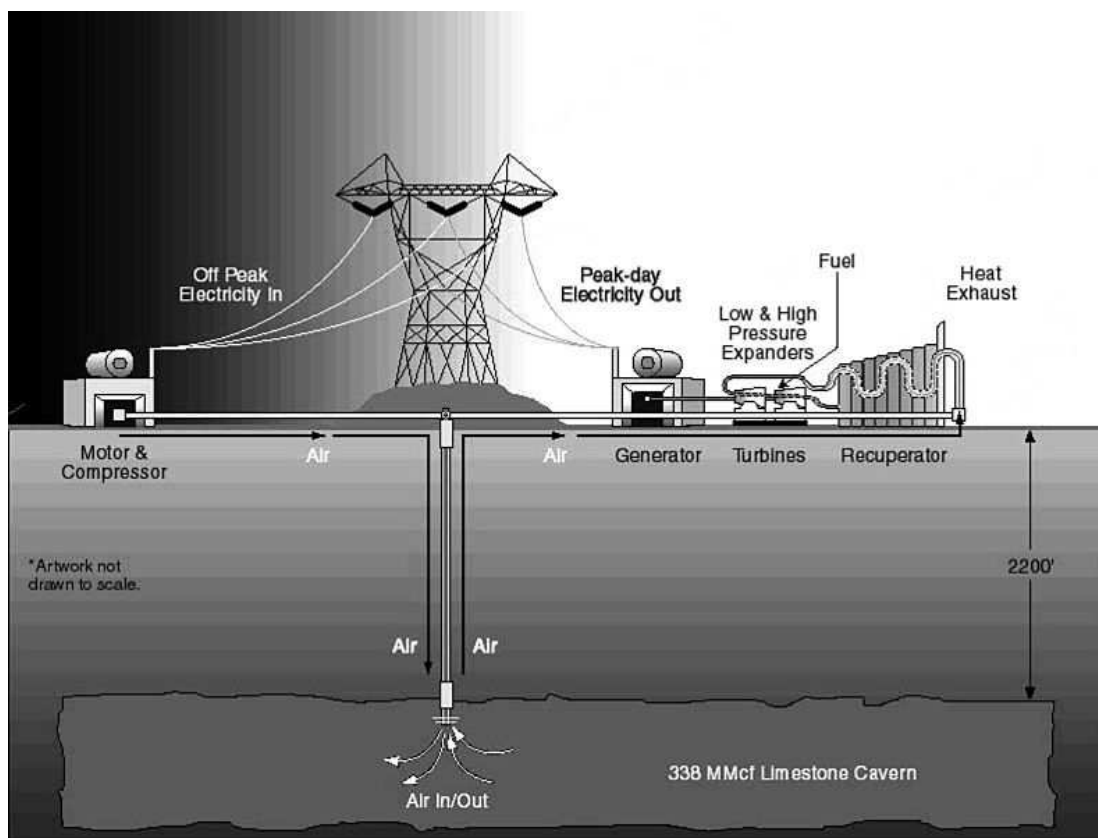


Potential und Einsatzmöglichkeiten von Druckluftspeicherkraftwerken

Diplomarbeit

Martin Döring

Matr.-Nr.: 1729937



1. Betreuer: Prof. Dr.-Ing. Franz Vinnemeier
2. Betreuer: Prof. Dr.-Ing. Peter Wulf
Abgabedatum: 20. Februar 2012

Kurzfassung

Die zukünftig angestrebten Energiegewinnungsverfahren stützen sich vielfach auf regenerative Energien, wie Sonnenenergie, Windkraft, Wasserkraft und Geothermie. Dabei kommt zukünftig insbesondere der Energiegewinnung durch Windkraft große Bedeutung zu.

Das große Problem bei der Umstellung auf eine Energieversorgung mittels regenerativer Energiegewinnung ist der fluktuierende und stochastische Charakter der Stromerzeugung durch diese Verfahren. Da die Sonne nicht immer und durchgängig scheint und der Wind auch ausbleiben kann oder zumindest nicht in ausreichendem Maße vorhanden ist, ergibt sich unglücklicherweise ein sehr unregelmäßiger Verlauf der Energielieferung.

Dabei richtet sich die Energiegewinnung der erneuerbaren Verfahren nicht nach der Nachfrage womit sich eine Differenz zwischen Nachfrage und Angebot ergibt, die ausgeglichen werden muss. Mit dem prognostizierten Ausbau der Windenergieanlagen an Offshore-Standorten und der damit einhergehenden Konzentration der Lasterzeugung ergeben sich gleichzeitig Herausforderungen an das bestehende Stromnetz.

Genau hier setzt die Frage nach einer Energiespeicherung an, speziell in Verbindung der Energiegewinnung mit der Windkraft wird über geeignete Speicherverfahren zur Integration nachgedacht. Hoffnungsvoll kann hier die noch recht wenig verbreitete Art der Energiespeicherung, durch Druckluftspeicherkraftwerke sein.

Der größte Vorteil dieser Speicheranlage ist, die sehr schnelle und flexible Regelbarkeit. Innerhalb weniger Minuten kann das Speicherkraftwerk die volle Leistung bereit stellen und somit, im Falle von Schwankungen oder sogar Windflauten, schnell den erforderlichen Ausgleich vornehmen.

Ein weiterer Vorteil ist der geringe Platzbedarf, der bei den vom Prinzip sehr ähnlichen Pumpspeicherkraftwerken deutlich höher und damit stark umstritten ist. So ist eine großflächige Anwendung möglich und könnte auch die höhere Belastung des bestehenden Netzes, durch die Verschiebung des Lasterzeugungszentrums in den Norden, mildern.

In dieser Arbeit soll das Potential der Druckluftspeicherkraftwerke und ihr Vorteil gegenüber anderen Speicherarten beleuchtet werden. Dabei wird die Einsetzbarkeit unter verschiedenen Aspekten untersucht und bestehende sowie zu erwartende Schwachstellen der Prozessabläufe dargelegt und zur Diskussion gestellt.

[Quelle Titelbild]

Dieses Werk ist in den Vereinigten Staaten gemeinfrei, da es von einem Beamten oder Angestellten einer US-amerikanischen Regierungsbehörde in Ausübung seiner dienstlichen Pflichten erstellt wurde und deshalb nach Titel 17, Kapitel 1, Sektion 105 des US Code ein Werk der Regierung der Vereinigten Staaten von Amerika ist.

Martin Döring
Schöfferstieg 16
22117 Hamburg

Tel.: 040/31701294
E-Mail: martin.doering@haw-hamburg.de

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	vi
1 Einleitung	1
2 Notwendigkeit von Speicherkraftwerken	2
3 Speicherverfahren	5
3.1 Übersicht Speicherverfahren	5
3.2 Vergleich der Speicherverfahren	8
3.3 Das Pumpspeicherkraftwerk	8
3.3.1 Grundlagen und Aufbau	9
3.3.2 Energiespeicherung und -umwandlung	11
3.3.3 Nachteile der Pumpspeicherkraftwerke	12
4 Druckluftspeicherkraftwerk — Grundlagen	15
4.1 Funktionsweise	16
4.2 Verwendung und Bedeutung für das Stromnetz	16
4.3 Ausgeführte Anlagen	19
4.4 Adiabate Demonstrationsanlage ADELE	21
5 Aufbau, Komponenten und Funktion	23
5.1 Funktionsweise und -ablauf	23
5.1.1 Laden	24
5.1.2 Entladen	24
5.2 Aufbau verschiedener Anlagenausführungen	25
5.2.1 Diabates Druckluftspeicherkraftwerk	25
5.2.2 Adiabates Druckluftspeicherkraftwerk	26
5.2.3 Isobares Druckluftspeicherkraftwerk	28
5.3 Anlagenkomponenten	29
5.3.1 Kaverne	29

5.3.2	Motor/Generator	34
5.3.3	Verdichter/Kompressor	37
5.3.4	Turbine	38
5.3.5	Rekuperator	40
5.4	Ein zusätzlicher Speicher bei A-CAES-Anlagen	41
5.4.1	Grundlagen und Anforderungen thermischer Speicher(-materialien)	42
5.4.2	Ausführungen thermischer Speicher	44
5.4.3	Latentwärmespeicher	46
5.4.4	Wasserstoffspeicher	47
6	Probleme und Optimierungsmaßnahmen	49
6.1	Aufladen des Speichers	49
6.1.1	Kompressorstrang	50
6.1.2	Thermischer Speicher	57
6.1.3	Kaverne	58
6.1.4	Entfeuchtung der Luft	58
6.2	Entladen des Speichers	62
6.2.1	Turbine	63
7	Ausblick und weiteres Vorgehen	67
7.1	Beurteilung der Zukunftsfähigkeit der CAES	67
7.2	Vorschläge für weiteres Vorgehen	68
7.2.1	Versuchsanlage — Bestimmung der Turbinen-Betriebsparameter .	70
8	Zusammenfassung	75
	Literatur	76

Abbildungsverzeichnis

2.1	Installierte Windenergie in Deutschland [2]	3
2.2	Windeinspeisung aller WEA im August 2011 [3]	3
3.1	Vergleich der Betriebsparameter verschiedener Speicherverfahren [5]	6
3.2	Kostenvergleich verschiedener Verfahren [5]	7
3.3	Gehandelte Strompreise vom 10.02.2012 [7]	9
3.4	Tagesverlauf Laden und Entladen eines Pumpspeicherkraftwerkes [8]	10
3.5	Schematischer Aufbau eines Pumpspeicherkraftwerk [9]	10
3.6	Anfallender Energieverbrauch und Treibhausgasemissionen [13]	13
3.7	Topografische Deutschlandkarte [14]	14
4.1	Netzlastbereiche mit zuständigen Kraftwerkstypen [15]	17
4.2	Asymmetrie von Leistungserzeugung und -verbrauch [17]	18
5.1	Prozessablauf CAES – Speichervorgang [15]	23
5.2	Prozessablauf CAES – Leistungserzeugung [15]	23
5.3	Modell zum Aufbau des Kraftwerkes Huntorf [15]	25
5.4	Antriebsstrang Kraftwerk Huntorf [15]	26
5.5	Geplanter Aufbau des adiabaten CAES „ADELE“ [23]	27
5.6	Arbeitsschema A-CAES [24]	27
5.7	Schematischer Aufbau des isobaren (und adiabaten) CAES [25]	28
5.8	Standorte von Kavernen in Deutschland [28]	31
5.9	Übersicht der Salzvorkommen in Niedersachsen [30]	33
5.10	Kavernenerzeugung durch Aussolung [31]	33
5.11	Aufbau Synchronmaschine (Vollpolmaschine/Turbogenerator) [33]	35
5.12	Wirkweise einer Dampfturbinenstufe [37]	40
5.13	Vergleich verschiedener Rekuperatoren [38]	41
5.14	Übersicht Einsatzgebiete verschiedener Latentspeichermaterialien [42]	44
5.15	Schematischer Aufbau eines Festkörperspeichers [24]	45
5.16	Ausführung Festkörperspeicher — Projekt ADELE [43]	45

6.1	Schaltungsmöglichkeiten der Verdichter [46]	51
6.2	Verdichterkennfeld [48]	55
6.3	h, s -Diagramm für Luft mit gekühlter, mehstufiger Verdichtung	57
6.4	Anfallendes Wasser bei steigender relativer Umgebungsluftfeuchte	62
6.5	Schaltungsmöglichkeiten der Turbinen [46]	63
7.1	Geschwindigkeitsdreieck an Turbine	71

Tabellenverzeichnis

3.1	Vergleich Speichersysteme [6]	8
4.1	Vergleich der CAES Huntorf – McIntosh [21]	20
5.1	Mögliche Synchron-Drehzahlen bei $f = 50 \text{ Hz}$	35
5.2	Betriebszustände der Synchronmaschine zur Blindstromkompensation . .	37
5.3	Eigenschaften von Materialien zur sensiblen Wärmespeicherung [40] . . .	43
5.4	Eigenschaften von Materialien zur Latentwärmespeicherung [40]	43
5.5	Eigenschaften von Materialien zur Hochtemperaturwärmespeicherung [41]	44
5.6	Randbedingungen zum Wärmespeicherentwurf — Projekt ADELE [43] .	47
6.1	Eckdaten untersuchter Anlagenkonfiguration zur Netzanwendung [22] . .	49
6.2	Wassergehalt und ausfallende Wassermassen	60
6.3	Massenströme verschiedener Turbinengrößen und -arten [47]	63

Formelzeichen, Symbole und Indizes

Formelzeichen, Symbole

a	m/s	Schallgeschwindigkeit
a	J/kg	spezifische (Schaufel-)Arbeit
A	m^2	Fläche
c	m/s	Geschwindigkeit
c_p	$kJ/(kg K)$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
d	m	Durchmesser
E_P	$(kg m^2)/s^2$	Potentielle Energie
E_K	$(kg m^2)/s^2$	Kinetische Energie
f	$1/s$	Frequenz
F	N	Kraft
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
h	J/kg	Spezifische Enthalpie
H	m	Förder- bzw. Fallhöhe
m	kg	Masse
Ma	–	Machzahl
n	–	Polytrophenexponent
n	$1/min$	Drehzahl
n_S	$1/min$	Synchrondrehzahl
p	–	Polpaarzahl
p	bar	Druck
p_S	$mbar$	Sättigungsdampfdruck
P	W	Leistung
q	J/kg	Spezifischer Wärmestrom
Q	W	Zugeführte (+) oder abgeführte (–)Wärmeenergie
R	$J/(kg K)$	Gaskonstante eines bestimmten Gases
t	$^{\circ}C$	Temperatur nach Celsius Skala
T	K	Absolute Temperatur
V	m^3	Volumen
w_E	–	Erregerwicklung
x	–	Wassergehalt
z	m	Förder- bzw. Fallhöhe
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
\dot{Q}	W	Zugeführter (+) oder abgeführter (–) Wärmestrom
α	$^{\circ}$	Winkel der absoluten Strömungsgeschwindigkeit gegen die Umfangsrichtung
δ_l	–	Schaufellängenverhältnis

Δ	–	Differenz zweier Größen
η	–	Wirkungsgrad
κ	–	Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten
ν	–	Nabenverhältnis
ν	–	Polytrophenverhältnis
π	–	Kreiszahl
ρ	kg/m^3	Dichte
φ	–	Relative Luftfeuchtigkeit

Indizes

<i>PSW</i>	Pumpspeicherkraftwerk
<i>Huntorf</i>	Kraftwerk Huntorf
<i>McIntosh</i>	Kraftwerk McIntosh
<i>Netz</i>	Stromnetz
<i>Stator</i>	Stator der Synchronmaschine
<i>Läufer</i>	Läufer der Synchronmaschine
<i>isentrop</i>	Isentrope Zustandsgröße

<i>E</i>	Erreger
<i>K</i>	Kaverne
<i>K</i>	Kinetisch
<i>L</i>	Luft
<i>La</i>	Laufrad
<i>m</i>	mittlerer
<i>m</i>	meridional
<i>P</i>	Potentiell
<i>p</i>	Bei konstantem Druck
<i>S</i>	Sättigung
<i>s</i>	Synchron
<i>t</i>	Total
<i>th</i>	Thermisch
<i>U</i>	Umgebung
<i>V</i>	Verdichter
<i>Wd</i>	Wasserdampf

<i>ein</i>	Eingangsgröße
<i>aus</i>	Ausgangsgröße
1	Größe der ersten Stufe
2	Größe der zweiten Stufe
3	Größe der dritten Stufe

1 Einleitung

Die für diese Arbeit gestellte Aufgabe sieht anhand einer Literaturstudie vor, den Stand der Entwicklung von Druckluftspeicherkraftwerken darzustellen.

Dabei sind die gegenwärtig bestehenden Anlagen sowie deren Technologie vorzustellen und von diesen ausgehend die heute abzusehenden Entwicklungstrends aufzuzeigen. Soweit dies möglich ist, werden die zu erwartenden Zukunftsaussichten der Entwicklungstrends bewertet und etwaige Unwägbarkeiten dargelegt.

Des Weiteren sollen ausgehend von, in der Literatur aufgezeigten Problemen bei der Entwicklung dieses Kraftwerkstyps, Lösungsvorschläge und die dafür notwendigen Entwicklungsarbeiten zur Gewinnung des, dafür benötigten, Know Hows unterbreitet werden.

In dieser Arbeit sollen die Druckluftspeicherkraftwerke besonders hinsichtlich der Verwendbarkeit zur Systemintegration von regenerativen Energien beleuchtet werden. Dabei gilt stets die Prämisse, dass der Betrieb des Speicherkraftwerkes weitestgehend CO_2 – neutral und ausschließlich regenerativ erfolgen soll.

2 Notwendigkeit von Speicherkraftwerken

Innerhalb der letzten Jahre hat es eine kontinuierliche Steigerung des Anteils an erneuerbaren Energien, in der Zusammensetzung des Stromes, gegeben. Nach dem technischen Fortschritt auf diesem Sektor und dem immer größer werdenden Umweltbewusstsein lag der Anteil der erneuerbaren Energien bei der Energieerzeugung in der ersten Hälfte des Jahres 2011 bei 20% des Endenergieverbrauches.

Die Erwartungen in den Fortgang dieses Trends sind hoch und sollen laut den ersten Angaben des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie bereits im Jahr 2020 mindestens 35% und soll schrittweise bis zum Jahr 2050 auf stolze 80% anwachsen [1].

Dabei kommt der Windenergie, speziell seit dem Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) und dem zu erwarteten Offshore-Ausbau der Windenergieanlagen, immer mehr Bedeutung zu. Das EEG verpflichtet Stromnetzbetreiber und Energieversorgungsunternehmen, die Elektrizität aus Wasserkraft, Deponiegas, Grubengas, Klärgas, Biomasse, Geothermie, Windkraft und Sonne bevorzugt abzunehmen und ins Netz einzuspeisen. Aus diesem Grunde besteht bis heute kein Anreiz die aus regenerativen Energien gewonnene Leistung zu speichern.

In Abbildung 2.1 ist der Zubau und die installierte Gesamtleistung der Windenergieanlagen (WEA) in den Jahren 1992 bis 2011 dargestellt. Wie man dem Diagramm entnehmen kann, begann zum Ende der neunziger Jahre des vergangenen Jahrhunderts ein starker Anstieg der jährlich hinzukommenden Windenergieanlagen, der bis heute angehalten hat.

Wenn man bedenkt, dass die derzeitigen Unternehmungen vorsehen, die Windenergieanlagen noch intensiver auszubauen und zukünftig zudem vermehrt auch Offshore zu nutzen, ist davon auszugehen, dass die Kurve in Zukunft noch deutlicher ansteigen wird.

Unglücklicherweise geht mit der klimaneutralen Energiegewinnung der erneuerbaren Energien (EE) auch eine stark fluktuierende Einspeisung der gewonnenen Leistung einher, wie in Abbildung 2.2 beispielhaft für die Einspeisung aus Windenergie im August des Jahres 2011 zu sehen ist.

Bei der Betrachtung des Bildes 2.2 fällt außerdem auf, dass sich die jeweils erzeugten Leistungen nicht mit der eigentlich installierten Gesamtleistung der Windenergieanlagen decken. Aus Abbildung 2.1 kann entnommen werden, dass im Jahr 2011 eine Leistung von etwa 29000 MW installiert war, während die Erträge im August 2011 maximal knapp 16000 MW betragen (rund 55% der Gesamtleistung). Sieht man sich aber das Monatsmittel an, erkennt man dass das Defizit zwischen installierter (29000 MW) und gewonnener Leistung (3711 MW) deutlich größer ist (Differenz 25289 MW, real also nur 12% genutzt).

Der fluktuierende und stochastische Charakter der EE begründet sich in der Tatsache, dass der Wind über den Tag nur ungleichmäßig weht und teilweise sogar ganz ausbleibt. Bei der Leistungsgewinnung per Sonnenenergie ergibt sich dieses Problem ebenfalls, da die Strahlungsenergie ebenfalls unterschiedlich stark ausgeprägt ist und die Sonne bei

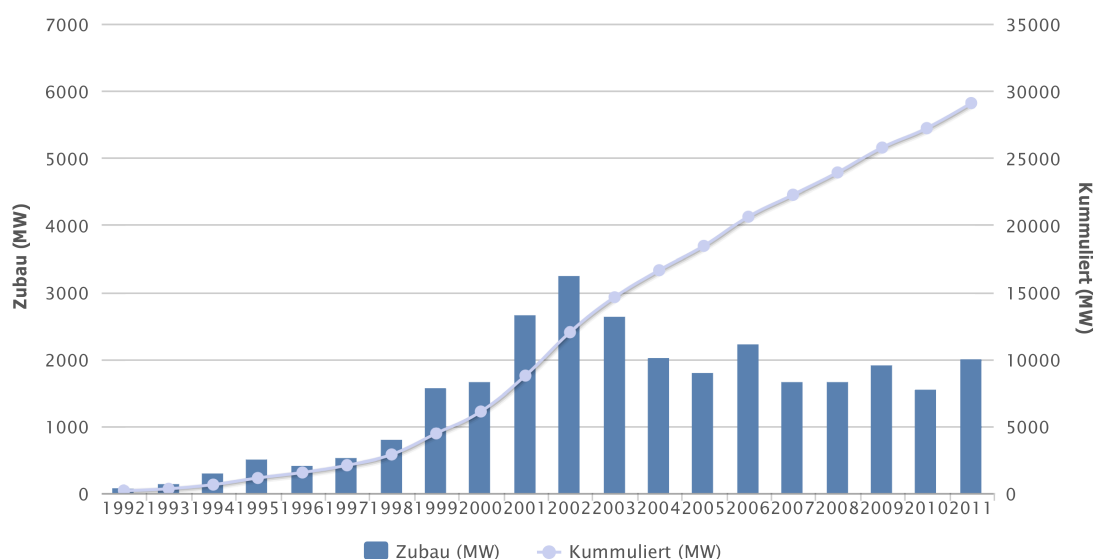


Abbildung 2.1: Installierte Windenergie in Deutschland [2]

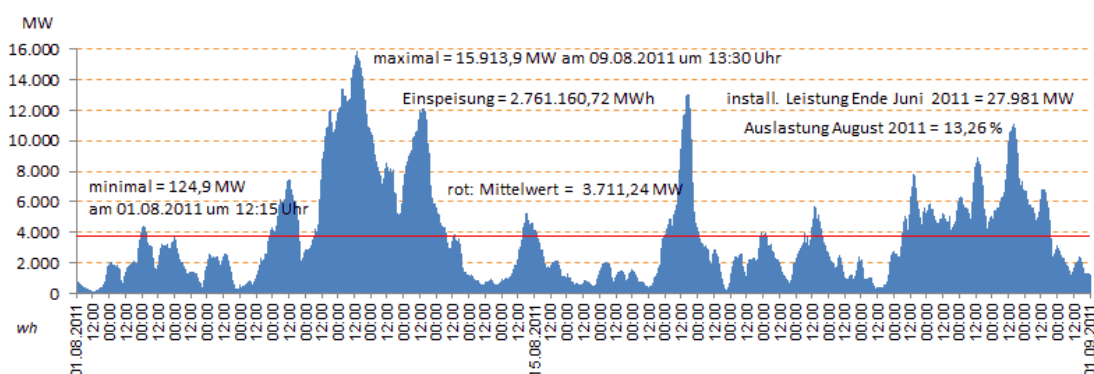


Abbildung 2.2: Windeinspeisung aller WEA im August 2011 [3]

schlecht Wetter oder spätestens zum Abend „weg“ ist. Nicht planbar ist zudem, der Einbruch der Leistungslieferung durch notwendige Abschaltungen der Windenergieanlagen (WEA), zum Beispiel bei Unwetter.

Mit der unregelmäßigen Leistungserzeugung steht nun auch das Problem im Zusammenhang, dass die Stromgewinnung mittels erneuerbarer Energien in der Regel nicht mit der geforderten Netzlast verträglich ist. Die dadurch auftretenden Differenzen zwischen Lasterzeugung und Lastabnahme dürfen aber nicht vorkommen, da innerhalb eines Netzes immer nur soviel Strom eingeleitet werden darf, wie auch gleichzeitig verbraucht wird. Bedenkt man die in Deutschland installierte Windenergieleistung von 28576 MW (Jahr 2011) ergibt sich ein Großes zu kompensierendes (schwankendes) Leistungspotential [4].

Mit dem immer weiter steigenden Anteil an regenerativen Energien zur Netzversorgung ergibt sich auch ein immer weiter steigender Bedarf an Regel- und Reserveleistung zur kurzfristigen Bereitstellung. Zudem kann es durch den vermehrten Einsatz von WEA bei ungenügend ausgebauten Netzbereichen, zu unzulässig hohen Netzbelastungen führen, was Störungen zur Folge haben kann.

Die Verwendung von Speichertechnologien kann als einziges Mittel die genannten Probleme lösen. So wird mit ihrer Hilfe die Energieerzeugung und die Einspeisung ins Netz

zeitlich entkoppelt und gibt so auch mit den (fluktuierenden) erneuerbaren Energien die Möglichkeit zur Linearisierung der Leistung, um sie kontinuierlich ans Netz abgeben zu können (analog zu konventionellen Kraftwerken). Wegen der Speichermöglichkeit lässt sich auch auf die ständig ändernde Leistungsnachfrage flexibel reagieren.

Die Anforderungen können unter anderem durch Druckluftspeicherkraftwerke erfüllt werden, die schon langjährig erfolgreich betrieben werden. Im Gegensatz zu den bisher verbreiteteren Pumpspeicherkraftwerken bieten sie technisch weitere Entwicklungsmöglichkeiten und weisen besonders an den für WEA wichtigen Küstenregionen (ebenso Offshore), potentielle Standorte auf.

3 Speicherverfahren

In diesem Kapitel sollen die alternativen Speichertechnologien vorgestellt und analysiert werden. Im weiteren Verlauf wird das Verfahren des Pumpspeicherkraftwerkes genauer vorgestellt und seine Vor- und Nachteile aufgeführt. Daraus soll im weiteren Verlauf der Arbeit die Gegenüberstellung der wesentlichen Speicherverfahren (Druckluftspeicher - Pumpspeicher) erstellt werden.

