

Lockerungsgeschwindigkeit:
Bezeichnet jene Geschwindigkeit, bei der der Übergang von einem Fest- zu einem Wirbelbett stattfindet und wird daher auch als minimale Fluidisierungsgeschwindigkeit bezeichnet.

Austrittsgeschwindigkeit:
Analog zur Lockerungsgeschwindigkeit ist dies jene Leerrohrgeschwindigkeit bei der das Wirbelbett in einen pneumatischen Partikeltransport entgegen der Schwerkraft übergeht.

Fluidisierungsgrad:
Verhältnis der tatsächlichen Gasgeschwindigkeit zur Lockerungsgeschwindigkeit. Jene Größe macht deshalb nur Sinn wenn Sie Werte ≥ 1 einnimmt.

$$df = \frac{u}{u_L} \qquad (6.4)$$

Porösität:

$$\psi = \frac{Hohlraumvolumen}{Gesamtvolumen} = \frac{Gesamtvolumen - Partikelvolumen}{Gesamtvolumen} \qquad (6.5)$$

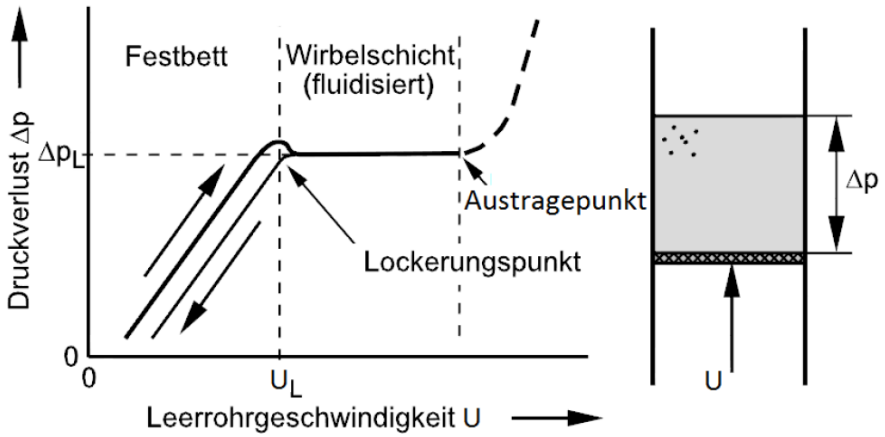


Bild 40: Druckverlust in Abhängigkeit der Leerrohrgeschwindigkeit [15]

Charakteristisch für koexistente Gas – Feststoffpartikel Mischungen ist der in Bild 40 dargestellte Zusammenhang von Leerrohrgeschwindigkeit und Druckverlust des Gases. Bei der Durchströmung des Festbetts steigt der Druckverlust gleichmäßig mit der Leerrohrgeschwindigkeit an. Am Lockerungspunkt findet der Übergang zur Wirbelschicht statt und der Druckverlust bleibt trotz weiterer Geschwindigkeitserhöhung konstant. Erst nach Überschreitung der Austragsgeschwindigkeit

steigt der Druckverlust im Zustand pneumatischen Transportes weiter an. Die Porosität der Schüttung nimmt am Lockerungspunkt Sprunghaft zu (Lockerungsporosität) und steigt im Wirbelschichtzustand linear mit der Leerohrgeschwindigkeit an.

Bei Wirbelschichten lassen sich ähnliche physikalische Eigenschaften bzw. Prinzipien wie bei Flüssigkeiten beobachten, weshalb sie für vielerlei technische Anwendungen besonders gut geeignet sind. Unter anderem gilt dies für das Prinzip der kommunizierenden Gefäße oder das Archimedische Prinzip.

Die Partikel führen in Wirbelschichten turbulente Platzwechselvorgänge nach allen Raumrichtungen durch und wechseln so ständig ihre unmittelbaren Nachbarn, mit denen sie nur für sehr kurze Zeit in Kontakt stehen („wirbeln“). Dieses Verhalten verleiht den Wirbelschichten sehr gute Wärmetransport- bzw. Wärmeübergangseigenschaften und vereint dies mit der üblicherweise hohen Wärmekapazität des Bettmaterials, woraus ebenso ein sehr homogenes Temperaturfeld resultiert.

Nicht zuletzt aufgrund dessen bietet sich fluidisierter Sand als ideales Speichermedium an. Obwohl im SandTES Wirbelbett auch andere Betriebszustände als die standardmäßige homogene Fluidisierung technisch möglich sind, weist diese das aus technischer Sicht am besten geeignetste Verhalten für diese Wärmespeicheranwendung auf. Für einen möglichst effizienten Betrieb strebt man an, das Wirbelbett des Wärmetauschers in einem Zustand nicht zu weit oberhalb der minimalen Fluidisierung zu betreiben, jedoch muss der Fluidisierungsgrad auch so hoch sein um einen stabilen Betrieb zu gewährleisten. Entsprechend den Labortests aus vorangehenden Arbeiten ist eine untere Grenze für den Fluidisierungsgrad von 2,5 – 3 ein geeigneter Kompromiss [9,20]. Aus diesem Grund kann darauf verzichtet werden, Betriebszustände höherer Fluidisierung im Modell abzubilden, weshalb auch eine allumfassende Behandlung des Themas „Wirbelschicht“ hier nicht weiter von Nöten ist.

6.3 Mathematische Beschreibung

6.3.1 Gasströmung

Wie in Bild 40 gezeigt, folgt der Druckverlust, abhängig vom Zustand des Bettes, einer unterschiedlichen Gesetzmäßigkeit. Der Übergang zwischen zweier Formen tritt dann ein, wenn beide den gleichen Druckverlust hervorrufen. Abhängig von der Weite des Größenspektrums der Partikel findet dieser allmählich (breites Spektrum) oder mehr abrupt (enges Spektrum) statt. Mathematisch führt diese Vorgangsweise zwar ebenfalls zum Ziel ist aber unhandlich, weshalb man die Übergangsgeschwindigkeiten meistens mithilfe von experimentell gefundenen empirischen Korrelationen bestimmt [15].

Für die Lockerungsgeschwindigkeit haben sich folgende 2 Korrelationen in der Praxis als sehr nützlich erwiesen:

Korrelation laut VDI-Wärmeatlas [15]:

$$Re_{L,VDI} = 42{,}9\,(1-\psi_L)\sqrt{1+\frac{\psi_L^3}{1-\psi_L}*\frac{Ar}{3214}} \qquad (6.6)$$

$$u_L = Re_L\,\frac{\mu_g}{\rho_g * d_p} \qquad (6.7)$$

Korrelation nach Baeyens:

$$u_L = \frac{[(\rho_p - \rho_g)\, g]^{0.934} {d_p}^{1.8}}{1100 * {\mu_g}^{0.87} {\rho_g}^{0.066}} \qquad (6.8)$$

Austrittsgeschwindigkeit: Korrelation nach VDI- Wärmeatlas

$$Re_{A,VDI} = 18 \left(\sqrt{1 + \frac{1}{9} * \sqrt{Ar - 1}} \right)^2 \qquad (6.9)$$

$$u_A = Re_{out} \frac{\mu_g}{\rho_g * d_p} \qquad (6.10)$$

Betriebsporosität:
Im fluidisierten Zustand ist die Porosität höher als im Festbett und lässt sich beispielsweise mit der hier eingesetzten empirischen Beziehung abschätzen: [15]

$$\psi = \psi_L + (1 - \psi_L) \frac{u - u_L}{u_A - u_L} \qquad (6.11)$$

6.3.2 Druckverluste

Für den vertikalen Druckverlust des Fluidisierungsgases bei der Durchströmung eines Bettes gilt folgende Beziehung:

$$\Delta p = (1 - \psi) \left(\rho_p - \rho_g\right) g\, H \qquad (6.12)$$

In der Wirbelschicht des SandTES befindet sich ebenfalls das Rohrbündel des Wärmetauschers, das auch seinen Beitrag zum Druckverlust leistet. Anders als man vielleicht erwarten würde, nimmt der Druckverlust durch die Existenz des Rohrbündels ab. Ähnlich der Hydrostatik ist der Druck am Boden des Bettes direkt proportional zur Höhe h. Durch das Vorhandensein des Rohrbündels verringert sich jedoch die effektive Betthöhe um die Summe der entlang eines vertikal verlaufenden Pfades kumulierten durch Rohre belegten Abschnitte. In Bild 41 stellen die rot eingezeichneten Linien die zur effektiven Fluidisierungshöhe beitragenden Abschnitte dar.

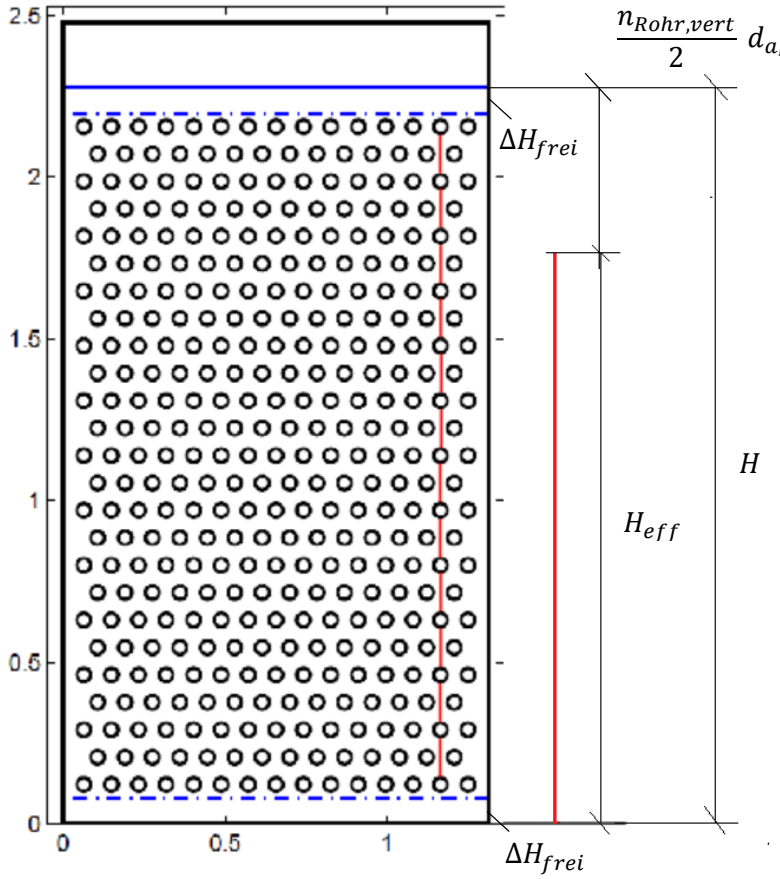


Bild 41: effektive Fluidisierungshöhe (Grafik basierend auf [10])

Somit erhält man für den effektiven Druckverlust über die Wirbelschicht:

$$\Delta p_{WS} = (1-\psi)\left(\rho_p - \rho_g\right) g \underbrace{\left(H - \frac{n_{Rohr,vert}}{2}\, d_{a,Rohr}\right)}_{H_{eff}} \qquad (6.13)$$

Der Abstand zwischen den Rohren ist im idealen Fall äquivalent zum Aussendurchmesser der Rohre. Zur Bestimmung der Anzahl der vertikalen Rohrreihen, wird der durch Rohrreihen besetzte Teil der Betthöhe durch den doppelten Rohrdurchmesser dividiert und auf die nächste ganze Zahl abgerundet. Der an der Bettober- und Unterseite freie, von Rohren unbesetzte Abschnitt, wird als ΔH_{frei} bezeichnet.

$$n_{Rohr,vert} = DIV\left(\frac{H-2\Delta H_{frei}}{2d_{a,Rohr}}\right) \qquad (6.14)$$

Um den fluidisierten Sand horizontal durch das Bett zu befördern, ist, wie schon erwähnt, ein entsprechender Druckgradient erforderlich. Dieser wird durch ungleichförmiges Eindüsen des Fluidisierungsmediums entlang des Bettes bewerkstelligt. Einerseits muss der Druck unterhalb der Windbox größer als jener oberhalb des Bettes sein, um den Fluidisierungszustand aufrecht zu erhalten, andererseits muss auf beiden Seiten der Druck entlang der Fließrichtung des Sandes abnehmen. Am Betteintritt geschieht dies durch einen Düsenboden, dessen Blendenöffnungen in Fließrichtung des Sandes kleiner werden und somit höhere Eintrittsdruckverluste bewirken. Durch die ins Bett hineinragenden Bleche oberhalb des Bettes entstehen voneinander abgegrenzte Luftkammern, in denen abschnittsweise abnehmenden Gegendrücke je nach der Stellung der jeweiligen Regelventile

vorgegeben werden können. Durch die so erzeugten sprunghaften Betthöhenanstiege kann diese annähernd konstant gehalten werden (Dieser Effekt ist in Bild 42 zwecks Verständnisgründen übertrieben groß dargestellt). Dies gilt somit auch für die Druckdifferenz zwischen Unter- und Oberseite des Bettes. Es ist ebenso dargestellt, wo und wodurch die zum Gesamtdruckverlust nach Gleichung *(6.15)* beitragenden Anteile auftreten.

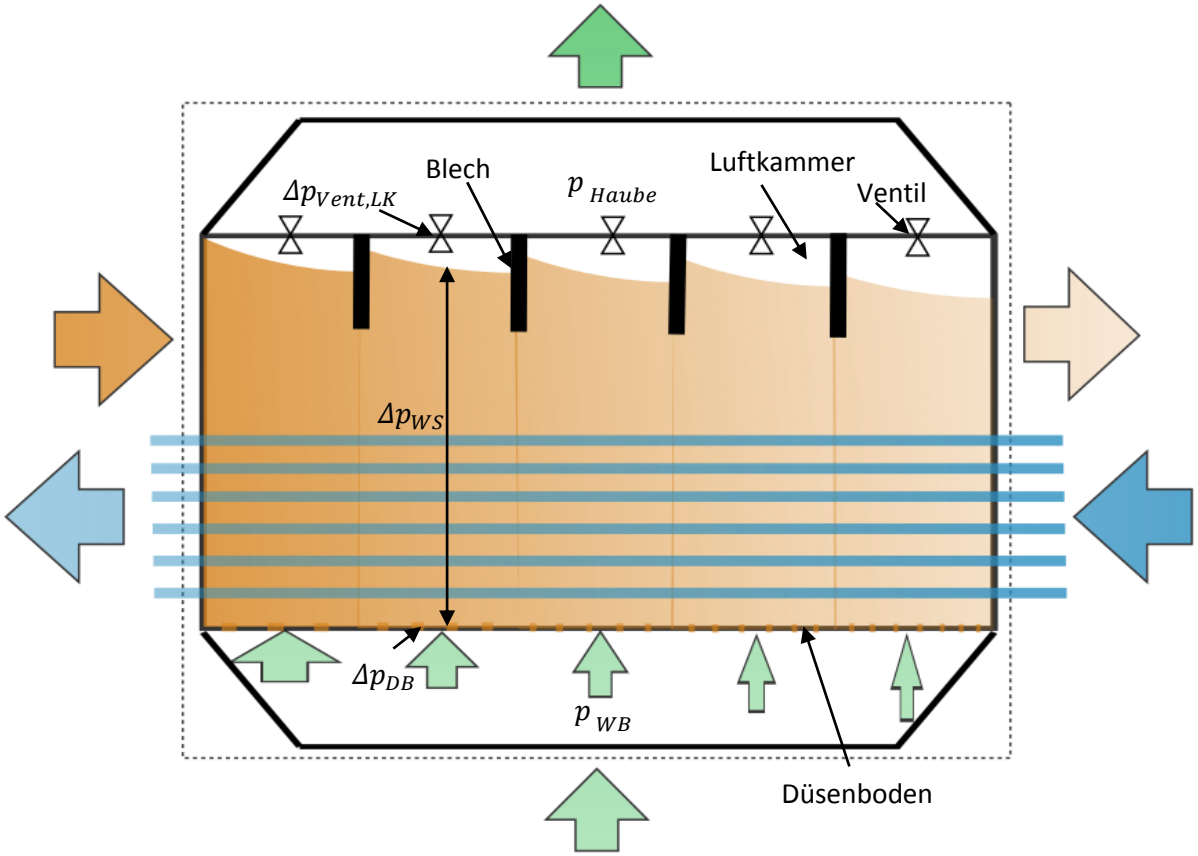


Bild 42: Skizze der Seitenansicht eines vertikalen Schnitts durch eine Windbox samt den verschiedenen zum vertikalen Gesamtdruckverlust beitragenden Anteile an den Stellen ihres Auftretens. Die braun gefärbte Fläche kennzeichnet die Sandwirbelschicht, das Wärmeträgermedium befindet sich in den blau skizzierten Wärmetauscherrohren und das durch die Blenden des Düsenboden einströmende Fluidisierungsgas ist durch die grünen Pfeile gekennzeichnet. Je breiter die grünen Pfeile desto höher der Druck. Für alle Medien gilt, je kräftiger die Farbe umso höher die Temperatur.

Diese Gesamtdruckdifferenz setzt sich also aus mehreren Teilen zusammen:

$$\Delta p_{ges} = p_{WB} - p_{Haube} = \Delta p_{DB} + \Delta p_{WS} + \Delta p_{Vent,LK} \qquad (6.15)$$

Der Druckverlust über den Düsenboden ist vom Druckverlustbeiwert der Blenden, der Gasdichte und der jeweiligen Durchströmungsgeschwindigkeit abhängig.

$$\Delta p_{DB} = \zeta_{Blende}\, \rho_g\, \frac{{u_{DB}}^2}{2} \qquad (6.16)$$

Beim Eintritt des Fluidisierungsgases an der Unterseite des Bettes wird der horizontale Druckgradient mit Hilfe der Blenden des Düsenbodens aufgebracht. Dies geschieht so, dass die Blendenöffnungen in Richtung des Sandflusses kleiner werden und demnach größere Druckabfälle zur Folge haben, was gleichbedeutend mit einer Verringerung des Eintrittsdrucks am Boden der Wirbelschicht ist. In der

Skizze in Bild 42 sind die kleiner werdenden Blendenöffnungen ebenso gut zu erkennen wie der Zustand des Gases unmittelbar nach den Eindüsungsblenden. Die Form der Pfeile gibt dabei Aufschluss über das einströmende Gas: Je breiter der Pfeil, umso größer der Druck beim Eintritt in das Bett - je länger der Pfeil, umso größer die Geschwindigkeit bei der Einströmung. Der Druckverlust durch den Düsenboden ist am Beginn einer Windbox minimal und nimmt sein Maximum gegen Ende der Windbox ein. In Bild 43 ist unter anderem die Druckverteilung am Boden des Bettes abgebildet. Der Gegendruck in der Luftkammer oberhalb des Bettes lässt sich wie schon erwähnt mittels regelbarer Ventile am Luftkammeraustritt entsprechend steuern. Somit lässt sich sowohl ein über die gesamte Betthöhe gleich bleibender horizontaler Druckgradient vorgeben, als auch ein größerer Betthöhenunterschied zwischen Anfang und Ende vermeiden (in Bild 42 übermäßig stark dargestellt), wodurch der Sand kontrolliert und kontinuierlich durch das Bett gefördert werden kann.

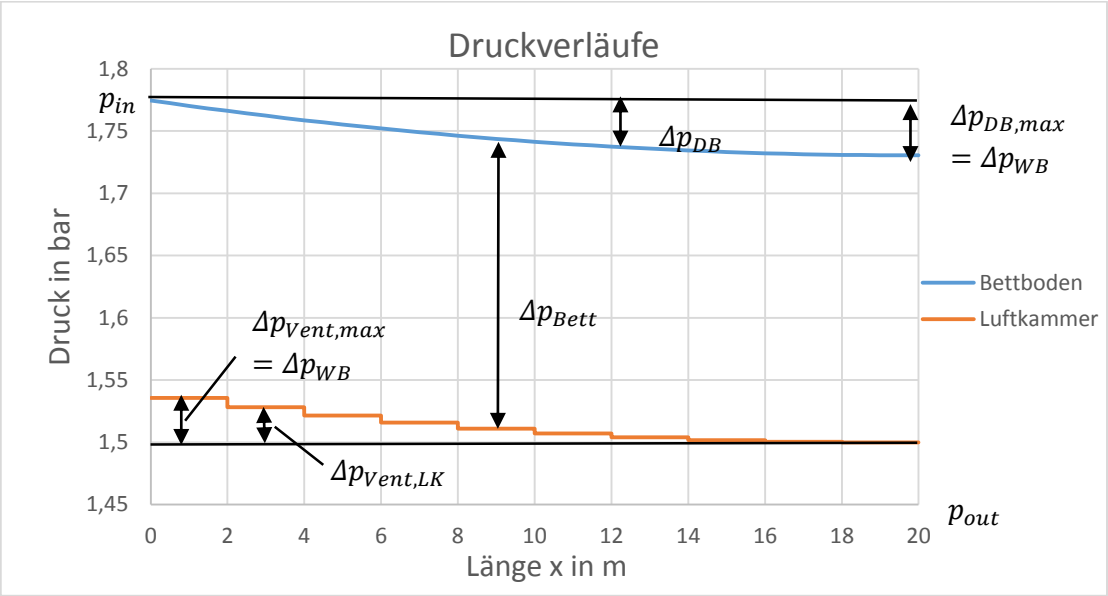


Bild 43: Druckverteilung am Boden des Fließbettes

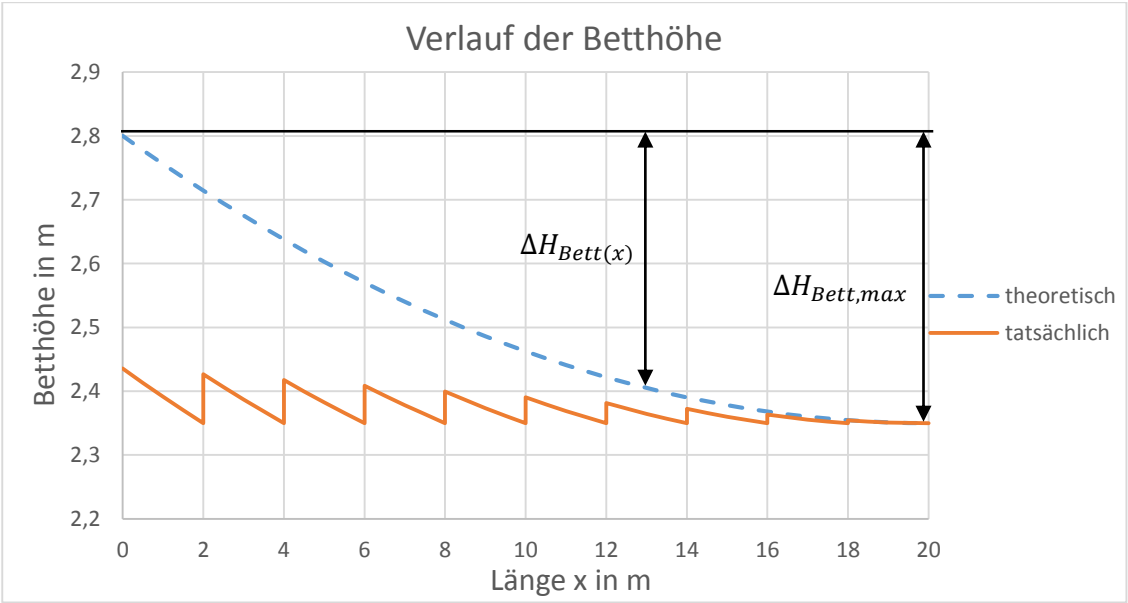


Bild 44: theoretischer (strichliert) und tatsächlicher (voll) Betthöhenverlauf

In Bild 44 ist der tatsächliche abgeschätzte Verlauf der Betthöhe, gemeinsam mit jenem der ohne Vorhandensein der stabilisierenden Luftkammern theoretisch auftreten würde, skizziert. Für Letzteren nimmt man ein quadratisches Profil an, dessen maximale Steigung am Anfang je nach Windboxlänge ca. 2 – 4 cm/m beträgt und linear auf 0cm/m am Windboxende abfällt. Die theoretische Betthöhendifferenz ergibt sich aus dem quadratischen Profil, welches mit dem Parameter k als maximale Steigung und x als variabler Bettlänge lautet:

$$\Delta H_{Bett,(x)} = k\, x\, (1 - \frac{x}{2\, l_{WB}}) \qquad (6.17)$$

$$\Delta H_{Bett,max} = \frac{k\, l_{WB}}{2} \qquad (6.18)$$

Die Vorgangsweise zur Abschätzung des Druckverlustes über die Ventile der Luftkammern $\Delta p_{Vent,LK}$ wird ergänzend im Zuge der folgenden Betrachtungen erläutert: Mithilfe des der Hydrostatik ähnlichen Gesetzes aus Gleichung *(6.12)* lässt sich der maximale theoretische Höhenunterschied $\Delta H_{Bett,max}$ in eine Druckdifferenz Δp_{WB} überführen. Diese muss also aufgebracht werden, um den Sandmassenstrom durch die Windbox zu befördern. Die beschriebene Beziehung tritt auch in den Gleichungen *(6.19)* und *(6.20)* auf. Aus Testversuchen im Labor entstammt die Erkenntnis, dass die Wirbelschicht nicht stabil betrieben werden kann, wenn die Betthöhe in größerem Ausmaß variiert. Deshalb wird das Konzept um die bereits mehrmals angesprochenen Luftkammern, deren Hauptaufgabe es ist, große Betthöhenunterschiede zu vermeiden und somit stabilen Betrieb zu garantieren, erweitert. Durch die Regelventile am Austritt können die Drücke in den Luftkammern an der Bettoberseite vorgegeben werden. Nehmen diese in Fließrichtung des Sandes gleichermaßen wie der Druck an der Bettunterseite ab, so hat dies zur Folge, dass die Betthöhe über eine gesamte Windbox annähernd konstant bleibt (im Zuge der Erklärung von Bild 42 bereits angesprochen). Der größte Ventildruckabfall $\Delta p_{Vent,max}$ ist am Windboxanfang vorzufinden, der Druckabfall über die Blenden Δp_{DB} ist an dieser Stelle hingegen minimal - umgekehrt ist der Ventildruckabfall am Windboxende minimal und der Blendendruckverlust am größten (siehe Bild 43) Da sowohl die Druckdifferenz zwischen Windbox und Haube Δp_{ges} als auch der Druckabfall über die Wirbelschicht Δp_{WS} konstant ist, folgt daraus, dass auch der maximale Ventildruckabfall $\Delta p_{Vent,LK.max}$ und der maximale Blendendruckverlust $\Delta p_{DB,max}$ gleich groß und der dem theoretischen Betthöhenunterschied $\Delta H_{Bett,max}$ (Bild 44) entsprechenden hydrostatischen Druckdifferenz Δp_{WB} äquivalent ist (*(6.18), (6.19)* bzw. Bild 43).

$$\Delta p_{Vent,LK,max} = \Delta p_{WB} = (1 - \psi)\left(\rho_p - \rho_g\right) g\, \Delta H_{Bett,max} \qquad (6.19)$$

$$\Delta p_{DB,max} = \Delta p_{WB} = (1 - \psi)\left(\rho_p - \rho_g\right) g\, \Delta H_{Bett,max} \qquad (6.20)$$

Als weitere Grundlage für den stabilen Betrieb der Wirbelschicht ist die Einhaltung eines gewissen Fluidisierungsgrades. Als die untere Grenze gilt hierbei in etwa das 2,5-fache der minimalen Fluidisierungsgeschwindigkeit. Wie vorher erwähnt nimmt der Druckverlust über die Eintrittsblenden in Fließrichtung zu, was aber auch bedeutet, dass die Durchströmungsgeschwindigkeit in den Blenden entsprechend höher und somit auch der Fluidisierungsgrad in dieser Richtung größer wird und bei einer Windboxlänge von 20m am Ende bis auf über 5 ansteigt (Bild 45).

Die Modellierung der Wirbelschichtparameter erfolgt jedoch nur soweit nötig, da für die Prozesssimulation nur der Gesamtdruckunterschied interessant ist, der sich am einfachsten am Windboxanfang ermitteln lässt. Für die Geschwindigkeit durch die Blenden des Düsenbodens u_{DB} kann hier als untere Grenze ein ungefährer Wert von ca. 100 m/s angenommen werden, ebenso lässt sich der Ventildruckabfall wie oben erläutert mit Hilfe des maximalen Betthöhenunterschieds leicht ermitteln. Eingesetzt ergibt sich für die Druckdifferenz zwischen Sammler und Haube somit:

$$\Delta p_{ges} = \underbrace{\zeta_{Blende}\,\rho_g\,\frac{{u_{DB}}^2}{2}}_{\Delta p_{DB}} + \underbrace{(1-\psi)\,(\rho_p-\rho_g)\,g\,H - \frac{n_{Rohre}}{2}\,d_a}_{\Delta p_{WS}} + \underbrace{(1-\psi)\,(\rho_p-\rho_g)\,g\,\frac{k\,L}{2}}_{\Delta p_{Vent,LK}} \qquad (6.21)$$

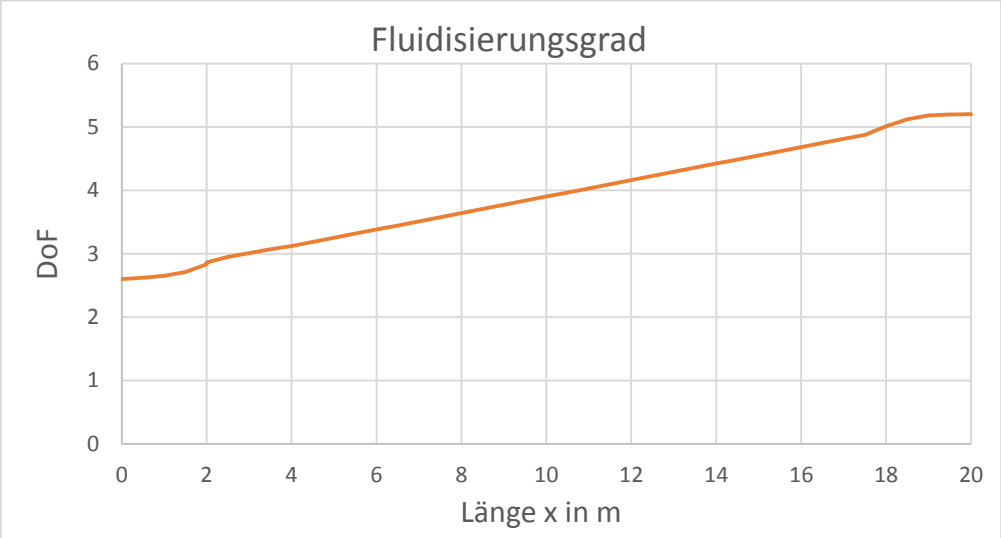


Bild 45: Verlauf des Fluidisierungsgrads innerhalb einer Windbox

6.3.3 Wärmeübergang Wirbelschicht – Rohrbündel:

Wie bereits erklärt, besitzen Wirbelschichten ausgezeichnete Wärmeübertragungseigenschaften. Aufgrund der sehr großen Anzahl an wirbelnden Partikel die daran beteiligt sind handelt es sich dabei um einen sehr komplexen Vorgang, der durch ein repräsentatives Berechnungsmodell dargestellt werden muss. Ein etabliertes mathematisches Modell für die Abbildung des Wärmeübergangs zwischen einer Wirbelschicht und einem sich darin befindlichen Rohrbündel ist jenes von Martin, das beispielsweise im VDI – Wärmeatlas [16] beschrieben ist.

Der Wärmetransport lässt sich demnach auf drei, im Wesentlichen voneinander unabhängige, Mechanismen zurückführen. Den größten Beitrag liefert die Partikelkonvektion, auch wird Wärme von Gas zu Gas selbst und, im Speziellen bei höheren Temperaturen, durch Strahlung übertragen. Im angesprochenen Modell werden alle 3 Vorgänge untereinander gleichberechtigt behandelt, der resultierende Wärmeübergangskoeffizient entspricht schlicht der Summe jener der einzelnen Mechanismen.

$$\alpha_{WS,ges} = \underbrace{\alpha_p}_{\substack{Partikel \\ konvektion}} + \underbrace{\alpha_g}_{\substack{Gas \\ konvektion}} + \underbrace{\alpha_S}_{Strahlung} \quad (6.22)$$

Für den Partikelkonvektiven Teil α_p gilt:

$$\alpha_p = Nu_p \frac{\lambda_g}{d_p} \quad (6.23)$$

Mit:

$$Nu_p = (1-\psi)\, Z\, (1-e^{-N}) \quad (6.24)$$

$$Z = \frac{1}{6}\frac{(\rho c)_p}{\lambda_g}\sqrt{\frac{g {d_p}^3 (\psi-\psi_L)}{5\,(1-\psi_L)*(1-\psi)}} \quad (6.25)$$

$$N = \frac{Nu_{WP(max\,)}}{2{,}6\, Z} \quad (6.26)$$

$$Nu_{WP,max} = 4\left[\left(1+\frac{2l}{d}\right) ln\left(1+\frac{d}{2l}\right)-1\right] \quad (6.27)$$

$$l = 2\Lambda(\frac{2}{\Gamma}-1) \quad (6.28)$$

$$\Lambda = \sqrt{\frac{2\pi\bar{R}T}{\bar{M}}}\frac{\lambda_g}{p(2c_{p,g}-\frac{\bar{R}}{\bar{M}})} \quad (6.29)$$

$$lg\left(\frac{1}{\Gamma}-1\right) = 0{,}6 - \frac{\left(\frac{1000K}{T}+1\right)}{2{,}8} \quad (6.30)$$

Der gaskonvektive Anteil α_g lässt sich durch eine Relation aus Prandtl und Archimedeszahl ermitteln:

$$\alpha_p = Nu_p \frac{\lambda_g}{d_p} \quad (6.31)$$

$$Nu_p = 0{,}009\, Pr^{\frac{1}{3}}\, Ar^{\frac{1}{2}} \quad (6.32)$$

Der Strahlungsanteil α_r erfolgt mithilfe einer abgeleiteten Form des Strahlungsgesetzes von Stefan und Boltzmann.

$$\alpha_r = 4\,\varepsilon\,\sigma\,T_m^3 \quad (6.33)$$

6.3.4 Wärmeleitung im Rohr

Für die Wärmeleitung im Rohr kommt das stationäre Wärmeleitungsgesetz zum Einsatz. Ist das Rohr beispielsweise aus n chronologisch von innen nach außen nummerierten Schichten aufgebaut so gilt mit dem jeweiligen Radius r bzw. Wärmeleitfähigkeit λ:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi l\,(T_i - T_a)}{\frac{1}{\lambda_1} ln\frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} ln\frac{r_3}{r_2} + \cdots + \frac{1}{\lambda_n} ln\frac{r_{n+1}}{r_n}} \qquad (6.34)$$

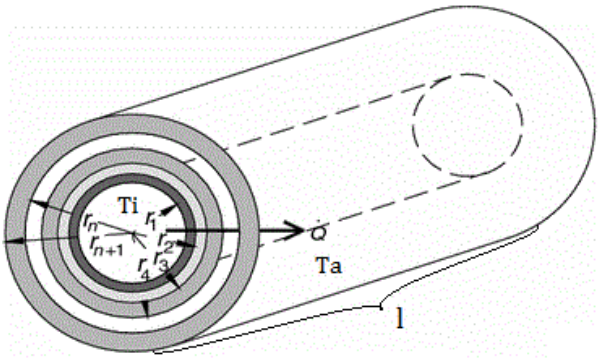


Bild 46: Wärmeleitung in einem aus mehreren Schichten aufgebauten Rohr [17]

Da es sich hierbei um einen Wärmeübertrager handelt, soll der Wärmedurchgang so hoch wie möglich gehalten werden, weshalb man auf isolierende Schichten verzichtet und die Rohrwandstärke nur so dick gestaltet, dass der mechanisch-thermischen Belastung im Betrieb mit entsprechender Sicherheit standgehalten wird.

6.3.5 Wärmeübergang Rohr – Wärmeträgermedium:

Die Wärmeübertragung in erzwungenen Rohrströmungen ist ein bekanntes und vielerseits angewandtes Phänomen, weshalb darauf verzichtet wird, auf die verwendeten Beziehungen genauer einzugehen. Diese Berechnungsmethode wird vom VDI – Wärmeatlas [16] empfohlen. Abhängig davon, welches Strömungsverhalten im Rohr vorherrscht ist der Wärmeübergang darin verschieden. Je nachdem ob es im laminaren (Re<2300), voll turbulenten (Re>10^4) oder im Übergangsbereich dazwischen liegt, muss der Wärmeübergangskoeffizient auf unterschiedliche Art ermittelt werden (in der Berechnung haben die Indizes folgende Bedeutung: 2300 – bei Reynoldszahl Re=2300; 10^4 – bei Re=10^4; L – laminar, T – turbulent; 1,2,3 – Aufzählungsindizes):

laminar - Re<2300:

$$Nu_{m,L} = \left[Nu_{m,L,1}^3 + 0{,}7^3 + \left(Nu_{m,L,2} - 0{,}7\right)^3\right]^{1/3} \qquad (6.35)$$

$$Nu_{m,L,1} = 3{,}66 \qquad (6.36)$$

$$Nu_{m,L,2} = 1{,}615\left(Re\,Pr\frac{d_i}{l}\right)^{1/3} \qquad (6.37)$$

Übergangsbereich bei konstanter Wand – Temperatur:

$$Nu_{m,T} = (1 - \Omega)\, Nu_{m,L,2300} + \Omega\, Nu_{m,T,10^4} \quad (6.38)$$

$$\Omega = \frac{Re-2300}{10^4-2300} \qquad 0 \leq \Omega \leq 1 \quad (6.39)$$

$$Nu_{m,L,2300} = \left[49{,}371 + \left(Nu_{m,T,2,2300} - 0{,}7\right)^3 + \left(Nu_{m,T,3,2300}\right)^3\right]^{\frac{1}{3}} \quad (6.40)$$

$$Nu_{m,T,2,2300} = 1{,}615\left(2300 Pr \frac{d_i}{l}\right)^{1/3} \quad (6.41)$$

$$Nu_{m,T,3,2300} = \left(\frac{2}{1+22Pr}\right)^{1/6}\left(2300\, Pr \frac{d_i}{l}\right)^{1/2} \quad (6.42)$$

$$Nu_{m,T,10^4} = \frac{\zeta/8\ 10^4 Pr}{1+12{,}7\sqrt{\zeta/8}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)}\left[1 + \left(\frac{d_i}{l}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad (6.43)$$

Voll turbulenter Bereich:

$$Nu_{m,T} = \frac{\zeta/8\ Re\ Pr}{1+12{,}7\sqrt{\zeta/8}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)}\left[1 + \left(\frac{d_i}{l}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad (6.44)$$

$$\zeta = (1{,}8\, lg(Re) - 1{,}5)^{-2} \quad (6.45)$$

$$\alpha_{m,RS} = Nu_{RS} \frac{\lambda_{HTF}}{d_i} \quad (6.46)$$

Wärmeübertragung von der Wirbelschicht an die Rohrströmung:

$$\dot{Q} = k A_a\, (T_i - T_a) \quad (6.47)$$

Wärmefluss wird von innen nach außen als positiv betrachtet

$$\frac{1}{k * A_a} = \frac{1}{\alpha_i * A_i} + \frac{\delta}{\lambda * A_m} + \frac{1}{\alpha_a * A_a} \quad (6.48)$$

$$A_m = \frac{A_a - A_i}{ln\left(\frac{A_a}{A_i}\right)} \quad (6.49)$$

6.3.6 Rohrströmung

Der Wärmeübergang innerhalb des Rohres wurde bereits in vorigen Abschnitt beschrieben, weshalb dieses Kapitel ausschließlich der Ermittlung des Druckverlustes im Rohr widmet. Der Vollständigkeit

halber sei an dieser Stelle erwähnt, dass Wärmeleitung in Strömungsrichtung des Wärmeträgermediums im Modell vernachlässigt wird.

Die typische Vorgehensweise zur Bestimmung des Druckverlustes einer Rohrströmung liegt in der Bestimmung des Widerstandskoeffizienten des Rohrverlaufes. Dieser stellt den Druckverlust in Relation zum Staudruck dar und hat den Vorteil, dass er sich nicht nur für reine Rohrströmungen sondern auch für diverse Einbauteile wie Krümmungen, Querschnittsveränderungen oder Blenden ermitteln lässt. Addiert man alle Widerstände entlang einer Rohrführung zusammen so erhält man den Gesamtwiderstandsbeiwert.

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho_{HTF}\, {u_{RS}}^2}{2} \qquad (6.50)$$

$$\zeta_{ges} = \sum_i \zeta_i \qquad (6.51)$$

Das Rohrbündel im SandTES setzt sich aus geraden Rohrstücken zusammen an dessen Enden sich jeweils eine 90° Umlenkung befindet. Der Widerstandsbeiwert der geraden Rohrstücke lässt sich mithilfe der Rohrreibungszahl χ bestimmen, die man üblicherweise aus dem Moody – Diagramm (Bild 47) ermittelt. Es gilt:

$$\zeta_{RS} = \chi_{RS} \frac{l}{d_i} \qquad (6.52)$$

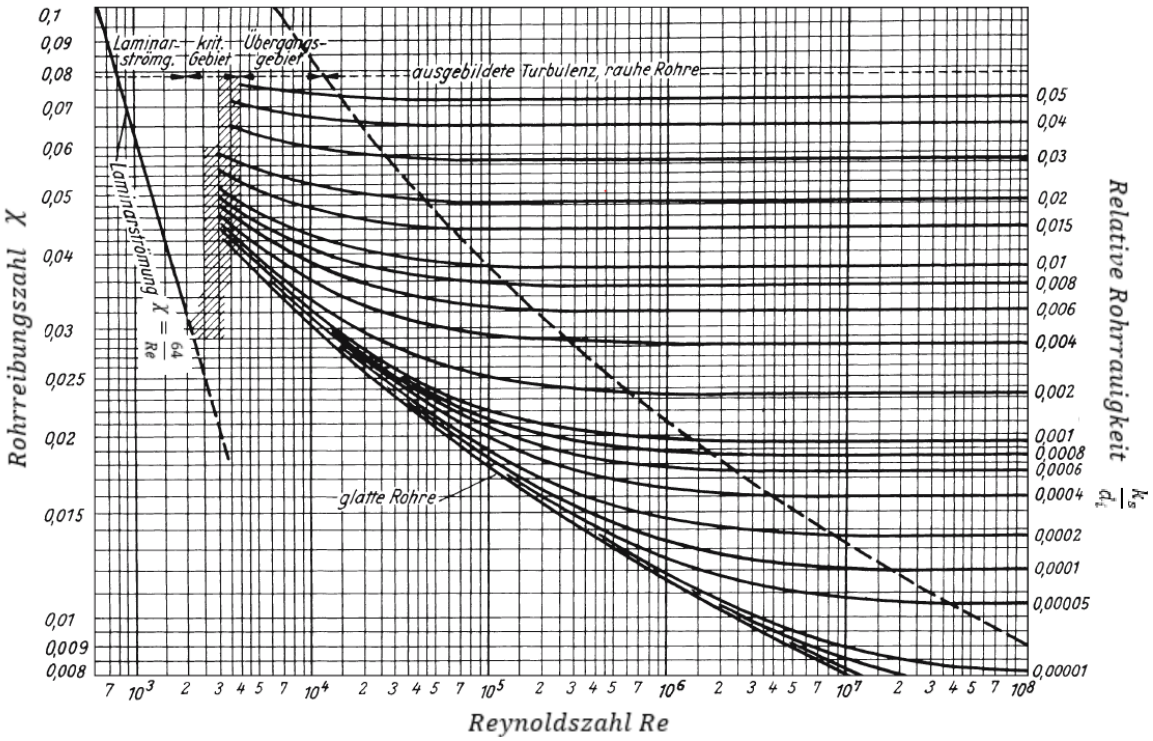


Bild 47: Moody Diagramm [16]

Im Modell werden demnach die in diesem Diagramm dargestellten analytischen Beziehungen herangezogen, welche lauten:

$Re < 2300$:

$$\chi = \frac{64}{Re} \tag{6.53}$$

$2300 \leq Re < \frac{d_i}{k_s} log\left(0{,}1\frac{d_i}{k_s}\right)$:

$$\chi = \frac{0.309}{\left[log\left(\frac{Re}{7}\right)\right]^2} \tag{6.54}$$

$\frac{d_i}{k_s} log\left(0{,}1\frac{d_i}{k_s}\right) \leq Re < 400\frac{d_i}{k_s} log\left(3{,}715\frac{d_i}{k_s}\right)$:

$$\chi = \frac{0.309}{\left[log\left(\frac{15}{Re}+\frac{k_S}{3{,}715*d_i}\right)\right]^2} \tag{6.55}$$

$Re \leq 400\frac{d_i}{k_s} log\left(3{,}715\frac{d_i}{k_s}\right)$:

$$\chi = \frac{0.309}{\left[log\left(\frac{k_S}{3{,}715*d_i}\right)\right]^2} \tag{6.56}$$

Bei Umlenkungen, Querschnittsveränderungen, T-Stücken und weiteren Einbauteilen treten außer den Reibungsverlusten an der Rohrwand zusätzlich Verluste durch Strömungsablösungen und Querströmungen auf, was die Berechnung von Widerstandsbeiwerten verkompliziert. Aus diesem Grund werden hierzu experimentelle Ansätze aus der Literatur herangezogen. Die Widerstandsbeiwerte für 90° Umlenkungen verschiedener Geometrien sind beispielsweise in [16] tabellarisch aufgelistet. Tabelle 4 zeigt einen Auszug für mehrere Verhältnisse von Krümmungsradius r zu Innendurchmesser d_i die beim SandTES zum Einsatz kommen.