3.1 Übersicht Speicherverfahren

Für die Speicherung von elektrischer Energie gibt es eine Vielzahl von anwendbaren Speichertechniken, unterschieden werden sie zwischen der direkten und der indirekten Speicherung. Wie die Beschreibung schon vermuten lässt, wird der Unterschied durch die Speicherform der Energie getroffen.

In den Speichern der ersten Gruppe (direkte Speicherung), wird die elektrische Energie auch als solche eingespeichert, beispielsweise sei hier die Energiespeicherung mittels Batteriesystemen genannt. In der zweiten Variante (indirekte Speicherung) wird die Energie durch Umwandlung der Energieform gespeichert, ein Beispiel der Anwendung ist das Schwungrad, bei dem die elektrische Energie in kinetische Energie der Drehbewegung transformiert wird.

Unter diesen beiden Oberbegriffen lassen sich weitere Einteilungen wie elektrische-, chemische- und mechanische Speicherung vornehmen. Dabei ist es leicht zu erkennen, dass die elektrischen Verfahren auch den größten Teil der direkten Speicherverfahren (SMES und Kondensatoren) stellen. Die chemische Speicherung von Energie ist zum Beispiel bei Batteriesystemen (elektrochemisch) und der Speicherung mit Hilfe von Wasserstoffspeichern gegeben. Die drei verbleibenden Verfahren PSW, CAES und Schwungrad sind folglich die mechanischen Speicherverfahren. Eine Übersichtliche Auflistung und Unterteilung der Speicherverfahren ist im Folgenden dargestellt.

Zu direkten Speichern gehören:

- Supraleitende Spulen (SMES)
- Kondensatoren

Zu den Indirekten Speichern:

- Mechanische Energiespeicher
 - Pumpspeicherkraftwerke (PSW)
 - Druckluftspeicherkraftwerke (CAES)
 - Schwungräder

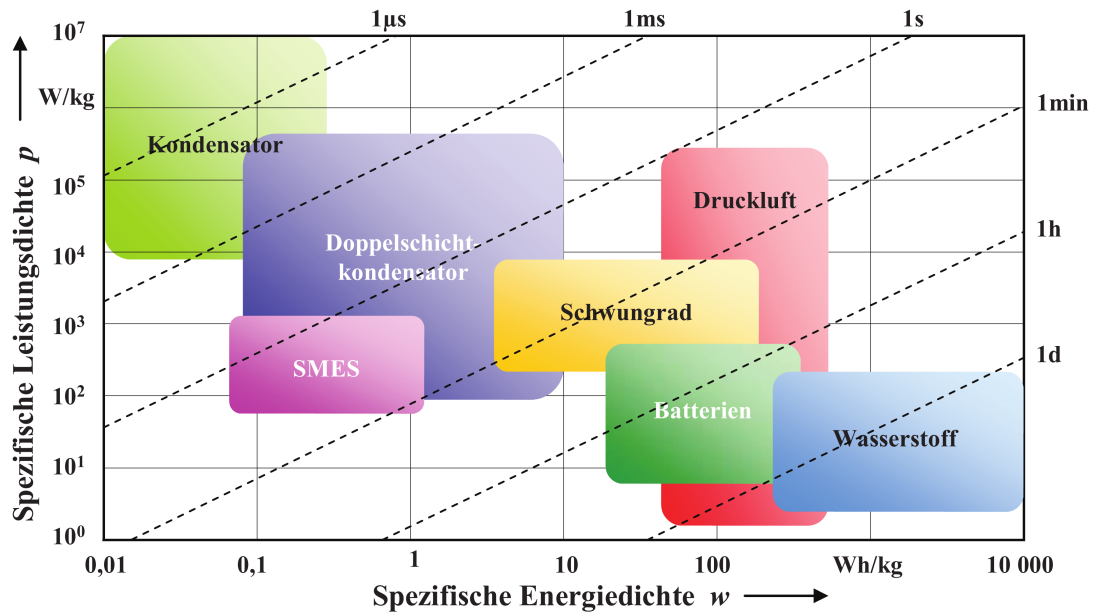


Abbildung 3.1: Vergleich der Betriebsparameter verschiedener Speicherverfahren [5]

- Chemische Energiespeicher
 - Batteriesysteme
 - Brennstoffzellensysteme

Da jedes der Speicherverfahren seine spezifischen Vor- und Nachteile hat, sind nur wenige der genannten Verfahren für eine großtechnische Anwendung verwendbar. Die Speicherverfahren können in Abbildung 3.1, im Vergleich nach ihrem Potential in Speicherzeit, spezifischer Energiedichte und spezifischer Leistungsdichte entnommen werden.

Der Vergleich der Verfahren zeigt, dass die Speicherung mithilfe von Wasserstoff über eine sehr lange Zeit bei einer hohen spezifischen Energiedichte möglich ist. Allerdings ist die spezifische Leistungsdichte (Leistung bezogen auf das Gewicht der Speicheranlage) des Wasserstoffspeichers die geringste der im Vergleich zu sehenden Verfahren.

Sehr gut erscheinen die Druckluftspeicher, da diese eine recht lange Speicherung bei gleichzeitig hoher spezifischer Energie- und Leistungsdichte ermöglichen. Die im Vergleich höchste auf das Gewicht bezogene Leistungsdichte kann man bei den Kondensatoren erkennen, allerdings sind die Speicherzeit und Nutzdauer nur sehr kurz, sodass sie nur als Kurzzeitspeicher einsetzbar sind. Wegen der höheren Masse bei gleicher Leistung sind Batteriesysteme hier nur bei geringeren Leistungen zu verwenden, auch wenn sie der Speicherzeit und spezifischen Energiedichte nach als eine gute Alternative erscheinen (zudem besteht bei Bleiakкумуляtoren die Gefahr der Ausgasung von Wasserstoff).

Letztlich sind aber nicht nur die Leistungsanforderungen, sondern auch die Kosten der Speichertechniken entscheidend, denn eine große Speicherkapazität in einem desaströsen Verhältnis zu den Kosten des Speichers ist sicher nicht wünschenswert. Wie man in Abbildung 3.2 sehen kann, können größere Kapazitäten nur von wenigen der angeführten Speicherverfahren in wirtschaftlich vertretbarer Weise erbracht werden.

Es ist in Abb. 3.2 zu erkennen, dass auch unter dem Kostenaspekt, die Speicherung per Druckluft eine komfortable Lösung darstellt. Außer den, dem Funktionsprinzip ähnlichen Pumpspeichern, erscheinen die weiteren Verfahren in ihren spezifischen Kosten

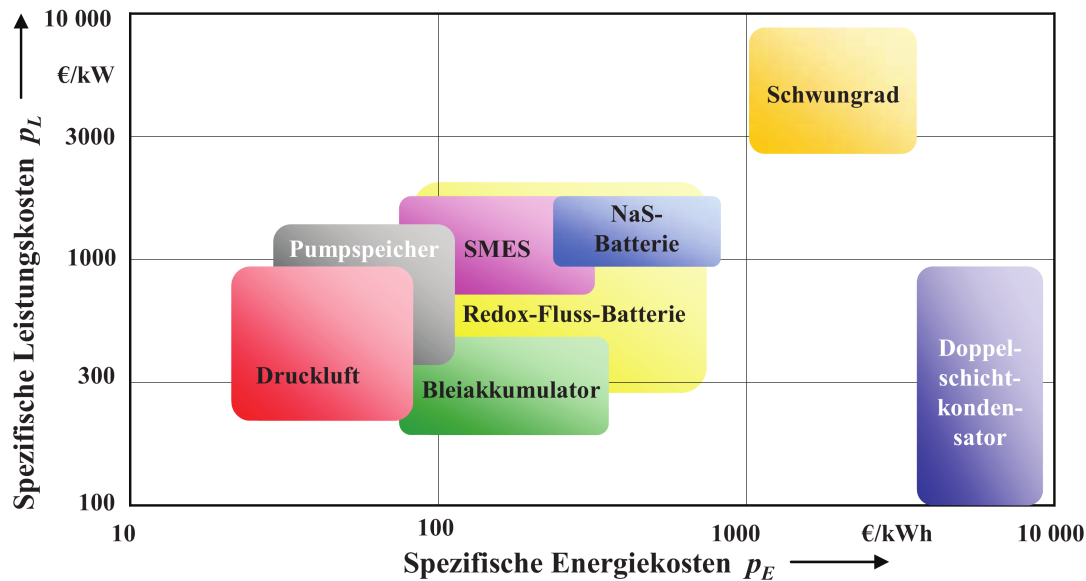


Abbildung 3.2: Kostenvergleich verschiedener Verfahren [5]

deutlich höher, sodass der Kosten wegen auf die beiden Verfahren zurückgegriffen werden sollte. Es ist leicht ersichtlich, dass die Verfahren mit nur geringem Speichervermögen (spez. Energiedichte) für eine gleichartige Speicherung ein vielfaches an Kosten aufzuwenden wäre.

So kann zum Beispiel der, mit der höchsten Leistungsdichte angegebene, Doppelschichtkondensator wegen der nur sehr geringen Speicherleistung nur unter erheblichem Kostenaufwand mit den anderen Verfahren mithalten und gilt auch hier als kein geeignetes Verfahren zur (längerfristigen) Energiespeicherung. Der Speicherbetrieb eines Schwungrades ist auf die Kosten bezogen gänzlich nicht ratsam, da hier die Investitionskosten im erheblichen Maße von den weiteren Verfahren abweichen und es dabei nach den technischen Parametern hinter den Druckluftspeichern und Batterien angesiedelt ist.

Um die Speicherung der Energie in hinreichender Form (technisch wie wirtschaftlich) zu erfüllen, müssen die Speicher eine möglichst große Speicherleistung beziehungsweise Speicherkapazität, bei gleichzeitig hohem Wirkungsgrad, aufweisen.

Man kann sich leicht vorstellen, dass bei Strommengen von mehreren Megawatt (MW) der Wirkungsgrad der Anlage von großer Bedeutung ist. Stellt man sich vor, dass eine Leistung von $10 MW$ aufgenommen werden soll, zeigen sich hier zwischen einem Brennstoffzellensystem und einem Schwungrad extreme Unterschiede der Verluste und damit der Anwendbarkeit. Im Falle des Schwungrades (mit $\eta = 92,5\%$) ergibt sich ein Verlust von $0,75 MW$, beim Brennstoffzellensystem ($\eta = 40\%$) sogar eine Verlustleistung von ganzen $6 MW$ (Werte aus Tab. 3.1).

Dies sind zwar zugegebener Weise überspitzt dargestellte Werte, aber es macht klar, welchen immensen Einfluss der Wirkungsgrad in die Überlegungen zur Auswahl einer geeigneten Speichertechnik hat und außerdem wie wichtig es ist, den Wirkungsgrad soweit wie möglich zu verbessern.

3.2 Vergleich der Speicherverfahren

In Tabelle 3.1 werden die wesentlichsten Merkmale der in den Abbildungen 3.1 und 3.2 dargestellten Speicherverfahren dargestellt.

Speicherart	Leistung	Entlade- dauer	Speicher- kapazität	Wirkungs- grad	Lebens- dauer
				[%]	[Jahre]
Batteriesysteme	1 kW – 50 MW	min - std	klein-mittel	65 - 75	2-10
Brennstoffzelle	1 kW – 10 MW	sek - tage	klein-groß	40	5-10
Schwungrad	5 kW – 3 MW	sek - min	klein	90 - 95	20
SMES	10 kW – 1 MW	sek - min	klein	95	30
Kondensator	< 150 kW	sek - min	klein	85 - 95	10
PSW	20 MW – 2 GW	std	groß	55 - 85	50
CAES	25 MW – 2,5 GW	std	groß	42 - 70	14-40

Tabelle 3.1: Vergleich Speichersysteme [6]

Ein Vergleich der Verfahren in Tabelle 3.1 zeigt, dass von der Speicherkapazität und damit verbunden der maximal erbringbaren Leistung nur die beiden aufgeführten Speicher- bzw. Spitzenlastkraftwerke (PSW — Pumpspeicherkraftwerk / CAES — Druckluftspeicherkraftwerk) in Frage kommen.

Man kann aber auch erkennen, dass beide Kraftwerke für eine längerfristige Speicherung ungeeignet wären und hier eher auf Brennstoffzellensysteme zurückgegriffen werden sollte (siehe auch Abb. 3.1). Wegen ihres schlechten Wirkungsgrades sollte (und wird) dringend an einer Effizienzsteigerung der Brennstoffzellensysteme gearbeitet werden.

Die genannten Spitzenlastkraftwerke gibt es in 3 unterschiedlichen Typen:

1. Pumpspeicherkraftwerke (PSW)
2. Druckluftspeicherkraftwerke (CAES)
3. Gasturbinenkraftwerke

Unter den aufgeführten Kraftwerkstypen, nimmt das Gasturbinenkraftwerk eine besondere Stellung ein, da dieses im Gegensatz zu den anderen beiden „Kraftwerken“ keinerlei Energiespeicherung ermöglicht, sondern rein zur Energieversorgung bei Lastspitzen eingesetzt wird. Hierdurch ergibt sich allerdings der Vorteil, dass das Kraftwerk grundsätzlich immer einsatzfähig und nicht auf eine vorherige Speicherung der Energie angewiesen ist.

Wegen des Speichercharakters, des hier im Folgenden untersuchten Druckluftspeicherkraftwerks, und der damit fehlenden Vergleichbarkeit, wird im weiteren Verlauf aber nur näher auf das Pumpspeicherkraftwerk eingegangen.

3.3 Das Pumpspeicherkraftwerk

Bisher wird die Energiespeicherung zum größten Teil durch Pumpspeicherkraftwerke erreicht. Die bisher installierte Leistung der Pumpspeicherkraftwerke liegt in Deutschland, mit über 30 Anlagen, bei rund 7.000 MW, weltweit beträgt die installierte Leistung rund 90 GW.

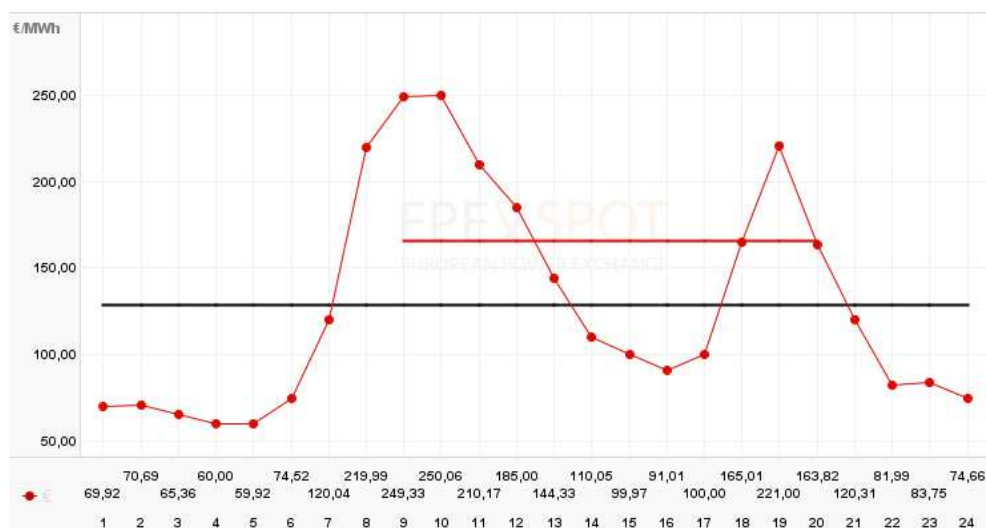


Abbildung 3.3: Gehandelte Strompreise vom 10.02.2012 [7]

3.3.1 Grundlagen und Aufbau

Bei Pumpspeicherkraftwerken ist das Speichermedium Wasser, welches zu lastschwachen Zeiten und somit zu Zeiten günstiger Energiepreise, durch elektrisch angetriebene Pumpen von einem niedrigen Speicherbecken in ein höher liegendes Speicherbecken gepumpt wird. Zu Zeiten erhöhter Energieforderung, wird das Wasser aus dem oberen Speicherbecken über Leitungen zu einer oder mehreren Turbine(n) geleitet, welche (je) einen Generator antreibt, der dann die benötigte Leistung erzeugt.

Betrachtet man die über den Tagesverlauf dargestellten Strompreise in Abbildung 3.3 so erkennt man, dass sich für den Lade- und Entladebetrieb der Anlage aus Wirtschaftlichkeitsgründen spezifische Tageszeiten anbieten.

Wegen der geringen Strompreise und einer geringen Lastnachfrage (und infolge dessen einem Stromüberschuss), werden aus diesem Grund die Speicherphasen der Anlage vornehmlich Nachts und den frühen Morgenstunden ausgeführt. Die Stromgewinnung hingegen wird hauptsächlich in den Spitzenlastzeiten am Tag durchgeführt während denen die Lastnachfrage und der Strompreis hoch ist. Ein entsprechender Verlauf der Speicher- und Entladezeiten wird in Abbildung 3.4 dargestellt. In der Grafik sind die Ladezeiten in grün dargestellt, die Entladezeiten dagegen in rot.

Der Aufbau eines Pumpspeicherkraftwerkes mit seinen zugehörigen Komponenten, kann Abbildung 3.5 entnommen werden. Im Wesentlichen ist festzuhalten, dass das Kraftwerk aus zwei Speicherbecken besteht, die eine Höhendifferenz aufweisen müssen, da hierdurch das Verfahren erst ermöglicht wird.

In der Zeichnung findet man auch das sogenannte Wasserschloss, dieses dient zur Absicherung der Anlagenkomponenten beim Anhalten des Entladebetriebes.

Man kann sich vorstellen, dass die strömenden Wassermassen einen gewaltigen Druck auf die Apparaturen ausüben und beim Stopp der Anlage (durch kurzfristiges schließen der Absperrorgane) ein mächtiger Druckstoß durch das System geht. Dieser Druckstoß wird durch das Wasserschloss aufgenommen, da das Wasser darin aufwärts aufsteigen kann und sich somit die Kraft nicht komplett auf die Anlagenkomponenten richtet. Somit werden durch die Verwendung des Wasserschlosses die Komponenten vor Beschädigungen geschützt.

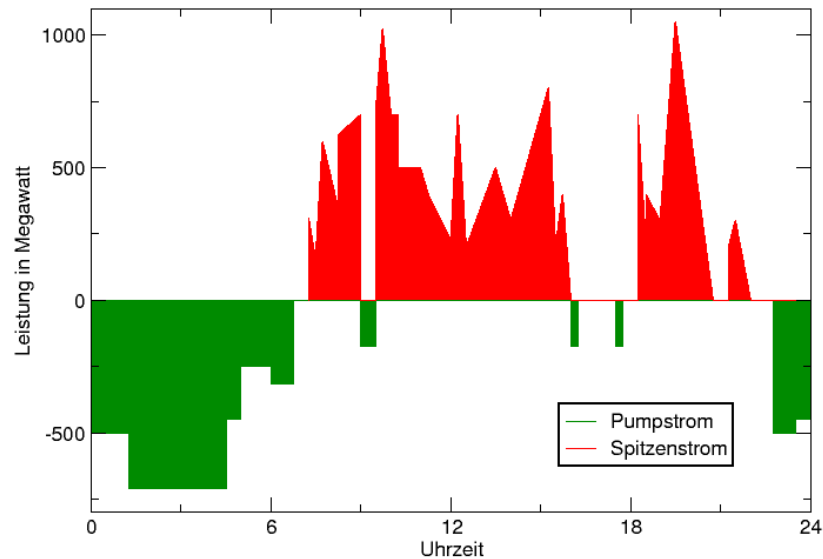


Abbildung 3.4: Tagesverlauf Laden und Entladen eines Pumpspeicherkraftwerkes [8]

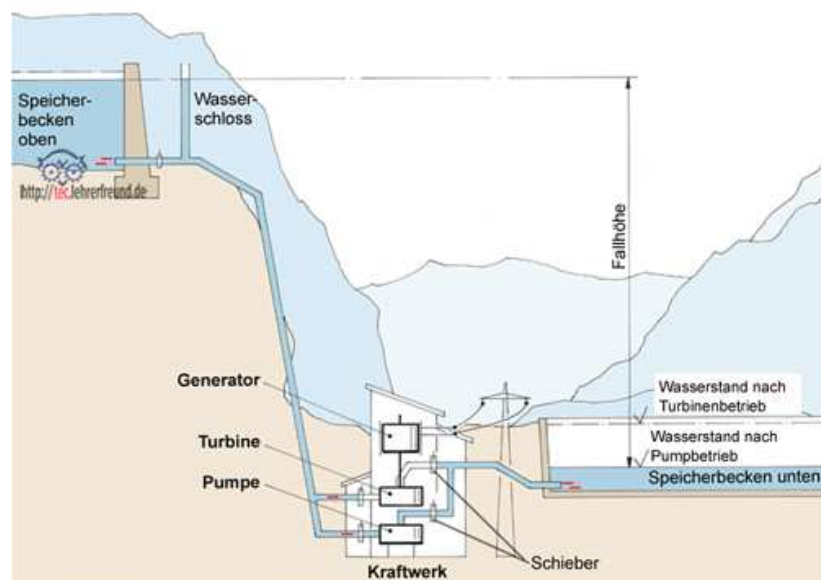


Abbildung 3.5: Schematischer Aufbau eines Pumpspeicherkraftwerkes [9]

Grundsätzlich ist konstruktiv beim Bau der Anlage die Möglichkeit gegeben, beide Speicherbecken künstlich anzulegen, sodass die Anlage frei (in einer topografisch passenden Lage) errichtet werden kann. Es bietet sich aber aus ökologischen und wirtschaftlichen Gründen an, einen bestehenden Gewässer einzubinden, das nötigen Falls künstlich aufgestaut werden kann.

Eine auf diesen Aspekt bezogen besondere Ausführung, kann man am Kraftwerk Geesthacht (Schleswig Holstein) sehen. Hier entfällt die Verwendung des Unterbeckens, da das Kraftwerk über Leitungen direkt mit der Elbe verbunden ist und diese die Funktion des Unterbeckens übernimmt. Der weitere Aufbau und das Funktionsprinzip entsprechen aber dem eines konventionellen Pumpspeicherkraftwerkes, wie es nachfolgend weiter dargestellt wird.

3.3.2 Energiespeicherung und -umwandlung

Die Stromgewinnung findet beim Pumpspeicherverfahren durch die Umwandlung von potentieller Energie, in kinetische Energie statt, die dann Arbeit an der Turbine verrichtet. Die im Wasser gespeicherte potentielle Energie wird zuvor durch das Heraufpumpen des Wassers, in das höher liegende Speicherbecken erreicht.

Der Hintergrund ist dabei folgender, die an einem Körper aufgebrauchte Arbeit (und damit die anschließend in ihm gespeicherte potentielle Energie) ist allgemein definiert als die Kraft (F), die (entgegen der Gravitationskraft g) aufgebracht werden muss, um eine geodätische Höhenänderung (Höhe H) zu erreichen. Es ergibt sich also

$$E_P = F \cdot H = m \cdot g \cdot H \quad (3.1)$$

An Gleichung 3.1 kann man anschaulich erkennen, dass zwischen der, im Wasser gespeicherten potentiellen Energie und der Höhendifferenz der Speicherbecken, ein proportionaler Zusammenhang besteht. Folglich lässt sich die, im Wasser gespeicherte (und damit auch die später zurückgewonnene) Energie erhöhen, wenn man die Höhendifferenz der Speicherbecken vergrößert.

Durch den „Fall“ des Wassers wird, wie oben geschrieben, im Entladebetrieb die potentielle Energie des Wassers in kinetische Energie, also Bewegungsenergie umgewandelt. Durch die kinetische Energie des Wassers wiederum wird an der Turbine Arbeit verrichtet, wodurch die Turbine(n) in Rotation versetzt und die Stromerzeugung ermöglicht wird. Die eigentliche Stromgewinnung wird dabei durch einen, mit der Turbine verbundenen, Generator erreicht. Die kinetische Energie ist folgendermaßen definiert

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot c^2 \quad (3.2)$$

Aus der oben zu sehenden Gleichung 3.2 kann entnommen werden, dass ähnlich der Höhenänderung bei potentieller Energie, die kinetische Energie mit steigender Geschwindigkeit des Wassers zunimmt (Einfluss der Geschwindigkeit aber überproportional!).

Es ist hier aber zu beachten, dass eine steigende Geschwindigkeit für den Betrieb nicht zwingend besser ist, vielmehr muss auf eine geeignete Geschwindigkeit für den Turbinen/Generatorbetrieb geachtet werden. Je nach Art des Generators (und der Anzahl seiner Polpaare) ist die Drehzahl durch die Netzfrequenz vorgegeben, eine Drehzahl von 250 min^{-1} kann so unter Umständen schon ausreichend sein.

Für die (Wieder)Erzeugung von $1,00 \text{ kWh}$ elektrischer Energie durch das Pumpspeicherkraftwerk muss zuvor eine elektrische Energie von $1,25 \text{ kWh}$ für den Betrieb der Pumpen aufgebracht werden [10]. Damit ist der Wirkungsgrad der Pumpspeicherkraftwerke vergleichsweise hoch, er ergibt sich zu

$$\eta_{PSW} = \frac{1,00 \text{ kWh}}{1,25 \text{ kWh}} = 0,8 = 80\% \quad (3.3)$$

Die recht hohe Effizienz dieses Verfahrens entstammt der, bei dieser Anlage „geringen“ Anzahl von Verlustquellen. Den Wirkungsgrad mindern die Reibungsverluste (hydraulische Verluste) des Wassers an den Rohrleitungen und der Turbine bzw. Pumpe, sowie die mechanischen Verluste an Motor/Pumpe oder Turbine/Generator. Es kann als Richtwert angenommen werden, dass sich die Verluste zu jeweils 10% aufteilen.

3.3.3 Nachteile der Pumpspeicherkraftwerke

Es stellt sich bei all diesen Vorteilen, speziell dem hohen Wirkungsgrad die Frage: „Warum zur Speicherung nicht (weiterhin) ausschließlich Pumpspeicherkraftwerke nutzen?“

Wie man auch dem schematischen Aufbau in Abbildung 3.5 entnehmen kann, erstreckt sich der Aufbau einer solchen Anlage über ein großes Areal. Genau dieser Punkt, der des erheblichen Eingriffes ins Landschaftsbild (Ökosystem) beim Bau der Pumpspeicherkraftwerke, gibt seit geraumer Zeit Anlass für hitzige Diskussionen. Die Akzeptanz der Bürger neuen Bauvorhaben gegenüber ist äußerst gering, sodass neue Projekte nur unter hohen Anstrengungen und unter Protesten von Seiten der Bürgerschaft durchgeführt werden könnten.

Die Kraftwerke brauchen des Weiteren für den Betrieb, wie ebenfalls in Abbildung 3.5 zu sehen, zwei große Speicherbecken, mit einer üblichen Höhendifferenz von $80\text{ m} - 300\text{ m}$, von denen in der Regel eins künstlich erschaffen werden muss.

Durch die Speicherbecken werden Flächen von bis zu 550000 m^2 mit einer Wassermenge von $12 \cdot 10^6\text{ m}^3$ belegt, wie dies beim bisher größten Pumpspeicherkraftwerk in Goldisthal der Fall ist (betrieben durch Vattenfall) [11]. Hinzu kommt die Fläche, die durch die zugehörigen Leitungen (sofern nicht unter der Erde gelegen) belegt wird.

Aus den genannten Flächenforderungen können, je nach Lage, erhebliche Belastungen für die Umwelt resultieren. Durch die Rodung von Waldflächen, sowie den weiteren Bauprozess werden, je nach schwere der Maßnahmen, erhebliche Mengen an CO_2 und Methan freigesetzt [12]. Abbildung 3.6 zeigt den Energieverbrauch und die anfallenden Treibhausgasemissionen, vom Bau eines Pumpspeicherkraftwerkes. [13]

Wie man leicht nachvollziehen kann, ergibt sich beim Pumpspeicherkraftwerk mit zunehmender Größe der beiden Speicherbecken, eine höhere Anlagenkapazität. Bedenkt man hierbei die die nötigen Wassermengen von Millionen von Kubikmetern, macht sich der oben genannte, ökologische Aspekt sehr bemerkbar. Ein allgemeines Problem dabei ist die Sicherstellung, dass der Untergrund tragfähig genug ist, die notwendigen Wassermassen auszuhalten.

Mit den durchzuführenden Arbeiten steigt zudem das, für die Speicherkraftwerke, aufzubringende Investitionskapital. Die spezifischen Investitionskosten bei Pumpspeicherkraftwerken liegen bei etwa 1600 €/kWh , dagegen die der CAES bei $600\text{--}800\text{ €/kWh}$, also rund der Hälfte. Derzeit bekommt man zwar für die höheren Kosten noch einen höheren Wirkungsgrad, aber auch dieser Vorteil wird bald entfallen, wenn sich die PSW mit den weiterentwickelten CAES messen müssen. Dennoch bleibt die Frage bestehen, ob sich die deutlich höheren Investitionskosten dafür lohnen.

Abbildung 3.7 zeigt die Höhenverteilung in Deutschland (Stand der Karte — 2007). In der Karte lässt sich erkennen, dass die topografischen Anforderungen für ein Pumpspeicherkraftwerk, also die natürlichen Höhendifferenzen, nicht mehr länger gegeben sind, je weiter man in nördliche Regionen sieht. So eignet sich der Betrieb der Pumpspeicherkraftwerke wie man in Abbildung 3.7 erkennen kann, vorrangig im bergigen Gelände, in dem die Potentialerhöhung des Wassers relativ einfach erreicht werden kann.

Folgerichtig scheidet damit aber ein Betrieb solcher Anlagen, speziell in Norddeutschland, weitestgehend aus, da hier, wie in Abbildung 3.7 zu sehen wegen der flacheren Lage, für die nötigen Gegebenheiten künstlich gesorgt werden müsste. Wegen dieses Aspekts, erscheinen Pumpspeicherkraftwerke für eine großflächige Anwendung zur Energiespeicherung nur bedingt geeignet.

Life cycle energy inputs and GHG emissions related to PHS plant construction

Component	Life cycle energy (GJ _e /MW h storage capacity)	GHG emissions (tonnes CO ₂ e/MW h storage capacity)
Dam construction	104.8	9.7
Tunneling/powerhouse construction	86.7	8.1
Electrical equipment	134.7	9.7
Balance of plant	35.9	3.0
Reservoir creation	0.1	4.3
Decommissioning	10.8	0.8
Total	373.0	35.7

Abbildung 3.6: Anfallender Energieverbrauch und Treibhausgasemissionen [13]

Auch wenn man die angeführten Gleichungen 3.1 und 3.2 gedanklich miteinander verbindet, fällt auf, dass sich der Betrieb in flachen Regionen wegen der geringen Energiegewinne nicht als ratsam erweist. Dennoch kann man im Norddeutschen Raum zwei Anlagen dieser Art vorfinden, zum Einen in Erzhausen (Niedersachsen) und zum Anderen in Geesthacht (Schleswig-Holstein). Der Betrieb mit den geringen Höhenunterschieden wird sich aber aller Wahrscheinlichkeit nach negativ auf die erbringbare Leistung auswirken.

Außer dem Unmut der Bürger kommt noch erschwerend hinzu, dass in Deutschland die Möglichkeiten die Speicherung mittels PSW sicherzustellen, wegen der topografischen Gegebenheiten sehr begrenzt sind [10].

Durch die abgeschiedene Lage ergeben sich unter Umständen hohe Übertragungsverluste, es wird hier von 5% ausgegangen. Die Höhe der Verluste wird aber kritischer, wenn man davon ausgeht, dass durch die Offshore-Windkraftanlagen der Schwerpunkt der Stromproduktion immer weiter in den Norden wandert, während die Speicher in entgegengesetzter Richtung zu finden sind.

Durch die freie Lage der Speicher ergeben sich zudem Unsicherheiten für den Betrieb, zum Beispiel durch Frost. Da in diesem Fall durch Einfrieren der Leitungen oder des Speicherbeckens, Schäden der Anlagenkomponenten, mindestens aber der zeitweise Ausfall der Anlage, die Folge sein können.

Technisch sind Pumpspeicherkraftwerke ausgereift und laufen zuverlässig. Dadurch, dass sie aber schon weitestgehend betriebsoptimiert sind, sind aber keine großen technischen Steigerungen mehr zu erwarten. Aus diesem Grunde sind sie zwar derzeit eine gute Lösung für die effiziente Energiespeicherung, aber werden mit hoher Wahrscheinlichkeit in absehbarer Zeit von anderen, effizienteren Verfahren in ihrer anführenden Rolle abgelöst werden.

Zusammengefasst nun noch einmal die wichtigsten Punkte, die gegen weitere PSW sprechen.

- Immense Platzansprüche / großer Eingriff ins Landschaftsbild
- Sehr hohe Investitionskosten ($1600 \frac{\text{Euro}}{\text{kWh}}$)
- Keine oder nur geringe Akzeptanz bei den Bürgern
- Ortsabhängigkeit wegen topografischer Bedingungen
- Zukünftig Speicherung weit weg von Stromerzeugung
- Technisch ausgereift, aber keine techn. Steigerungen zu erwarten

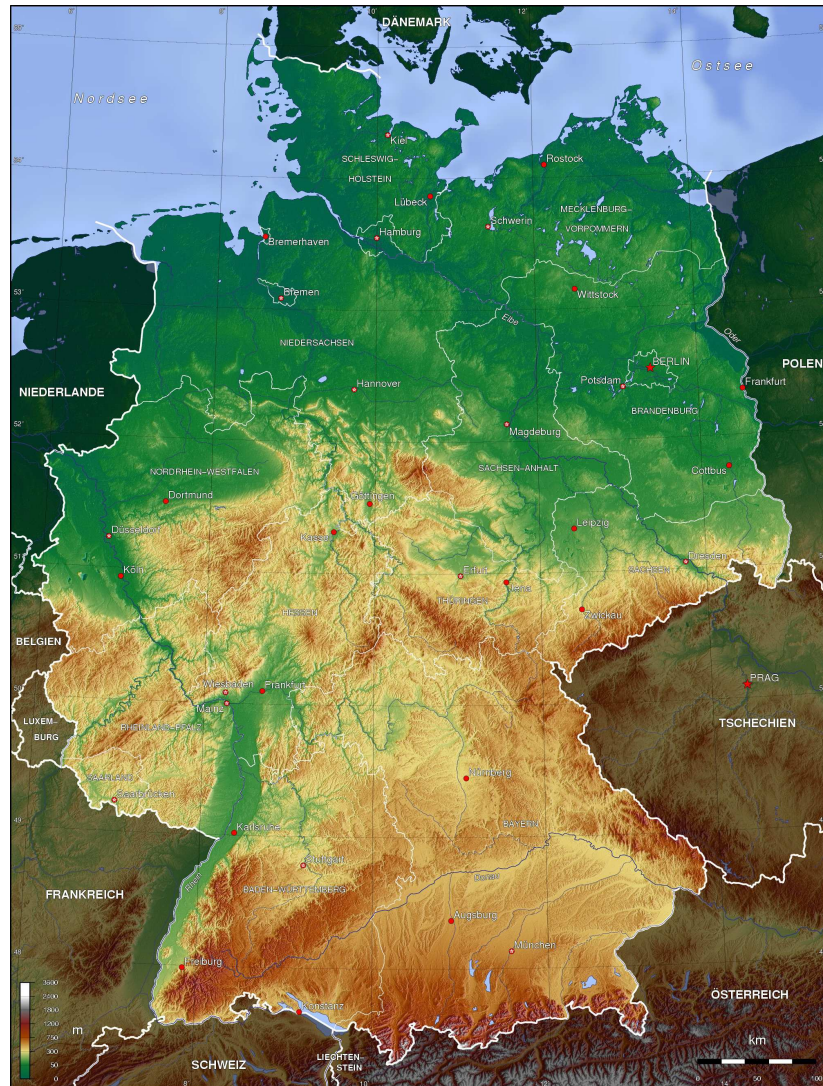


Abbildung 3.7: Topografische Deutschlandkarte [14]

- Betriebsstörungen durch z.B. Frost

Wie man sehen kann, entsteht das Bestreben den Betrieb von Druckluftspeicherkraftwerken weiter auszubauen auch aus der Notwendigkeit heraus, eine alternative Speichermöglichkeit für Regionen zu erschließen, die für Pumpspeicherkraftwerke ungeeignet sind. Ebenso wichtig ist aber die Tatsache, dass die Druckluftspeicherkraftwerke noch ein ungeahntes Potential aufweisen, wohingegen die Pumpspeicher bereits am Ende ihrer technischen Entwicklung angekommen sind.

Wegen des langen, erfolgreichen Einsatzes und des noch vorhandenen großen Entwicklungspotentials, sollen nun die Druckluftspeicherkraftwerke im weiteren Verlauf der Arbeit weiter untersucht werden. Dafür folgen erst einige Grundlegende Informationen, um darauf folgend den Aufbau, die Funktion und die Vorgänge im Betrieb der Druckluftspeicherkraftwerke darstellen zu können.

4 Druckluftspeicherkraftwerk — Grundlagen

In diesem Kapitel sollen die Grundlagen der Druckluftspeicherkraftwerke, die Verbreitung und deren Unterschiede erläutert werden.

Dabei soll beginnend der Begriff Druckluftspeicherkraftwerk oder auch Druckspeicherkraftwerk erklärt werden. Auf die Vorstellung folgend, wird der Aufbau und die Funktion der Kraftwerke beschrieben. Besonders wird hier auf den Aufbau der Anlage eingegangen, da dieser für die Weiterentwicklung und Optimierung der Komponenten und somit der ganzen Anlageneffizienz wesentlich ist.

Man versteht unter einem Druckluftspeicherkraftwerk eine Einrichtung mit einem großen Speicher, der die (zeitlich begrenzte) Speicherung von elektrischer Energie durch Umwandlung der Energieform, mithilfe von Druckluft, ermöglicht.

Oft wird auch die englische Bezeichnung — Compressed Air Energy Storage — oder kurz CAES verwendet, daher soll auch diese nicht unerwähnt bleiben. Außer den hier verwendeten Begriffen, gibt es eine Vielzahl weiterer, die hier aber nicht weiter erwähnt werden sollen, da sie weniger verbreitet und im wesentlichen nur Abwandlungen der bereits genannten sind.

Leider ist bei der Namensgebung der landläufige Begriff Druckluftspeicherkraftwerk oder auch Druckspeicherkraftwerk unglücklich gewählt, da durch diese Benennung ein falscher Eindruck der Funktionsweise wiedergespiegelt wird.

So impliziert diese Bezeichnung, dass es sich hier um ein Speicherkraftwerk handelt, welches zur Speicherung und Erzeugung der Energie nur mit einem Druckluftspeicher arbeitet, dem ist aber (zumindest noch) nicht so.

Die Bezeichnung sollte, der besseren Verständlichkeit wegen, besser Druckluftspeicher-Gasturbinen-Kraftwerk lauten. Der Zusatz Gasturbine soll dabei anzeigen, dass das Speicherkraftwerk zusammen mit einer Gasturbine betrieben wird. Man merkt also, dass es sich keineswegs um ein reines, mit Luft arbeitendes, Speicherkraftwerk handelt, sondern vielmehr um ein Hybridkraftwerk.

Im Folgenden wird davon ausgegangen, dass der Speicherprozess durchgeführt wird, wenn ein Stromüberschuss herrscht oder die geltenden Strompreise den Speichervorgang in wirtschaftlicher Weise ermöglichen.

Des Weiteren wird der gesamte Ablauf regenerativ betrieben, das soll heißen, dass die Wärmerückgewinnung zur Lufterwärmung, sofern notwendig, ausschließlich durch Verwendung von regenerativen Energien (z.B. Biomasse) erfolgt.

4.1 Funktionsweise

Die eben beschriebene Notwendigkeit der Gasturbinenverwendung liegt an der Tatsache, dass beim Expandieren der Druckluft aus dem Speicher der Druck und damit verbunden auch die Temperatur der Luft sehr stark absinkt (bis weit in den negativen Bereich). Wenn man bedenkt, dass die Luft beim Verdichten zwischengekühlt wird und nach dem Einpressen in die Kaverne bei entsprechender Lagerzeit zusätzlich relativ stark abkühlt, macht sich dieser Effekt dramatisch bemerkbar. Die Luft würde auf diese Weise ohne eine vorherige Erwärmung die Turbine in kürzester Zeit vereisen und damit zerstören.

Aus diesem Grund ist es zwingend notwendig, die Luft vor Eintritt in die Turbine zu erhitzen, was bisher durch eine Verbrennung mit Gas und der gespeicherten Druckluft erreicht wird. Durch den derzeit notwendigen Gasbetrieb ist das CAES in der vorliegenden Betriebsweise, wie oben geschrieben wurde, als Hybridkraftwerk anzusehen.

Es gibt allerdings seit einiger Zeit Bestrebungen den Umstand der Abhängigkeit zur Gasverbrennung und damit die Abhängigkeit zum Brennstoffpreis zu lösen, indem man die, bei der Verdichtung an den Verdichtern entstehende Wärme ebenfalls zwischenspeichert.

Derzeit werden die Verdichter beim Betrieb stark gekühlt und die an ihnen anfallende Wärme an die Umgebung abgeleitet, weshalb sie dem Prozess nicht mehr zur Verfügung stehen kann.

Durch diese Maßnahme leidet wie man sich vorstellen kann nicht nur der Wirkungsgrad der gesamten Anlage, es bedarf auch der Bereitstellung der verlorenen Energie durch eine weitere Energiequelle (Gas). Die gespeicherte Wärme würde der Luft beim Expandieren wieder zugeführt werden, womit eine Unabhängigkeit vom Gas und damit auch eine umweltverträgliche Speicherung erreicht werden würde.

Diese weiterentwickelte Art der Druckluftspeicherkraftwerke findet man dann unter der Beschreibung *adiabat(isch)es Druckluftspeicherkraftwerk* und dem englischen Namen — *Adiabatic Compressed Air Energy Storage* — oder wiederum in dessen Kurzform *A-CAES*.

4.2 Verwendung und Bedeutung für das Stromnetz

Typischer Weise werden Spitzenlastkraftwerke wie das hier behandelte Druckluftspeicherkraftwerk für die vorläufige Zwischenspeicherung von Energie bei Schwach- bzw. Grundlastzeiten verwendet, um die gespeicherte Energie dann zu Spitzenlastzeiten, also einem kurzzeitigen und hohen Leistungsbedarf im Stromnetz, der durch die Grund- und Mittellastkraftwerke nicht abgefangen werden kann, wieder ins Netz einzuspeisen und so den kurzfristig erhöhten Bedarf zu decken.

Der finanzielle Gewinn, der aus den verwendeten Betriebszeiten entsteht, ist unschwer zu erkennen. Durch das Einspeichern des Stromes zur, für den Strompreis günstigen Nebenzeit und das Bereitstellen des eingespeicherten, günstigen Stromes zur Spitzenlastzeit, ergibt sich eine Steigerung des Stromwertes. Man spricht hier von Strom- oder Energie-Veredelung.

In Abbildung 4.1 ist ein schematischer Lastgang über den Tagesverlauf zu sehen. Dabei wird jede der drei zu sehenden Lastarten (links stehend) von der entsprechenden, am rechten Rand zu sehenden Kraftwerksart, aufgebracht. Der für die Druckluftspeicherkraftwerke interessante Teil, ist der in rot gekennzeichnete Bereich, der steilen und kurzen Lastspitzen.

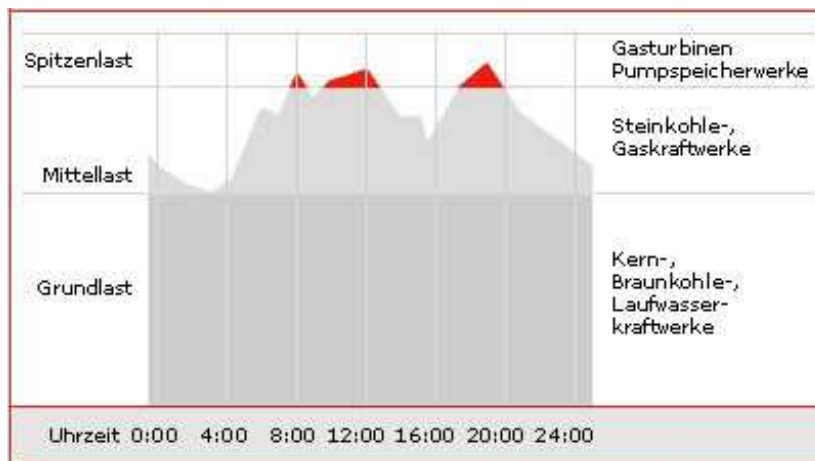


Abbildung 4.1: Netzlastbereiche mit zuständigen Kraftwerkstypen [15]

Die in der Abbildung zu sehenden Lastspitzen kann man sich einfach erklären, wenn man bedenkt, dass es sich hier immer um Zeiten handelt, in der ein großer Teil der Bevölkerung zur gleichen Zeit Strom benötigt. Dies kann etwa in den Morgenstunden sein, wenn man sich zur Arbeit fertig macht, die Mittagspausenzeit oder zum Abend, wenn man wieder heimkehrt und fernsehen und/oder etwas essen möchte.

Wie man außerdem erkennen kann, sind die Bereiche der Spitzenlast über den Tag gesehen nur sehr kurz. Es wäre daher unsinnig, die übrigen Kraftwerke auf eine solche Last auszulegen. Ebenso wenig kann man aber die Grund- und Mittellastkraftwerke regeln, um die jeweils benötigte Leistung bereitzustellen, da sich in diesem Fall der Wirkungsgrad rapide verschlechtern würde und die Kraftwerke außerdem ein zu träges Verhalten aufweisen, um auf die geänderte Nachfrage schnell genug reagieren zu können.

Aus diesem Grund bedient man sich der Verwendung der Spitzenlastkraftwerke, die zum Einen ein sehr schnelles Verhalten aufweisen und zum Anderen die zusätzlich benötigte Leistung innerhalb weniger Minuten aufbringen können. Sie tragen so auch zur Verbesserung der Effizienz der restlichen vorhandenen Kraftwerke bei, da Wirkungsgradmindernde Teillastbetriebe vermieden werden können.

Wegen ihrer Bereitschaft und des unterstützenden (verborgenen) Betriebes zum Leistungsausgleich werden Spitzenlastkraftwerke auch als Schattenkraftwerke bezeichnet.

Da es, wie oben geschrieben, nicht notwendig ist die Leistung über einen langen Zeitraum aufzubringen, ist es völlig ausreichend, wenn die Kapazität der Spitzenlastkraftwerke nur über einige Stunden erbringbar ist. In anderer Weise wäre der Betrieb eines Speicherkraftwerkes auch nicht möglich, da die Energiespeicherung immer einen Speicher erfordert, der schon aus Kostengründen eine Größenbegrenzung hat.

Man merkt an diesem Punkt schon, dass die Druckluftspeicherkraftwerke allein aus der Sicht der Erhaltung der Netzstabilität eine gewichtige Rolle haben. Würde man sich die Kraftwerke wegdenken, hätte dies zu den Spitzenlastzeiten Störungen oder sogar den Zusammenbruch des Stromnetzes zur Folge.

Sollte dieser Fall dennoch einmal eintreten und das Netz gestört sein, ergibt sich ein weiterer, großer Vorteil in der Verwendung der Druckluftspeicherkraftwerke, sie haben außer der schnellen Regelbarkeit auch den Vorteil der so genannten Schwarzstartfähigkeit. Dies soll bedeuten, sie können ihren Betrieb unabhängig vom Stromnetz hochfahren um Energie zu liefern, auch wenn das Netz zusammengebrochen sein sollte.

Die genannte Schwarzstartfähigkeit ist bei herkömmlichen Kraftwerken nicht gegeben,

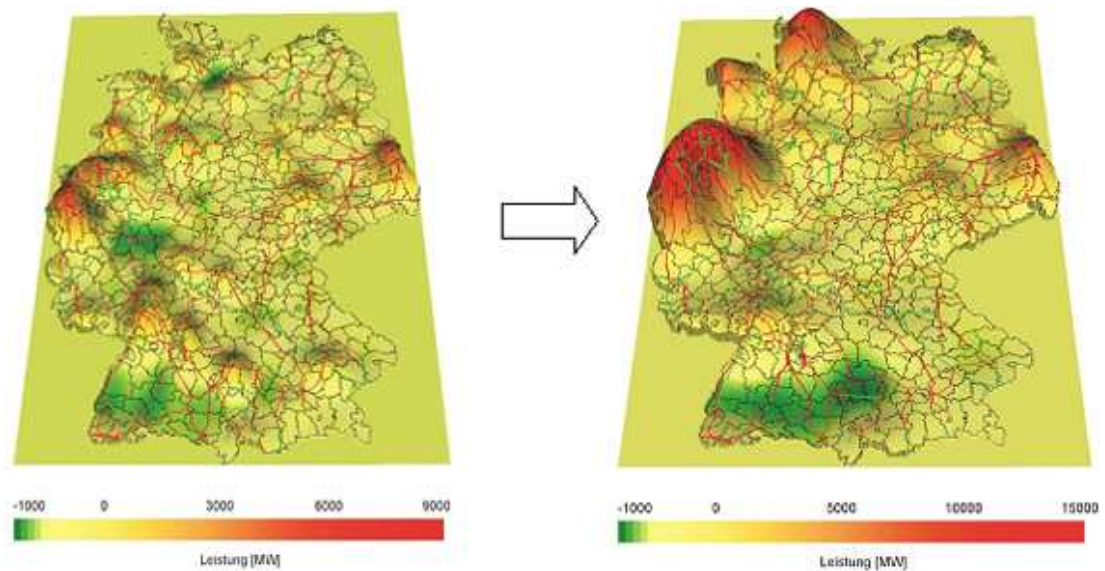


Abbildung 4.2: Asymmetrie von Leistungserzeugung und -verbrauch [17]

sodass diese auf die Energielieferung von separaten Geräten (zumeist Akkumulatoren oder Stromgeneratoren) zum Hochfahren des Betriebs angewiesen sind. Die Speicherkraftwerke (CAES, PSW und Gasturbinenkraftwerke) können folglich nach einem großflächigen Blackout wesentlich zum Netzwiederaufbau beitragen, sofern dieses notwendig werden sollte.

Mit dem Wandel der Energieversorgungsquellen zu den erneuerbaren Energien ergibt sich, Regional gesehen, zunehmend eine Differenz zwischen der Erzeugung und dem Verbrauch der Leistung. In Abbildung 4.2 sieht man gut veranschaulicht, den Stand der Lastverteilung aus dem Jahr 2007 (linkes Bild) und eine Prognose für das Jahr 2030 (rechtes Bild). Die Verschiebung der Lasterzeugung in die nordwestlichen Küstenregionen des rechten Bildes, liegt am prognostizierten Ausbau der Offshore-Windkraftanlagen und der Abschaltung der verbleibenden Kernkraftwerke.

Wie man erkennt wird das Defizit zwischen der Lasterzeugung und dem Lastverbrauch durch die Verlagerung an die Küsten speziell im Süden Deutschlands stark zunehmen. Wie man weiterhin sehen kann, wird die im Norden aus Windenergieanlagen erzeugte Leistung, in einer Region erzeugt, in der der Betrieb eines PSW aus den, in Kapitel 3.3.3 genannten Gründen, nicht in Betracht kommt.

Dies ist auch der wesentlichste Grund, warum man sich derart mit den CAES beschäftigt, die Kompatibilität der Leistung aus den erneuerbaren Energien mit der Grundlastversorgung herstellen. Auf diese Weise wäre der Einzug der erneuerbaren Energien zur Hauptlastversorgung gesichert, wie es nach den Zielsetzungen der Politik vorgesehen ist.

Soll die gelieferte Energie aus den regenerativen Erzeugern effektiv gespeichert oder auch Grundlast kompatibel linearisiert werden, bietet es sich an das Speicherkraftwerk erzeugernah zu errichten. Aber auch mit einer sinnigen, regionalen Verteilung der CAES vom Erzeuger zum Verbraucher lassen sich Vorteile erreichen.