Tabelle 4: Wiederstandsbeiwerte für verschiedene Geometrien von 90° Rohrbögen

$\frac{r}{d_i}$	1	2	4	6
ζ glatte Oberfläche	0,21	0,14	0,11	0,09
ζ raue Oberfläche	0,51	0,30	0,23	0,18

Somit erhält man für den Gesamtdruckverlust der Rohrführung einer Windbox:

$$\Delta p = \underbrace{(\zeta_{RS} + 2\zeta_{90°})}_{\zeta_{ges}} \zeta \frac{\rho_{HTF}\ {u_{RS}}^2}{2} \tag{6.57}$$

7 Simulation - Modellbildung:

7.1 Modellierung der Druckluftspeicheranlage

Das Modell dient dazu, Simulationen der Druckluftspeicheranlage im Betrieb durchzuführen, die Ziele dabei sind:

- Ermittlung der Betriebsparameter und Zustände der beteiligten Medien zu jeder Zeit an jedem Ort des Systems

- Einblick in die zeitlichen und örtlichen Verläufe aller maßgeblichen Größen:
  - Kavernenparameter: Druck, Temperatur, Füllstand
  - Temperaturprofile im Wärmetauscher, Kavernenwand, Turbomaschinen
  - Leistungsverlauf

- Overall Performance: Wirkungsgrade, Speicherzeiten, Leistungen

Dazu eignen sich am besten dynamische Simulationen auf Basis der Gesamtanlage. Hierfür ist es nötig das allgemeine Systemverhalten der Einzelkomponenten energiebilanzmäßig hinreichend genau abzubilden ohne, zu Gunsten der Berechnungszeit, dabei zu sehr ins Detail gehen zu müssen.

Vorausgehend einer dynamischen Simulation müssen jedoch zuerst stationäre Berechnungen zur Anlagenauslegung durchgeführt werden, um die maßgeblichen Kenngrößen der Einzelkomponenten einander anzupassen.

Dies betrifft in erster Linie:

- Die Dimensionierung des Wärmespeichers
- Die Abstimmung der Kavernendrücke mit den Fördervolumina und Lade- bzw. Entladeleistungen
- Zustände des Speichers im voll-geladenen bzw. entladenen Zustand.

Hierfür eignet sich besonders die Simulationsumgebung ENBIPRO. Es gilt also den ScACAES – Speicher entsprechend des in Kapitel 6 beschriebenen Aufbaus bzw. Konfiguration darin abzubilden. Entscheidend hierbei ist, welche Komponenten dabei zum Einsatz kommen und welche mathematischen Modelle diese beschreiben.

7.2 Simulationsumgebung ENBIPRO

Die Simulation wird mithilfe der Software ENBIPRO (ENergieBIlanzPROgramm) durchgeführt. Dabei handelt es sich um ein open-source –Simulationstool für energie bzw. wärmetechnische Prozesse. Das in der Programmiersprache C++ aufgebaute Programm eignet sich aus mehreren Gründen sehr gut für die Prozesssimulation einer ACAES-Anlage:

Beispielsweise können sowohl stationäre als auch instationäre bzw. dynamische Berechnungen durchgeführt werden. Ebenso kann der Benutzer neue selbst erstellte Komponenten implementieren, die dann von dem Programm allgemein verwendet werden können. Er ist dabei hinsichtlich der Abbildung des Systemverhaltens seiner Komponente(n) auch wenig eingeschränkt. Unter anderem ist es möglich, dass eine Komponente auf in externen Dateien hinterlegte Kennfelder oder Wirkungsgradlinien zugreifen kann, was speziell für die Simulation von Teillastzuständen eine wichtige Eigenschaft darstellt.

7.2.1 Erstellen einer Simulation und GUI

Das Graphical User Interface ermöglicht dem Benutzer eine einfache und unkomplizierte Abbildung eines Prozesses. Es stehen ihm dabei alle Komponenten und Medien der fundamentalen erweiterten Datenbank zur Verfügung. Diese werden durch Stoff- und Energiestromverbindungen miteinander entsprechend verschaltet und somit Zusammenhänge untereinander hergestellt. Startwerte und Rand- bzw. Anfangsbedingungen können sowohl komponenten- als auch verbindungsspezifisch vorgegeben werden. Bild 48 zeigt einen Ausschnitt aus der GUI in der ein Gasturbinenprozess abgebildet ist. Die Einzelkomponenten können über die Auswahlspalte in Bild 48 links ausgewählt werden, wo sie nach Kategorien sortiert angeordnet sind.

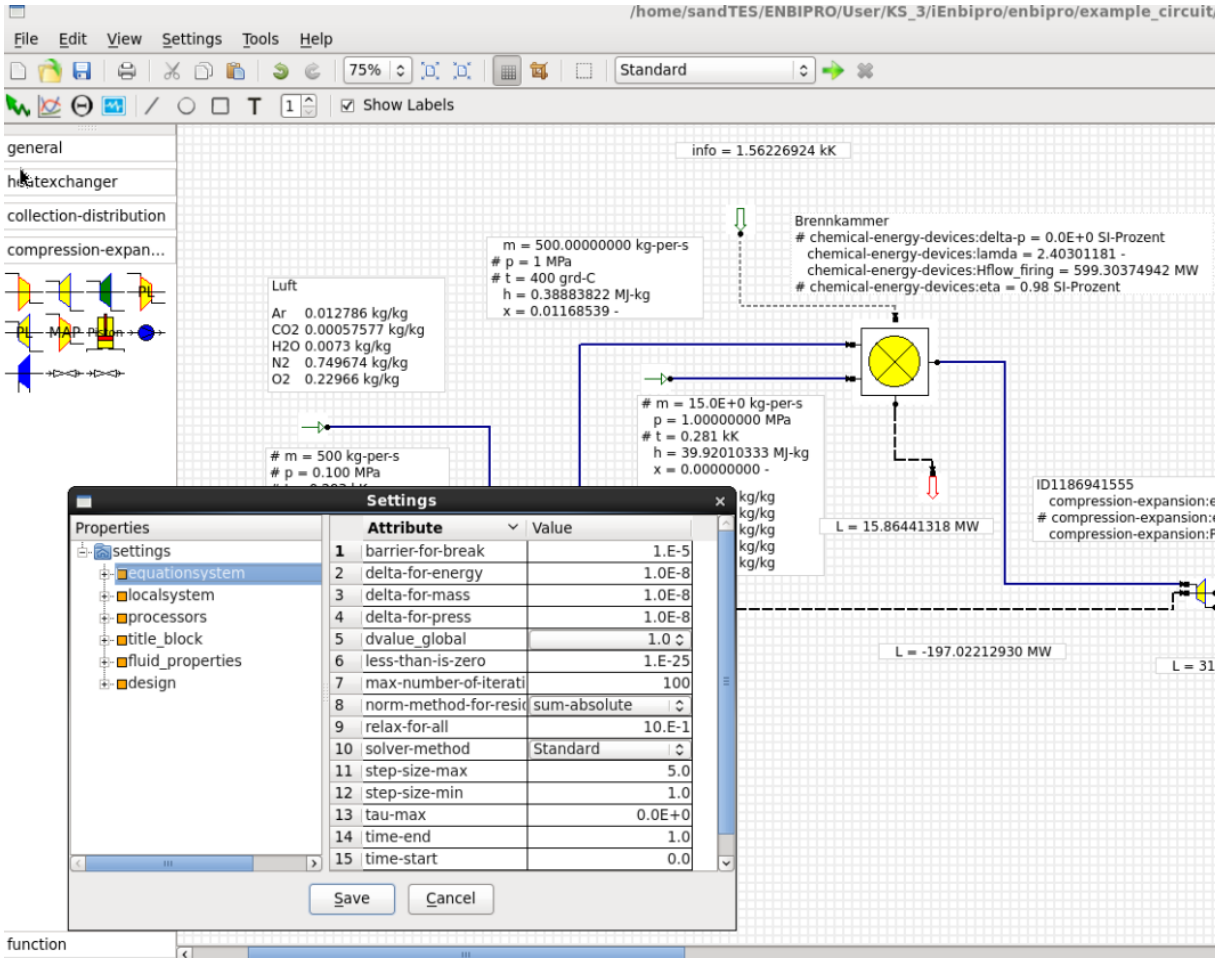


Bild 48: Aufbau der ENBIPRO GUI

Blaue Verbindungslinien stellen Stoffströme dar, Energieströme sind schwarz und Informationsparameter grau strichliert. Über die Kennzeichnungsfelder (ID-Label) lassen sich alle Prozess- und Zustandsgrößen sowie Stoffzusammensetzungen und Namens- bzw. ID- Zuweisungen anzeigen; solche denen ein Raute- Zeichen vorgestellt ist, stellen fix vorgegebene unveränderliche Werte (Randbedingungen) dar. In Bild 48 ist ebenso das Einstellungsfenster geöffnet, wo simulationsspezifische Parameter wie Simulationszeit, Relaxationsfaktoren, Schrittgrößen, Abbruchkriterien usw. festgelegt werden können.

Das Programm selbst setzt die Gleichungen aller in einem Simulationsmodell verwendeten Einzelkomponenten zu einem Gesamtgleichungssystem zusammen, das - je nach Lösungsmethode -

durch entsprechende Algorithmen gelöst wird. Im Falle einer instationären Rechnung wird der Ausgangszustand zuerst mit dem allgemeinen Newton -Verfahren stationär ermittelt und folgend, ausgehend von diesem Zustand, zusammen mit dem Prediktor-Korrektor Verfahren zeitlich integriert.

In Summe muss bzw. darf ein System genauso viele zu berechnende Größen beinhalten, wie durch seine Einzelkomponenten zur Verfügung stehende Gleichungen bereitgestellt werden, um rechenfähig zu sein. Umgekehrt muss in jedem Fall pro Modellgleichung auch mindestens eine zu berechnende Größe vorhanden sein.

7.2.2 Implementierung einer Komponente

Um eine Komponente in die Simulationsumgebung von ENBIPRO zu integrieren, wird deren Systemverhalten zuerst in einem mathematischen Modell abgebildet, das sich aus einem Set von Gleichungen mitsamt seinen konstanten und variablen Größen zusammensetzt. Die Gleichungen werden in Residualform implementiert und müssen mindestens eine Systemvariable beinhalten. Systemvariablen sind solche, die der Benutzer entweder über einen gesamten Berechnungszyklus als konstant vorgeben kann, (Inputvariable bzw. Randbedingung) oder die man sich im gegenteiligen Fall in Abhängigkeit der anderen festgelegten Inputvariablen berechnen lassen möchte (Outputvariable - Sie stellt somit einen Teil der Lösung dar). Eingabegrößen die ihrerseits zwar - je nach physikalischem Zusammenhang - beliebig gewählt, sich jedoch während der Berechnung nicht verändern lassen werden als Systemparameter bezeichnet.

Während die Definition programmspezifischer Eigenschaften der Komponente wie beispielsweise Name, Gestalt des Symbols in der GUI samt Ein- bzw. Ausgänge und zugehörige Obergruppe in allgemeinen Programmdateien stattfindet, werden die charakteristischen Modellgleichungen in der eigentlichen Komponentendatei implementiert. Diese ist folgendermaßen aufgebaut: Jede Gleichung besitzt ihre eigene Klasse wo zuerst ein Objekt konstruiert wird, in welchem die Funktion selbst sowie deren Ableitung in Residualform definiert werden. Dazu sind noch 2 weitere Klassen erforderlich, erstens das Datenobjekt der Komponente, wo alle komponentenspezifischen Variablen und Parameter deklariert sind, zweitens eine Objektklasse deren Aufgabe die Kommunikation der Komponente mit dem Programm ist. Optional können zusätzliche Klassen angelegt werden, die rein zur Berechnung komponenteninterner Variablen dienen und so die Gleichungsklassen etwas übersichtlicher gehalten werden können. Besondere Sorgfalt ist hier im Umgang mit solchen Systemvariablen geboten, die über Anschlüsse zwischen mehreren Komponenten übergeben werden. Wie die Gleichungen des SandTES – Modells aufgebaut sind, welche Variablen sie beinhalten und wodurch sie untereinander verbunden sind, wird im folgenden Punkt 7.3 erläutert.

7.3 Modellbildung - SandTES

Wie in Kapitel 6 beschrieben, besteht ein SandTES Wärmespeicher aus dem Wirbelschicht-Fließbettwärmetauscher, den beiden Sandspeichersilos samt Becherwerk, sowie den Gebläsen und Wärmetauschern der Fluidisierung. Bis auf ersteren kann jedes Element mit bereits in ENBIPRO vorhandenen Komponenten abgebildet werden. Die Modellierung des Wärmetauschers zählt unter anderem zu den zentralen Inhalten dieser Arbeit. In diesem Wärmetauscher kommen 3 zu unterscheidende Medien vor, welche in weiterer Folge, wie in der Beschreibung zu Bild 49 gekennzeichnet sind.

7.3.1 Wirbelschicht Wärmetauscher

Die darin in Serie geschalteten Windboxabschnitte unterscheiden sich hinsichtlich ihres Betriebsverhaltens lediglich in Temperatur bzw. Druckniveau voneinander. Durch das Erstellen eines Modells für eine einzelne Windbox ist es also möglich, das komplexe Wirbelbett hinreichend genau darzustellen, da in dem Programm ebenfalls beliebig viele gleichartige Komponenten aneinandergereiht werden können. In Bild 49 wird das Symbol einer einzelnen SandTES – Windbox gezeigt und dessen Ein- bzw. Ausgänge erklärt.

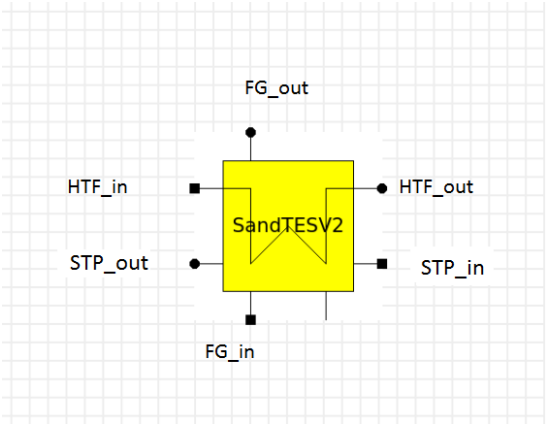


Bild 49: Symbol der SandTES – Komponente. Die Anschlüsse bezeichnen jeweils Aus- und Eingang des Wärmeträgermediums (HTF), Sandes (STP) und des Fluidisierungsgases (FG)

Durch direktes Verbinden der Aus- bzw. Eingänge von Wärmeträgermedium(HTF) und Sand(STP) zweier Windbox Elemente untereinander, werden diese zu einem gemeinsamen Fließbett zusammengeschaltet. Dies kann im Grunde genommen beliebig oft wiederholt werden. Umso größer die Anzahl der verwendeten Elemente desto genauer die Diskretisierung des Bettes. Da jedoch der Berechnungsaufwand der SandTES Komponente, aufgrund des komplexen Aufbaus, verglichen mit anderen Modellen größer ist, ist eine größere Anzahl der in einem Modell verwendeten SandTES Elemente direkt mit einer längeren Berechnungszeit verbunden. In den Modellsimulationen der Auslegungsvarianten wurde das Fließbett entweder durch 4 (10MW) oder 8 (30/50 MW) Elemente abgebildet. Bild 50 zeigt die schematische Anordnung der Einzelkomponenten bei der Darstellung des Fließbett-Wärmtauschers durch mehrere aneinandergereihte SandTES – Module. Dadurch, dass die Eindüsungsdrücke des Fluidisierungsgases in Fließrichtung immer kleiner werden, wird jede Windbox über ein eigenes Gebläse versorgt. Eine Alternative dazu wäre nur 1 Gebläse zu verwenden und auf die jeweiligen Versorgungsdrücke zu drosseln, dabei müsste man jedoch die Drosselverluste in Kauf nehmen. Da die Temperaturen des Gases am Austritt voneinander abweichen, ist es am effizientesten bei jeder Windbox einen eigenen Rekuperator einzusetzen.

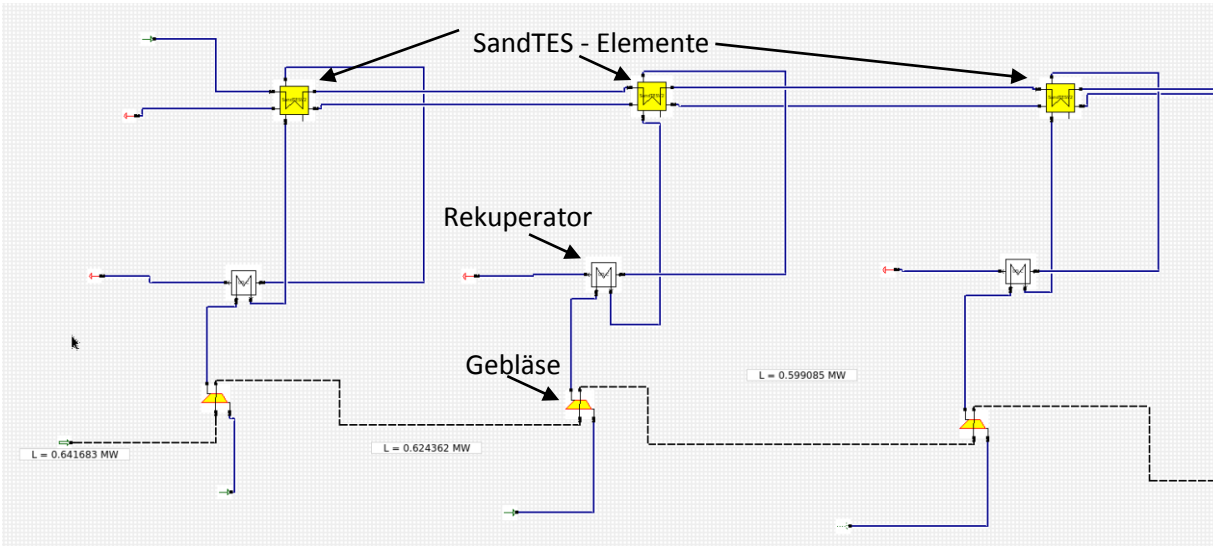


Bild 50: Zusammenschaltung mehrerer Windbox-Elemente zu einer Fließbett Wirbelschicht

7.3.2 Sandbunker

Als Vorlage für das Modell des Sandbunkers wurde die bereits bestehende Komponente „General Storage“ herangezogen, die im ENBIPRO Benutzerhandbuch [18] unter Punkt 10.8 genauer beschrieben ist. Im Vergleich dazu wurden lediglich die Druckgleichungen gestrichen, da die Ein- bzw. Austrittsdrücke in den Wirbelschicht-Wärmetauscher von diesem selbst vorgegeben werden und somit hierbei entstehende berechnungstechnische Konflikte vermieden werden können. Bild 51 zeigt dieses Element am Beispiel des kalten Sandbunkers am Beginn des Ladevorgangs.

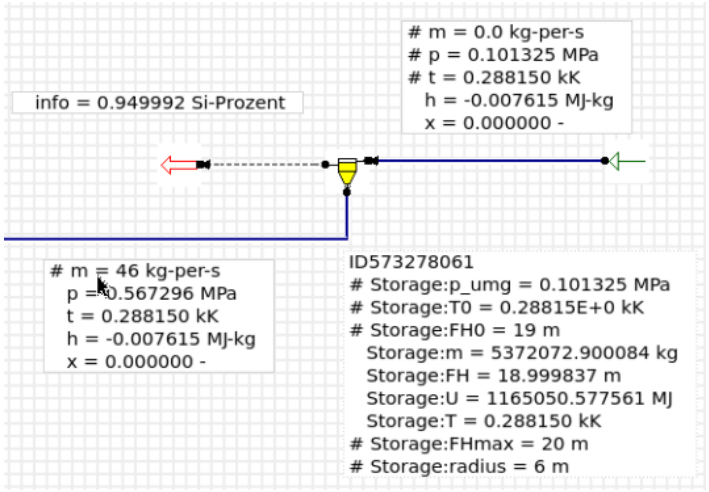


Bild 51: Modell des Sandbunkers. Die Ein und Austrittsmassenströme sind mit 0 und 46kg/s festgelegt. Die Temperatur des Sandes im Bunker und deshalb auch am Austritt beträgt 288 K, der Druck von 0.567 MPa wird vom Wirbelbett vorgegeben, das dem Sandbunker nachgeschaltet ist.

7.4 Mathematisches Modell des Fließbett - Wärmetauschers

Die Prozesssimulation dient zur Abbildung des globalen Betriebsverhaltens der Anlage. Die für die Modellierung relevanten Größen sind Temperaturen, Drücke und Massenströmen am Ein- bzw. Austritt der einzelnen Komponenten sowie Energieflüsse und Wirkungsgrade. Dementsprechend ist es anzustreben, die für das Systemverhalten maßgeblichen Beziehungen hinreichend exakt, aber doch - zu Gunsten des Berechnungsaufwandes - so einfach wie möglich zu modellieren. Beispielsweise wird darauf Wert gelegt, den Wärmeübergang und die Druckverluste im Wirbelbett sehr präzise zu

berechnen, während es vernachlässigt wird, wie die einzelnen Wärmetauscherrohre im Wirbelbett angeordnet sind. Vor der Auflistung aller Gleichungen des Systems, werden die maßgeblichen Energiebilanzen hergeleitet.