So wäre ein weiterer positiver Aspekt, dass die CAES helfen könnten, die Auslastung des Stromnetzes zu verbessern. Die partiell anfallenden, hohen Belastungen der Leitungen würden sich durch die Verwendung vermindern, sodass sich eine gleichmäßige Belastung ergeben würde. Dieser Aspekt kann sich durch die Verringerung der Leitungsbelastungen auch finanziell lohnen, da die Dimensionierung der Leitungen neuer Netzstrecken

geringer ausfallen könnte.

Hier noch einmal die Zusammenfassung der denkbaren Anwendungen für Druckluftspeicherkraftwerke (gilt allgemein für Spitzenlastkraftwerke) [18]:

- Überführung von Schwachlast-Energie in Spitzenlast-Energie (Energie-Veredelung),
- Verwertung von Überschussstrom aus dem Grundlastbereich,
- unmittelbare Deckung von Spitzenbedarf im Stromversorgungsnetz,
- Optimierung des Betriebs von Wärmekraftwerken durch Einschränkung deren Einsatzes für Leistungsregelung (Ausdehnung der Betriebszeit mit konstanter Leistung von Wärmekraftwerken),
- Bereitstellung von momentan einsetzbarer Reserveleistung (Erhöhung der Betriebssicherheit im Stromverbund),
- Sekundärregelung (Leistungs-Frequenz-Regelung),
- Phasenschieberbetrieb (Spannungsregulierung),
- Verbesserung der Netzauslastung.

Bisher nicht genannt wurde bisher der Phasenschieberbetrieb, dies liegt daran, dass dies ein, von den bisher genannten Aufgaben, gesonderter Fall ist.

Im Phasenschieberbetrieb werden die, an das Stromnetz synchronisierten, Synchronmaschinen (die Motoren/Generatoren der Anlage) je nach Notwendigkeit durch den Erregerstrom über- oder untererregt. Durch diese Maßnahme nimmt die Synchronmaschine Blindleistung aus dem Netz auf (Untererregung) oder gibt diese an das Netz ab (Übererregung) und dient somit zur Blindleistungskompensation.

Bei der Kompensation verhält sich die übererregte Synchronmaschine wie ein Kondensator und gibt einen induktiven Blindstrom ab. Im umgekehrten Fall verhält sie sich wie eine Drosselspule und gibt einen kapazitiven Blindstrom ab. [19]

4.3 Ausgeführte Anlagen

Weltweit werden bislang lediglich zwei Speicherkraftwerke dieses Typs betrieben, zum Einen das Kraftwerk Huntorf in Deutschland und zum Anderen das Kraftwerk McIntosh in den USA (Staat Alabama). Betrieben werden die Kraftwerke von der E.ON Kraftwerke GmbH (Huntorf) und der PowerSouth Energy Cooperative (McIntosh).

Wie zuvor geschrieben gibt es vielerlei Bestrebungen diese Speichertechnik weiterzuführen und zu verbessern, was angesichts des Ausbaus der erneuerbaren Energien auch notwendig ist, da hier die Schwankungen in der Stromlieferung durch die Wetterabhängigkeit hoch sind und eine Bedarfsabhängige Versorgung nicht realisierbar ist.

Außer der genannten RWE mit ihren Partnern wird auch in den USA weiter in diese Technik investiert. Es sind mehr als 10 Anlagen in Planung, davon sollen in absehbarer Zeit zwei gebaut werden. Errichtet werden sollen die beiden Anlagen zum Einen in Ohio und zum Anderen in Iowa. Dabei soll das Speicherkraftwerk in Norton (Ohio) laut Aussagen des Vizepräsidenten der Firma „Norton Energy Storage“ (NES) das weltweit Größte seiner Art werden [20]. Die entsprechenden Daten werden im nächsten Kapitel angegeben, allerdings ist es fraglich, ob das Vorhaben realisiert werden wird, da der erste Block bereits im Jahr 2006 in Betrieb genommen werden sollte.

Kraftwerk	Huntorf	McIntosh
Betrieb seit	November 1978	1991
Speicherart	zwei zyl. Salzkavernen	eine Salzkaverne
Speichergröße	$2 \times 150000 \text{ m}^3$	538000 m^3
Tiefe	600 ... 850 m	450 ... 750 m
max. Leistung	321 MW	110 MW
Kraftbedarf Verdichter	ca. 68 MW	60 MW
Zeit bis Bereitstellung	11 Minuten	12 Minuten
Speicherdauer	8 Stunden	45 Stunden
Lieferdauer	2 Stunden	26 Stunden
Druck (Kaverne)	50 ... 70 bar	45 ... 76 bar
Wirkungsgrad	ca. 42%	ca. 54%

Tabelle 4.1: Vergleich der CAES Huntorf – McIntosh [21]

Um einen besseren Eindruck der beiden bisher bestehenden Kraftwerken zu verschaffen, sind in Tabelle 4.1 ein paar Grunddaten der beiden Anlagen im Vergleich angegeben.

Wie man in Tabelle 4.1 sehen kann, ist das Kraftwerk Huntorf lange Zeit (etwa 13 Jahre) das weltweit einzige Speicherkraftwerk seiner Art gewesen. Starke Unterschiede lassen sich zwischen den beiden Kraftwerken ausmachen, wenn man sich die maximal erbringbare Leistung und deren zeitliche Lieferbarkeit ansieht. Bei der maximal erbringbaren Leistung liegt zwar das Kraftwerk Huntorf mit Abstand vorn, dafür kann das Kraftwerk McIntosh die (um zwei Drittel geringere) Leistung 24 Stunden länger aufbringen.

Das zuvor genannte Kraftwerk in Ohio soll diese Leistung wiederum um ein vielfaches übertreffen, angegeben ist eine Endkapazität von 2.700 MW und das bei einer Lieferdauer von 8 Tagen! Dies ist natürlich nur zu erreichen, wenn die Kaverne um einiges größer ist, es heißt, das die Kaverne (in diesem Fall ein stillgelegtes Kalksteinbergwerk) ein Volumen von etwa $10.000.000 \text{ m}^3$ aufweist.

Die im letzten Punkt von Tabelle 4.1 zu sehende, merkliche Steigerung des Wirkungsgrades um 12% im Kraftwerk McIntosh, entstammt der Verwendung der heißen Abgase aus dem Verbrennungsprozess zur Vorwärmung der expandierenden Luft und der damit einhergehenden Verringerung des Gasbedarfes. Durch die lange Zeit, die zwischen dem Bau der beiden Kraftwerke lag, konnte und musste auf den Gasbedarf eingegangen werden.

Zur Planungs- und Bauzeit in Huntorf waren die Energiepreise für Gas niedrig, sodass man hier zugunsten der Investitionskosten auf die Effizienzsteigerung durch Luftvorwärmung verzichtete. Bei der Planung des Kraftwerk McIntosh wurde die Energieeffizienz bereits stärker gewertet, sodass hier mehr der erzeugten Wärme im Prozess verwendet wird. Die Auswirkungen der Luftvorwärmung auf den Wirkungsgrad wird wahrscheinlich ersichtlicher, wenn man sich dessen Bestimmung ansieht.

Im Kraftwerk Huntorf werden zur Speicherung und späteren Wiedergewinnung von 1 kWh elektrischer Energie etwa 0,83 kWh Strom für den Betrieb des Motors (zum Betrieb der Verdichter) und weitere 1,56 kWh aus der Gasverbrennung aufgebracht. Somit ergibt sich ein Wirkungsgrad von

$$\eta_{\text{Huntorf}} = \frac{1 \text{ kWh}}{0,83 \text{ kWh} + 1,56 \text{ kWh}} = 0,42 = 42\%$$

Im Kraftwerk McIntosh hingegen werden, durch die Luftvorwärmung durch das noch heiße Abgas mittels des Rekuperators (Wärmetauscher), lediglich etwa 0,69 kWh Strom

und 1,17 kWh fossile Energie benötigt. Der Wirkungsgrad ergibt sich in diesem Fall zu

$$\eta_{McIntosh} = \frac{1 \text{ kWh}}{0,69 \text{ kWh} + 1,17 \text{ kWh}} = 0,54 = 54\%$$

4.4 Adiabate Demonstrationsanlage ADELE

Die RWE Power AG (mit Partnern) will bereits im Jahr 2013 mit dem Bau einer adiabaten arbeitenden Demonstrationsanlage unter dem Akronym ADELE (Adiabater Druckluftspeicher für die Elektrizitätsversorgung) beginnen. An der kurzen Zeitspanne von der Machbarkeitsstudie (2008) bis zur Demonstrationsanlage (Bau ab 2013) kann wieder die Wichtigkeit und das Interesse an der Speichertechnik erkannt werden.

Die geplante Demonstrationsanlage wäre die weltweit einzige ihrer Art und somit ein wichtiger Meilenstein in der Entwicklung der effizienteren Druckluftspeicherkraftwerke. Nach dem weltweit ersten adiabaten arbeitenden Druckluftspeicherkraftwerk (Huntorf in Niedersachsen), wäre auch die Technik des adiabaten Speicherkraftwerkes wieder – made in germany.

Unterstützt wird die RWE Power AG seit dem Beginn des Gemeinschaftsprojektes im Jahr 2010 von namenhaften Firmen, die den verschiedensten Fachgebieten entstammen. Gefördert wird das Projekt durch das Bundeswirtschaftsministerium.

Die Partner des Projektes ADELE sind:

- RWE Power AG
- GE Global Research
- Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
- Ed. Züblin AG
- Erdgasspeicher Kalle GmbH (RWE-Tochter)
- Ooms-Ittner-Hof GmbH

Die erste Hürde, einen geeigneten Standort für die Demonstrationsanlage zu finden, wurde dabei bereits genommen. Man entschied sich für die Errichtung am Stadtrand von Staßfurt (Sachsen-Anhalt) unter Verwendung des dort vorhandenen Salzstocks, der derzeit zur Speicherung von Erdgas verwendet wird.

Das ein adiabater Betrieb praktisch auch umsetzbar ist, wurde ab dem Jahr 2003 durch das vierjährige europäische Projekt „AA-CAES“ (Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage) unter Führung von ALSTOM Power und ein weiteres Mal 2008 in einer Studie von General Electric und RWE nachgewiesen.

Die größten Probleme in der Entwicklung einer entsprechenden Anlage sind, dass es für die notwendigen Betriebsbedingungen kaum Standardteile gibt, auf die hier zurückgegriffen werden kann. Es ist daher notwendig neue innovative Lösungen zu entwickeln, dabei sind die Forschungsaufgaben/Entwicklungen den Fachgebieten der Partner entsprechend aufgeteilt.

Die Hauptprobleme beim Betrieb und damit das Hauptaugenmerk bei der Entwicklung dürfte sein:

- Instationärer Betrieb

- Hohe Leistungsdichte der Komponenten
- Schnelles Anfahren der Komponenten
- Zyklische Belastung der Komponenten
- Hoher Wirkungsgrad über einen möglichst großen Lastbereich
- Hohe Temperaturen ($> 600^{\circ}\text{C}$)
- Hohe Drücke (vorerst bis zu 100 *bar*)
- ständige Variation des Volumenstroms

Für die Untersuchungen einer adiabaten Ausführung der CAES wurden erste Auslegung angestellt, und es stellte sich heraus, dass zum gegenwärtigen Zeitpunkt eine Anlagengröße von etwa 300 *MW* aus ökonomischen Gründen am Aussichtsreichsten erscheint [22]. Nach ersten Zwischenergebnissen zu urteilen, wird für die Speicherkraftwerke der hohe Wirkungsgrad von 70% erreichbar und vielleicht sogar übertroffen werden.

Kleinere Anlagen von etwa 10 *MW* werden dagegen wie man annimmt ihre Anwendung im Inselnetzbetrieb finden, bei denen wegen der Abgeschlossenheit zum Festland und der damit schwierigen Stromlieferung, eine effektivere Nutzung der Windenergie notwendig ist.

5 Aufbau, Komponenten und Funktion

Um den Aufbau eines Druckluftspeicherkraftwerkes besser nachvollziehen zu können, sollte man zuerst einen Eindruck der Funktionsweise einer solchen Anlage bekommen. Im Anschluss wird daher erst auf die Funktionsweise und den Funktionsablauf der CAES eingegangen, um darauf folgend weiter auf die Komponenten der Anlage und deren Funktion bzw. Verbesserungspotential eingehen zu können.

5.1 Funktionsweise und -ablauf

Grundsätzlich ähnelt die Funktionsweise sehr der von Pumpspeicherkraftwerken, auch wenn der Aufbau sich wegen der verwendeten Betriebsmedien an einigen Stellen unterscheidet, wie im folgenden Kapitel dargestellt werden wird. Die folgenden Erläuterungen

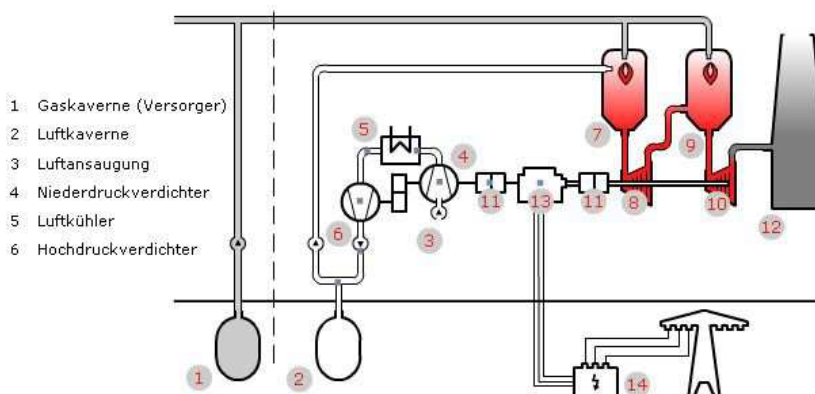


Abbildung 5.1: Prozessablauf CAES – Speichervorgang [15]

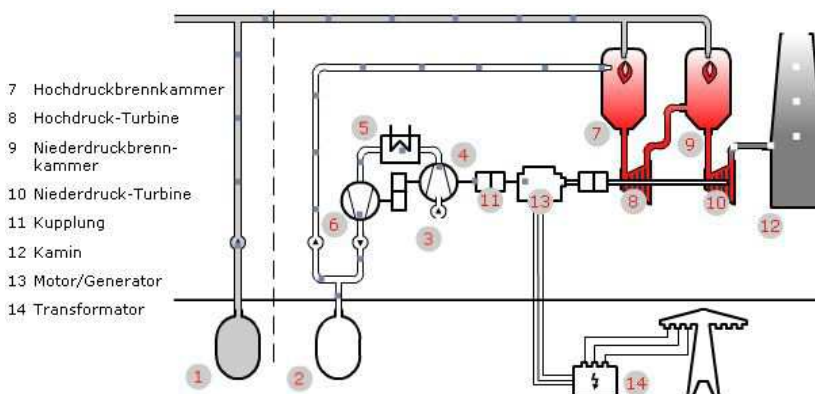


Abbildung 5.2: Prozessablauf CAES – Leistungserzeugung [15]

der Funktionsweise bzw. des Funktionsablaufes werden anhand der beiden Ablaufschemata in den Abbildungen 5.1 und 5.2 vorgenommen.

5.1.1 Laden

Der Ladevorgang wird, wie auch bei den Pumpspeicherkraftwerken, wegen herrschendem Stromüberschuss bzw. der kostengünstigeren Energiepreise, in aller Regel zu Grundlastzeiten durchgeführt. Zu Beginn wird eine Synchronmaschine, die in dieser Fahrweise als Elektromotor (13) fungiert, gestartet. Der Elektromotor nimmt für seinen Betrieb die „überschüssige“ Energie aus dem Stromnetz auf und betreibt damit eine Reihe von Verdichtern, bestehend aus Nieder- und Hochdruckverdichtern (4+6).

Die Verdichter nehmen nun Luft aus der Umgebung auf (3) und verdichten diese, um sie im Anschluß stark komprimiert in eine oder mehrere unterirdische Kaverne(n) zu pumpen (2). In diesem Schritt wird die elektrische Energie, die von den Verdichtern (oder genauer dem Motor) aufgenommen wird, um die Luft zu verdichten, in kinetische Energie (Druckluftenergie) umgewandelt.

Die Luft wird beim Speichervorgang mit einem Enddruck von etwa 70 bar (derzeitiger Stand) in die Kaverne(n) eingepresst. Da bei der starken Verdichtung der Luft eine erhebliche Wärmeentwicklung stattfindet, müssen die Verdichter und auch die Luft über Wärmetauscher gekühlt werden (5). Nach dem Verdichtungsprozess wird nochmalig die Luft über einen Wärmetauscher gekühlt (nicht dargestellt), bevor sie in die Kaverne geleitet wird. Die bei der Verdichtung anfallende Wärme wird über Wärmetauscher an die Umgebung abgegeben.

Im Falle des adiabaten Druckluftspeicherkraftwerkes würde die aktive Kühlung der Verdichter bzw. das Ableiten der Wärme an die Umgebung entfallen. Die Verdichter würden dann die anfallende Wärme über direkt oder über Wärmetauscher an einen zusätzlichen Wärmespeicher abgeben, der die Wärme bis zum Versorgungsbetrieb in seinem Inneren speichert und sie später wieder an die aus der Kaverne strömende Luft abgibt.

Der Speichervorgang dauert bis zum Erreichen des Enddruckes von 70 bar zwischen acht Stunden (Huntorf) und 45 Stunden (McIntosh). Die gespeicherte Druckluft verbleibt nun in der Kaverne, bis sie für den anschließend beschriebenen Versorgungsprozess, aus der Kaverne evakuiert wird.

5.1.2 Entladen

Wenn nun der Energiebedarf zu den typischen, in Abbildung 4.1 zu sehenden (analog kann auch Abb. 3.4 auf CAES übertragen werden) Zeiten steigt, wird die komprimierte Luft aus der Kaverne evakuiert und über Rohrleitungen in eine Hochdruckbrennkammer geleitet, wo sie gemeinsam mit parallel zugeführtem Gas, verbrannt wird (7). Die aufgeheizte Druckluft (Abgase) werden in eine Hochdruckturbine (8) geleitet, die durch die Strömung der Abgase in Rotation versetzt wird.

Von der Hochdruckturbine strömen die kühleren, noch immer unter Überdruck stehenden Abgase, durch eine Niederdruckbrennkammer (9), um sie vor einer weiteren Expansion noch einmal zu erhitzen. Im Anschluss an die Niederdruckbrennkammer werden die Abgase durch eine Niederdruckturbine geleitet, um die Energie bestmöglich zu nutzen.

Beide Turbinen liegen auf einer Welle und sind mithilfe einer Kupplung (11) mit der schon erwähnten Synchronmaschine, die nun als Generator (13) betrieben wird, verbunden. Durch die Rotation beider Turbinen wird der Generator ebenfalls in Rotation

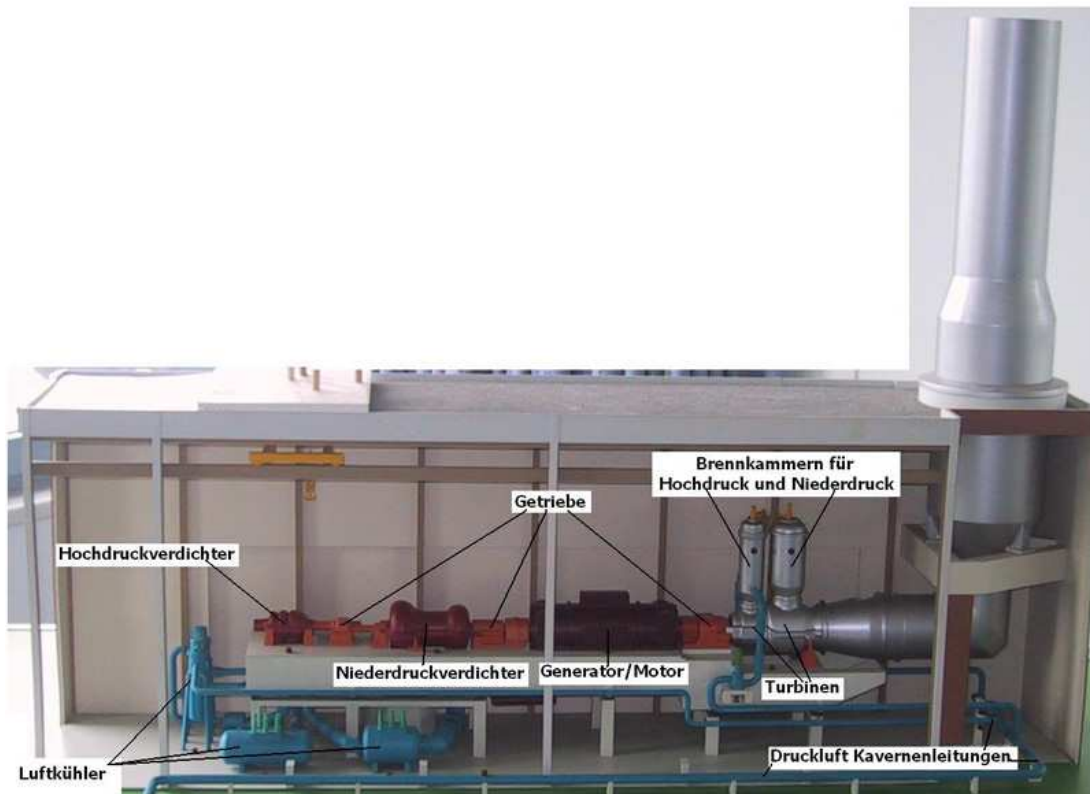


Abbildung 5.3: Modell zum Aufbau des Kraftwerkes Huntorf [15]

versetzt, wodurch er die benötigte Leistung erzeugt und diese an einen Transformator (14) der dem Stromnetz vorgeschaltet ist weiterleitet.

Im Kraftwerk Huntorf werden die Abgase anschließend durch eine Kamin (12) abgeleitet, während sie im Kraftwerk McIntosh zuvor noch für die Luftvorwärmung durch einen Wärmetauscher (den Rekuperator) geleitet werden.

5.2 Aufbau verschiedener Anlagenausführungen

5.2.1 Diabates Druckluftspeicherkraftwerk

Der bisher angewendete Aufbau des diabaten Druckluftspeicherkraftwerkes in Huntorf, ebenso wie er auch in Alabama genutzt wird, kann dem Modellaufbau in Abbildung 5.3 entnommen werden. Da es sich um ein Modell des Kraftwerkes Huntorf handelt fehlt hier lediglich der in McIntosh verwendete Rekuperator, der für das Kraftwerk McIntosh korrekte Aufbau kann aber der Abbildung auf dem Deckblatt entnommen werden.

Im Druckluftspeicherkraftwerk Huntorf befinden sich die Anlagenkomponenten, wie man in den Abbildungen Abbildung 5.3 und in Abbildung 5.4 sehen kann, in einer Linie, das heißt die Verdichter, Turbinen und der Motor bzw. Generator sind in einer Reihe angeordnet. Dabei sind in der konzipierten Einwellenanlage die Verdichter und Turbinen je mit einer Kupplung mit der Einheit Motor/Generator verbunden.

Je nach Betriebszustand der Anlage (Laden oder Entladen) werden nun die Kupplungen der Komponenten zugeschaltet. Beim Ladebetrieb ist die Verdichtergruppe über ihre Kupplung mit dem Motor verbunden, die turbinenseitige Kupplung ist gelöst. Im



Abbildung 5.4: Antriebsstrang Kraftwerk Huntorf [15]

umgekehrten Fall der Entladung treiben die Turbinen per Kupplung den Generator an, während die Verdichter abgekuppelt sind.

5.2.2 Adiabates Druckluftspeicherkraftwerk

Der Aufbau dieser Variante unterscheidet sich zum diabaten CAES, wie in der Abbildung 5.5 zu sehen, indem dem zu dem diabaten Aufbau ein (oberirdischer) Wärmespeicher installiert worden ist, der die an den Verdichtern anfallende Wärme aufnehmen und zwischenspeichern soll.

Ein weiterer auffallender Unterschied zum diabaten Druckluftspeicherkraftwerk besteht im Wegfall der Gasturbinen. Da die Aufgabe der Lufterwärmung, durch die Einbindung des Wärmespeichers in den Prozess, nicht mehr länger auf die Gasverbrennung entfallen muss, kann hier auf den Betrieb des CAES in Verbindung mit dem Gasturbinenkraftwerk verzichtet werden. An die Stelle der Gasturbine tritt nun die Verwendung einer (oder mehrerer) Luftturbine.

Der schematische Ablauf eines adiabaten Druckspeicherkraftwerkes (A-CAES) kann der

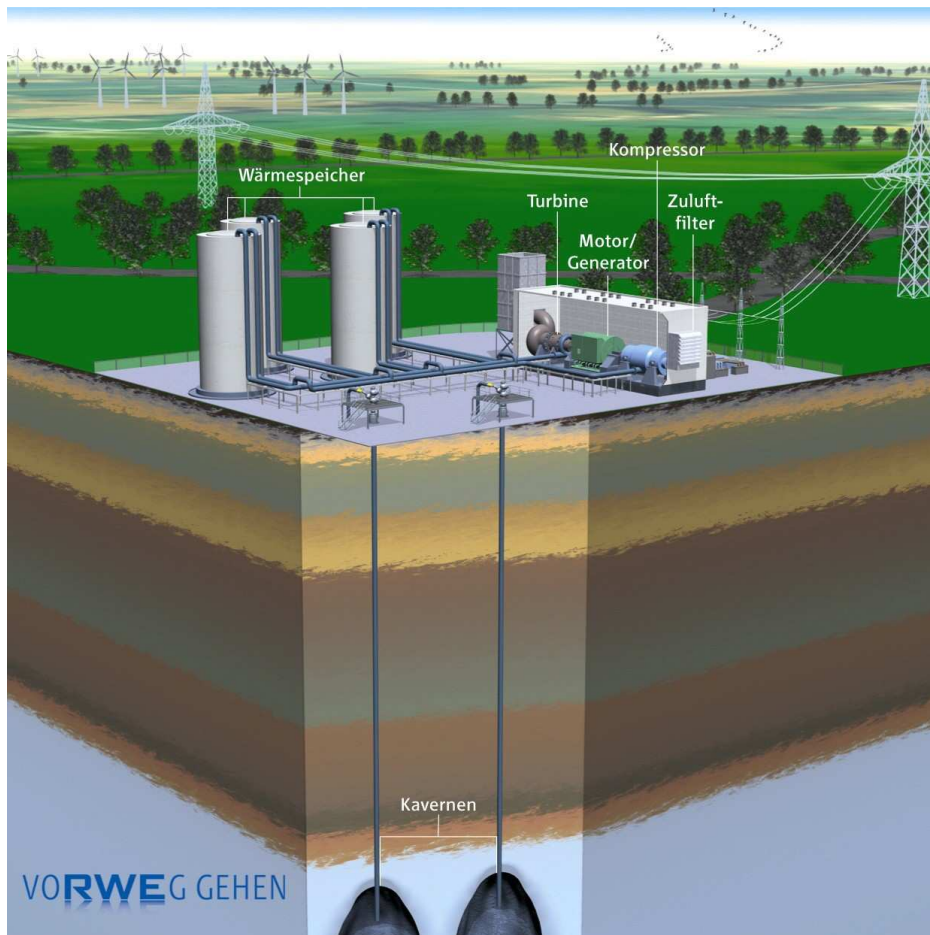


Abbildung 5.5: Geplanter Aufbau des adiabaten CAES „ADELE“ [23]

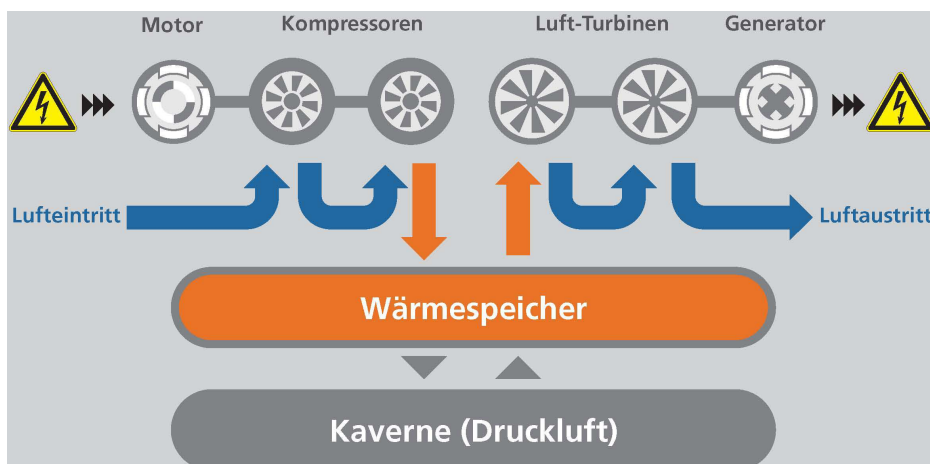


Abbildung 5.6: Arbeitsschema A-CAES [24]

Abbildung 5.6 entnommen werden. Wie man in der Abbildung sehen kann, wird die Luft durch den Wärmespeicher in die Kaverne geleitet, die Wärme wird dabei also im Wärmespeicher abgegeben, bevor die Luft in die Kaverne gelangt. Beim Entladen strömt die Luft zuerst wieder durch den Wärmespeicher und wird dabei, mit der zuvor abgegebenen Wärme, betriebsbereit aufgeheizt.

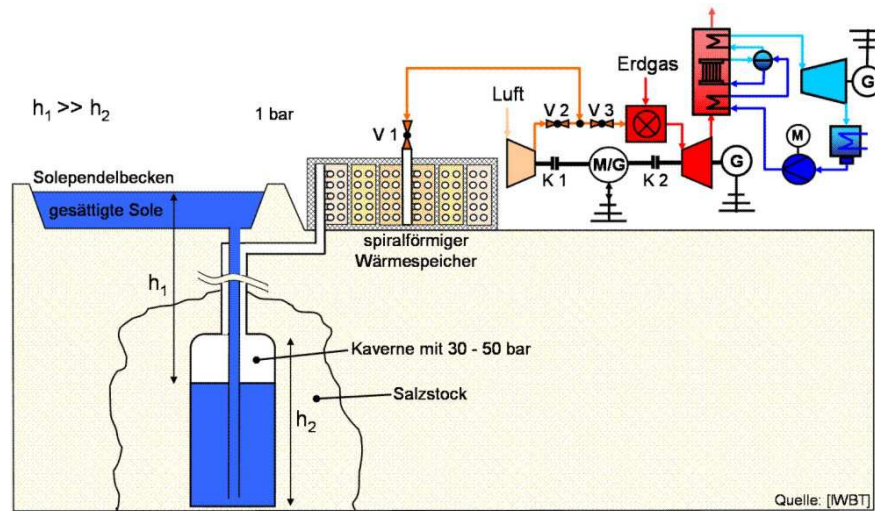


Abbildung 5.7: Schematischer Aufbau des isobaren (und adiabaten) CAES [25]

5.2.3 Isobares Druckluftspeicherwerk

Auch zu Zeiten der Planung des ersten CAES machte man sich Gedanken über alternative Betriebsmöglichkeiten des CAES und man entwickelte eine zweite ausführbare, aber bisher nicht realisierte Variante. Die folgend weiter beschriebene Variante unterscheidet sich von der bisher Vorgestellten, indem sie einen isobar, also bei gleichbleibenden Druck, arbeitenden Betrieb aufweist. Dargestellt ist der Aufbau dieser alternativen Variante in Abbildung 5.7.

Die Auslegung eines Druckluftspeicherwerkes ist, im gewöhnlich betriebenen Zustand, eine sehr komplexe Angelegenheit. Dies liegt daran, dass sich der Druck der aus der Kaverne strömenden Luft während des Betriebes permanent ändert und der Betrieb somit instationär ist. Der instationäre Betrieb macht es nun nicht nur dem bearbeitenden Ingenieur schwer die Anlage auszulegen, es entstehen auch zusätzliche Probleme beim Betrieb konventioneller Turbinen, da diese für gewöhnlich auf einen weitestgehend konstanten Betriebsdruck angewiesen sind.

Durch die Weiterentwicklung zur Ausführung des isobar arbeitenden CAES, könnte diese Problematik weitestgehend vermieden werden. Durch die Verwendung eines oberirdischen Wasserreservoirs zum Beispiel, mit Anschluss an die Kaverne, das sich gegen den Druckaufbau der Verdichter richtet, ließe sich beim Evakuieren der Kaverne ein gleichbleibenden Druck und somit auch ein gleichmäßiger Betrieb der Anlage erreichen.

Wie man in Abbildung 5.7 erkennen kann, arbeitet das CAES wie bisher geschildert wurde, mit dem Unterschied, dass es hierbei gegen eine Wassersäule arbeiten muss. Beim Speicherbetrieb wird das in der Kaverne befindliche Wasser durch die einströmende Druckluft verdrängt und in seinen Speicher (einfacher einen See) zurück befördert.

Nach dem Einbau eines zusätzlichen Wärmespeichers läßt sich mit diesem Verfahren auch der adiabate Betrieb realisieren, wie es auch im schematischen Aufbau der Abbildung 5.7 dargestellt ist. Diese Speicherart wird unter dem Namen — Gleichdruckspeicher — geführt.

Wegen der in diesem Betrieb auftauchenden Abhängigkeit zu einer Wasserquelle, sowie den damit zusätzlich entstehenden Kosten ist es fraglich, ob Anlagen dieses Typs tatsächlich realisiert werden. Die derzeit angestellten Planungen gehen in Richtung der A-CAES unter Beibehaltung der bisher ausgeführten Bauweise.

5.3 Anlagenkomponenten

Die einzelnen, in Abbildung 5.3 zu sehenden, Komponenten eines Druckluftspeicherwerkwerkes sind nachfolgend noch einmal zusammengefasst zu sehen. Im Anschluss werden sie nacheinander, weitergehend erläutert.

1. Speicher (Kaverne)
2. Motor/Generator
3. Verdichter
4. Turbine
5. Rekuperator
6. Leitungen, Absperr- und Regeleinrichtungen

Dabei wird von den aufgeführten Komponenten folgend nicht weiter auf die verschiedenen, notwendigen Leitungen, Absperr- und Regeleinrichtungen eingegangen, die jedoch für sichere Betriebsbedingung notwendig sind.

5.3.1 Kaverne

Für die Kavernen stehen verschiedene geologische Strukturen zur Verfügung, die nach ausreichender Prüfung in Frage kommen könnten:

- Salzvorkommen
- Porenspeicher
- Aufgelassene Bergwerke
- Fels/Sedimentschichten

Die Speicherung der Druckluft erfolgt bei den bestehenden Anlagen und bevorzugt auch bei zukünftig erbauten Anlagen, in großvolumigen Kavernen, die überwiegend aus Salzvorkommen künstlich erschaffen werden. Auf das Verfahren und den Ablauf zur Erstellung einer Kaverne in Salzvorkommen, wird am Ende des Kapitels eingegangen.

Die Ausnahme der Kaverne als gedankliche große – Speicherblase – besteht in der Verwendung poröser Gesteinsschichten (Porenspeicher), sogenannter Aquifer-Strukturen, die sich bis zu zwei Millionen Quadratkilometer erstrecken können (Nubisches Aquifer System [26]). Die Gesteinsschichten werden geologisch, durch sie umgebende undurchlässige Schichten (z.B. Tone) ausreichend abgedichtet, sodass die Verwendung auch unter den, für die CAES notwendigen, hohen Drücken möglich ist.

Die Adaption von aufgelassenen Bergwerken für die Speicherung der Druckluft, ist nur unter speziellen Bedingungen möglich. Bei Bergwerkssystemen muss, wie auch bei den anderen Verfahren, eine geeignete Dichtigkeit nachgewiesen werden, wobei sich dieser Nachweis im Vergleich deutlich aufwändiger gestaltet.

Dennoch bietet sich in deren Verwendung ein großes Potential, sofern die geforderte Dichtigkeit nachgewiesen werden kann. Die geplante Anlage in Norton/Ohio beispielsweise soll unter Verwendung eines alten Kalksteinbergwerkes betrieben werden. In der

vorhergehenden Vorstellung der bestehenden und geplanten Anlagen (Kapitel 4.3) wurde genannt, dass die Größe des Speichers 10 Mio. m³ ausmachen soll, das ist immerhin das 33-fache der Kavernengröße vom Kraftwerk Huntorf.

Wie sich bei der Beschreibung des Aussolverfahrens zeigen wird, wäre eine derartige Größe mittels einer Salzkaverne nicht möglich und würde auch bei Aufteilung in mehrere Kavernen sehr lange Zeit zur Vorbereitung und ein immens großes Salzvorkommen benötigen. Es würden sich bei Nutzung der bestehenden Systeme zur Zeitersparnis auch die mit der Erstellung verbundenen Kosten vermeiden lassen.

Die Verwendung der Salzkavernen ist, gerade wegen der langjährigen Erfahrung durch die betriebene Öl- und Gasspeicherung in Salzkavernen technisch das Mittel der Wahl. Die weiteren Verfahren stellen eher eine Alternative dar, wenn die Speicherung in Salzvorkommen nicht möglich ist oder sich eine Verwendung vorhandener Strukturen besonders anbieten sollte.

Auf der, in Abbildung 5.8 zu sehenden Karte, kann man erkennen, wo sich geeignete Kavernen in Deutschland betreiben lassen und auch betrieben werden. Zu erkennen sind die Kavernenstandorte an den grünen Kästchen, die darin zu sehende Zahl gibt die Anzahl der dort befindlichen Kavernen an. Es handelt sich bei den in der Abbildung dargestellten Kavernen vorrangig, um bisher zur Öl- oder Erdgasspeicherung verwendete oder bearbeitete Salzstöcke.

Zu beachten ist, dass in Abbildung 5.8 nur die an Land befindlichen Kavernen angezeigt werden, dabei befinden sich Salzvorkommen und damit potentielle Kavernenstandorte durchaus auch Offshore. Die Verbindung eines Druckluftspeicherkraftwerkes im direkten Verbund mit der Windenergieanlage wird damit durchaus realistisch. Der Vorteil in dieser Paarung wäre, die aus der Windenergie gewonnene Leistung, in einer definierten (und garantierten) Höhe liefern zu können.

Nach den bisher angestellten Untersuchungen des Potentials eines CAES im direkten Betrieb mit einer WEA erscheinen die zu erwartenden Auswirkungen aber nicht erfolversprechend genug, um einen derartigen Betrieb anzustreben. Nichts desto trotz können die entsprechenden Salzvorkommen zur Errichtung weiterer Kavernen genutzt werden, um die Energie, bei weiterem Ausbau der WEA im Norddeutschen Raum, erzeugernah zu speichern.

5.3.1.1 Grundlegende Anforderungen

Vorrangig ist in der Auswahl möglicher Standorte wie eben angesprochen zu prüfen, ob die für die spätere Verwendung auftretenden hohen Drücke aufgenommen werden können und die spätere Kaverne eine ausreichend große Dichtigkeit an den Wandungen aufweist. Sollte die Dichtigkeit nicht gegeben sein, würde das Druckspeicherverfahren aus naheliegenden Gründen keinen Sinn machen oder zumindest erhebliche Wirkungsgradeinbußen (und damit Kostensteigerungen) mit sich bringen.

Für den Betrieb der CAES in Regionen, welche nicht über ausreichende Salzvorkommen verfügen, ist des Weiteren zu prüfen, ob eine ausreichende Tragfähigkeit der Gesteinsschichten vorhanden ist. In diesem Zusammenhang gibt es Forschungen in Japan, die eine Verwendung von CAES im Küstennahen Gebiet testen [27].

Das Problem der Dichtigkeit hat hierbei gleich doppelte Wichtigkeit, so gilt es nicht nur die Luft möglichst dicht einzuschließen, sondern auch das Grundwasser außerhalb der Kaverne zu halten. Die Verwendung von herkömmlichen Gesteinsschichten ist ebenfalls kompliziert, da diese nicht nur hart und tragfähig sein müssen, sondern auch flexibel genug, um das Wechselspiel zwischen Lade- und Entladevorgang aushalten zu können.

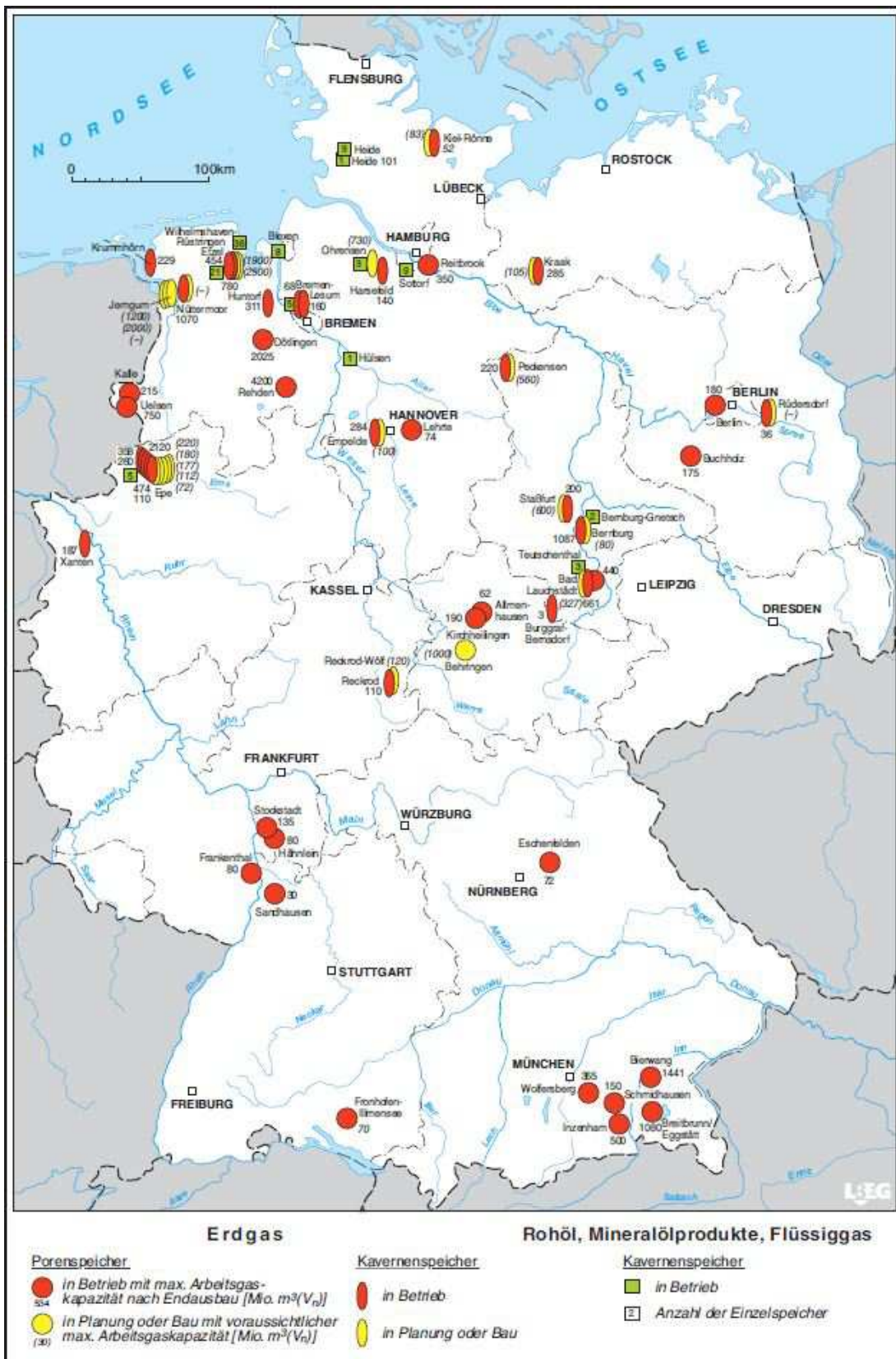


Abbildung 5.8: Standorte von Kavernen in Deutschland [28]

Hier gilt es besonders auf die Zusammensetzung, sowie Poren und Risse innerhalb der Gesteinsschichten zu achten, um die Kaverne, die die Tragfähigkeit stark mindern würden.

Es ist naheliegend, dass die Kapazität und damit die Leistungsfähigkeit des Kraftwerks direkt mit der Größe der Kaverne verbunden ist. P. Denholm [29] bestimmte in seiner Arbeit bei einem Druck von 50 – 80 *bar* ein notwendiges Kavernenvolumen von 200 – 300 m^3 pro gespeicherte *MWh*. Dabei gilt, wie man an der Beschreibung erkennen kann, nicht allein die Größe der Kaverne als ausschlaggebend für die Speichermengen der Kaverne, sondern auch der Druck, mit dem die Luft eingepresst wird.

In Tabelle 4.1 ist zu erkennen, dass das Kraftwerk McIntosh durch seine rund 240.000 m^3 größere Kaverne, bei gleichem Druckniveau, einen deutlichen Zeitvorteil gegenüber dem Kraftwerk Huntorf hat. Zwar liegt das zum Teil auch an der geringeren Leistung des Kraftwerkes, aber die deutlich längere Zeit ist damit nicht allein zu erklären. Man kann sich vorstellen, dass die in Ohio geplante Größe von rund 10 *Mio. m³* überhaupt erst eine Lieferdauer von sagenhaften 8 Tagen möglich machen kann.

Bei den genannten Dimensionen der Kavernen, merkt man zudem, dass eine Speicherung an der Oberfläche nur für vergleichsweise kleine Anlagen realisierbar wäre (< 100 *MWh*) und daher aus wirtschaftlicher Sicht nicht sinnvoll wäre.

Durch den Aufbau der Anlage und eine möglichst effiziente Arbeitsweise derselben, ist man auf einen geeigneten und möglichst nah am Kraftwerk befindlichen Speicher angewiesen. Nun ist es aber aus den oben genannten Bedingungen leider nicht so, dass jedes Salz-/Kalksteinvorkommen oder andere, der Größe nach geeignet erscheinende Konstellationen genutzt werden können. Damit reduziert sich die Zahl möglicher vorhandener auf einige wenige wirklich geeignete Standorte, die die geologischen Bedingungen wie Festigkeit, Dichtigkeit sowie ihre Ausmaße usw. hinreichend erfüllen können.

Wie bereits genannt, werden zumeist Kavernen bevorzugt in Salzvorkommen errichtet, daher ist in Abbildung 5.9 eine Übersicht der möglichen Standorte bzw. Regionen zur Erstellung neuer Kavernen über Salzvorkommen gegeben. Zu beachten ist, dass die Übersichtskarte diesmal nicht für Deutschland, sondern für Niedersachsen angegeben ist.

Da sich die Salzvorkommen in Richtung Norden häufen und zudem zunehmend größer werden ist die Darstellung repräsentativ ausreichend. Des Weiteren wird die Stromerzeugung, wie in Abbildung 4.2 gezeigt wurde, durch den Ausbau der Windkraftanlagen immer weiter in den Norden verlagert, womit die Betrachtung von Norddeutschland zum Speicherbau primär zu berücksichtigen ist.

Die künstliche Erschaffung geeigneter Kavernen ist wie man sieht an vielerlei Orten denkbar, dennoch erscheint die Nutzung bereits bestehender natürlicher Kavernen, beispielsweise von Erdgasquellen, aus wirtschaftlicher Sicht vorteilhafter.

5.3.1.2 Das Aussolverfahren

Die übliche Vorgehensweise zum Erstellen von Kavernen in Salzschieben ist das Aus-solen des Salzvorkommens. Hierfür wird, wie in Abbildung 5.10 zu erkennen ist, ein Zugang zum Salzvorkommen gelegt und eine Kaverne „ausgespült“. Die Schritte, die zur Gestaltung der Kaverne erforderlich sind, werden nun näher erläutert.

Zu Beginn wird eine Bohrung in das Salzvorkommen vorgenommen, in die zwei konzentrische Rohrstränge (Spühhohre) eingehängt werden. Durch einen Rohstrang wird nun kontinuierlich Süßwasser injiziert, in dem sich das Salz löst. Gleichzeitig wird die

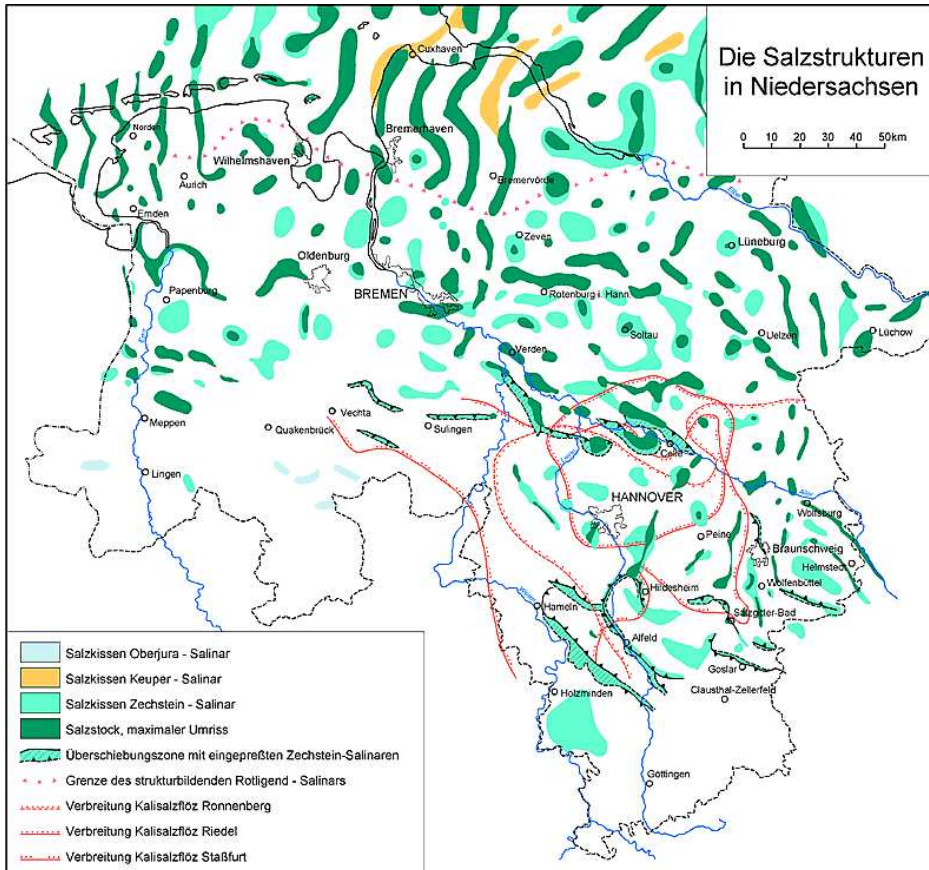


Abbildung 5.9: Übersicht der Salzvorkommen in Niedersachsen [30]

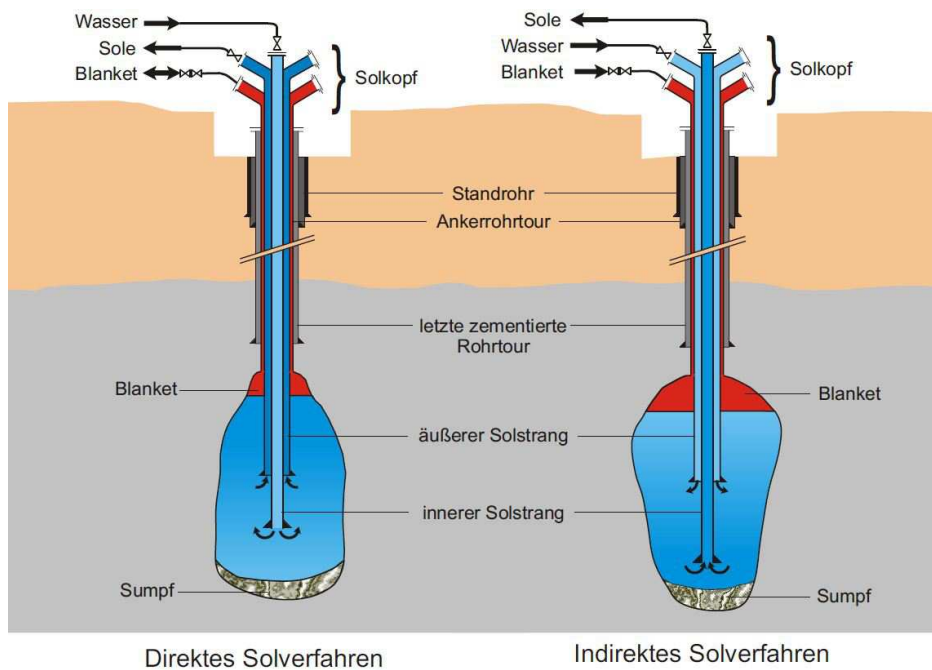


Abbildung 5.10: Kavernenerzeugung durch Aussolung [31]

entstehende Sole über den zweiten Rohrstrang aus der, nun langsam entstehenden, Kaverne entfernt. Die aus der Kaverne abgeführte Sole, wird schließlich ins Meer geleitet oder anderweitig entsorgt.