7.4.1 Herleitung der Energiebilanzen

7.4.1.1 Energiebilanz Sand:

Das Speichermedium Sand befindet sich in Kontakt mit dem Fluidisierungsgas, mit dem Wärmeträgerfluid und ebenso mit der Umgebung, weshalb seine instationäre Energiebilanzgleichung als Herzstück der SandTES – Komponente verstanden werden kann. Obwohl vielmehr der Wärmeaustausch zwischen dem Sand und dem Prozessmedium ($\dot{Q}_{HEX}$) als die Wärmespeicherung selbst dessen Hauptfunktion darstellt, muss ein Wärmetauscherelement aufgrund seiner physikalischen Beschaffenheit ähnlich zu einem Speicher modelliert werden. Der Massenstrom des Speichermediums Sand ist verglichen mit der sich in einem Element befindenden Sandmasse sehr klein und somit auch die Zeitkonstante des konvektiven Wärmetransportes sehr groß. Es kann eher als ein Wärmespeicher verstanden werden, dessen Kontrollvolumen von 2 Eintritts- und 2 Austrittsmassenströme überschritten wird, die verglichen mit seinem Masseinhalt gering sind. Obwohl Die Masse des Bettmaterials ist aufgrund seiner in etwa 1000-fach größeren Dichte fast ausschließlich dem sandigen Speichermedium zuzuschreiben, weshalb die Masse des Fluidisierungsmediums in den Speichertermen vernachlässigt wird. Bild 52 zeigt die zur Herleitung relevante, im Vergleich zu Bild 42 etwas vereinfachte Skizze eines SandTES-Elements mit allen in der Gleichung vorkommenden Energie- und Stoffströmen. Für die Herleitung wird vom 1. Hauptsatz für offene Systeme ausgegangen welche lautet:

$$U_2 - U_1 = Q_{12} + W_{12} + \underbrace{\sum_i \left[m \left(h + \frac{c^2}{2} + g\, z \right) \right]_{i,12,in}}_{E_{12,in}} - \underbrace{\sum_j \left[m \left(h + \frac{c^2}{2} + g\, z \right) \right]_{j,12,out}}_{E_{12,out}} \tag{7.1}$$

Nach Division durch einen kleinen Zeitschritt Δt und anschließendem Grenzübergang $\Delta t \to 0$ erhält man dessen differenzielle Form:

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \dot{Q}_{12} + \dot{W}_{t,12} + \underbrace{\sum_i \left[\dot{m} \left(h + \frac{c^2}{2} + g\, z \right) \right]_{i,12,in}}_{E_{12,in}} - \underbrace{\sum_j \left[\dot{m} \left(h + \frac{c^2}{2} + g\, z \right) \right]_{j,12,out}}_{E_{12,out}} \tag{7.2}$$

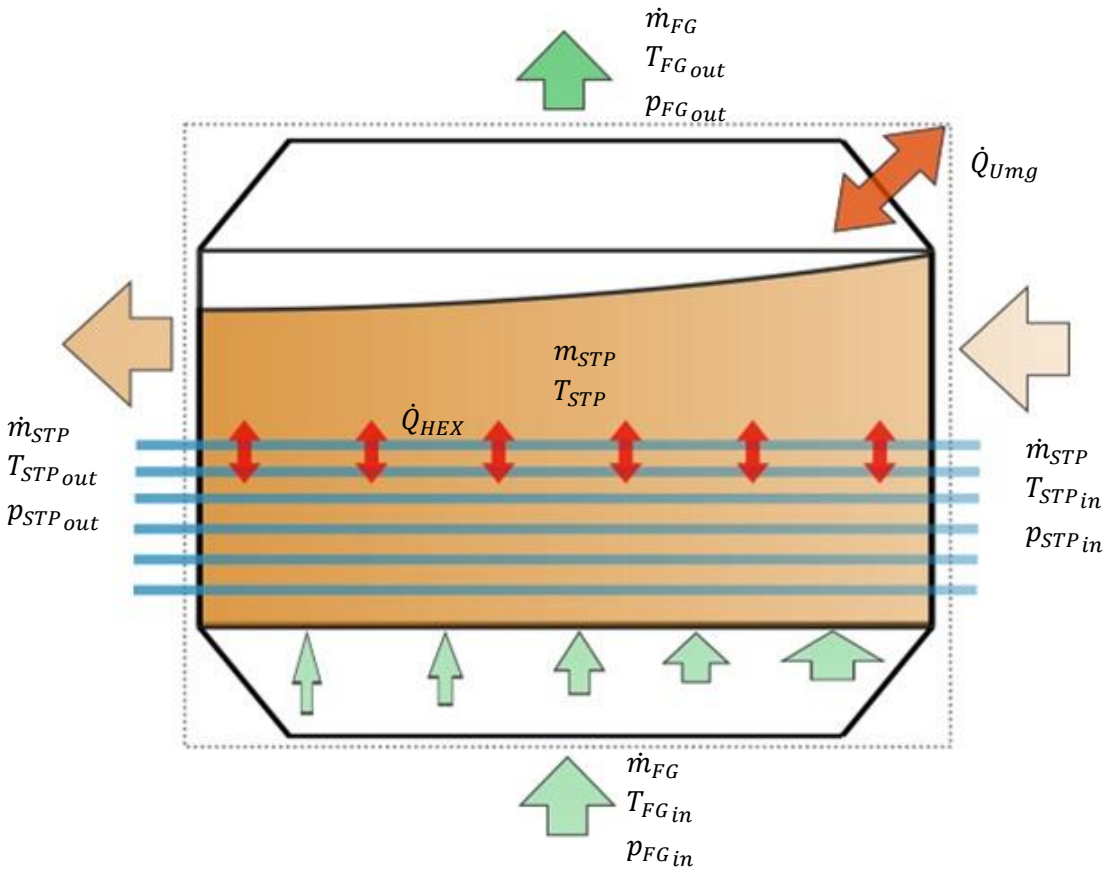


Bild 52: Schematische Skizze eines Windbox-Elements mit allen in der Energiebilanz des Sandes vorkommenden Größen

Die in Gleichung *(7.2)* enthaltenen einzelnen Terme lassen sich wie folgt ausdrücken:

Die zu- bzw. abgeführte Wärme setzt sich aus dem Wärmeaustausch mit dem Wärmeträgermedium und der Umgebung zusammen, technische Arbeit wird ins System weder zu- noch abgeführt. Der über den Wärmetauscher zwischen Sand und Wärmeträgermedium ausgetauschte Wärmestrom wird gesondert in einer zusätzlichen Gleichung *(7.51)* ermittelt und wird in den Energiebilanzen für Sand und Wärmeträgermedium als Wärmequelle bzw. –senke modelliert. Selbiges gilt für den Wärmeverlust an die Umgebung der mithilfe von Gleichung *(7.52)* berechnet wird und für den Sand ebenfalls eine Wärmesenke darstellt.

$$\dot{W}_{t,12} = 0 \qquad (7.3)$$

$$\dot{Q}_{12} = -\dot{Q}_{HEX} - \dot{Q}_{Umg} \qquad (7.4)$$

Für den Sand verändert sich weder die geodätische Höhe noch die Fließgeschwindigkeit zwischen Ein- und Austritt; vernachlässigt man beides ebenso beim Fluidisierungsgas, für das ideales Gasverhalten angenommen wird, so bleiben ausschließlich die Enthalpieströme übrig. Mit der Annahme eines stationären Sandflusses lassen sich die beiden Terme wie folgt vereinfachen:

$$\dot{E}_{ein} - \dot{E}_{aus} = \dot{m}_{STP}\left(c_{STP,in}\left(T_{STP,in} - T_{Ref}\right) - c_{STP,out}\left(T_{STP,out} - T_{Ref}\right)\right) +$$
$$+\dot{m}_{FG}\left(c_{p,FG,in}\left(T_{FG,in} - T_{Ref}\right) - c_{p,FG,out}\left(T_{FG,out} - T_{Ref}\right)\right) \qquad (7.5)$$

Für die innere Energie des Systems gilt

$$U = m_{Sand}\, c_{STP}\left(T_{STP} - T_{Ref}\right) + m_{FG}\, c_{v,FG}\left(T_{FG} - T_{Ref}\right) \qquad (7.6)$$

Somit wird die linke Seite der Gleichung *(7.1)* zu:

$$U_2 - U_1 = m_{STP}\, c_{STP}\left(T_{STP,2} - T_{STP,1}\right) + m_{FG}\, c_{v,FG}\left(T_{FG,2} - T_{FG,1}\right) \qquad (7.7)$$

Etwas mehr ins Detail gehend, ist es für das Modell entscheidend welche Temperaturen für T_{Sand} und T_{FG} herangezogen werden. Hierzu folgende Überlegungen:

Vereinfachend wird für den Sand eine lineare Temperaturverteilung zwischen Windbox Ein- und Austritt angenommen(Sand – orange). Das Fluidisierungsmedium tritt mit gleicher Temperatur über die gesamte Bodenfläche ein und durchströmt den Sand vertikal von unten nach oben. Beim Fludisierungsgas wird perfekte vertikale Durchmischung angenommen, es nimmt also sofort nach dem Eintritt die Sandtemperatur an, horizontale Durchmischung wird im Bett hingegen vernachlässigt. Somit entspricht die Temperaturverteilung des oben austretenden Fluidisierungsmediums jener des Sandes. Da der Austritt des Gases oberhalb des Bettes als diskreter Punkt modelliert wird, kann also für die Austrittstemperatur der Mittelwert zwischen Ein- und Austritt des Sandes herangezogen werden (FG-grün).

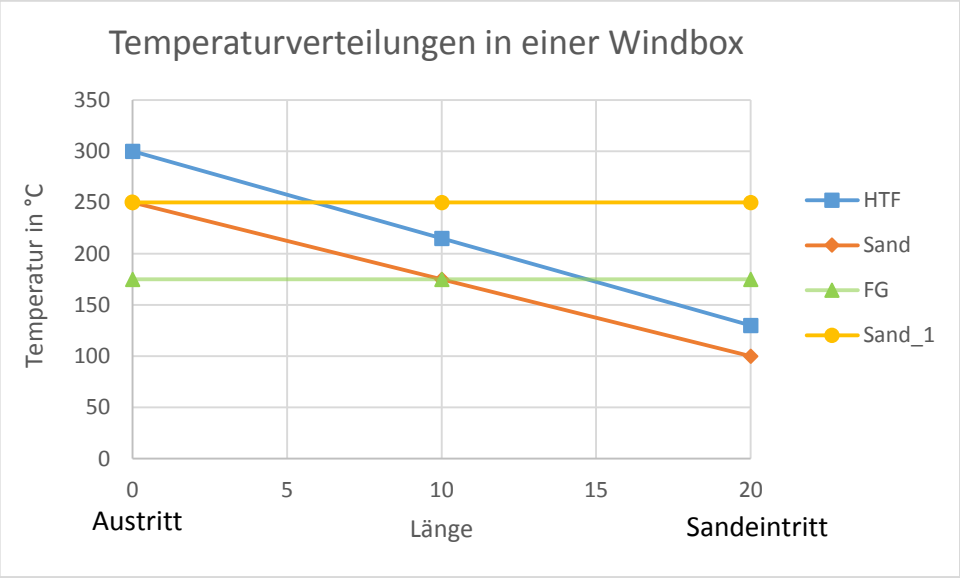


Bild 53: Temperaturverläufe in einer Windbox

Das Modell eines SandTES-Elements ist trotz der Annahme einer linearen Temperaturverteilung 0 - dimensional, was die Frage aufkommen lässt, welche Temperatur als maßgebende Sandtemperatur herangezogen wird. Es bieten sich zwei Möglichkeiten an, folgend wird erläutert welcher Methode physikalisch und numerisch bessere Eigenschaften beigemessen werden – Möglichkeit 1:

$$I\colon\ T_{STP} = T_{STP,out} \qquad (7.8)$$

Dies entspricht der Annahme perfekter Durchmischung und ist gleichbedeutend damit, dass der Sand über die gesamte Windbox dieselbe Temperatur aufweist (Sand_1 – gelb in Bild 53). Diese ist somit ebenso die Austrittstemperatur. Der eintretende Sand nimmt sofort jene Mischtemperatur an.

Möglichkeit 2:

$$II\colon\ T_{STP} = \frac{T_{STP,out} + T_{STP,in}}{2} \qquad (7.9)$$

Entspricht der Annahme eines linearen Verlaufes der Sandtemperatur entlang der Windbox.

Vorwegnehmend gilt folgende Tatsache: Der stationäre Zustand wird lediglich durch die Ein- und Austrittstemperaturen bestimmt, da die eigentliche Sandtemperatur nur im instationären Term auf scheint, der ja in diesem Fall zu Null wird. Die Eintrittstemperatur ist üblicherweise vorgegeben oder über vorgeschaltete Elemente eindeutig bestimmt, somit ist das Erreichen des stationären Zustandes dem Erreichen einer bestimmten Austrittstemperatur gleichgestellt, die somit eine entscheidende Rolle einnimmt. Möglichkeit 1 setzt die Austrittstemperatur gleich der charakteristischen Sandtemperatur, was bedeutet, dass das gesamte Bettmaterial auf diese bestimmte Temperatur erwärmt (abgekühlt) werden muss. Hingegen kann bei Möglichkeit 2 die Austrittstemperatur höhere (niedrigere) Werte als die mittlere Sandtemperatur annehmen. Somit wird der stationäre Zustand auch schneller erreicht, da hierfür eine geringe Energiemenge zu- (abgeführt) werden muss, weshalb physikalisch gesehen Methode 2 zu bevorzugen wäre.

Die große Schwäche der 2. Methode tritt beim hintereinanderschalten mehrerer SandTES Elemente auf, da Sie eine oszillierenden Temperaturverteilung zusammengeschalteter Elemente zulässt. Ein Problem, dass sich nicht immer von alleine löst, weshalb das Modell mit der ersten Methode umgesetzt wurde.

Es gilt also $T_{STP,out} = T_{STP}$ und somit

$$T_{FG,out} = \frac{T_{STP,out}+T_{STP,in}}{2} = \frac{T_{STP}+T_{STP,in}}{2} \qquad (7.10)$$

Den Modellannahmen entsprechend lässt ist also die Temperatur des Fludisierungsgases abhängig von der charakteristischen Sandtemperatur und der Sandeintrittstemperatur.

Die Änderung der inneren Energie zwischen 1 und 2 wird somit zu

$$\begin{aligned} U_2 - U_1 &= m_{STP}\, c_{STP}\left(T_{STP,2} - T_{STP,1}\right) + \\ &\quad + m_{FG}\, c_{v,FG}\left(\frac{T_{STP,2} + T_{STP,2,in}}{2} - \frac{T_{STP,1} + T_{STP,1,in}}{2}\right) = \\ &= \left(m_{STP}\, c_{STP} + \frac{m_{FG}\, c_{v,FG}}{2}\right)\left(T_{STP,2} - T_{STP,1}\right) + \frac{m_{FG}\, c_{v,FG}}{2}\left(\frac{T_{STP,2,in} - T_{STP,1,in}}{2}\right) \end{aligned} \qquad (7.11)$$

Wie oben erwähnt kann die Masse des Fluidisierungsgases im Vergleich zur Sandmasse vernachlässigt werden. Nach der zeitlicher Ableitung erhält man also:

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \left(m_{STP}\, c_{STP}\right)\frac{\partial T_{STP}}{\partial t} \qquad (7.12)$$

Alles eingesetzt in Gleichung *(7.1)* erhält man die Energiebilanzgleichung des Sandes:

$$(m_{STP}\ c_{STP})\ \frac{\partial T_{STP}}{\partial t} = \dot{m}_{STP}\ \left(c_{STP,in}\left(T_{STP,in} - T_{Ref}\right) - c_{STP,out}\left(T_{STP,out} - T_{Ref}\right)\right) + \\ + \dot{m}_{FG}\ \left(c_{p,FG,in}\left(T_{Fg,in} - T_{Ref}\right) - c_{p,FG,out}\left(T_{Fg,out} - T_{Ref}\right)\right) - \dot{Q}_{HEX} - \dot{Q}_{Umg} \qquad (7.13)$$

7.4.1.2 Energiebilanz Wärmeträgermedium:

Die instationäre Energiebilanzgleichung für das Wärmeträgermedium ist nach jener des Sandes die für das Systemverhalten des SandTES-Modells nächstwichtigste Gleichung. Entsprechend dem Modell hat das Wärmeträgermedium nur jeweils einen Ein- bzw. Austrittspunkt und steht ausschließlich mit dem Sand im Wärmeaustausch, weshalb dessen Energiebilanzgleichung einfacher ausfällt. Alle darin vorkommenden Größen sind in der Skizze in Bild 54 am Ort ihres Auftretens eingetragen. Für die Herleitung wird wieder vom 1. Hauptsatz für offene Systeme ausgegangen:

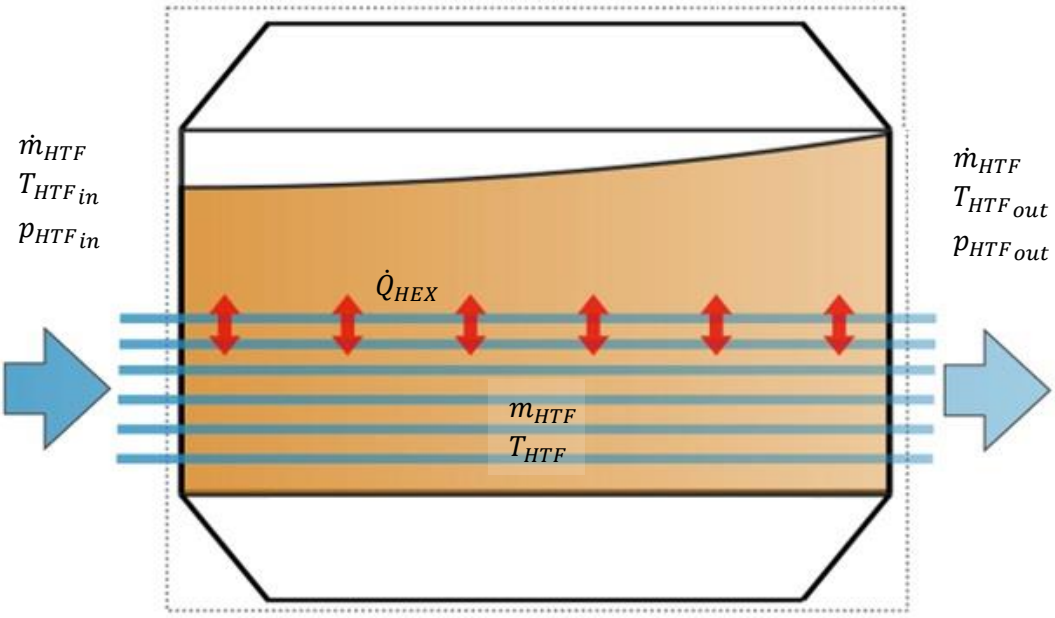


Bild 54: Schematische Skizze eines Windbox-Elements mit allen in der Energiebilanz des Wärmeträgermediums vorkommenden Größen

$$U_2 - U_1 = Q_{12} + W_{12} + \underbrace{\sum_i \left[m\left(h + \frac{c^2}{2} + g\ z\right)\right]_{i,12,in}}_{E_{12,in}} - \underbrace{\sum_j \left[m\left(h + \frac{c^2}{2} + g\ z\right)\right]_{j,12,out}}_{E_{12,out}} \qquad (7.14)$$

Die Identifizierung der einzelnen Terme ergibt:

$$Q_{12} = Q_{HEX} \qquad (7.15)$$

$$W_{12} = 0 \qquad (7.16)$$

Ebenso wie der Sandfluss wird die Rohrströmung stationär modelliert, was bedeutet, dass der eintretende und der austretenden Massenstrom des Wärmeträgermediums gleich groß sind und die somit auch die Masse des Wärmeträgermediums im System konstant bleibt. Somit lassen sich die zwischen 2 Zeitpunkten über die Systemgrenzen transportierten Energien zusammenfassen:

$$E_{12,in} - E_{12,out} = m_{HTF,in,12}\left[c_{p,HTF,in}\left(T_{HTF,in} - T_{Ref}\right) - c_{p,HTF,aus}\left(T_{HTF,out} - T_{Ref}\right)\right] \quad (7.17)$$

Mit

$$U = m_{HTF}\, c_{v,HTF}\left(T_{HTF} - T_{Ref}\right) \quad (7.18)$$

Ergibt sich für Änderung der inneren Energie

$$U_2 - U_1 = m_{HTF}\, c_{v,HTF}\left(T_{HTF,2} - T_{HTF,1}\right) \quad (7.19)$$

Somit nimmt die Energiebilanz des Wärmeträgermediums folgende Gestalt an:

$$m_{HTF}\, c_{v,HTF}\left(T_{HTF,2} - T_{HTF,1}\right) = \\ = m_{HTF,in,12}\left(c_{p,HTF,in}\left(T_{HTF,in} - T_{Ref}\right) - c_{p,HTF,out}\left(T_{HTF,out} - T_{Ref}\right)\right) + Q_{HEX} \quad (7.20)$$

Nach Grenzübergang $\frac{\partial}{\partial t}$ wird daraus:

$$m_{HTF}\, c_{v,HTF}\, \frac{\partial}{\partial t} T_{HTF} = \dot{m}_{HTF}\left(c_{p,HTF,in}\left(T_{HTF,in} - T_{Ref}\right) - c_{p,HTF,out}\left(T_{HTF,out} - T_{Ref}\right)\right) + \dot{Q}_{HEX} \quad (7.21)$$

7.4.2 Modellgleichungen:

Folgend sind die die SandTES – Komponente beschreibenden Modellgleichungen aufgelistet. Größen die dabei ***Systemvariablen*** darstellen sind durch ***blaue*** Schrift speziell gekennzeichnet, ***Parameter*** werden ***orange*** und Größen, die zwar in der Berechnung auftreten, jedoch nicht in der Benutzeroberfläche aufscheinen sind ***schwarz*** dargestellt. Die Gleichungsbezeichnungen entsprechen dem C++-Quellcode der SandTES-Komponente und sind willkürlich während der Programmierung entstanden. Ein Großteil der Gleichungen ist selbsterklärend, weshalb in diesen Fällen auf eine Herleitung verzichtet wird, anderenfalls sind die Herleitungen samt Erläuterung in den Kapitel 6.3 und 7.4.1 zu finden.

I: *Massenbilanz HTF*

$$0 = -\dot{m}_{HTF,out} + \dot{m}_{HTF,in} \quad (7.22)$$

Dies impliziert die vereinfachende Annahme, dass Veränderungen der Masse des

Wärmeträgermediums innerhalb der Rohre, beispielsweise bewirkt durch Temperatur- oder Druckänderungen, keinen Einfluss auf die Massenströme haben. Da die zeitlichen Massenänderungsraten größenordnungsmäßig in Relation zu den Massenströmen vernachlässigbar klein sind und diese Annahme im Weiteren keine Auswirkungen auf das Systemverhalten hat, lohnt sich die dadurch erzielbare Steigerung der Genauigkeit verglichen mit dem zusätzlichen Berechnungsaufwand dieser Ableitung keinesfalls.