Beim Solverfahren ist interessant, dass sich die Löslichkeit des Salzes nur in geringem Maße von der Temperatur des Lösungsmittels (dem Wasser) ist. Als Richtwert gilt für die Wassermenge, dass für die Entstehung von 1 m^3 Kaverne rund 10 m^3 Frischwasser benötigt werden (Planungsgrößen) [32].

Etwaige Verunreinigungen, welche sich nicht im Wasser lösen, sinken auf den Grund und bilden dort den sogenannten Kavernensumpf. Zur Abdichtung und Verhinderung einer ungewollten Aussolung über das Bohrloch, wird eine Schutzflüssigkeit (sog. Blanket) eingebracht, die sich wegen seiner geringeren Dichte über das Wasser legt und so die Kaverne nach oben abdichtet.

Wie man in Abbildung 5.10 erkennen kann, gibt es zwei Solverfahren, das direkte und das indirekte. Der darin bestehende Unterschied ist, dass sich die Fließrichtung an den beiden Strängen umgekehrt und damit die Wasserversorgung und die Soleableitung in getauschter Form stattfindet. Das direkte Solverfahren wird zu Beginn zur Solung des unteren Bereiches der Kaverne genutzt, während das indirekte Solverfahren später die Kaverne in der Breite formt.

Durch die Änderung des Solverfahrens und Steuerung des Solprozesses über Betriebsparameter, kann die Form der Kaverne bestimmt werden. Eine Änderung der Betriebsparameter ist möglich an Fließgeschwindigkeit, Fließrichtung und die Blanketspiegeltiefe.

Während des Aussolprozesses wird die entstehende Kaverne mehrmals durch Ultraschallmessungen mit einer hierfür in die Kaverne einzubringenden Sonde gemessen. Bis schließlich eine Kaverne mit einer Größe von 400.000 m^3 entstanden ist, vergehen etwa 1,5 – 2 Jahre.

Wenn man nun wieder den Bezug zur geplanten Anlage in Ohio herstellt, merkt man, dass allein die Vorbereitung der Kaverne eine lange Zeit von

$$\text{Aussoldauer} = \frac{10.000.000 \text{ m}^3}{400.000 \text{ m}^3} \cdot 1,75 \text{ Jahre} = 43,75 \text{ Jahre}$$

brauchen würde. Ab Größenordnungen von 750.000 m^3 , nutzt man jedoch nicht mehr eine einzelne, sondern eine Reihe von Kavernen, die später zusammenschaltet die erwünschte Gesamtgröße erreichen. Somit ergäbe sich für die nötige Kavernenzahl und Aussoldauer der geplanten Anlage näherungsweise

$$\begin{aligned} \text{Anz. Kavernen} &= \frac{10.000.000}{400.000} = 25 \text{ Kavernen} \\ \text{Aussoldauer} &= \frac{750.000 \text{ m}^3}{400.000 \text{ m}^3} \cdot 1,75 \text{ Jahre} = 3,28 \text{ Jahre} \end{aligned}$$

5.3.2 Motor/Generator

Bei dieser Anlagenkomponente handelt es sich um eine Synchronmaschine, die je nach Fahrweise, entweder als Motor oder als Generator betrieben werden kann.

Zum besseren Verständnis folgt zuerst eine grobe Vorstellung der Maschine, bevor weiter auf die Funktion in der Anlage eingegangen wird. Dabei werden allerdings die verschiedenen Ausführungen der Synchronmaschine (die hier keine Anwendung finden) nicht weiter ausgeführt, da dies zu weit führen würde.

Polpaarzahl [-]	1	2	3	4	10	20
Synchrondrehzahl [U/min]	3000	1500	1000	750	300	150

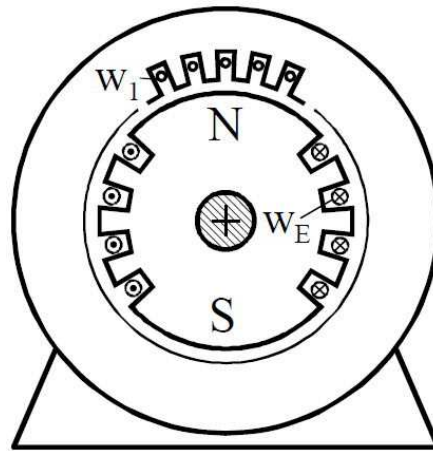
Tabelle 5.1: Mögliche Synchron-Drehzahlen bei $f = 50 \text{ Hz}$ 

Abbildung 5.11: Aufbau Synchronmaschine (Vollpolmaschine/Turbogenerator) [33]

5.3.2.1 Grundlagen zur Synchronmaschine

Die Synchronmaschine ist eine weit verbreitete Elektromaschine, die wegen ihres hohen Wirkungsgrades (etwa 95-99%, in Abhängigkeit von Baugröße und Erregerleistung) in den verschiedensten Fällen Anwendung findet. Für die Anwendung in Kraftwerken eignen sie sich besonders, da die größten realisierbaren Leistungen im Generatorbetrieb von Synchronmaschinen erreicht werden. Zu beachten ist, dass es sich im geschilderten Fall um 3-Phasigen Betrieb, also Drehstrom (Phasenverschobener Wechselstrom) handelt.

Wie es der Name schon vermuten lässt, wird die Synchronmaschine mit einer synchronen Drehzahl betrieben, die Drehzahl der Synchronmaschine wird dabei durch die Netzfrequenz und die Polpaarzahl der Maschine gemäß

$$n_s [\text{min}^{-1}] = \frac{f_{\text{Netz}} [\text{s}^{-1}] \cdot 60 [\text{s} \cdot \text{min}^{-1}]}{p [-]} \quad (5.1)$$

vorgegeben.

Daraus ergeben sich für das, in Europa verwendete 50 Hz-Netz ($50 \text{ Hz} = 50 \text{ s}^{-1}$), die in Tabelle 5.1 zu sehenden Einstellungsmöglichkeiten der Drehzahl, in Abhängigkeit der vorhandenen Polpaare der Synchronmaschine.

In Abbildung 5.11 ist der Aufbau einer Synchronmaschine (Ausführung: Vollpolmaschine oder Turbogenerator) zu sehen. Man erkennt in der Darstellung die mit w_E gekennzeichnete Erregerwicklung, die sich in, in den Läufer gefräste Nuten befindet. Die Erregerwicklung ist derart konzipiert, dass sie sich auf mehrere konzentrische Spulen (je eine pro Nut) verteilt. In gleicher Weise sind auch die Wicklungen im Stator vorgenommen.

Das Prinzip, der Bewegung des Läufers ist, die Anziehungs- oder Abstoßkraft der Magnetpole. Wenn also gilt das die Rotordrehzahl gleich der Drehfelddrehzahl ist, kann sich so durch die genannten Kräfte ein Nennmoment entwickeln. Die zu Beginn genannte synchrone Drehzahl bezieht sich wie man sieht auf die gleichartigen Drehzahlen der Magnetfelder von Läufer und Stator, wobei sich der Läufer dem von ihm verursachten Magnetfeld entsprechend mitbewegt.

Die Eigenschaft, dass die Synchronmaschine bei gleichbleibender Drehzahl betrieben wird, macht sie unter normalen Umständen für den Gebrauch als Motor (wenn ans Stromnetz angeschlossen) weniger geeignet, da sie nicht von selbst anlaufen können. Nachvollziehen lässt sich dies mit der bereits genannten Bedingung für den Betrieb $n_{Stator} = n_{Läufer}$, da im Einschaltaugenblick das Statormagnetfeld (Drehfeld) sofort mit der Synchrondrehzahl rotiert, während die Läuferdrehfeldzahl wegen seiner Massenträgheit sehr gering ist. Somit kann die Bedingung regulär nicht erfüllt werden und der Motor kann folglich nicht hochfahren.

Um die Synchronmaschine dennoch als Motor verwenden zu können, wird zusätzlich ein Umrichter zur Frequenzverstellung benötigt. Der Umrichter passt dann die Frequenz und damit die Drehzahl des Magnetfeldes am Stator an, sodass sich die Drehzahlen langsam an die (synchrone) Enddrehzahl angleichen.

Die Motordrehrichtung wird durch das Statordrehfeld vorgegeben, sodass für einen Richtungswechsel zwei Phasen vertauscht werden müssten.

5.3.2.2 Anwendung

Wie man an den Werten der Tabelle 5.1 erkennen kann, werden für den Betrieb von den zu Beginn der Arbeit aufgeführten Pumpspeicherkraftwerken hochpolige Maschinen benötigt, da bei diesen die Drehzahl, wie dort genannt, im geringen Drehzahlbereich liegen (Beispiel 250 min^{-1}). Bei der Beispieldrehzahl würde sich ($f = 50 \text{ Hz}$) die Polpaarzahl folglich zu 12 Polpaaren ergeben. In Bezug auf die Druckluftspeicherkraftwerke ergäbe sich, bei einer angenommenen Drehzahl der Turbinen von 3000 min^{-1} , die Mindestpolpaarzahl von 1.

Als Turbogeneratoren ausgeführt werden so durch zweipolige (1 Polpaar = 2 Pole) Maschinen Leistungen von 1200 MVA und 21 kV Nennspannung erzeugt (siehe Huntorf). Durch eine vierpolige Ausführung lassen sich sogar die bisher größten Leistungen von 1700 MVA und 27 kV Nennspannung erreichen.

Wie schon geschrieben lässt sich die Synchronmaschine entweder als Motor oder als Generator betreiben, die Betriebsart ergibt sich hierbei in der Art der „Erregung“.

Unabhängig der Anfahrproblematik ergibt sich durch das Anlegen von Drehstrom (Phasenverschobener Wechselstrom) am Stator in seinem Inneren ein Drehfeld, wodurch sich die Drehung des Läufers einstellt und es sich somit in diesem Fall um den Motorbetrieb handelt.

Wenn nun aber der Läufer im Stator rotatorisch bewegt wird, erzeugt dies durch das Aufbauen eines Drehfeldes in den Wicklungen des Stators einen Drehstrom. Damit handelt es sich folgerichtig um den Generatorbetrieb.

Die Festlegung wann welche Fahrweise angebracht ist ergibt sich zudem, wie es auch schon genannt wurde, durch die über den Tag wechselnden Stromkosten, so wird der Speicherbetrieb vornehmlich in den späteren Abendstunden oder am Wochenende durchgeführt, wenn die Kosten gering sind, während die Stromgewinnung in Zeiten höherer Stromkosten geschieht. Vergleiche hierzu die genannten Punkte in der Auflistung am Ende von Kapitel 4.2 auf Seite 19.

Ein großer Vorteil der Verwendung der Synchronmaschinen ist die ebenfalls in Kapitel 4.2 erwähnte Blindstromkompensation, durch die im Netz auftretende Blindströme ausgeglichen werden können. Die Wechselwirkungen mit dem Netz und die dafür notwendigen Betriebszustände der Synchronmaschine sind der Übersicht wegen, noch einmal in Tabelle 5.2 zusammengefasst.

Betrieb	Übererregt	Untererregt
Motor	Liefert induktiv	Verbraucht induktiv
	Verbraucht kapazitiv	Liefert kapazitiv
Generator	Verbraucht kapazitiv	Liefert induktiv
	Liefert induktiv	Verbraucht kapazitiv

Tabelle 5.2: Betriebszustände der Synchronmaschine zur Blindstromkompensation

Dabei stehen die Begriffe „übererregt“ und „untererregt“ für den angelegten Erregerstrom am Läufer, der je nach Art der Erregung, höher oder niedriger ausfällt, als er normalerweise sein müsste. Durch die Variation wird die Läufer- oder Rotorlage beeinflusst, womit sich die Maschine kapazitiv oder induktiv verhält.

Im Allgemeinen werden die Maschinen untererregt betrieben, da sich in der Regel mehr kapazitive als induktive Verbraucher im Netz befinden.

5.3.3 Verdichter/Kompressor

Die Funktion der Verdichter ist, wie der Name angibt das Verdichten der, aus der Umgebung, aufgenommenen Luft. Der Weg, um dieses Ziel zu erreichen ist allerdings kompliziert, denn je nachdem welche Drücke letztendlich erreicht werden sollen, müssen die Verdichter aufeinander abgestimmt und mehr oder weniger stark gekühlt werden. Dabei wird hier bewusst von Verdichtern in der Mehrzahl gesprochen, da für die hier angestrebte technische Anwendung eine einstufige Ausführung nicht in Frage kommen dürfte.

Die größten Probleme bei der Auslegung und dem Betrieb der Verdichter sind durch die bei der Verdichtung anfallenden, sehr hohen Temperatur begründet. Auf das Gesamtsystem des CAES gesehen, fallen hier auch die größten Verluste an. Man kann sich vorstellen das die Kühlung und Abführung, der beim Verdichtungsprozess entstehenden Wärme von über 600°C , einen starken Verlust an Energie ausmacht, die dann im späteren Verlauf fehlt und ersetzt werden muss. Dadurch sinkt nicht nur der erreichbare Wirkungsgrad der Anlage, es steigt auch der Bedarf an zusätzlich zuzuführender Energie in Form von Gas.

Dabei kann man sich die Frage stellen warum wird überhaupt so stark gekühlt, wenn es so schlecht für die Effizienz des Prozesses ist. Vorrangig sei hier der Energieverbrauch und das Material der Verdichter genannt. Die Temperaturen, die beim Verdichtungsprozess anfallen, können je nach Verdichtungsart von beispielsweise 50°C bis zu 1400°C variieren. Bei diesen Temperaturen stößt man zwar noch nicht an die Grenzen des Materials (siehe Turbinen und Strahltriebwerke), aber die Kosten für die Fertigung der Verdichter und vor allem deren Energieverbrauch zur Verdichtung explodieren förmlich. Daher akzeptiert man hier je nach Kostenlage lieber die anfallenden Verluste durch die Kühlung, als den deutlich erhöhten Energieverbrauch oder die entsprechend notwendigen teureren Legierungen zur Fertigung.

Ein weiterer Grund ist die maximal erreichbare Befüllung der Kaverne. Mit fallendem Temperaturniveau steigt die Dichte der Luft und folglich kann mehr Luftmasse eingespeichert werden. Wie in der Beschreibung der Kaverne angegeben steigt die Kapazität der Anlage mit steigendem Volumen anwächst, das gilt natürlich auch für die zu expandierende Luftmenge.

Die Unternehmungen ein adiabates Druckspeicherwerk zu errichten gründen nun genau auf der genannten Tatsache, dass durch die Kühlung die Wärme verschwendet wird. Man versucht daher, in einem weiteren Speichermedium möglichst viel der, bei der

Verdichtung anfallenden Wärme zu speichern, um sie später beim Expansionsprozess der, sich stark abkühlenden, Luft zuzuführen. Im idealen Fall entfällt auf diese Weise eine zusätzliche Verbrennung, womit die Druckluftspeicherwerke tatsächlich unabhängig von fossilen Brennstoffen und damit CO_2 -neutral arbeiten würden.

Das sich die Anstrengungen lohnen, kann man schon an dem zu erwartenden Wirkungsgrad erkennen. Die Energie Baden-Württemberg AG (EnBW) forschte 2007 in Zusammenarbeit mit dem Land Niedersachsen an einer A-CAES-Anlage und erwartet dabei einen Wirkungsgrad von 70% [34]. Zum Vergleich sei hier noch einmal erwähnt, dass der derzeit größte realisierte Wirkungsgrad, der mithilfe der Luftvorwärmung erreicht wird, bei etwa 54% liegt.

An konventionellen Turbinen gehen grob 60% der, an aufgebrauchten Leistung wegen einer direkten Verbindung an den Verdichter und sind damit für die Stromproduktion verloren ($\eta = 40\%$). In der Anwendung der Turbinen auf den CAES-Prozess werden die beiden Komponenten entkoppelt betrieben, somit ergibt sich ein deutlich höheres Potential für die Stromgewinnung. Zudem steigt der Wirkungsgrad der Stromgeneration erheblich, da er nur durch die Wirkungsgrade der Turbinen und des Generators beeinflusst wird (in diabaten Anlagen auch durch Befeuerung).

Ein weiterer Gedanke die Effizienz zu verbessern wurde mit der Idee verfolgt, die Verdichter direkt von einer Windenergieanlage (WEA) antreiben zu lassen. Die Idee scheint für die Effizienzsteigerung durchaus geeignet, dennoch bleibt die Realisierbarkeit der direkten Anbindung allein wegen der immensen Höhenunterschiede fraglich.

Ein besserer Ansatz hierfür wäre, die CAES durch den aus der WEA gewonnenen Strom zu betreiben, also die Anlagen lediglich per Stromleitungen miteinander zu verbinden. Bei Standortnaher Verbindung können die Leitungsverluste weitestgehend vernachlässigt werden und die CAES können direkt dazu beitragen, den fluktuierenden Strom der WEA zu linearisieren und somit Grundlastkompatibel zu machen.

5.3.4 Turbine

An der Turbine wird durch die Expansion der (erhitzten) gespeicherten Druckluft mechanische Arbeit (Drehung der Welle) gewonnen, die dem nachgeschalteten Generator zur Stromerzeugung dient. Sofern es sich nicht um den Isobaren CAES-Betrieb handelt, müssen außer der Volllast auch Teillastbereiche bis zu 40 % der Leistung zuverlässig abgedeckt werden. Wie geschrieben, ergeben sich die Teillastbedingungen durch die Verringerung des Eingangsdruckes und damit dem Volumenstrom der komprimierten Luft.

Durch die Turbine lässt sich der Wirkungsgrad der Anlage stark beeinflussen, indem man die expandierende Luft bestmöglich „verwertet“. Des Weiteren kann der Wirkungsgrad durch die Konstruktion der Turbine maßgeblich beeinflusst werden.

Die expandierende Luft wird am besten ausgenutzt, wenn der Hochdruckturbine eine weitere Turbine für den Niederdruckbetrieb nachgeschaltet wird. Je nach Leistung kann es sich hier auch gewinnbringend erweisen, die Anlage aus Hoch-, Mittel- und Niederdruckturbine oder ähnlichen Konstellationen zu gestalten. Hier gilt es aber ein ausgewogenes Verhältnis zwischen bestmöglicher Ausnutzung der gespeicherten Energie und damit einer Leistungssteigerung der Anlage, sowie den Kosten der Turbinen zu erhalten. Praktisch angewendet wird bisher (in beiden Kraftwerken) die Einheit einer Hochdruckturbine, der eine Niederdruckturbine nachgeschaltet ist.

Im Gegensatz zu konventionell betriebenen Turbinen findet sich ein entscheidender Unterschied zu den, in CAES verwendeten Turbinenausführungen. Während man die

Leistung konventioneller Turbinen dadurch regelt, dass das Brennstoff-Luft-Verhältnis durch die Brennstoffmenge bei gleichbleibender Luftmenge variiert wird, regelt man bei den verwendeten Dampfdruckturbinen die Leistung durch Variierung des Luftstroms bei möglichst gleichbleibenden Ausgangstemperaturen.

In Verbindung mit den Betriebsanforderungen der CAES ergeben sich durch die hohen Druckverhältnisse schwer erfüllbare Anforderungen an die Turbinen. Wegen der unterschiedlichen Anforderungen ergibt sich die Verwendung von zwei verschiedenen Turbinentypen.

Die Hochdruckturbinen (ca. 42 bar Eintrittsdruck) wird durch die Verwendung einer Dampfmaschine realisiert, während die Drücke der Niederdruckturbinen (ca. 11 bar Eintrittsdruck) auch für eine konventionelle Gasturbine verträglich sind. Beide Turbinen befinden sich unter demselben Gehäuse.

5.3.4.1 Dampfmaschine

Die Verwendung der Dampfdruckturbinen (ausgeführt als Gleichdruckturbinen) ermöglicht den Betrieb durch Teilbeaufschlagung, wobei das Laufrad folglich nicht vollständig sondern nur an einigen Punkten durchströmt (und belastet) wird. Der Betrieb mit Teilbeaufschlagung ist in diesem Fall möglich, da in den Laufschaufeln keine Expansion des Mediums erfolgt (gleicher Druck vor und hinter Laufrad) und das Laufrad somit druckfrei durchströmt wird. Würde dieses Verfahren bei einer Überdruckturbinen (Gasturbine) angewandt werden, würde dies zu Rückströmungen des Dampfes führen und der Prozess gestört.

Damit die Leistung der Turbinen durch Verändern des Dampfdruckes geregelt werden kann, muss sie teilbeaufschlagt werden. Hierfür wird der Frischdampfstrom auf mehrere Düsen aufgeteilt, die zueinander versetzt um den gesamten Umfang verteilt sind. Die Düsen werden in Düsengruppen zusammengefasst, um die Turbinen so durch schließen von Ventilen der einzelnen Gruppen unterschiedlich stark mit Dampf zu beaufschlagen. Es ist leicht ersichtlich, dass die Leistungsregelung feinstufiger vorgenommen werden kann, wenn man die Zahl der Düsengruppen erhöht.

Da in diesem Fall immer nur eine Düsengruppe gedrosselt wird, während die restlichen, aktiven Düsengruppen voll beaufschlagt sind, ergeben sich stark verringerte Drosselverluste im Teillastbetrieb. Die Verringerung der anfallenden Verluste verbessert den Wirkungsgrad im Teillastbetrieb erheblich.

Eine Nutzung der Teilbeaufschlagung ist bei der Überdruckbauart nur dann anwendbar, wenn ihnen eine Gleichdruck-Regelstufe vorgeschaltet ist. In der Anwendung für das CAES Huntorf, wurde bei der Dampfmaschine auf die gleiche Technik wie bei Mitteldruckturbinen in Großdampfmaschinen zurückgegriffen [35] [36].

In Abbildung 5.12 ist der schematische Aufbau mit angedeuteter Durchströmung der Dampfmaschinenstufe zu sehen.

5.3.4.2 Gasturbine

In Huntorf dient für den Niederdruckteil eine Standard-Gasturbine zur Leistungserzeugung. Verwendet wurde der fünfstufige Turbinenteil einer offenen Standard-Gasturbine mit einer Leistung von 76 MW.

Da das Wirkprinzip einer Gasturbine auf dem Joule-Kreisprozess beruht ergibt sich wegen $\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$ durch eine höhere Verbrennungstemperatur auch ein gesteigerter

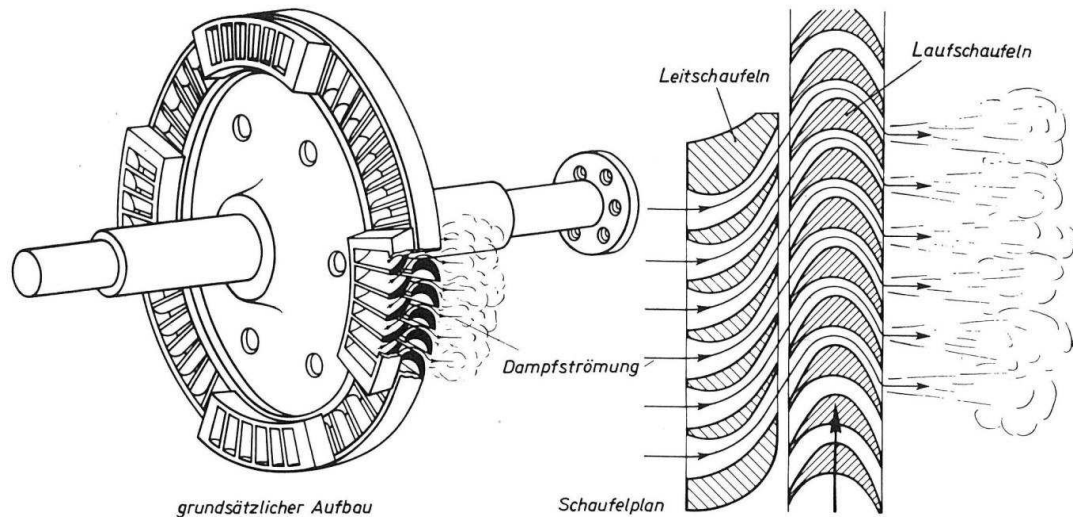


Abbildung 5.12: Wirkweise einer Dampfturbinenstufe [37]

Wirkungsgrad. Dies bedeutet, dass mit einer höheren Verbrennungstemperatur (T_2) unweigerlich auch ein höherer Wirkungsgrad einhergeht. Aus diesem Grund wirkt sich auch die, nachfolgend beschriebene, Nutzung des Rekuperators zur Vorwärmung der Luft auf den Wirkungsgrad aus.

In den aktuellen CAES muss, wie in der Anlagenbeschreibung schon geschildert, Gas für die Verbrennung zugeführt werden. Um eine bessere Umweltbilanz zu erhalten kann es sich hier lohnen den Betrieb mit Biogas auszuführen, diese Idee wurde auch von P. Denholm [29] aufgegriffen, der feststellte, dass sich der Betrieb mit Biogas unter den richtigen Umständen lohnen kann.

Er stellt fest, dass moderne CAES-Systeme für die Bereitstellung von 1 kWh eine Wärmeenergie von 800 – 1200 kJ aus Erdgas benötigen (bei Treibhausgasemissionen von 40–60 g/kWh). In Verbindung mit Biogas würden die Emissionen verringert werden und der Erneuerbare Energien Charakter der CAES würde gesteigert werden. Es muss bei der Verwendung jedoch beachtet werden, dass Biogas einen geringeren Brennwert als Erdgas aufweist. Bei 100% Methananteil weist Biomasse einen Brennwert von etwa 10 kWh/m^3 auf, während dieser bei Erdgas, je nach Sorte 10,25 – 12,25 kWh/m^3 sein kann.

Nach Denholms Angaben ist eine Produktionsnahe Anbindung unabdingbar, da der wirtschaftliche Vorteil des Biogaseinsatzes mit steigender Entfernung zum Produktionsort (Biomasse-Anlage) stetig abnimmt. Weiterhin nahm er an, dass wegen den vergleichsweise hohen Transportkosten und anderen Landnutzungseinschränkungen, der Einsatz auf Anlagen unter 200 MW begrenzt werden wird.

5.3.5 Rekuperator

Der Rekuperator ist grundsätzlich für den, im Normalbetrieb, ablaufenden Prozess der Druckluftspeicherkraftwerke nicht notwendig und stellt somit eine sekundäre Komponente dar (ebenso wie die Kühlung bei entsprechender Wärmeabnahme durch einen Wärmespeicher).

Der Rekuperator soll im System — als Wärmetauscher ausgeführt — die austretende Druckluft vorwärmen, um so die notwendige Gasmenge (Verbrennungserwärmung der

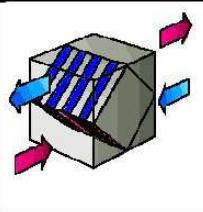
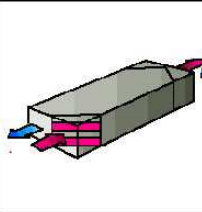
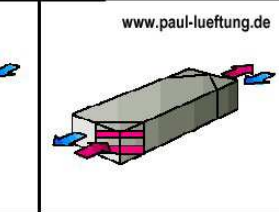
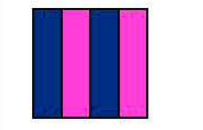

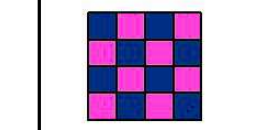
Principle			
Profile			
Counter current Heat exchanger	Vertical flat plate	Horizontal flat plate	Cellular
Efficiency	50 - 70 %	70 - 80 %	85 - 99 %

Abbildung 5.13: Vergleich verschiedener Rekuperatoren [38]

Luft) zu mindern und gleichzeitig den Wirkungsgrad zu steigern.

Die Vorwärmung der Luft wird erreicht, indem die austretende Druckluft und die (noch immer heißen) Abgase aus dem Verbrennungsprozess nach der oder den Turbinen im Wärmetauscher aneinander vorbeiströmen. Auch hier ergeben sich je nach Profil und Größe des Rekuperators unterschiedliche Wirkungsgrade, die sich maßgeblich auf den Gesamtwirkungsgrad auswirken. In Abbildung 5.13 sind daher verschiedene Ausführungen von Rekuperatoren zu sehen, die zusätzlich mit den wesentlichen Merkmalen zum Wärmetausch, sowie dem Wirkungsgrad des jeweiligen Wärmetauschers, versehen wurden. Wenig überraschend ist bei den Darstellungen, dass die Effizienz des Wärmeaustausches mit zunehmend feinerer Vernetzung ansteigt.

Wie schon erwähnt liegt die Steigerung des Wirkungsgrades zum größten Teil durch diese Maßnahme bei etwa 12% (Steigerung der CAES von 42% auf 54%), was einer enormen Effizienzsteigerung gleichkommt. Das dies eine gigantische Steigerung ist, kann man im Vergleich anderer Verfahren erkennen. Im Falle von Grund- oder Mittellastkraftwerken zum Beispiel sind solche Steigerungen völlig utopisch, hier arbeitet man an Wirkungsgradsteigerungen im unteren einstelligen Bereich.

Als zusätzlicher Vorteil der Rekuperator-Verwendung in den Anlagen ergibt sich eine bessere Emmisionsbilanz durch die geringere benötigte Gasmenge, die dem Verbrennungsprozess zugeführt werden muss.

5.4 Ein zusätzlicher Speicher bei A-CAES-Anlagen

Wie schon zuvor genannt wurde ergibt sich aus der Nichtnutzung der Verdichtungswärme und der, bei den diabat betriebenen CAES notwendigen, Befeuerung bzw. Verbrennung der Luft eine extreme Effizienzminderung. Während der Verlust der Wärmeenergie an den Verdichtern sicher den größeren Teil ausmacht, ergibt sich in der Gasverbrennung eine zusätzliche, unnötige Verschwendung von Energie. Dabei ist die Verwendung des zuvor vorgestellten Rekuperators sozusagen die Brückentechnik auf dem Weg zum adiabaten CAES, da hier die Gaszuführung auf ein, den Möglichkeiten entsprechendes, Minimum reduziert wird.

Der Gedanke, diese an den Verdichtern bisher verlorene Energie zu nutzen (und da-

mit die sekundäre Energieverschwendung der Verbrennung zu vermeiden) führt zu der Notwendigkeit, die Wärmeenergie zwischen Laden und Entladen der Kaverne zwischenzuspeichern. Hierfür wird im Rahmen der A-CAES-Anlage, im Gegensatz zum Rekuperator, in dem der Wärmeaustausch zwischen zwei Luftströmen ausgeführt wird, ein großer thermischer Speicher verwendet.

Für einen derartigen Wärmespeicher kommen viele Techniken und Materialien zur Speicherung in Betracht, die in verschiedenen Forschungsarbeiten untersucht wurden und noch immer untersucht werden.

5.4.1 Grundlagen und Anforderungen thermischer Speicher(-materialien)

Die Gestaltung des Wärmetausches kann im wesentlichen durch zwei Verfahren erreicht werden, die direkte oder die indirekte Wärmeabgabe vom Fluid an den Wärmespeicher. Analog hierzu werden auch die Speicherverfahren in direkte oder indirekte Speicherverfahren eingeteilt, wobei direktes Speichern heißen soll, dass das Speichermedium sich im direkten Kontakt mit dem Fluid (dem Luftstrom) befindet, während im indirekten Fall folgerichtig der kontaktfreie Austausch der Wärme mithilfe eines Wärmetauschers, ähnlich dem Prozess des Rekuperators, stattfindet.

Die eigentliche Wärmespeicherung kann dabei in sensibler, latenter und chemischer Form durchgeführt werden. Außerdem möglich ist die sorptive Speicherformen, diese wird hier aber (weil für das Verfahren nicht interessant) nicht weiter diskutiert.

Der Unterschied zwischen den Verfahren der Wärmespeicherung besteht darin, dass der sensible Wärmespeicher zum Beispiel in Stein oder Öl eine „fühlbare“ Wärme speichern, während im Latentwärmespeicher und chemischen Speicher die Speicherung nicht in einer greifbaren Wärmeform ausgeführt wird. Die Speicherung im Latentspeicher erfolgt dabei durch den Phasenwechsel des Speichermaterials (Wechsel der Aggregatzustände Fest-Flüssig-Fest), im chemischen Fall durch Nutzen der Wärme zum herstellen einer chemischen Reaktion, durch die zum Beispiel Wasserstoff gewonnen wird. Die Verfahren werden in den folgenden Kapiteln noch näher beschrieben.

Materialien, die sich für die Anwendung in thermischen Speichern anbieten sind zum Beispiel Naturstein, Beton, Keramiken, Metalle, Feuerfestmaterialien, Öle oder auch Flüssigsalze.

Entsprechend dem Aggregatzustand der aufgeführten Speichermaterialien, wird auch zwischen den Ausführungen als Feststoff- oder Flüssigspeicher unterschieden.

Um die Eignung für den angestrebten Prozess feststellen zu können, müssen die verfügbaren Speichermaterialien vorrangig in den prozessspezifischen Parametern unterschieden werden, als da wären die maximal zu speichernde Temperatur, große spezifische Wärmekapazität, kurze Wärmeaufnahme- und Abgabedauer und die zu erwartende Speicherzeit (Stillstandverluste).

Abgesehen von diesen Parametern ergeben sich, wegen der nachfolgenden Speichdimensionierung, zusätzliche Anforderung an das Speichermaterial. Zu beachten sind unter anderem ein geringes Materialvolumen, keine oder unwesentliche Alterungserscheinungen, geringe Kosten, keine Toxizität, Feuer oder Explosionsgefahr.

Da kein verfügbarer Stoff alle diese Forderungen erfüllen kann, muss man sich Prioritäten der Parameter überlegen. Ein besonders wichtiger Punkt ist hierbei die spezifische Wärmekapazität, da diese stark die Größendimensionierung und Effektivität des thermischen Speichers beeinflusst.

Material	Dichte $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	spezifische Wärmekapazität	
		$\left[\frac{kJ}{kg \cdot K}\right]$	$\left[\frac{kJ}{m^3 \cdot K}\right]$
Wasser	1000	4,186	4186
Beton	800 ... 2400	0,880	700 ... 2100
Ziegelmauerwerk	2600	0,84 ... 1,26	2200 ... 3200
Gestein (Kies)	1600 ... 3000	0,75 ... 1,00	1200 ... 2200

Tabelle 5.3: Eigenschaften von Materialien zur sensiblen Wärmespeicherung [40]

Stoff	Schmelztemp. $[^{\circ}C]$	Dichte $\left[\frac{kg}{L}\right]$	Schmelzwärme	
			$\left[\frac{Wh}{L}\right]$	$\left[\frac{Wh}{kg}\right]$
Wasser	0	1	93	93,00
Na_2SO_4	32	1,46	102	69,86
Na_2CO_3	34	1,44	101	70,14
$FeCl_3$	36	1,62	100	61,73
<i>Paraffin</i>	47-55	0,78	46	58,97
$NaOH$	64	1,68	126	75,00
$Mg(NO_3)_2$	95	1,46	65	44,52

Tabelle 5.4: Eigenschaften von Materialien zur Latentwärmespeicherung [40]

In den Tabellen 5.3 und 5.4 sind verschiedene Speichermaterialien, mit den für den Speicherprozess wichtigsten Größen, zu sehen. Die angegebene spezifische Wärmekapazität pro Volumeneinheit von Gestein, gilt bei einer Schüttdichte von 80%. Die dargestellten Stoffe sind selbstverständlich nur Auszüge aus einer Vielzahl von anwendbaren Stoffen.

Die, in Tabelle 5.4 zu sehenden, Stoffe dienen, wie man an den Werten erkennen kann, der Speicherung niedriger Wärmeenergien, wie dies beispielsweise bei Solarthermieanlagen der Fall ist. Für eine Anwendung im Hochtemperaturbereich wären andere Hochtemperaturbeständige Salze das Mittel der Wahl, Beispiele hierfür können in Tabelle 5.5 gesehen werden.

Wie man sehen kann, unterscheiden sich die Materialien zwischen den Tabellen 5.4 und 5.5 signifikant hinsichtlich der Schmelztemperaturen und damit ihrer Temperaturbeständigkeit. Es lässt sich vermuten, dass die erreichbaren Wärmespeicherkapazitäten deutlich höher sind, diese lassen sich in den Tabellen wegen der unterschiedlichen Einheiten aber nicht direkt vergleichen.

Durch die chemische Stabilität der Salze, auch bei höheren Temperaturen, kommen Salze dieser Art durchaus in Betracht, mit ihnen die anfallenden Wärmeströme der Verdichter zu speichern.

In Abbildung 5.14 können, die für einen PCM-Speicher denkbaren Speichermaterialien in Gruppen nach Schmelztemperatur und der Schmelzenergie gesehen werden. Bei der Betrachtung der Daten in der Grafik ist zu beachten, dass die Angaben in kJ/L zu sehen sind, um sie mit den in Tabelle 5.4 dargestellten Werten vergleichbar zu machen, müssen die Einheiten gemäß

$$\left[\frac{kJ}{L}\right] = \left[\frac{kW \cdot s}{L}\right] = \left[\frac{kW \cdot h}{L}\right] \cdot \frac{1}{3600} = \left[\frac{W \cdot h}{L}\right] \cdot \frac{1}{3,6}$$

umgerechnet werden. Ein direkter Vergleich der Werte aus Abbildung 5.14 mit den Werten aus Tabelle 5.5 ist leider nicht möglich, da hier die Angaben auf das Gewicht bezogen sind und die für eine Umrechnung notwendigen Dichten der Stoffe (bzw. Stoffgemische) nicht vorliegen.

Stoff	Schmelztemperatur [°C]	Wärmespeichervermögen	
		$\left[\frac{MJ}{t}\right]$	$\left[\frac{Wh}{kg}\right]$
$MgCl_2 + NaCl + KCl$	117	172	47,78
KNO_3	142	≈ 200	55,56
$NaOH$	254	380	105,56
$NaNO_3$	282	212	58,89
$KNO_3 + NaNO_3$	282	212	58,89
$NaNO_3 + NaCl$	290	170	47,22
$NaNO_2$	310	174	48,33
$LiNO_3$	318	158	43,89
$NaNO_3 + KNO_3 + NaNO_2$	337	116	32,22
$MgCl_2 \cdot 6H_2O$	385	461	128,06

Tabelle 5.5: Eigenschaften von Materialien zur Hochtemperaturwärmespeicherung [41]

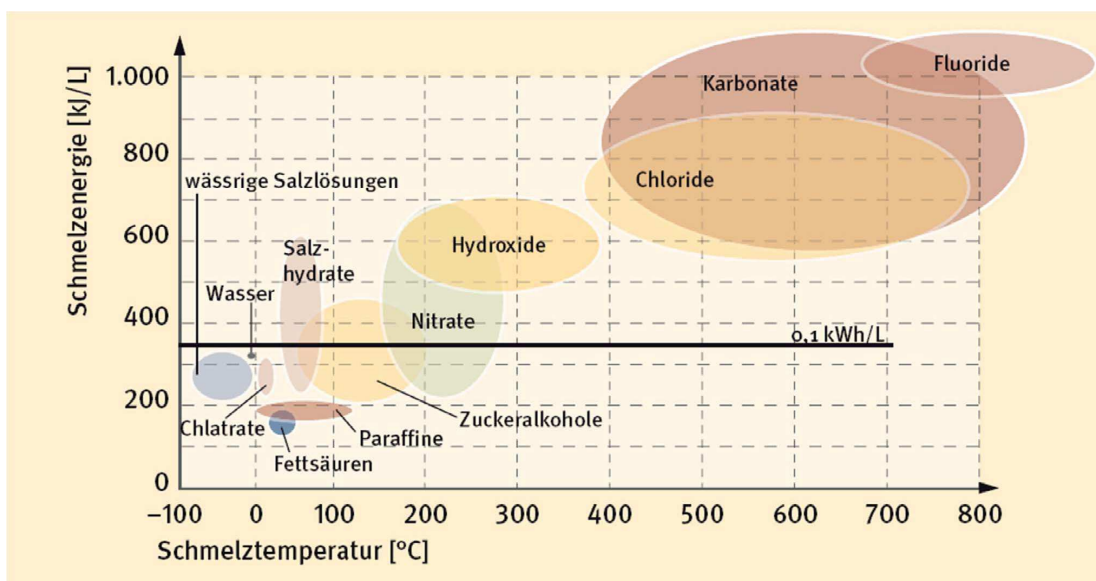


Abbildung 5.14: Übersicht Einsatzgebiete verschiedener Latentspeichermaterialien [42]

Mit der bekannten Dichte einzelner Speichermaterialien ergäbe sich wegen $m = V \cdot \rho$ durch Multiplikation des Volumens (es gilt $1 L = 0,001 m^3$) mit der Dichte der Bezug des Wärmespeichervermögens zum Gewicht des Speichermaterials.

5.4.2 Ausführungen thermischer Speicher

5.4.2.1 Feststoffspeicher

Die, der Literatur nach zu urteilen, wahrscheinlichste Speichervariante, ist ein direkt arbeitender Festkörperspeicher, wie er in Abbildung 5.15 zu sehen ist. So kam man zum Beispiel in [39] zu dem Entschluss, dass der Feststoffspeicher, nach Gegenüberstellung mit alternativen Verfahren, ein besonders aussichtsreiches Verfahren darstellt.

Nach einer vorliegenden Patentanmeldung der Firma Ed. Züblin AG, im Rahmen der Forschungsarbeiten zum Projekt ADELE, hat dieser direkt arbeitende Feststoffspeicher in seinem Inneren ein keramisches Material, welches die Wärme der vorbeiströmenden Luft aufnimmt und bei Bedarf wieder abgibt. Das Speichermedium befindet sich dabei

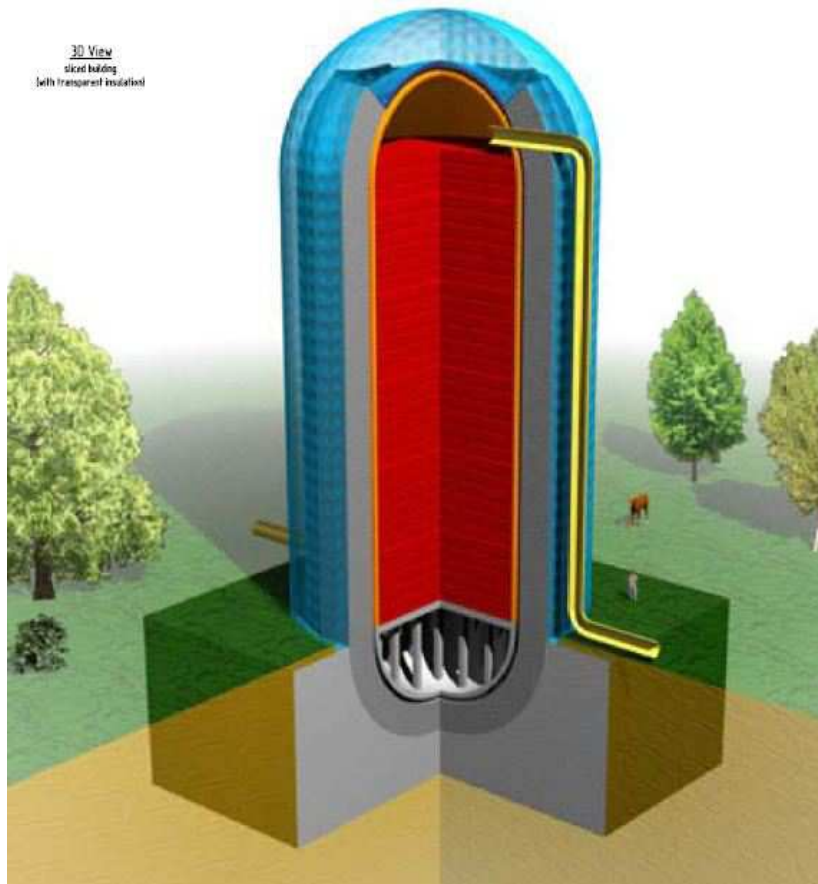


Abbildung 5.15: Schematischer Aufbau eines Festkörperspeichers [24]

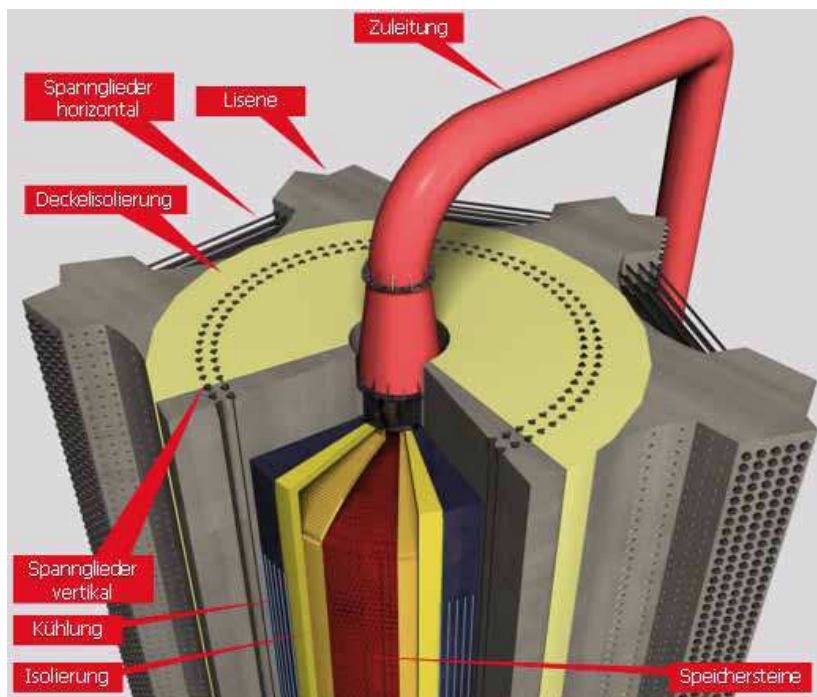


Abbildung 5.16: Ausführung Festkörperspeicher — Projekt ADELE [43]

stets im direkten Kontakt mit der aufheizenden oder zu beheizenden Luft.

Die bisherigen konstruktiven Planungen lassen darauf schließen, dass der Speicher vor die Kaverne geschaltet wird, wie es derzeit bei dem Nachkühler der Fall ist.

Der Ablauf wäre dann wie folgt, nach dem Verdichtungsprozess strömt die, am Verdichter anfallende, heiße Luft durch den thermischen Speicher, gibt hier den Großteil der Wärmeenergie ab und strömt dann weiter in die Kaverne. Umgekehrt strömt im Entladeprozess die Luft aus der Kaverne erst durch den Speicher, wo sie wieder aufgeheizt wird, um dann in die Turbine geleitet zu werden.

Die zusätzliche Herausforderung zur Wahl eines geeigneten Speichermaterials, das die besten und günstigsten Speichereignungen aufweist, sowie der zwingend erforderlich sehr guten Isolierung des Speichers, ist die zusätzliche Forderung, dass der Speicher in dieser Konstellation den auftretenden großen Drücken stand halten muss. Diese Forderung kommt daher, dass der thermische Speicher wie oben geschrieben, der Kaverne vorgeschaltet ist und die Luft auf dem Weg durch den Speicher in die Kaverne strömt. Folgerichtig herrscht im Speicher der gleiche Druck, wie er auch in der Kaverne zu finden ist.

Um den Betrieb unter den hohen Drücken zu ermöglichen gibt es verschiedenartige Ansätze, die für die Demonstrationsanlage ADELE erdachte Ausführung der Firma Ed. Züblin AG ist ein, oberirdisch stehender, zylinderförmiger Speicher mit einem vorgepannten Betonmantel.

Dabei ist der Speicher realisiert durch zwei ineinander gestülpte Kapseln, durch welche die hohen Druckanforderungen ermöglicht werden. Durch mehrere Schichten des Mantels, zwischen Beton und dem Speichermaterial, soll eine ausreichende Isolierung erreicht und der außen liegende, temperaturempfindliche Beton geschützt werden. Um den empfindlicheren Betonmantel zusätzlich zu schützen, verläuft in dessen Inneren auf der Innenseite ein Kühlkreislauf. Die Betriebsbedingungen für die dieser Speicher konzipiert wurde, sind eine Temperatur von 650°C und ein Betriebsdruck bis zu 65 bar [45].

Da auch trotz mehrschichtiger Dämmung eine adiabate Speicherung praktisch nur in Näherung möglich ist, soll sich die Speicherung der Wärme auf kurze Zeiten beschränken. Andernfalls kann eine ausreichende Wärmespeicherung wegen anfallender Standzeitverluste nicht sichergestellt werden.

Eine Darstellung des thermischen Speichers (direkt arbeitender Feststoffspeicher) ist in Abbildung 5.15 zu sehen. Eine detailliertere Darstellung mit Benennung der Anlagenkomponenten ist in Abbildung 5.16 zu sehen. Im zweiten Fall ist ersichtlich, dass die Vorspannung des Speichers über externe Spannglieder erreicht werden soll.

In Tabelle 5.6 sind die bisher veröffentlichten Rahmenbedingungen für den thermischen Speicher der Demonstrationsanlage –ADELE– zu sehen.

5.4.3 Latentwärmespeicher

Ein alternatives Speicherverfahren ist die Speicherung der Wärmeenergie in Latentwärmespeichern über ein sogenanntes Phase Change Material (PCM). Hierbei handelt es sich um einen Feststoff wie beispielsweise Paraffin oder Salz, der durch die vorbeiströmende heiße Luft aufgeschmolzen wird.

Im vorhergehenden Kapitel wurden bereits einige Speichermaterialien für Nieder- und Hochtemperaturspeicherung vorgestellt. Damit die Wärme möglichst gleichmäßig im Speicher verteilt wird, werden die Materialien in einen Metallschaum oder Blähgraphit

Wärmespeicher	Einheit	Größe
Innendurchmesser	<i>m</i>	10 – 14
Wanddicke (angestrebt)	<i>m</i>	≈ 2,50 – 4,00
Inventarhöhe/Lichte Höhe	<i>m</i>	≈ 50
Betriebsdruck (min.)	<i>bar</i>	50 – 70
Bemessungsdruck (abh. Sicherheitskonzept)	<i>bar</i>	> 105
Tangentiale Wandlast bei Betriebsdruck	<i>MN/m</i>	> 39
Tangentiale Wandlast bei Bemessungsdruck (abh. Sicherheitskonzept)	<i>MN/m</i>	> 64
Maximaltemperatur Beton	<i>°C</i>	50 – 65
Maximaltemperatur Innenraum	<i>°C</i>	> 600
Verlust durch Kühlung (angestrebt)	<i>%/Tag</i>	< 3

Tabelle 5.6: Randbedingungen zum Wärmespeicherentwurf — Projekt ADELE [43]

eingelagert. In dem aufgeschmolzenen Zustand verbleibt das Material, bis die gespeicherte Wärme zum Entladevorgang benötigt wird. Beim Entladen gibt der Stoff die benötigte Wärme an die vorbeiströmende Luft, beim Übergang in den festen Aggregatzustand, wieder ab.

Wie immer, ist auch diese Technik nicht frei von Fehlern, so sind die Latentspeichermaterialien im festen Zustand zumeist schlechte Wärmeleiter, sodass sich beim Entladen auf dem Wärmetauscher (als kälteste Stelle) zu Beginn eine feste Schicht bildet, die dann den weiteren Wärmeaustausch behindert. Unter Umständen können beim oftmalig wiederholten Aufschmelzen und Erstarren von Salzhydraten schwer lösliche Komponenten gebildet werden. Diese setzen sich dann am Speicherboden ab und nehmen zukünftig nicht mehr am Prozess teil, diese Art der Speichermaterialien hat also eine begrenzte Zykleneignung.