II: $Energiebilanz\ HTF$

$$0 = -m_{HTF}\ c_{vHTF,m}\ \frac{\partial T_{HTF}}{\partial t} + \dot{m}_{HTF,in}\ cp_{HTF,in}\ \left(T_{HTF,in} - T_{ref}\right) - \\ -\dot{m}_{HTF,out}\ cp_{HTF,out}\ \left(T_{HTF,in} - T_{ref}\right) + \dot{Q}_{HEX} \tag{7.23}$$

Die Temperatur des Wärmeträgermediums T_{HTF} wird durch eine Systemvariable beschrieben, die im Falle einer instationären Berechnung also keinesfalls fixiert werden darf.

III: $Masse\ HTF$

$$0 = -m_{HTF} + \rho_{HTF(p_{HTF,in}, T_{HTF,in})}\ A_{HTF}\ l_{WB} \tag{7.24}$$

Die Dichte wird vorausgehend in Abhängigkeit von Druck und Temperatur am Eintritt aus der Stoffdatenbank ermittelt.

IV: $Massenstromdichte\ HTF$

$$0 = -j_{HTF,in} + \frac{\dot{m}_{HTF,in}}{A_{HTF}} \tag{7.25}$$

Diese Gleichung dient ausschließlich der Definition der Massenstromdichte. Dadurch wird es dem Anwender möglich eine bestimmte Massenstromdichte vorzugeben und sich stattdessen Massenstrom oder Querschnittsfläche berechnen zu lassen.

V: $Austrittstemperatur\ HTF$

$$0 = -T_{HTF,out} + T_{HTF} \tag{7.26}$$

Die dynamisch berechnete Temperatur des Wärmeträgermediums ist gleichzeitig die Austrittstemperatur.

VI: $Druckabfall\ HTF$

$$0 = -\Delta p_{HTF} + \zeta_{tot}\ \frac{\rho_{HTF(p_{HTF,in}, T_{HTF,in})}\ {u_{HTF,in}}^2}{2} \tag{7.27}$$

Vorrausgehend wird eine Prozedur durchlaufen in der ξ_{tot} nach der in Abschnitt…. beschriebenen Vorgehensweise ermittelt wird.

VII: $Austrittsdruck\ HTF$

$$0 = -p_{HTF,in} + p_{HTF,out} + \Delta p_{HTF} \tag{7.28}$$

Zusammenhang von Ein-, Austrittsdruck und Druckverlust.

VIII: *Austrittsenthalpie HTF*

$$0 = -h_{HTF,out} + h_{HTF(p_{HTF,out}\,,T_{HTF,out})} + h_{V,HTF(p_{HTF,out}\,,T_{HTF,out})} \quad (7.29)$$

IX: *Austrittsdampfgehalt HTF*

$$0 = -x_{HTF,out} + x_{HTF(p_{HTF,out}\,,T_{HTF,out})} \quad (7.30)$$

X: *Außendurchmesser*

$$0 = -A_{HTF} + (d_a - 2s_w)^2 \frac{\pi}{4}\, n_{Rohr} \quad (7.31)$$

XI:*Geschwindigkeit Rohrströmung*

$$0 = -\dot{m}_{HTF,in} + u_{HTF}\, \rho_{HTF(p_{HTF,in}\,,T_{HTF,in})}\, A_{HTF} \quad (7.32)$$

Die Dichte wird vorausgehend in Abhängigkeit von Druck und Temperatur am Eintritt aus der Stoffdatenbank ermittelt.

XII: *Massenbilanz SAND*

$$0 = -\dot{m}_{STP,out} + \dot{m}_{STP,in} \quad (7.33)$$

XIII: *Masse SAND*

$$0 = -m_{STP} + \rho_{STP(p_{STP,in}\,,T_{STP,in})}\, A_{STP}\, l_{WB}\, (1 - \psi_L) \quad (7.34)$$

XIV: *Energiebilanz SAND*

$$0 = -\left(m_{STP}\, c_{STP,m}\right) \frac{\partial T_{STP}}{\partial t} + \dot{m}_{STP,in}\, c_{STP,in} \left(T_{STP,in} - T_{ref}\right) -$$
$$-\dot{m}_{STP,out}\, c_{STP,out} \left(T_{STP,in} - T_{ref}\right) + \dot{m}_{FG,in}\, cp_{FG,in} \left(T_{FG,in} - T_{ref}\right) -$$
$$-\dot{m}_{FG,out}\, cp_{FG,out} * \left(T_{FG,in} - T_{ref}\right) - \dot{Q}_{HEX} - \dot{Q}_{Umg} \quad (7.35)$$

Der Sand stellt sozusagen das „Hauptmedium“ der Komponente dar, er steht im Wärmeaustausch mit dem Wärmeträgermedium in den Rohren, dem Fluidisierungsmedium und der Umgebung. Die Energiebilanz gilt für das gesamte Bettmaterial, Sand + Fluidisierungsgas. Dieses Gas tritt dem Modell entsprechend unter der Annahme perfekter horizontaler Durchmischung oberhalb des Bettes mit der mittleren Sandtemperatur aus. Die Masse des Fluidisierungsmediums wird demnach ebenfalls dem Multiplikatorterm der zeitlichen Ableitung der Sandtemperatur zugezählt.

XV: *Massenstromdichte SAND*

$$0 = -j_{STP,in} + \frac{\dot{m}_{STP,in}}{A_{STP}} \quad (7.36)$$

XVI: *Austrittstemperatur SAND*

$$0 = -T_{STP,out} + T_{STP} \quad (7.37)$$

XVII: *Druckvorgabe SAND*

$$0 = -p_{STP,out} + p_{STP,in} - \Delta p_{WB} \quad (7.38)$$

XVIII: *Austrittsenthalpie SAND*

$$0 = -h_{STP,out} + h_{STP(p_{STP,out}, T_{STP,out})} + h_{V,STP(p_{STP,out}, T_{STP,out})} \quad (7.39)$$

XIX: *Austrittsdampfgehalt SAND*

$$0 = -x_{STP,out} + x_{STP(p_{STP,out}, T_{STP,out})} \quad (7.40)$$

XX: *Massentrom FG*

$$0 = -\dot{m}_{FG,in} + \rho_{FG(p_{FG,in}, T_{FG,in})}\, b_{BETT}\, l_{WB}\, u_{FG} \quad (7.41)$$

XX*I*: *Massenbilanz FG*

$$0 = -\dot{m}_{FG,out} + \dot{m}_{FG,in} \quad (7.42)$$

XXII: *Austrittstemperatur FG*

$$0 = -T_{FG,out} + \frac{T_{STP,in} + T_{STP,out}}{2} \quad (7.43)$$

In der Herleitung der Energiebilanz für den Sand wird erklärt weshalb für die Austrittstemperatur des Fluidisierungsgases das Mittel der Sandtemperatur herangezogen wird.

XXIII: *Druckabfall FG*

$$0 = -\Delta p_{Bett} + (1 - \psi)\left(\rho_p - \rho_{FG(p_{FG,in}, T_{FG,in})}\right) H_{Bett}\, g - \frac{n_{Rohr,vert}}{2}\, d_a + \Delta p_{DB,min} + \Delta p_{LK} \quad (7.44)$$

Die Herleitung dieser Gleichung wird im Rahmen des Kapitels 6.3.2 durchgeführt.

XXIV: *Eintrittsdruck FG*

$$0 = -p_{FG,in} + p_{STP,in} - \Delta p_{DB,min} \quad (7.45)$$

Der Eintrittsdruck des Fluidisierungsgases ist jener des Sandes addiert um den Druckabfall über den Düsenboden jeweils am Ort des Sandeintritts.

Erklärungen hierzu befinden sich ebenso in Kapitel 6.3.2

XXV: *Austrittsdruck FG*

$$0 = -p_{FG,out} + p_{FG,in} - \Delta p_{BETT} \quad (7.46)$$

XXVI: *Austrittsenthalpie FG*

$$0 = -h_{FG,out} + h_{FG(p_{FG,out}, T_{FG,out})} + h_{v,FG(p_{FG,out}, T_{FG,out})} \quad (7.47)$$

XXVII: *Austrittsdampfgehalt FG*

$$0 = -x_{FG,out} + x_{FG(p_{FG,out}, T_{FG,out})} \quad (7.48)$$

XXVIII: *Betthöhe*

$$0 = -H_{Bett} + 2\,\Delta H_{frei} + \frac{4 * d_a^2 * n_{Rohr}}{b_{BETT}} \quad (7.49)$$

Hier steht ΔH_{frei} für den Abstand, der obersten bzw. untersten Rohrreihe zum oberen bzw. unteren Ende des Bettes. Was die Teilung der Rohre betrifft, so gilt der doppelte Rohraußendurchmesser als Distanz zwischen den Rohrachsen benachbarter Rohre als guter Kompromiss. Demgemäß ist pro Rohr eine quadratische Bettquerschnittsfläche mit einer Seitenlänge von $2 * d_a$ erforderlich. Wird diese Fläche mit der Rohranzahl multipliziert und durch die Bettbreite dividiert ergibt sich die Höhe die zur Unterbringung der Rohre notwendig ist.

XXIX: *Bettquerschnitt*

$$0 = -A_{STP} - \underbrace{d_a{}^2\,\frac{\pi}{4}\,n_{Rohre}}_{\sum Rohrquerschnitte} + 2\,\Delta H_{frei}\,b_{BETT} + 4\,d_a^2\,n_{Rohre} \quad (7.50)$$

Die dem Sand zu teilige Querschnittsfläche ergibt sich aus dem Gesamtquerschnitt vermindert um die Summe der Rohrquerschnitte.

XXX: *Q Wärmetauscher*

$$0 = -\dot{Q}_{HEX} + k_{HEX}\,A_{HEX}(T_{STP,HEX} - T_{HTF,HEX}) \quad (7.51)$$

Vorausgehend wird in jeder Iteration eine Prozedur zur separaten Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten k_{HEX} entsprechend des in Formelwerks aus Kapitel 6.3 durchlaufen. Für die maßgebliche Temperaturdifferenz des Wärmetausches werden jeweils die Mittelwerte aus Ein- und Austrittstemperatur der beiden Medien herangezogen.

XXXI: $Q\ Umgebung$

$$0 = -\dot{Q}_{Umg} + k_{UMG}\ A_{UMG}\ (T_{STP,HEX} - T_{Umg}) \quad (7.52)$$

Zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten für den Wärmeaustausch mit der Umgebung k_{Umg} ist ein Wärmeübergangskoeffizient α_{Umg} über das entsprechende Eingabefeld in der GUI definiert werden.

Viele Gleichungen sind über die (System-)Variablen, die darin vorkommen miteinander verknüpft (z.B: Geometrie), ebenso kann es aber auch sein, dass Gleichungen untereinander völlig unabhängig sind ($z.B.$: (7.53) und (7.45))

7.4.3 Stillstandsmodel:

Der flexible Betrieb eines Energiespeichers beinhaltet nicht nur eine Betriebsweise in einem möglichst variablen Leistungsbereich, ebenso können die Stillstandszeiten im geladenen bzw. entladenen Zustand, je nachdem wann und wie lange Leistung abgerufen wird, variieren. Deshalb ist es simulationstechnisch nicht unvorteilhaft wenn mit dem Modell auch Stillstandszustände gefahren werden können. Dies betrifft im speziellen den Wärmespeicher. Folgend wird erklärt was sich bei Stillstand verändert, wie es modelliert wird und was einen Stillstand überhaupt Kennzeichnet.

Das Stillstandsmodell wird aktiviert, wenn der Sandmassenstrom kleiner als 0,001 kg/s ist. Im Stillstand gilt die Annahme, dass kein Sand mehr gefördert wird und somit muss auch kein Druckgradient in horizontaler Richtung aufgebracht werden.

XVII: $Druckvorgabe\ SAND$

$$\Delta p_{WB} = 0\ \ bzw.\ 0 = -p_{STP,out} + p_{STP,in} \quad (7.54)$$

XXIII: $Druckabfall\ FG$

$$\Delta p_{FG} = 0 \quad (7.55)$$

XXIV: $Eintrittsdruck\ FG$

$$0\ \ = -p_{FG,in} + p_{STP,in} \quad (7.56)$$

XXX: $Q\ Wärmetauscher$ bzw. XXXI: $Q\ Umgebung$

$$T_{STP,HEX} = T_{STP,out} \quad (7.57)$$

$$\alpha_{WS} = 0{,}05\ W/(m^2K) \quad (7.58)$$

Im Stillstand verändert sich die Wirbelschicht in eine Festbettschüttung, wo ein wesentlich schlechterer Wärmeübergang vorherrscht. Um den Berechnungsaufwand gering zu halten, wird an dieser Stelle jedoch auf eine Lösung der instationären Wärmeleitungsgleichung verzichtet und stattdessen ein fixer Wärmeübergangskoeffizient von etwa 0,05 W/m² vorgegeben. Dieser Wert entstammt aus der Mittelung der Wärmeübergänge stationärer Vergleichsrechnungen über den darin vorherrschenden Temperaturbereich.

7.4.4 Verschaltung

Die Ein- und Ausgänge wurden bereits in Bild 49 beschrieben. In Bild 55 ist nun ein SandTES – Element in seiner verschalteten Form zu sehen. Über die blaue Verbindungslinie, die in die Komponente über den Eingang rechts unten tritt, gelangt der Sand–Stoffstrom in das Speicherelement. Im zugehörigen Kennzeichnungsfeld dieser Verbindung ist auszumachen, dass Massenstrom, Druck und Temperatur ein #-Symbol vorgestellt ist, was bedeutet, dass diese Größen an jener Stelle fixierte Werte einnehmen.

Entsprechend der Modellierung ist es für Druck oder Massenstrom egal, ob am Ein- oder Ausgang vorgegebene Werte zu finden sind. Hingegen ist es bei der Temperatur im Falle einer instationären Berechnung zwingend, diese am Eintritt vorzugeben. Da die Austrittstemperatur, wie in Abschnitt 7.4.1 beschrieben, äquivalent zur dynamisch berechneten Speichertemperatur gesetzt wird, würde, wenn man diese vorgibt, die instationäre Berechnung entfallen und man hätte ein Verhalten, das einem stationären Gegenstromwärmetauscher ähnelt. Diese eben beschriebene Charakteristik gilt auch für das Wärmeträgermedium, beim Fluidisierungsgas ist es jedoch etwas anders. Dessen Austrittszustand ist durch Druck und Temperatur des Sandes bestimmt, der Massenstrom ergibt sich über den Fluidisierungsgrad, der als fixer Parameter in der SandTES – Komponente festgelegt werden muss. Der Eintrittszustand ist durch den Sand ebenfalls bereits fixiert: Der Eintrittsdruck entspricht jenem des Sandes addiert mit dem minimalen Druckverlust über den Düsenboden. Die Eintrittstemperatur entspricht der Austrittstemperatur aus dem vorgeschalteten Rekuperator, welche ihrerseits vollständig durch die Austrittstemperatur des Fluidisierungsgases an der Oberseite des Bettes und der Umgebungstemperatur bestimmt ist. In folgender Tabelle 5 sind alle Systemvariablen und Parameter der SandTES – Komponente samt Einheit und gegebenenfalls Hinweisen entsprechend den Orten ihres Auftretens gelistet.

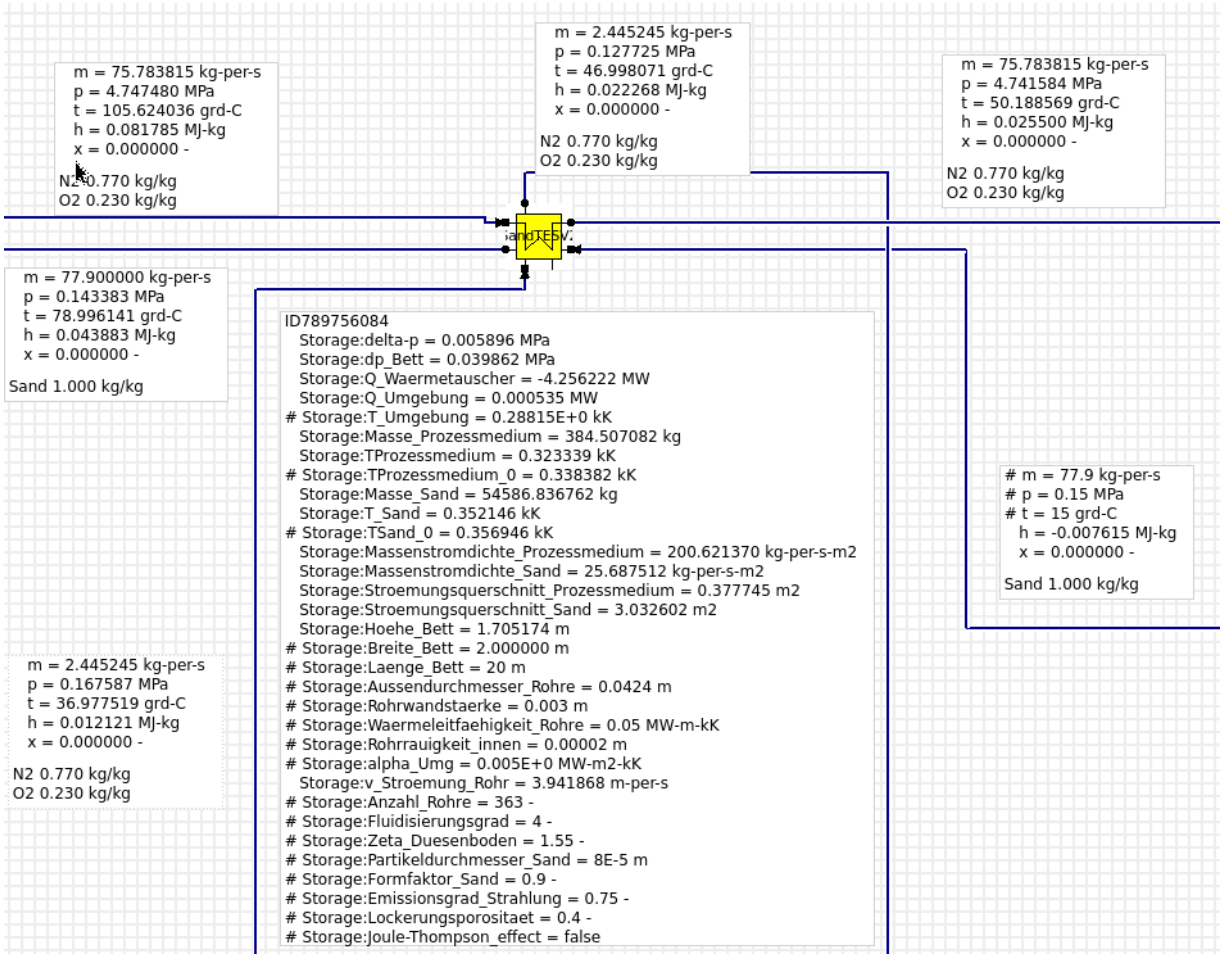


Bild 55: Verschaltetes SandTES – Element

Tabelle 5: SandTES – Größen entsprechend ihres Auftretens in der GUI

Systemvariablen:

Komponente:

Bezeichnung ENBIPRO-GUI	Bezeichnung Diplomarbeit	Einheit (Hinweis)
delta_p	Δp_{HTF}	MPa
dp_Bett	Δp_{Bett}	MPa
Q_Waermetauscher	Q_{HEX}	MW
Q_Umgebung	Q_{Umg}	MW
Masse_Prozessmedium	m_{HTF}	MW
T_Prozessmedium	T_{HTF}	kK
Masse_Sand	m_{STP}	Kg
T_Sand	T_{STP}	kK
Massenstromdichte_Prozessmedium	j_{HTF}	kg/sm²
Massenstromdichte_Sand	j_{STP}	kg/sm²
Strömungsquerschnitt_Prozessmedium	A_{HTF}	m²
Strömungsquerschnitt_Sand	A_{STP}	m²

Hoehe_Bett	h_{Bett}	m
Breite_Bett	b_{Bett}	m
Aussendurchmesser_Rohre	d_a	m
Anzahl_Rohre	n_{Rohr}	- (Integer)

Eintritt Wärmeträgermedium

Massenstrom	$\dot{m}_{HTF,in}$	kg/s
Druck	$p_{HTF,in}$	MPa
Temperatur	$T_{HTF,in}$	°C, K, kK
Enthalpie	$h_{HTF,in}$	MJ/kg
Dampfgehalt	$x_{HTF,in}$	-

Austritt Wärmeträgermedium

Massenstrom	$\dot{m}_{HTF,out}$	kg/s
Druck	$p_{HTF,out}$	MPa
Temperatur	$T_{HTF,out}$	°C, K, kK (nicht zu fixieren!)
Enthalpie	$h_{HTF,out}$	MJ/kg
Dampfgehalt	$x_{HTF,out}$	-

Eintritt Sand

Massenstrom	$\dot{m}_{STP,in}$	kg/s
Druck	$p_{STP,in}$	MPa
Temperatur	$T_{STP,in}$	°C, K, kK
Enthalpie	$h_{STP,in}$	MJ/kg
Dampfgehalt	$x_{STP,in}$	-

Austritt Sand

Massenstrom	$\dot{m}_{STP,out}$	kg/s
Druck	$p_{STP,out}$	MPa
Temperatur	$T_{STP,out}$	°C, K, kK (nicht zu fixieren!)
Enthalpie	$h_{STP,out}$	MJ/kg
Dampfgehalt	$x_{STP,out}$	-

Eintritt FG

Massenstrom	$\dot{m}_{FG,in}$	kg/s (nicht zu fixieren!)
Druck	$p_{FG,in}$	MPa (nicht zu fixieren!)
Temperatur	$T_{FG,in}$	°C, K, kK
Enthalpie	$h_{FG,in}$	MJ/kg
Dampfgehalt	$x_{FG,in}$	-

Austritt FG

Massenstrom	$\dot{m}_{FG,out}$	kg/s (nicht zu fixieren!)
Druck	$p_{FG,out}$	MPa (nicht zu fixieren!)
Temperatur	$T_{FG,out}$	°C, K, kK (nicht zu fixieren!)

Enthalpie	$h_{FG,out}$	MJ/kg (nicht zu fixieren!)
Dampfgehalt	$x_{FG,out}$	- (nicht zu fixieren!)

Parameter

Bezeichnung ENBIPRO-GUI	Bezeichnung Diplomarbeit	Beschreibung, Hinweis
T_Umgebung	T_{Umg}	kK
T_Prozessmedium_0	T_{HTF0}	kK (T bei t=0)
T_Sand_0	T_{STP0}	kK (T bei t=0)
Laenge_Bett	l_{WB}	m
Rohrwandstaerke	s_W	m
Waermeleitfaehigkeit_Rohre	λ_R	MW /m.kK
Rohrrauigkeit_innen	ra	M
Alpha_Umg	α_{Umg}	MW /m².kK
Fluidisierungsgrad	dof	-
Zeta_Duesenboden	$\zeta_{DB,}$	-
Partikeldurchmesser_Sand	d_m	M
Formfaktor_Sand	σ_m	-
Emmissionsgrad_Strahlung	ε_{rad}	-
Lockerungsporositaet	ψ_L	-

7.5 Verdichter

Zur Abbildung des Verdichtungsvorgangs eines dynamischen Prozesses gibt es in ENBIPRO die Komponente „Compressor(MAP)“ (Bild 56). Diese greift auf ein in einer externen Datei hinterlegtes Kennfeld zurück aus dem der entsprechende Betriebspunkt ermittelt wird. (Drehzahl, Druckverhältnis, Massenstrom, Wirkungsgrad).

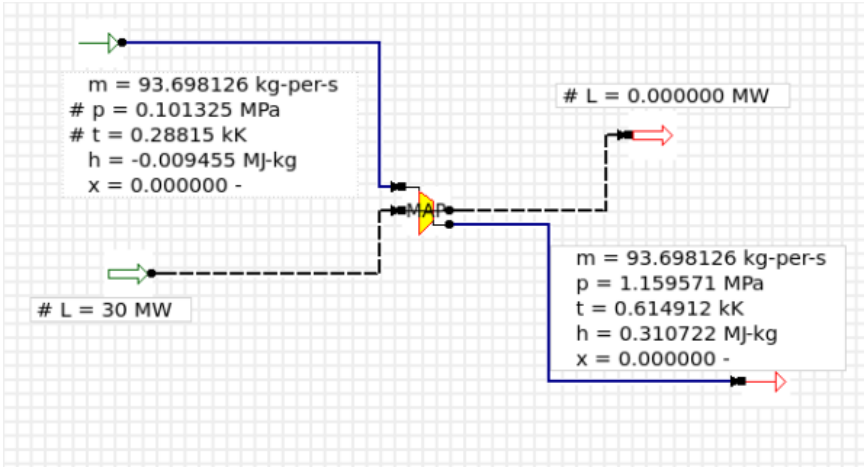


Bild 56: ENBIPRO Modell „Compressor-MAP“

Eine genauere Beschreibung des darin implementierten Modells samt der verwendeten Gleichungen befindet sich im ENBIPRO Benutzerhandbuch [18] und in [19].

Die Vorgehensweise zur Erstellung der Kennfelder ist unter anderem Gegenstand der Projektarbeit „Grobauslegung eines Verdichtersystems für eine ACAES Anlage“ [12] die simultan zu dieser Arbeit entstanden ist.

7.6 Kaverne

Für die Darstellung der Kaverne wird die bereits in ENBIPRO vorhandene Komponente der isochoren Kaverne (Bild 57) eingesetzt. Diese erfüllt hinsichtlich der Abbildung des dynamischen Verhaltens die Anforderungen die anfangs bei der Modellierung der Gesamtanlage im Zuge der Definition der Simulationsziele ausgemacht wurden. Jenes Kavernenmodell ist im Zuge der Arbeit von Nielsen [19] entstanden. Darin findet man die Herleitung der maßgeblichen Gleichungen und weitere ausführliche Erläuterungen.

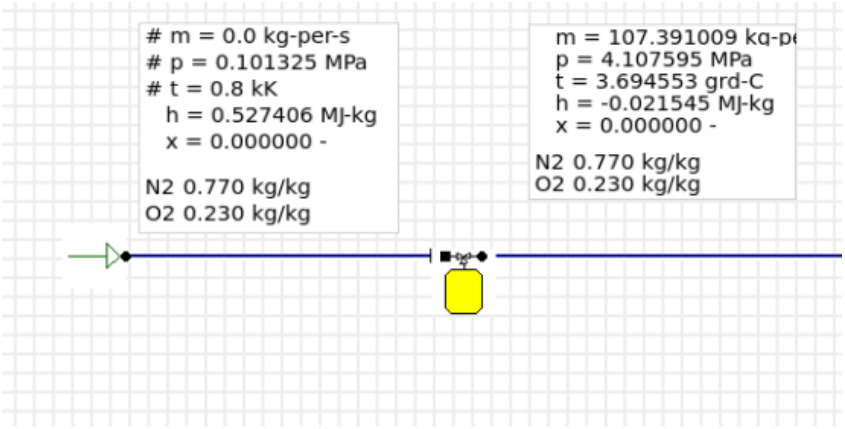


Bild 57: isochore Kaverne

7.7 Turbine

Das Teillastverhalten von Dampf- oder Gasturbinen lässt sich üblicherweise mithilfe des Kegelgesetzes von A. Stodola beschreiben. Diese analytische Methode wird auch heute noch von Turbomaschinenherstellern zur fundamentalen Auslegung verwendet. In ENBIPRO ist eine Turbinenkomponente, in welcher dieses Modell hinterlegt ist, bereits vorhanden.

Der Zusammenhang von Massenstrom und Druckverhältnis einer Turbine wird durch die Mengendruckgleichung von Stodala (Dampfkegelgesetz) hergestellt, welches lautet:

$$\frac{\dot{m}_{PL}}{\dot{m}_N} = \frac{p_{in,PL}}{p_{in,N}} \sqrt{\frac{1-\left(\frac{p_{in,PL}}{p_{out,PL}}\right)^2}{1-\left(\frac{p_{in,N}}{p_{out,N}}\right)^2}} * \sqrt{\frac{T_{out,N}}{T_{out,PL}}} \qquad (7.59)$$

Eine genauere Beschreibung jenes Elements „Turbine-Partload“ (Bild 58) befindet sich im ENBIPRO Benutzerhandbuch [18] unter Punkt 10.4.

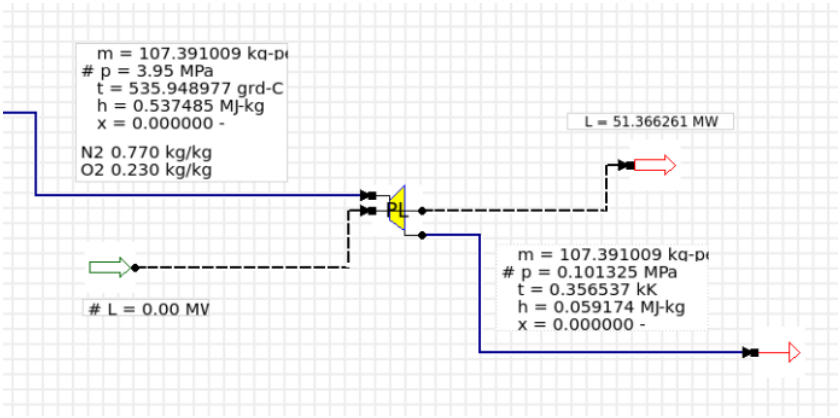


Bild 58: ENBIPRO Modell der „Turbine-Partload“

8 Modellsimulationen

Bevor Simulationen der gesamten Druckluftspeicheranlage erfolgen konnten, war es zuerst einmal nötig, verschiedene Simulationen eines alleinstehenden SandTES-Wärmespeichers durchzuführen um das in Kapitel 6 beschriebene SandTES-Modell zu validieren, anzupassen und dessen Eigenschaften zu überprüfen.

8.1 Simulationen SandTES allein

8.1.1 Modellvalidierung bzw. -Vergleich

Essentiell für die Aussagekraft einer simulativen Analyse ist eine vorangegangene Validierung des dabei verwendeten Modells. Üblicherweise erfolgt dies anhand eines Vergleichs mit experimentellen Ergebnissen des realen Systems. In diesem Fall ist dies nicht möglich, da derzeit noch keine SandTES – Anlage existiert und auch der Versuchsstand einen Laborbrand im Jänner 2014 zum Opfer fiel. Es besteht jedoch die Möglichkeit des Vergleichs mit einem anderen computerbasierten Modell. Dipl.-Ing. Karl Schwaiger entwickelte im Zuge einer Dissertation an der TU-Wien ein umfangreiches, in MATLAB implementiertes Simulationstool des Wärmespeichers, das hinsichtlich Detailierungsgrad das in Kapitel 6 vorgestellte Modell übersteigt.

Der Vergleich erfolgt anhand eines für die 50 MW-Variante ausgelegten SandTES-Fließbettwärmetauschers im stationären Betrieb. Die dabei in beiden Modellen abgebildeten Anlagen sind hinsichtlich Geometrie und Eintrittszustände der beteiligten Medien völlig äquivalent. Die im Performancevergleich des Wärmetauschers maßgeblichen Größen sind die Temperatur- bzw. Druckverläufe.

Bei der Anwendung des SandTES als Wärmespeicher einer adiabaten Druckluftspeicheranlage kommt Luft als Wärmeträgermedium einerseits und andererseits als Fluidisierungsgas zum Einsatz. Da Letzteres für die weiteren Betrachtungen eine untergeordnete Rolle spielt, ist in weiterer Folge ausschließlich das Wärmeträgermedium Luft gemeint.

8.1.1.1 Temperatur

Bild 59 und Bild 60 zeigen die Temperaturverteilungen von Sand und Wärmeträgermedium im stationären Zustand beim Ladevorgang.

Vergleicht man die Ergebnisse beider Modelle, so fallen 2 Dinge besonders auf. Einerseits zeigen die Kurven aus dem MATLAB-Tool (MT) einen symmetrisch auftretenden leicht S-förmigen Verlauf, der hingegen im ENBIPRO-Modell (EP) speziell am Ort des Sandeintritts nur sehr schwach ausgeprägt ist. Andererseits weichen die Austrittstemperaturen wiederum weniger weit voneinander ab, obgleich beide Grädigkeiten im ENBIPRO-Modell niedriger sind.

Diese Indizien deutend darauf hin, dass die Wärmeübertragung im ENBIPRO-Modell etwas besser ist und es lässt sich auch der S-förmige Verlauf besser erklären: Ein niedriger Wärmeübergang bedeutet einen geringeren Temperaturgradienten, was den Verlauf im mittleren Bereich begründet. Durch den schlechteren Wärmeübergang erfahren die Medien eine geringere Temperaturdifferenz bis zu ihrem jeweiligen Austritt und somit an diesen Stellen eine größere Temperaturdifferenz zum anderen Medium, dessen Temperatur an diesen Stellen (deren Eintritt) vorgegeben ist. Mit einem großen Temperaturunterschied einhergehend ist ein größerer Wärmestrom, was wiederum die größeren Temperaturgradienten an den Rändern bestätigt. In Summe hat zur Folge, dass die Luft im EP-Modell um 13°C kälter Austritt (55,8°C) und sich der Sand dabei um 14,2°C mehr erhitzt.

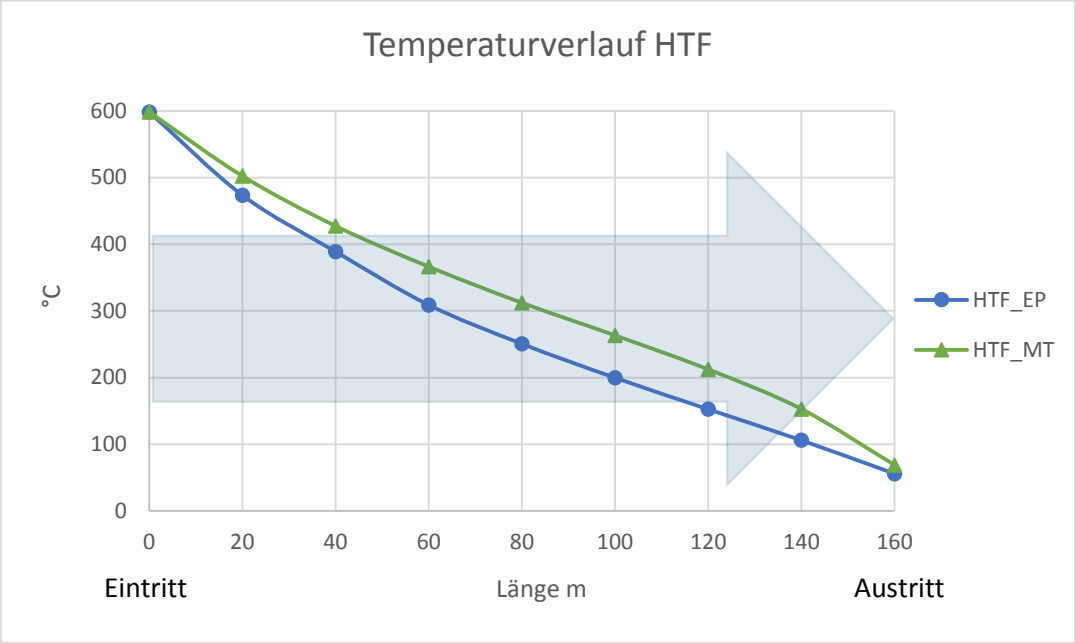


Bild 59: Temperaturverläufe Wärmeträgermedium

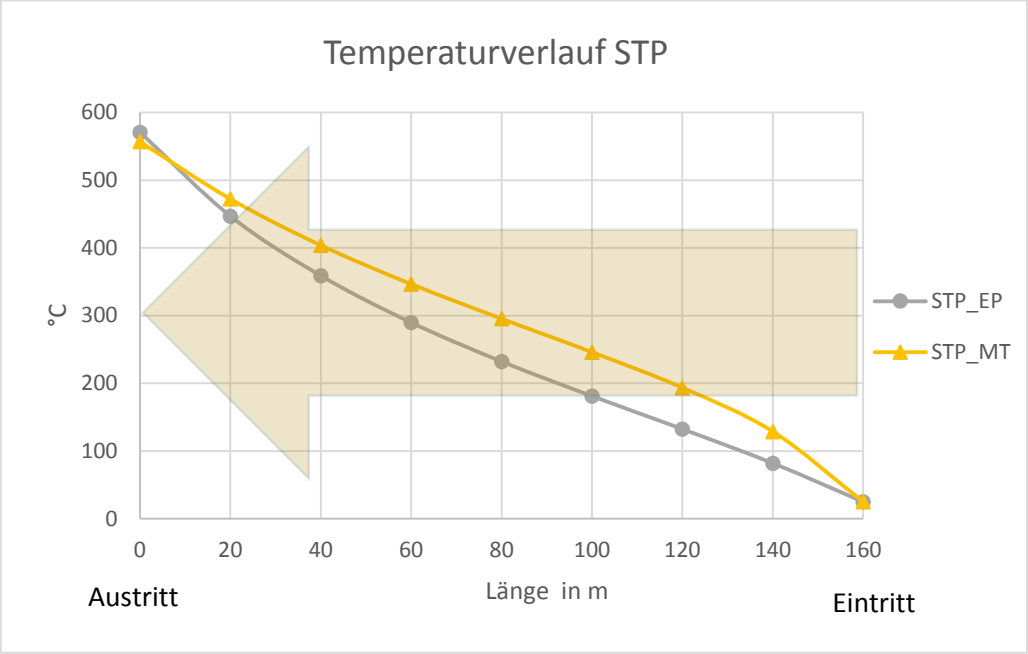


Bild 60: Temperaturverläufe Sand

Da es keinen Vergleich mit einer realen Anlage gibt, ist es allerdings nicht möglich eine Aussage darüber zu treffen, welches Modell besser mit einem realen Verhalten übereinstimmt. Ein besserer Wärmetausch wirkt sich auch positiv auf den Gesamtwirkungsgrad des Druckluftspeichers aus.

8.1.1.2 Druck

Bild 61 zeigt die Druckverläufe beider Modelle ebenfalls beim Ladevorgang. Dabei fällt gleich auf, dass das ENBIPRO – Modell einen größeren Druckverlust berechnet als das MATLAB – Tool. Ein möglicher Grund könnten unterschiedliche Werte für die Rohrrauigkeit sein. Außerdem erkennt man, dass die Kurven mit fortschreitender Bettlänge immer flacher werden.

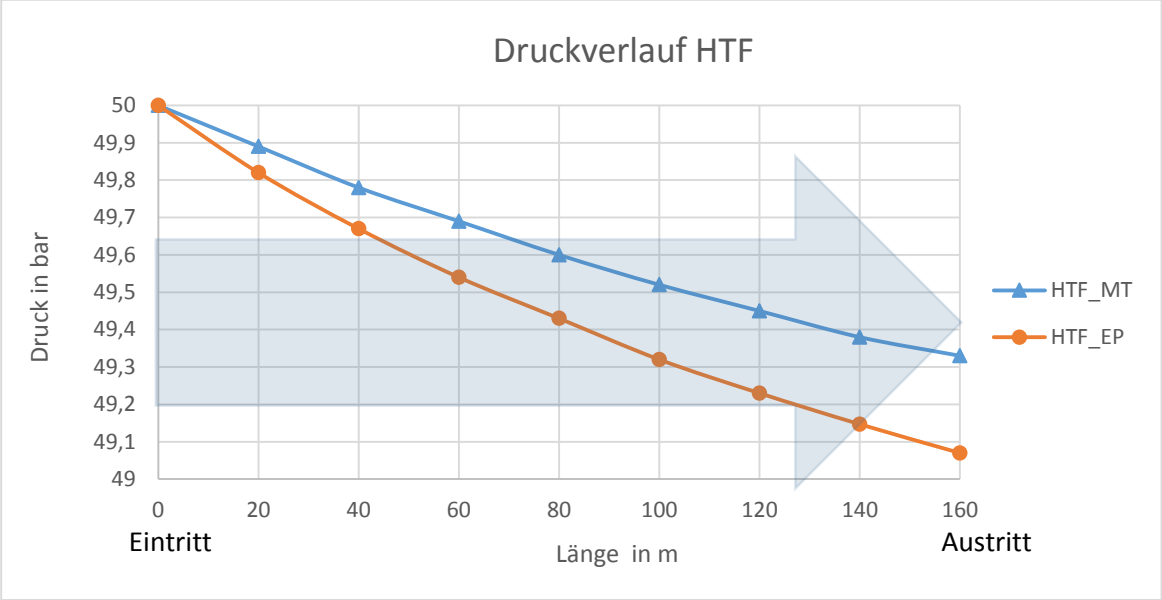


Bild 61: Vergleich der Druckverläufe beider Modelle

Was den fluidisierten Sand betrifft, stimmen die Ergebnisse beider Modelle fast exakt überein. Dies entspricht auch den Erwartungen, da die im ENBIPRO Modell umgesetzte Methode zur Ermittlung der Druckverteilung im Bett auf Betrachtungen von Karl Schwaiger aufbauten.

8.1.2 Erstmaliges Anfahren bis zum stationären Zustand

Die Frage wie lange es dauert bis das Wirbelschicht-Fließbett einen annähernd stationären Zustand erreicht, lässt sich mit einfachen mathematischen Mitteln nur sehr schwer beantworten. Speziell in Bezug auf die Errichtung der Anlage ist dieser Vorgang des erstmaligen Anfahrens interessant. Die Annahmen für diese Abschätzung des Aufheizvorgangs sind:

- Zur Zeit t=0 betragen die Temperaturen von Sand, Fluidisierungsgas und Wärmeträgermedium 15°C im ganzen Bett
- Bei t>0 wird ein Luftmassenstrom von 75kg/s bei 600°C und 50bar am Eintritt durch die Wärmetauscherrohre gefördert.
- Sandseitig wird das Wirbelbett zwecks Wärmeübergang mit 77,9kg/s und 15°C am Eintritt durchströmt.
- Die Simulation wird dann abgebrochen, wenn der Sand an der Stelle seines Austritts (=Lufteintrittsort) bis auf 10°C an seinem Wert bei stationären Betrieb (570°) herankommt (die Temperaturprofile im stationären Zustand sind in Bild 62 und Bild 63 ebenfalls zu sehen.

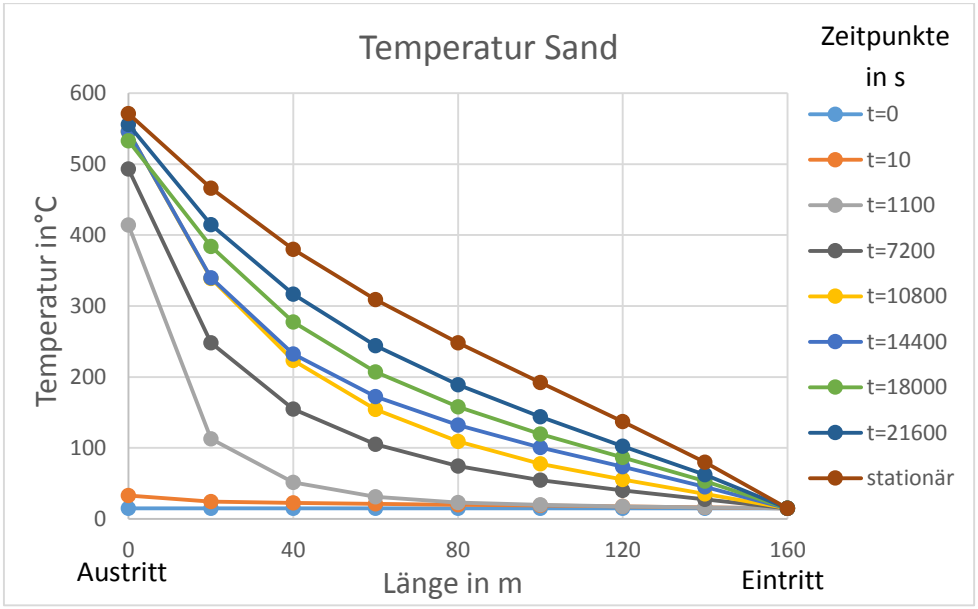


Bild 62: Temperaturverläufe Sand

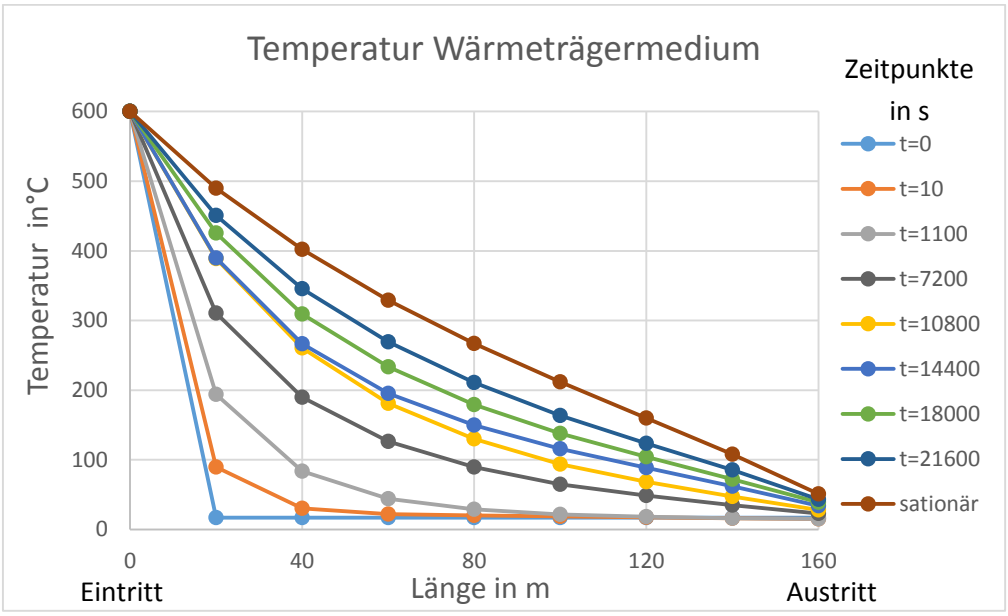


Bild 63: Temperaturverläufe Wärmeträgermedium

Beim Vergleich beider Diagramme erkennt man, dass die Temperaturen des Wärmeträgermediums nur anfänglich und gleich nach dem Eintritt schneller ansteigen als die des Sand, was in Anbetracht dessen, dass die Sandmasse um einen Faktor 170 größer ist als die des Wärmeträgermediums (in diesem Fall Luft), auf den ersten Blick nicht unmittelbar vorauszusehen war. Verglichen mit der Luftmasse von etwa 2580 kg ist der Massenstrom von 75kg/s relativ hoch. Die 600°C heiße Luft benötigt demnach nur 44 Sekunden um das gesamte Bett zu durchströmen, was den anfangs sehr großen Temperaturanstieg der Luft erklärt. Aufgrund dessen ist nach kurzer Zeit eine hohe Temperaturdifferenz zwischen Luft und Sand vorzufinden. Einerseits aufgrund der ausgezeichneten Wärmeübertragungseigenschaften und andererseits, da der kalte Sand sehr langsam ($\sim$ 90 Minuten für eine kompletten Durchtritt) durch das Bett gefördert wird, kann sich der Sand dementsprechend rasch erhitzen. Trotzdem dauert es 6h bis der Sand an seinem Austritt eine Temperatur von 560°C erreicht.

8.2 Simulationen ScACAES Pilotanlage

8.2.1 Ausgangszustand

Die Definition dieses Zustandes ist fundamental zur allumfassenden Beschreibung, da er den physikalischen Zustand eines vollkommen leeren Speichers beschreibt.

8.2.1.1 Kaverne

Wie in Kapitel 5 erläutert (Gesamtwirkungsgrad bei niedrigerem Druckniveau höher) wird für den Ausgangszustand ein Kavernendruck gewählt der nahe dem geologisch minimal zulässigen Kavernendruck liegt. Die Lufttemperatur in der Kaverne entspricht jener des umliegenden Salzgesteins und wird mit 7°C festgelegt.

8.2.1.2 SandTES

In Kapitel 8.1.2 wurde im Zuge der Auslegungsrechnung das erstmalige Anfahren des SandTES bis zur Erreichung seines stationären Zustandes unter den gegebenen Randbedingungen simuliert. Ausgehend davon wurde ein 24 stündiger Stillstand simuliert um die gesamte Anlage (samt Speichertanks) etwas abkühlen zu lassen. Dies ist der Ausgangszustand des Wärmespeichers.

8.2.1.3 Verdichter, Turbine

Zur Bestimmung der Parameter der Turbomaschinen wurden stationäre Modellrechnung mit den Randbedingungen der Kaverne und Wärmespeicher in deren Ausgangszuständen durchgeführt.

8.2.2 Ergebnisse – Vergleich der Auslegungsvarianten

Verschiedene Varianten einer Pilotanlage wurden von dem eben definierten Ausgangszustand startend unter gleichen Bedingungen simuliert. Der Betrieb wurde so simuliert, dass die Anlage sowohl beim Lade- als auch beim Entladevorgang stets mit maximaler Leistung ohne Unterbrechung gefahren wurde. Als Startzustand für den Ausspeicherprozess wurde jeweils der Endzustand des Systems unmittelbar nach dem Einspeichern gewählt. Da auf diese Weise jeglicher Wirkungsgradverlust durch Teillast oder die von der Speicherdauer abhängige Selbstentladung vermieden wird, verspricht diese Betriebsweise den maximalen Wirkungsgrad. Die Ergebnisse dieses Anlagenvergleichs sind in Tabelle 6 aufgelistet.

Man erkennt den indirekten Zusammenhang von Speicherwirkungsgrad und ein- bzw. ausgespeicherter Energiemenge/Luftmasse. Die Frage nach der günstigsten Variante kann jedoch nur in Kombination mit den Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen aus Kapitel 4 beantwortet werden. Während aus technischer Sicht die „kleinste“ Variante die bestmögliche Performance bietet, empfiehlt die ökonomische Betrachtung das Gegenteil. Die spezifischen Investitionskosten nehmen mit zunehmender Anlagengröße ab, ebenso greift man damit einen wesentlich größeren Anteil des Speicherpotentials der Kaverne ab. Berücksichtigt man im Weiteren die Schlussfolgerungen zu Bild 24 so ist die Anlagengröße in Kombination mit einer flexiblen Betriebsweise für einen ökonomischen Betrieb wesentlich wichtiger als eine Steigerung des Wirkungsgrades in diesem Bereich.

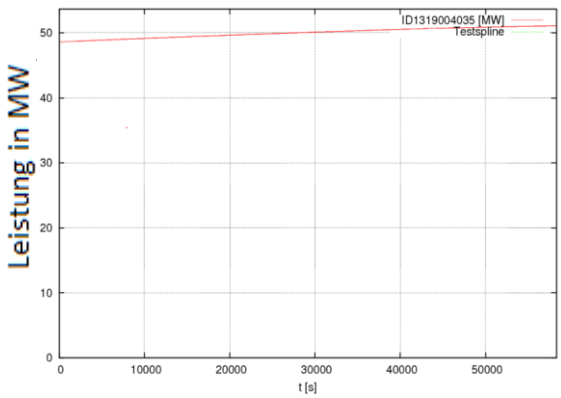
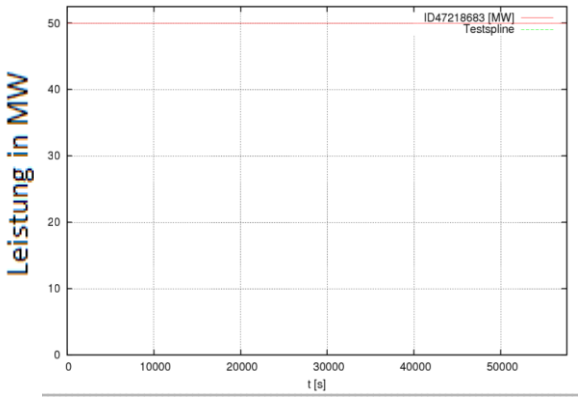
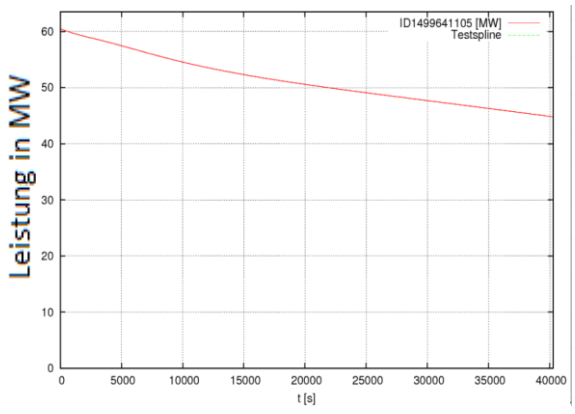
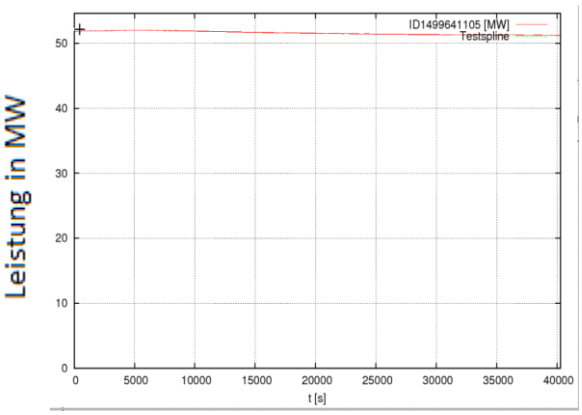
Tabelle 6: Leistungsdaten verschiedener Auslegungsmöglichkeiten einer Pilotanlage. Die Bezeichnung „max“ bedeutet, dass sich diese Werte auf den Zustand maximal gefüllter Kaverne beziehen.

Leistung	[MW]	10	10	30	30	50	50
Ausspeicherzeit (=γ)	[h]	3	11	3	11	3	11
Massenstrom in	[kg/s]	15	15	45	45	75	75
Massenstrom out	[kg/s]	21,3	21,5	64,5	65,5	108,6	110,7
Δm Kaverne	[t]	252	889	722	2648	1242	4447
Verdichteraustrittsdruck max	[MPa]	4,45	4,65	4,65	5,13	4,81	5,59
Druckabfall HEX in	[MPa]	0,015	0,015	0,072	0,072	0,072	0,072
Druckabfall HEX out	[MPa]	0,08	0,08	0,12	0,12	0,12	0,12
Wärmetauscherfläche	[m²]	1598	1598	4689	4689	7736	7736
maximaler Kavernendruck	[MPa]	4,42	4,58	4,56	5,21	4,85	5,69
Lufttemperatur Kaverneneintritt	[°C]	58	58	50	51	50	51
Turbineneintrittstemperatur max	[°C]	537	537	539	539	544	544
Turbinenaustrittstemperatur max	[°C]	83	86	85	89	95	111
Leistung Gebläse + Becherwerk	[MW]	0,142	0,142	0,183	0,183	0,34	0,34
Eingespeicherte Energie	[MWh]	44,9	163,4	132,6	484,5	230,1	820,9
Ausgespeicherte Energie	[MWh]	31,6	113,9	92,6	332,8	159,9	555,7
Wirkungsgrad	[%]	70,3	69,7	69,8	68,7	69,5	67,7

8.2.3 Vergleich Drossel – Teillast Turbine (50 MW, 11)

Wie schon erwähnt stellen, durch den abhängig vom Speicherfüllstand veränderlichen Kavernendruck, Verdichtung und Entspannung dynamische Prozesse dar, weshalb die Leistungen während des Lade- und Entladevorgangs auch, mehr oder weniger stark, variieren. Um die Leistung annähernd konstant zu halten, ist eine Regelung der Turbomaschinen nötig, jedoch ist eine Regelung immer mit einem Verlust verbunden. In [20] werden, unter anderem, verschiedene Regelungsmöglichkeiten beschrieben. Die Regelung durch eine Drosselung am Eintritt in die Turbomaschinen ist eine wenig komplizierte und robuste Methode und wird auch bei den beiden derzeit existierenden Druckluftspeichern eingesetzt.

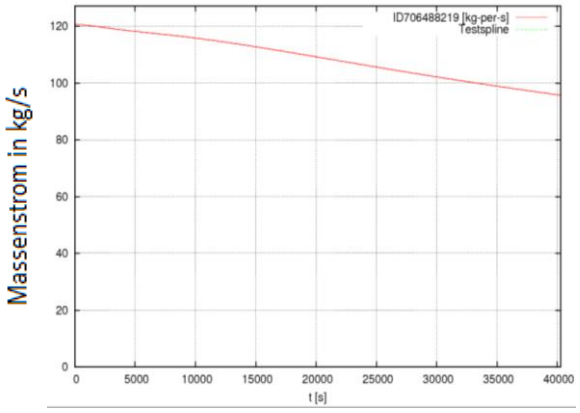
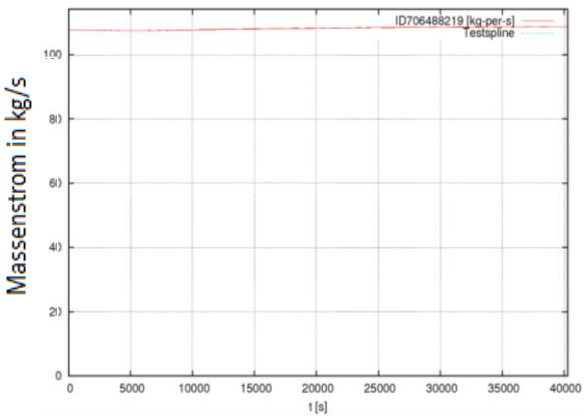
Tabelle 7: Vergleich der Leistungskurven von gedrosseltem und ungedrosseltem Prozess

Ohne Drosselung	Mit Drosselung
Leistungskurven:	
Einspeichern	
	
Ausspeichern:	
	

Um einen Überblick über die Unterschiede beider Prozessführungen zu bekommen, wurde zum Vergleich die 50MW, γ=11 – Variante mit Eintrittsdrosselung vor den Turbomaschinen simuliert. Durch den Druckunterschied in der Kaverne ist zu erwarten, dass sich die Drosselung eben bei der größten

Auslegungsvariante am deutlichsten auswirkt. Einerseits ist die Drosselung verlustbehaftet, andererseits können die Turbomaschinen dadurch immer in ihrem Auslegungspunkt und somit bei höchstem komponentenspezifischem Wirkungsgrad betrieben werden, was ansonsten nicht der Fall wäre. Die Ergebnisse des Vergleichs sind in Tabelle 7 und Tabelle 8 dargestellt.

Tabelle 8: Vergleich von zeitlichen Massenstromverläufen und Wirkungsgraden

<table>
<tr><td colspan="2">Massenstrom beim Ausspeichern</td></tr>
<tr><td> 
</td><td> 
</td></tr>
<tr><td colspan="2">Zykluswirkungsgrad</td></tr>
<tr><td>67,7%</td><td>65,4 %</td></tr>
</table>

Obwohl der Gesamtwirkungsgrad zwar geringer ist, ist der Unterschied von etwas mehr als 2% kleiner als man vielleicht erwarten würde. Betrachtet man die Leistungskurve beim Ausspeichern des dynamischen Prozesses, so erkennt man einen Abfall von über 60MW auf knapp über 45MW herab. Verantwortlich hierfür ist jedoch nicht alleine die Abnahme des der Turbine zur Verfügung stehenden Druckgefälles, sondern ebenso der Wirkungsgradverlust von selbiger aufgrund der Abweichung des Betriebs- vom Auslegungspunkt. Während der angesprochene isentrope Turbinenwirkungsgrad im Auslegungspunkt 88% beträgt, so sinkt er bis zum Ende des Ausspeichervorgangs auf unter 83% ab. Wie Tabelle 8 zeigt, nimmt auch der Massenstrom während des Ausspeichervorgangs ab. Der Leistungsabfall kann demnach als Produkt der dynamischen Veränderungen von Wirkungsgrad, Druckverhältnis und Massenstrom betrachtet werden.

Etwas anders ist der Vorgang beim Einspeichern. Hier ist der Leistungsunterschied zwischen dem vollgeladenen und entladenen Zustand wesentlich geringer. Der Hauptgrund hierfür ist zum Großteil jener, dass der Verdichterwirkungsgrad von 85% im durchfahrenen Kennfeldbereich konstant bleibt. Diese Modellannahme wurde bei der Erstellung der verwendeten Verdichterkennfelder getroffen [12]. Im Falle des gedrosselten Prozesses kann die Leistung so geregelt werden, dass sie über den gesamten Speicherzyklus 50MW beträgt.

8.2.4 Selbstentladerate - Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Stillstandszeit

Das Verharren des Speichers im geladenen Zustand im Stillstand ist mit einem Energieverlust in Folge der ungewollten Wärmeabgabe an die Umgebung verbunden. Der Speicherwirkungsgrad ist umso

höher je größer die Turbinenleistung beim Ausspeichern ist. Diese wiederum ist nach Kapitel 5.3.6 größer, je höher Turbineneintrittstemperatur und Entspannungsdruckverhältnis sind. Während letzteres abhängig vom Kavernendruck ist, der über den Verharrungszustand als konstant betrachtet werden kann, wird die Turbineneintrittstemperatur von der Sandtemperatur im Wärmespeicher bestimmt. Trotz seiner guten Isolierung gibt der Wärmespeicher, wenn auch nur langsam, Wärme an die Umgebung ab. Dieser Energieverlust bewirkt eine Abnahme der Speichertemperatur und somit ebenfalls der Turbineneintrittstemperatur. Je länger der Stillstand dauert umso mehr sinken Speichertemperatur und Wirkungsgrad ab. Bild 64 zeigt den Verlauf von Wirkungsgrad und Selbstentladerate in Abhängigkeit der Stillstandszeit. Bei der Berechnung der Selbstentladerate wurde angenommen, dass es in der Kaverne selbst weder Druck- noch Temperaturabfall gibt.

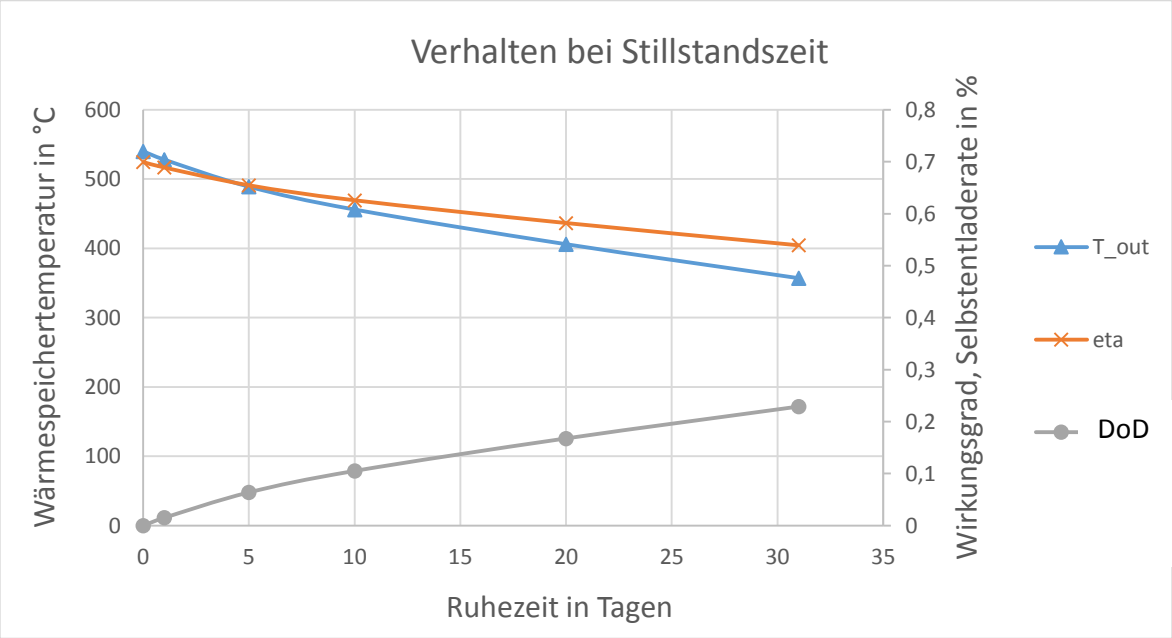


Bild 64: Selbstentladerate und Wirkungsgrad in Abhänigigkeit der Stillstandszeit

Als Abbruchkriterium dieser Stillstandsimulation wurde jener Zustand gewählt, bei dem aufgrund des Wärmeverlustes im Speicher die Turbineneintrittstemperatur den Wert unterschreitet, bei dem bei maximalem Kavernenfüllstand die Turbinenaustrittstemperatur die 0 °C Grenze unterschreiten würde. Tiefere Temperaturen führen zwar nicht unmittelbar zu technischen Problemen, doch ist bei unterschreiten des Gefrierpunktes mit einem höheren Materialverschleiß zu rechnen. Dass ein solcher Fall real eintreten könnte, ist jedoch aus ökonomischen Gründen äußerst unwahrscheinlich. Hierzu müssten die Strompreise für eine derart lange Zeitspanne unter dem geforderten Niveau verharren.

8.2.5 Einfluss auf das umgebende Gestein - Temperaturverlauf in der „Kavernenwand“

Aus geologischer Sicht ist es von großem Interesse, welchen Einfluss die Druckluftspeicherung auf das die Kaverne umgebende Gestein hat. Welchen Einfluss der Luftdruck in der Kaverne auf das umliegende Gestein hat, kann nur mit umfangreichen geologischen Gutachten eingeschätzt werden. Wie in Kapitel 5.2.1 beschrieben, befindet sich der zulässige Druckbereich zwischen 80 – 100% des maximal zulässigen Kavernendrucks. Bei niedrigeren Drücken droht die Kaverne zu schrumpfen, bei höheren Drücke steigt die Gefahr der Rissbildung im Gestein.

Diese Effekte können mit dem EnBiPro Modell nicht abgebildet werden, jedoch ist es möglich Temperaturen im kavernennahen Gestein abzuschätzen. Vorwegnehmend muss hier nochmals erwähnt werden, dass hiermit nur eine ungefähre Schätzung abgegeben werden kann, da man über den genaueren Aufbau des Salzgesteins nur wenig Informationen besetzt und dementsprechende Annahmen getroffen werden mussten. In folgendem Bild 65 sind die Temperaturverteilungen von der Oberfläche bis in eine Eindringtiefe von 1,2m, jeweils für den voll entladenen, den maximal geladenen Zustand und das Ende des Speicherzyklus gezeigt. Die Lufttemperatur beträgt beim Eintritt in die Kaverne ca. 50°C und bewirkt somit einen deutlichen Temperaturanstieg in der Kavernen selbst. Entsprechend der Simulation steigt diese maximal auf 18,3°C an, jedoch sinkt sie bis zum Ende eines vollständigen Speicherzyklus wieder auf unter 12°C ab.

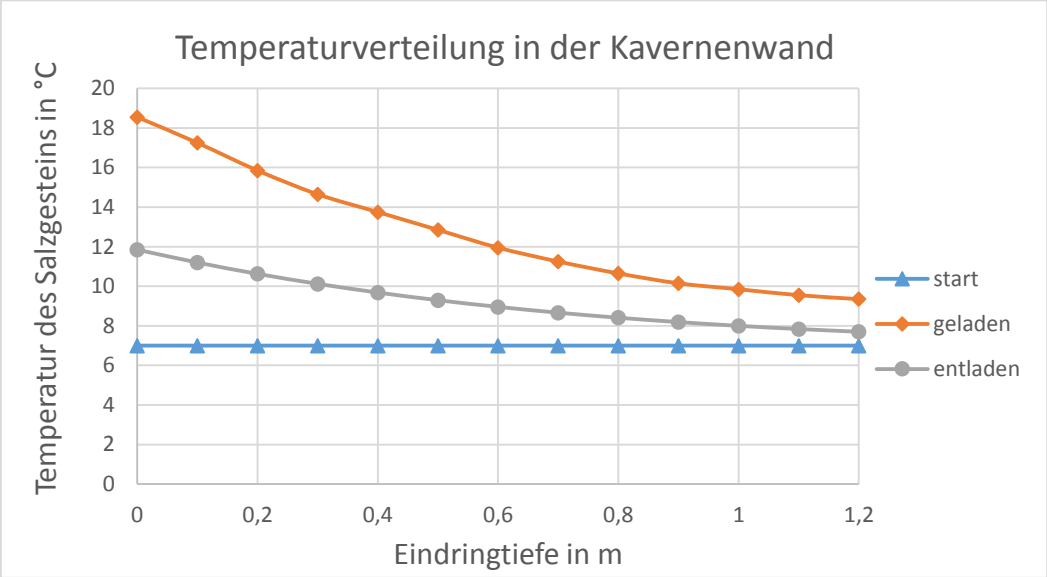


Bild 65: Temperaturverteilung des die Kaverne umhüllenden Salzgesteins infolge des Wärmeeintrages durch die gespeicherte Druckluft

Die Frage in wie Fern dieser Wärmeeintrag als problematisch einzuordnen ist kann nicht auf einfache Weise, sondern nur mithilfe geologischer Gutachten beantwortet werden. Temperatursteigerungen von über 10°C erscheinen auf den ersten Blick durchaus beunruhigend zu sein, doch nehmen diese nur in der unmittelbaren Umgebung der Oberfläche und nach einem vollständigen Ladevorgang diese Ausmaße an. Informationen von Geologen der Salinen Austria AG zufolge variiert die Temperatur des Salzgesteins verschiedener Lagerstätten zwischen 6°C und 11°C. In Anbetracht dessen können Oberflächentemperaturen von knapp 12°C nach einem erfolgten Entladen hingegen wieder als wenig bedenklich angesehen werden.

9 Schlussfolgerungen und Ausblick

Diese Diplomarbeit beschreibt zuerst eine Analyse der entscheidenden Auslegungskriterien für Energiespeicher im Allgemeinen und im Speziellen für den technischen Entwurf eines Druckluftspeichers. Das erstellte Berechnungsmodel eignet sich in seiner jetzigen Gestalt, zusammen mit der Simulationsumgebung ENBIPRO, zwar sehr gut für prozesstechnische Studien, jedoch ist es in seiner Handhabung etwas schwerfällig.

Folgend der Konsequenzen aus den in Kapitel 4 angeführten Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen, so ist die Nachfrage nach großtechnischer Energiespeicherung zum Stunden bzw. Tageslastausgleich entsprechend der derzeitigen Marktsituation gering. Hingegen werden Energiespeicher vorwiegend zum Ausgleich von kurzfristigen Prognoseschwankungen zwischen Erzeugung und Verbrauch benötigt, weshalb dem Regelenergiemarkt gegenüber dem Spotmarkt immer mehr Bedeutung für eine optimale Vermarktung der Speicherkapazität gewinnt. Demzufolge ist das dynamische bzw. das Teillastverhalten der Turbomaschinen ausschlaggebend für die Rentabilität der Anlage. Einerseits ist es wichtig die Anlage innerhalb von 5 Minuten hochfahren zu können, andererseits ist es umso vorteilhafter je variabler der Leistungsbereich ist, wobei der Wirkungsgrad dabei eine untergeordnete Rolle spielt. Demnach ist die größte der 6 verglichenen Anlagenvarianten, trotz des schlechtesten Gesamtwirkungsgrades, die aus wirtschaftlicher Sicht am meisten wettbewerbsfähige Option.

Die Simulationsergebnisse bestätigen sowohl die technische und ökologische Eignung der Kavernen für eine großtechnische Nutzung zur Druckluftspeicherung, als auch einen effizienten Betrieb der ausgelegten Anlagenkonfigurationen unter den gegebenen Randbedingungen. Was die prozesstechnische Auslegung betrifft, konnte anhand von thermodynamischen Analysen eine optimierte Prozessführung erstellt werden, jedoch kann hierbei noch nicht von einer Prozessoptimierung im eigentlichen Sinn gesprochen werden. Vielmehr bietet das erstellte Modell nun die Möglichkeit, diese in weiterer Folge durchzuführen und Verbesserungsmöglichkeiten sowie Veränderungen des Gesamtkonzepts zu testen.

Abgesehen davon wird aber gezeigt, dass sich der erwartet hohe Wirkungsgrad von 70% bei einer entsprechenden Anlagenauslegung erreichen lässt. Als entscheidende Limitierung hierbei stellten sich die mit 0,228m sehr kleinen Durchmesser der Anschlussrohre zu den Kavernen heraus, die bei größeren Massenströmen ebenfalls größere Druckverluste zur Folge haben. Weitere entscheidende Einflüsse haben die Grädigkeit des Wärmespeichers, der Druckverlust im Wärmetauscher und das dynamische Verhalten der Turbomaschinen. Die optimale Dimensionierung des Wärmespeichers ist im Wesentlichen ein ökonomisches Thema und von vielen externen Faktoren abhängig und kann deshalb in Zuge dieser Arbeit nicht abgehandelt werden. Die hierbei verwendete Geometrie entstammt aus dem Modellvergleich mit dem vom Karl Schwaiger erstellten MATLAB Simulationstool. Die Off-Design Performance der Turbomaschinen lässt sich durch verschiedenartige Regelungsmöglichkeiten beeinflussen. Im Zuge dieser Arbeit wurde hierzu eine beispielhafte Vergleichsrechnung der ungeregelten Anlage mit einer durch Eintrittsdrosseln regelbarer Variante durchgeführt. Der Vergleich verschiedener Regelungsmöglichkeiten, zusammen mit der Simulation von Anfahr- und Abstellvorgängen stellt ein weiteres interessantes Thema dar, welches aufbauend auf diese Diplomarbeit untersucht werden kann.

Das im Zuge dieser Arbeit entwickelte Modell des SandTES-Wärmespeichers wurde, entsprechend seines physikalischen Funktionsprinzips, so aufgebaut, dass es möglichst unabhängig von der Anwendung in beliebige Prozesse eingebettet werden kann. Zusammen mit dem

Simulationsprogramm ENBIPRO kann dieses Konzept für eine Vielzahl energie- und wärmetechnischen Prozesse getestet und gegebenenfalls adaptiert werden. Jedoch bedarf es aufgrund seines komplexen Aufbaus doch einige Übung diese Komponente mit all seinen Eigenschaften im Programm einzusetzen. Zusammen mit seiner dynamisch rechenfähigen Implementierung ist der Berechnungsaufwand verglichen mit anderen Komponenten verhältnismäßig hoch. Diese negative Eigenschaft stellte sich gerade bei den Berechnungen zur Anlagenauslegung, wo mehrere Betriebsparameter in vielen kleinen Schritten aneinander angepasst werden mussten, als äußerst unvorteilhaft und mühsam heraus. In dieser Hinsicht würde es sich anbieten, die Komponente um eine vereinfachte stationäre, oder simplifizierte instationäre Rechenprozedur, zu erweitern.

In Anbetracht dessen, dass bisher weder geeignete Wärmespeicherkonzepte, noch Verdichter die Temperaturen bis zu 600°C standhalten, auf großtechnischer Ebene demonstriert worden sind, können derartige Ausführungen adiabater Druckluftspeicher nicht als marktreif betrachtet werden. Die Verfügbarkeit dieser Technologie ist also einhergehend mit dem technischen Fortschritt eben genannter Entwicklungsschwerpunkte.

Angesichts der Verfügbarkeit der am besten geeigneten Kavernen, deren Solungsende für 2023 bzw. 2025 prognostiziert wird, könnte eine mögliche Demonstrationsanlage erst gegen Ende des kommenden Jahrzehnts realisiert werden. Folgend den Evaluierungen des zukünftigen Speicherbedarfs, so bestünde, aufgrund des dann erwarteten Anteils an volatilen Quellen, in etwa zu diesem Zeitpunkt die Forderung nach weiterer Speicherkapazität im europäischen Stromnetz. Es bedarf zwar noch einiger Arbeit, um marktreife adiabate Druckluftspeicher errichten zu können, jedoch bleibt Wissenschaft und Industrie bis zum Zeitpunkt einer verstärkten wirtschaftlichen Nachfrage noch etwas Zeit, diese Technologie zu verwirklichen. Durch das nun bekannte Speicherpotential und die durch Simulationen verifizierten und umsetzbaren Prozessführungen liegen belastbare Daten für die Planung weiterer Schritte vor.

Abbildungsverzeichnis

Bild 1: Prognostizierte Anteile verschiedener Energieträger am Primärenergieaufkommen in der Europäischen Union für die Jahre 2030 und 2050 im Vergleich zum Referenzjahr 2005 [2] ... 1
Bild 2: Installierte Energiespeicherkapazitäten [5] ... 2
Bild 3: Anteile der wichtigsten Energieträger in der Stromproduktion Deutschlands gezeigt anhand der Jahresdauerlinien der Residuallast für erneuerbare Anteile im Strommix von jeweils 40%, 63% und 85% [5] ... 3
Bild 4: Umwandlungskette der Energiespeicherung [9] ... 5
Bild 5: Umwandlungskette eines Energiesystems [5] ... 7
Bild 6: Beispielhafter Stromlastverlauf zur Darstellung der Spitzenlastdeckung [8] ... 7
Bild 7: Minimierung des Peak-Preises durch Speicherung ... 8
Bild 8: Klassifizierung von Energiespeicherarten [5] ... 9
Bild 9: Darstellung verschiedener Energiespeicher im Ragone-Diagramm (Speicherkapazität – Ausspeicherdauer) [5] 9
Bild 10: Druckluftspeicherprozess ... 11
Bild 11: Gasturbinenprozess ... 11
Bild 12: T,s-Diagramm adiabate Druckluftspeicherung ... 12
Bild 13: T,s-Diagramm offener GT-Prozess ... 12
Bild 14: Möglichkeiten Druckluftspeicherung [5] ... 12
Bild 15: Prozessschaltbild Huntorf [11] ... 14
Bild 16: Prozesschaltbild McIntosh [5] ... 15
Bild 17:diabater Druckluftspeicher ... 15
Bild 18: Druckluftspeicher mit Wärmespeicher ... 15
Bild 19: Schema des AACAES Konzept des EU – Projekts [5] ... 16
Bild 20: Schaltbildskizze des ADELE-Speichers [19] ... 17
Bild 21: über das Jahr 2014 gemittelte Spotmarktpreise für jede Stunde ... 18
Bild 22: Abhängigkeit des Erlöses vom Zykluswirkungsgrad ... 20
Bild 23: Erlösabschätzung durch kombinierten Einsatz des Energiespeichers auf mehreren Märkten für verschiedene Speichergrößen Γ [14] ... 21
Bild 24: Einfluss des Speicherwirkungsgrades, % des jährlichen Deckungsbeitrags bei h=100% [12] ... 22
Bild 25: Technisch möglicher Leistungsbereich eines beispielhaften Speichers [14] ... 23
Bild 26: Mögliche Betriebsbereiche bei kombinierter Aktivität auf Spot- und positivem Regelleistungsmarkt. Grafik basierend auf [14] ... 23
Bild 27: Gesamtes Druckluftspeicherpotential der Salinen Austria AG ... 24
Bild 28: Zusammenhang von maximaler Ausspeicherzeit und Ausspeicherleistungen ... 25
Bild 29: Geographische Lage der Abbaustätten der Salinen Austria AG [10] ... 26
Bild 30: Prozessskizze Ladevorgang [10] ... 27
Bild 31: Prozessskizze Entladevorgang [10] ... 28
Bild 32: Nachstellung des angestrebten Verdichtungsprozesses für eine 50 MW Anlage ... 29

Bild 33: : Anlagenschema einer ScACAES Pilotanlage, die Zustandspunkte 1-9 stimmen mit den im Zuge des T,s-Diagramms aus Bild 34 beschriebenen überein. 32
Bild 34: Prozessschritte der 50MW, r=11 - Auslegungsvariante im T,s-Diagramm 33
Bild 35: Technologische Kategorisierung geeigneter Wärmespeicherkonzepte für ACAES-Anlagen[5] 35
Bild 36: CAD – Modell eines SandTES. 1- heißer Silo, 2-kalter Silo, 3-Wirbelschicht-Fließbett Wärmetauscher, 4-Becherwerk, 5-Gebläse der Fluidisierung [10] 36
Bild 37: Skizze eines vertikalen Schnitts durch mehrere Windboxen im Wirbelbett. Für die Aufrechterhaltung des Wirbelbettes muss das Gas das Bettmaterial vertikal durchströmen. Beim Durchtreten des Bettes entsteht ein vertikaler Druckverlust. Sowohl in den Windboxen unterhalb, als auch in den Sammlern oberhalb des Bettes nimmt der Druck des Gases in Strömungsrichtung des Sandes ab. Durch den so aufgebrachten horizontalen Druckgradienten ist es möglich den Sand durch das Bett fließen zu lassen. 37
Bild 38: Draufsicht eines horizontalen Schnitts durch den Wärmetauscher [10] 37
Bild 39: verschiedene Verhalten von Wirbelschichten [16] 38
Bild 40: Druckverlust in Abhängigkeit der Leerrohrgeschwindigkeit [15] 39
Bild 41: effektive Fluidisierungshöhe (Grafik basierend auf [10]) 42
Bild 42: Skizze der Seitenansicht eines vertikalen Schnitts durch eine Windbox samt den verschiedenen zum vertikalen Gesamtdruckverlust beitragenden Anteile an den Stellen ihres Auftretens. Die braun gefärbte Fläche kennzeichnet die Sandwirbelschicht, das Wärmeträgermedium befindet sich in den blau skizzierten Wärmetauscherrohren und das durch die Blenden des Düsenboden einströmende Fluidisierungsgas ist durch die grünen Pfeile gekennzeichnet. Je breiter die grünen Pfeile desto höher der Druck. Für alle Medien gilt, je kräftiger die Farbe umso höher die Temperatur. 43
Bild 43: Druckverteilung am Boden des Fließbettes 44
Bild 44: theoretischer (strichliert) und tatsächlicher (voll) Betthöhenverlauf 44
Bild 45: Verlauf des Fluidisierungsgrads innerhalb einer Windbox 46
Bild 46: Wärmeleitung in einem aus mehreren Schichten aufgebauten Rohr [17] 48
Bild 47: Moody Diagramm [16] 50
Bild 48: Aufbau der ENBIPRO GUI 53
Bild 49: Symbol der SandTES – Komponente. Die Anschlüsse bezeichnen jeweils Aus- und Eingang des Wärmeträgermediums (HTF), Sandes (STP) und des Fluidisierungsgases (FG) 55
Bild 50: Zusammenschaltung mehrerer Windbox-Elemente zu einer Fließbett Wirbelschicht 56
Bild 51: Modell des Sandbunkers. Die Ein und Austrittsmassenströme sind mit 0 und 46kg/s festgelegt. Die Temperatur des Sandes im Bunker und deshalb auch am Austritt beträgt 288 K, der Druck von 0.567 MPa wird vom Wirbelbett vorgegeben, das dem Sandbunker nachgeschaltet ist. 56
Bild 52: Schematische Skizze eines Windbox-Elements mit allen in der Energiebilanz des Sandes vorkommenden Größen 58
Bild 53: Temperaturverläufe in einer Windbox 59
Bild 54: Schematische Skizze eines Windbox-Elements mit allen in der Energiebilanz des Wärmeträgermediums vorkommenden Größen 61
Bild 55: Verschaltetes SandTES – Element 69

Abbildungsverzeichnis

Bild 56: ENBIPRO Modell „Compressor-MAP“ 71
Bild 57: isochore Kaverne 72
Bild 58: ENBIPRO Modell der „Turbine-Partload“ 73
Bild 59: Temperaturverläufe Wärmeträgermedium 75
Bild 60: Temperaturverläufe Sand 75
Bild 61: Vergleich der Druckverläufe beider Modelle 76
Bild 62: Temperaturverläufe Sand 77
Bild 63: Temperaturverläufe Wärmeträgermedium 77
Bild 64: Selbstentladerate und Wirkungsgrad in Abhänigigkeit der Stillstandszeit 82
Bild 65: Temperaturverteilung des die Kaverne umhüllenden Salzgesteins infolge des Wärmeeintrages durch die gespeicherte Druckluft 83

Tabellenverzeichnis

TABELLE 1: TECHNISCH – ÖKONOMISCHER VERGLEICH VON PUMP- UND DRUCKLUFTSPEICHER [8] 10
TABELLE 2: ERLÖSABSCHÄTZUNG AM SPOTMARKT (H=70%) 19
TABELLE 3: MAXIMALE JÄHRLICHE ERLÖSE 21
TABELLE 4: WIEDERSTANDSBEIWERTE FÜR VERSCHIEDENE GEOMETRIEN VON 90° ROHRBÖGEN 51
TABELLE 5: SANDTES – GRÖßEN ENTSPRECHEND IHRES AUFTRETENS IN DER GUI 69
TABELLE 6: LEISTUNGSDATEN VERSCHIEDENER AUSLEGUNGSMÖGLICHKEITEN EINER PILOTANLAGE. DIE BEZEICHNUNG „MAX“ BEDEUTET, DASS SICH DIESE WERTE AUF DEN ZUSTAND MAXIMAL GEFÜLLTER KAVERNE BEZIEHEN. 79
TABELLE 7: VERGLEICH DER LEISTUNGSKURVEN VON GEDROSSELTEM UND UNGEDROSSELTEM PROZESS 80
TABELLE 8: VERGLEICH VON ZEITLICHEN MASSENSTROMVERLÄUFEN UND WIRKUNGSGRADEN 81

Literatur

[1] Kost C. et al, Stromgestehungskosten Erneuerbare Energien – Studie, Fraunhofer – ISE, Freiburg (2013)

[2] Roadmap 2050: a practical guide to a prosperous, lowcarbon Europe – Volume 1: technical and economic assessment, European Climate Foundation (2010)

[3] Quaschnig V., Regenerative Energiesysteme: Technologie - Berechnung – Simulation, 9. Auflage, Carl Hanser (2015)

[4] Baumann M. et al, Aktuelle Entwicklungen der globalen Energieversorgung und ihre Auswirkungen auf den nationalen und europäischen Energiemarkt – BMWFJ – Endbericht, Austrian Energy Agency, Wien (2014)

[5] Sterner M., Stadler I., Energiespeicher- Bedarf, Simulation, Integration, Springer, Regensburg/Köln (2014)

[6] Boxleitner M., Auswirkungen einer nachhaltigen Stromerzeugung auf den österreichischen Kraftwerkspark, Dissertation, TU-Wien (2012)

[7] Fuchs G. et al, „Technology Overview on Electricity Storage - Overview on the potential and on the deployment perspectives of electricity storage technologies, Institut für Stromrichtertechnik und Elektrische Antriebe, RWTH Aachen, (2012)

[8]Ausfelder F. et al, Energiespeicherung als Element einer sicheren Energieversorgung – Übersichtsbeitrag, Wiley – VCH, Weinheim (2015)

[9]Hämmerle M., Auslegung und Konstruktion einer200[kW]th - SandTES Pilotanlage, Diplomarbeit, TU – Wien, (2013)

[10] Endbericht ScACAES, e!MISSION.at, 1. Ausschreibung, FFG Projektnummer 838742 (2014)

[11] Schwaiger, K., A Simulation Tool for a Thermal Energy Storage based on Sand, Diplomarbeit, TU-Wien, (2011)

[12]Schenzel K., Grobauslegung eines Verdichtersystems einer adiabaten Druckluftspeicheranlage, Projektarbeit, TU Wien (2015)

[13] Herbst H.-Ch., *Das 290-MW-Luftspeicher-Gasturbinenkraftwerk Huntorf*, VGB Kraftwerkstechnik, Bd. 60 (1980)

[14] Kanngießer A., Entwicklung eines generischen Modells zur Einsatzoptimierung von Energiespeichern für die techno-ökonomische Bewertung stationärer Speicheranwendungen, Karl Maria Laufen, Oberhausen (2014)

[15] Hofbauer H., Unterlagen zur Vorlesung Wirbelschichttechnik, 4.Auflage, E166 Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und Techn. Biowissenschaften, TU -Wien (2012)

[16] Verein Deutscher Ingenieure, VDI - Wärmeatlas – 10. bearbeitete und erweiterte Auflage, Springer, Karlsruhe/Düsseldorf (2006)

[17] Baehr H.D., Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen, Springer, 12.Auflage, (2005)

[18] Hauschke et al., ENBIPRO Benutzerhandbuch, Institut für Wärme- und Brennstofftechnik, TU-Braunschweig, (2012)

[19] Nielsen L., GuD-Druckluftspeicherkraftwerk mit Wärmespeicher, Dissertation, TU – Braunschweig, (2012)

[20] Traupel W., Thermische Turbomaschinen: Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, Mechanische Probleme, Temperaturprobleme (Klassiker der Technik) – 4.Auflage, Springer 2000

[21] Hauschke et al., ENBIPRO Programmierhandbuch, Institut für Wärme- und Brennstofftechnik, TU-Braunschweig, (2012)

[22] Puell B., Kostenabschätzung für elektrische Regelenergie, Institut für Wirtschaftmathematik, TU-Wien, (2013)

[23] Oertel D., Energiespeicher – Stand und Perspektiven, TAB – Arbeitsbericht, Büro für Technikfolgen-Abschätzung, Berlin (2008)

[24] Rick H., Gasturbinen und Flugantriebe, Grundlagen – Betriebsverhalten - Simulation, Springer (2013)