Der Vorteil dieser Technik ist ein großes Speicherpotential mit sehr geringen Verlusten. Wie zuvor angegeben, muss das Speichermaterial dabei bis zu ausreichend hohen Temperaturen stabil bleiben und darf nicht zerfallen. Problematisch für die Anwendung ist nun, dass die mithilfe von $-MgCl_2 + NaCl + KCl$ die bisher höchsten erreichbaren Temperaturen (Schmelzpunkt bei $385^\circ C$) erreicht werden, welche dieses Verfahren für eine Anwendung in Verbindung mit den CAES bisher noch nicht ermöglichen.

Wenn jedoch weiterhin an dieser Technik gearbeitet wird, werden sich Lösungen ergeben, die eine Verwendung der Latentwärmespeicher für den thermischen Speicher der CAES ermöglichen werden.

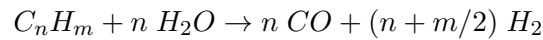
5.4.4 Wasserstoffspeicher

Ein gänzlich anderes Speicherverfahren zu Speicherung der Wärmeenergie ist die Speicherung über das Herstellen von Wasserstoff.

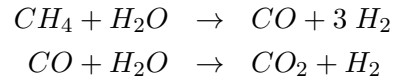
Die Wärmeenergie aus der Verdichtung würde in diesem Fall eingesetzt werden um in einem chemischen Verfahren (Dampfreformierung) aus Methan (CH_4) und Wasser (H_2O) die Bestandteile Kohlenstoffdioxid (CO_2) und Wasserstoff (H_2) herzustellen. Die Gewinnung des Wasserstoffs durch Dampfreformierung ist gegenwärtig die günstigste Art zur Wasserstoffherstellung.

Die für die Gewinnung des Wasserstoffs ablaufende chemische Reaktion sähe nach der

allgemeinen Gleichung für die Dampfreformierung



in diesem Fall so aus [44]



Dabei ist die Erzeugung von Kohlenmonoxid (CO), eine durch unvollständige Umsetzung des Methans stattfindende Reaktion. Nach einem weiteren Schritt wird, durch die sogenannte (leicht exotherme) Wassergas-Shift-Reaktion mit einem Eisen(III)-oxidkatalysator (Fe_2O_3), auch das Kohlenmonoxid, in Verbindung mit Wasser, zur Erzeugung von CO_2 unter Abgabe eines weiteren Anteils von Wasserstoff genutzt.

Der Vorgang der Dampfreformierung wandelt nur einen Teil des Methan in den erwünschten Wasserstoff um, wie man an der Umwandlung in CO sehen kann. Somit ist es notwendig die übrig gebliebenen Methan- und Kohlenmonoxidverbindungen aus dem ausgegebenen Gas zu filtern und einem erneuten Vorgang zuzuführen, um eine möglichst effiziente H_2 -Gewinnung zu erreichen.

Durch die „Wärmespeicherung“ mithilfe des Wasserstoff wäre es möglich, die Speicherung beliebig lange durchzuführen, bis der Speicher entladen werden soll. Der Wasserstoff könnte dann im Anschluss bei der Entladung des Speichers verwendet werden, um die Luft durch eine Verbrennung zu erhitzen. Dabei würde der Verbrennungsvorgang wie bisher mithilfe des Erdgases ablaufen, aber durch die vorherige Generierung des Wasserstoffs wäre der Vorgang, wie auch die Forderung zu Beginn der Arbeit war, als regenerativ zu betrachten.

Problematisch dürfte hierbei aber die (sichere) Verwahrung des Wasserstoff sein, der in den entsprechenden Mengen einen eigenen großen Speicher benötigt.

Außerdem muss auf, für die Reaktion angemessene, Temperatur geachtet werden. Normalerweise wird die Dampfreformierung bei etwa $800^\circ C$ ausgeführt, während die Shift-Reaktion bei Temperaturen von $250^\circ C - 400^\circ C$ gefahren wird, was einen Kompromiss aus der Kinetik und Reaktionsgleichgewicht darstellt.

6 Probleme und Optimierungsmaßnahmen

Im Folgenden sollen nun der Lade- und Entladevorgang des Speichers aus Optimierungssicht betrachtet werden.

Es ist wichtig, dass man sich an dieser Stelle bewusst ist, dass es sich bei dem jeweiligen Betriebsprozess um keinen Ablauf handelt, der sich stationär betrachten lässt, vielmehr handelt es sich um eine Reihe von Betrachtungen, die jede für sich instationär zu behandeln ist.

Wenn also der bestmögliche technische und ökonomische Optimierungsgrad der gesamten Anlage erreicht werden soll, müssen die Teilprobleme an den vorhandenen Komponenten iterativ angegangen und gelöst werden. Die Lösung der unterschiedlichen Probleme, die sich unter dem Gesichtspunkt des instationären Charakters der Teilabläufe ergeben, werden das Thema anderer Arbeiten sein, in denen Lösungen zu den genannten Teilproblemen erarbeitet werden.

Die theoretisch aufgestellten Betriebsparameter einer untersuchten, zentral ausgeführten 300 MW Anlage sind in Tabelle 6.1 zu sehen, dabei steht das dort erwähnte —TES— für thermischer Energiespeicher.

6.1 Aufladen des Speichers

Die für den Ladebetrieb auftretenden Teilprobleme, die einer Auslegungsoptimierung bedürfen sind:

- Kompressorstrang
 - Auswahl Verdichtertypen
 - Anzahl Verdichter
 - Verschaltung der Verdichter

Kapazität	1800 <i>MWh</i>
Leistung	300 <i>MW</i>
Druck	100 <i>bar</i>
Massenstrom (Laden)	220 $\frac{kg}{s}$
Massenstrom (Entladen)	550 $\frac{kg}{s}$
Eingangstemperatur TES (Laden)	620°C
Eingangstemperatur TES (Entladen)	20°C
Ausgangstemperatur TES (Entladen)	600°C

Tabelle 6.1: Eckdaten untersuchter Anlagenkonfiguration zur Netzanwendung [22]

- Austrittstemperatur
- (Zwischen-)Kühlung
- Aerothermodynamische Optimierung
- thermischer Speicher
 - Material
 - Dauer
 - Temperatur
- Kaverne
 - Temperatur
 - Luftmasse
 - Druck
 - Trocknung der Luft

Dabei sind die Optimierungsmaßnahmen nicht zwingend als einzelne Einzelaufgaben zu sehen, wegen des Zusammenhangs einiger Größen der genannten Komponenten, können sich in einigen Fällen Lösungen auch durch Änderung anderer Parameter ergeben.

6.1.1 Kompressorstrang

Wie schon geschildert wurde, beginnt der Prozess des Druckluftspeicherkraftwerkes mit der Einspeicherung der Luft unter Verwendung einer Reihe von Kompressoren, die stufenweise die Verdichtung der Luft auf den Enddruck von derzeit 50 – 80 *bar* bewirken.

Angetrieben werden die Verdichter von Elektromotoren, die nach heutigem Stand bis zu 60 *MW* Leistung aufbringen können. Je nach geforderter Leistung ist es sinnvoll, mehrere Elektromotoren parallel zu betreiben. Durch die Verwendung von Synchronmaschinen zum Antrieb der Kompressoren, wird folglich auch hier mit konstanten Drehzahlen im Bereich von etwa 3000 – 5000 min^{-1} gearbeitet.

Die Konstruktion eines Kompressorstrangs muss wegen der Anforderungen der adiabaten Kompression anders gelöst werden, als dies bei bisherigen, der isothermen Verdichtung (durch mehrfache Kühlung) angenäherten der Fall ist. Die Kombination von hohen Drücken und hohen Temperaturen in den letzten Stufen ergeben zudem technische Schwierigkeiten bei der Auslegung der Komponenten.

Die Frage der Gestaltung des optimalen Aufbaus des Kompressorstranges wurde bereits in diversen Arbeiten erörtert, so kam man zu dem Entschluss, dass für eine Anlage von 300 *MW* Größe, eine dreistufige Verdichterfolge von Nieder-, Mittel- und Hochdruckkompressor unter ökonomischen Aspekten die beste Lösung darstellt [39]. In diesem Aufbau wird der Niederdruckkompressor axial ausgeführt, die beiden folgenden jeweils als Radialkompressoren. Der Aufbau ist somit zu den bestehenden Anlagen gleich geblieben.

Bevor man nun Überlegungen zur optimierten Kühlung anstellen kann, muss vorher geklärt sein, welche Schaltung für den Betrieb der Verdichter am besten geeignet oder besser notwendig ist. Mit der Auswahl der Zusammenschaltung der Verdichter ergeben sich letztlich die zu erwartenden Verdichtungstemperaturen, gegen die gekühlt werden muss. Dabei soll der Grundgedanke der adiabaten Bauweise erhalten bleiben, jedoch aus technischen wie auch aus Energiekostengründen ein optimierter Betrieb gefunden werden.

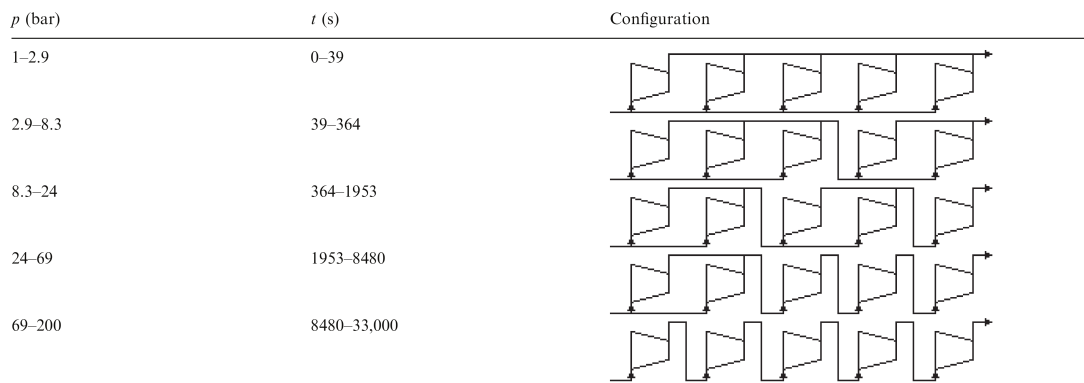


Abbildung 6.1: Schaltungsmöglichkeiten der Verdichter [46]

Es kommen grundsätzlich drei Betriebsweisen der Verdichter in Betracht, Parallel geschaltet, in Reihe und eine Mischung aus beiden.

Wie man in Abbildung 6.1 erkennen kann, erreicht man mit parallel geschalteten Verdichtern, wie es auch zu erwarten war, nur einen sehr geringen Komprimierungsgrad der Luft. Diese Anordnung ist somit für den angestrebten Betriebsdruck und damit für den Betrieb in einem Druckluftspeicherkraftwerk ungeeignet. Die Zwischenstufen der Schaltungen bringen zwar durchaus Steigerungen, dennoch kann das geforderte Druckniveau von 70 – 100 *bar* Enddruck lediglich durch eine reine Reihenschaltung der Verdichter erreicht werden.

Wie oben schon genannt wurde ergibt sich für den notwendigen Betriebsdruck nach Abwägung der ökonomischen und wirtschaftlichen Aspekte eine dreistufige Verdichtung aus in Reihe geschaltetem ND-Axialkompressor, MD-Radialkompressor und HD-Radialkompressor [39]. Von der Schaltung kann bei größeren Kavernen auch ein wenig abgewichen werden, um die Kavernen schneller füllen zu können. Ein parallel zum Axialverdichter geschalteter zweiter Axialverdichter kann durch den steigenden Massenstrom sehr zur schnelleren Kavernenfüllung beitragen, wegen der höheren, verarbeitbaren Massenströme der Radialverdichter könnten diese dann im vorherigen Zustand belassen werden.

6.1.1.1 Zwischenkühlung

Auf die Kühlung zurückgekommen stellt sich die Frage, wie für den optimalen Verdichtungsprozess des dreistufigen Verdichterstranges gekühlt werden soll. Dabei ist der optimale Betrieb in der maximalen Verdichtung bei geringstmöglichem Energieverbrauch zu sehen.

Mit der maximalen Verdichtung der Luft im Zusammenhang steht die Anforderung, dass die letztlich in die Kaverne geleitete Luft eine möglichst geringe Temperatur aufweisen muss, damit eine maximale Befüllung der Kaverne gewährleistet ist. Die Mindesttemperatur nach ausgeführter Kühlung wird sinniger Weise durch die vorherrschende Kavernentemperatur begrenzt. Aus Festigkeitsgründen gilt es (bei Salzkavernen), eine Temperatur von 60°C innerhalb der Kaverne nicht zu überschreiten [47].

Es gelten für die Optimierung der Kühlung zwei Extremfälle als Eingrenzung, zum Einen die Kühlung in jeder Stufe und zum Anderen die Kühlung in lediglich einer Verdichterstufe.

Die Kühlung aller Verdichterstufen hat den Vorteil, dass die Komponenten nicht so

stark belastet werden, der Energieverbrauch gemindert und die Luftmasse in der Kammer maximiert wird. Jedoch ist das Temperaturniveau sehr niedrig, sodass für einen nachgeschalteten thermischen Speicher extreme Größendimensionen notwendig werden, um die Wärme effizient speichern zu können.

Im zweiten Fall, der Kühlung in nur einer Stufe, ist die Belastung der Komponenten sehr hoch, sodass sich hier Probleme mit der Werkstoffauswahl (damit auch Preissteigerungen) und ein stark erhöhter Energieverbrauch ergeben. In diesem Fall gilt es außerdem die zu kühlende Stufe, aus den Optimierungsbetrachtungen zu bestimmen. Der Vorteil dieser Variante ist zweifelsohne, dass das Temperaturniveau sehr hoch ist ($\geq 1000 \text{ K}$), sodass sich hier die Speichergröße zur ersten Variante um ein Vielfaches verringert. In Abhängigkeit der Wärmeaufnahme des thermischen Speichers (TES) ist die maximal einzuspeichernde Luftmasse zu betrachten.

Ein Beispiel zur sich einstellenden Austrittstemperatur der Verdichterstufen soll hier einmal dargestellt werden.

Vorgaben: $T_{ein} = 290 \text{ K}$; $p_{ein} = p_U = 1,00 \text{ bar}$; $p_{aus} = 75 \text{ bar}$; polytrope, dreistufige Verdichtung ; Verdichterwirkungsgrad $\eta_V = 0,84$

Die Verdichtung wird in mit den Verdichtungs-faktoren 2,5 - 5 und 6 vorgenommen. Weiterhin gilt $T_{1aus} = T_{2ein}$ und $T_{2aus} = T_{3ein}$.

Um dem realen Verdichtungs-vorgang rechnerisch so nah wie möglich zu kommen, werden die Temperaturen über die polytrope Zustandsänderung bestimmt. Hierfür muss zu Beginn der Polytropenexponent bestimmt werden.

$$\frac{n}{n-1} = \frac{1}{\nu} \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \quad (6.1)$$

$$n = \frac{-\kappa}{\nu \cdot (\kappa-1) - \kappa} \quad (6.2)$$

Für die Lösung der Gleichung muss zuvor das Polytropenverhältnis ν bestimmt werden, dies erfolgt mithilfe der folgenden Gleichung und dem vorgegebenen Wirkungsgrad der Verdichter.

$$\nu = \frac{1}{\eta_V} \quad (6.3)$$

$$\nu = \frac{1}{0,84} = 1,19048$$

Mit dem bestimmten Wert und den zu Beginn vorgegebenen Werten, kann nun auch der Polytropenexponent errechnet werden. Nach Einsetzen der Werte in Gleichung 6.2 ergibt er sich zu

$$n = \frac{-1,4}{1,19048 \cdot (1,4-1) - 1,4}$$

$$n = 1,515464$$

Nun können die bei der Verdichtung anfallenden Temperaturen Stufenweise bestimmt werden. Die Änderung erfolgt, wie oben geschrieben, über die Polytrope Zustandsänderung der Luft.

1. Stufe:

$$\frac{T_{1aus}}{T_{1ein}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (6.4)$$

$$T_{1aus} = T_{1ein} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$T_{1aus} = 290 \cdot \left(\frac{2,50 \text{ bar}}{1,00 \text{ bar}}\right)^{\frac{1,515464-1}{1,515464}} = 396,05 \text{ K}$$

2. und 3. Stufe:

$$T_{2aus} = T_{1aus} \cdot \left(\frac{p_4}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$T_{2aus} = 396,05 \text{ K} \cdot \left(\frac{12,50 \text{ bar}}{2,50 \text{ bar}}\right)^{\frac{1,515464-1}{1,515464}} = 684,69 \text{ K}$$

$$T_{3aus} = T_{2aus} \cdot \left(\frac{p_6}{p_4}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$T_{3aus} = 684,69 \text{ K} \cdot \left(\frac{75,00 \text{ bar}}{12,50 \text{ bar}}\right)^{\frac{1,515464-1}{1,515464}} = 1259,43 \text{ K}$$

Da die berechnete Austrittstemperatur von über 1200 K für derzeitige Speichermöglichkeiten zu hoch ist, sollte während des Verdichtens gekühlt werden. Dabei macht eine Kühlung an der ersten Stufe einen recht geringen Aufwand und führt bei einer Austrittstemperatur von etwa $T_{1aus} = 300 \text{ K}$ (entspricht einer Kühlung von 20%), immerhin zu einer Verringerung der Endaustrittstemperatur von $T_{3aus} = 1000 \text{ K}$.

Da auch diese Temperatur noch sehr hoch ist, sollte man entweder die Kühlleistung erhöhen (auf 35%) oder eine zusätzliche Kühlung an der zweiten Stufe (ebenfalls 20%) vornehmen. Bei beiden Vorgängen ergibt sich eine Endtemperatur von rund $T_{3aus} = 800 \text{ K}$ welche für den Speicher unter vertretbarem Aufwand umzusetzen sein sollte. Die bisher in der Fachwelt diskutierten Speichertemperaturen der, für CAES vorgesehenen, thermische Speicher, lassen auf eine Temperatur von etwa $t = 650^\circ\text{C}$ oder $T = 900 \text{ K}$ schließen.

Es darf an dieser Stelle jedoch nicht vergessen werden, dass die adiabate Funktionsweise eigentlich komplett ohne eine zwischenzeitliche Kühlung auskommen sollte. Die dennoch ausgeführten Kühlmaßnahmen dienen lediglich der Energieeinsparung während der Verdichtung, sowie der Einhaltung der bisher notwendigen Temperaturspeichergrenzen der vorhandenen thermischen Speicher.

Außerdem darf nicht außer Acht gelassen werden, dass in jedem Fall sicher gestellt werden muss, dass die Wärmeabführung am Speicher in ausreichender Form gewährleistet werden kann, um nicht die Grenze von 60°C zu überschreiten. Hier ist eine passende Auslegung des TES gefordert, der die Luft von zum Beispiel 600°C auf eine Temperatur unterhalb der Grenze von 60°C abkühlt. Sollte dies in der Form nicht möglich sein, müsste dem Prozess doch noch ein Nachkühler angeschlossen werden.

6.1.1.2 Aufgenommene Leistung der Verdichter

Die Bestimmung der aufgenommenen Leistung an den Verdichtern wird durch den ersten Hauptsatz für offene Systeme aus der Thermodynamik bestimmt.

$$\dot{Q}_{12} + P_{12} = \dot{m} \cdot \left(h_2 - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + g \cdot (z_2 - z_1) \right) \quad (6.5)$$

Die kinetische und potentielle Energiesteigerung werden der Einfachheit wegen vernachlässigt, es ergeben sich hier aber, gerade wegen der kinetischen Energiesteigerung durch

die Turboverdichter potentielle Fehler. Wegen der (angenommenen) ausreichenden Dämmung aller Komponenten und wegen der hohen Massenströme durch die Verdichter in die Kaverne, wird die Verdichtung als adiabat angenommen. Damit vereinfacht sich die Gleichung zu

$$P_{12} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (6.6)$$

wobei gilt

$$h_2 - h_1 = \Delta h = c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (6.7)$$

Unter Verwendung der Gleichungen 6.6 und 6.7 sowie den zuvor bestimmten Temperaturen $T_2 = 1259,43 \text{ K}$ und $T_1 = 290 \text{ K}$, sowie $c_p = 1,004 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ und $\dot{m} = 350 \text{ kg/s}$ ergibt sich nach Umrechnung für die aufgenommene Leistung der Verdichtergruppe

$$P_{12} = 350 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,004 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (1259,43 \text{ K} - 290 \text{ K}) = 340,66 \text{ MW}$$

Bei der angeführten Kühlung der ersten Stufe (oder den ersten beiden Stufen) ergibt sich wegen $T_2 = T_{aus} = 800 \text{ K}$

$$P_{12} = 350 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 1,004 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (800,00 \text{ K} - 290 \text{ K}) = 179,21 \text{ MW}$$

Durch den Vergleich der, für die Leistung bestimmten, Werte kann man erkennen, dass die Kühlung eine immense Rolle beim Energieverbrauch spielt. Nach angepasster Kühlung der Verdichter für eine Austrittstemperatur von 800 K ergibt sich fast eine Halbierung des Energieverbrauches!

Da der Speicher in der Regel nie vollkommen entleert wird verbleibt in der Kaverne immer ein Restdruck, der je nach verarbeitbarem Druckniveau der Turbine und wirtschaftlichem Betrieb der Anlage zwischen $p_K = 5 \text{ bar}$ und $p_K = 35 \text{ bar}$ liegen dürfte. Dabei ist der effektive Mindestwert sicher oberhalb des angegebenen zu finden, aber ohne auf wirtschaftliche Aspekte zu achten dürfte die Entspannung der Luft bis dahin ermöglicht werden können.

Die Verdichter müssen somit von Anfang an gegen den im Speicher befindlichen Restdruck arbeiten, dies wurde in der Rechnung nicht berücksichtigt, sie zeigt sozusagen die Erstbefüllung der Anlage.

Mit der genannten Temperaturabhängigkeit des Energieverbrauches der Verdichter, stellt sich auch ein gravierendes Problem für die adiabate Wirkweise des CAES dar. Sofern man das Maximum, der zur Verfügung stehenden Verdichtungswärme speichern will, kommt man nicht umhin, die Verdichter ohne Kühlung zu bestreben.

Die einzige Alternative der Wärmespeicherung, welche sich ohne explodierende Energiekosten bietet, ist die Verdichtung auf einem niedrigerem Temperaturniveau durchzuführen, also den Druck in kleinen Stufen sukzessive an den Enddruck heranzuführen und die anfallenden geringeren Temperaturen einzuspeichern.

Bei diesen gegensätzlichen Verhalten muss nun aber noch zwischen den Energiekosten und den steigenden Platzanforderungen ein vernünftiges Verhältnis gefunden werden. Die steigenden Platzanforderungen ergeben sich dabei aus dem niedrigen Temperaturniveau der Verdichtung. Wegen der niedrigeren Temperaturen muss der thermische Speicher zunehmend größer werden, um die Wärme weiterhin im vernünftigen Maße speichern zu können.

Würde man die Verdichtung nun in viele kleine Schritte aufteilen, so erhielte man ein deutlich geringeres Temperaturniveau. In diesem Fall wäre die eben beschriebene Problematik der Speicherung kein Thema, nur würde die Speichergröße immens anwachsen,

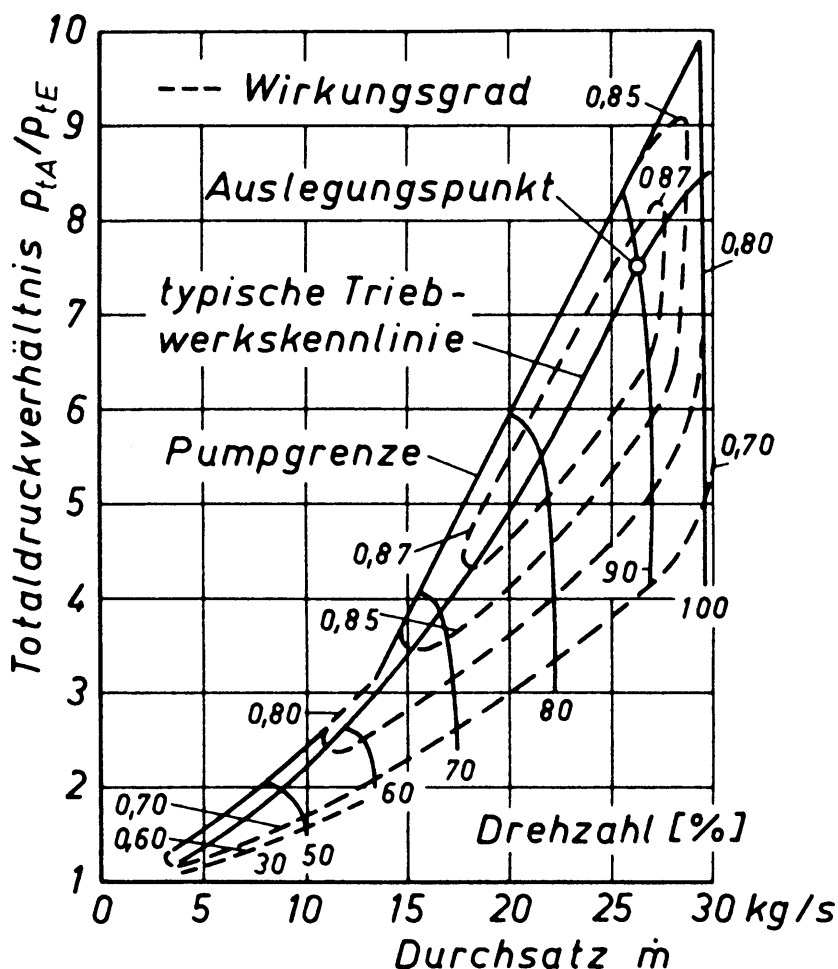


Abbildung 6.2: Verdichterkennfeld [48]

um im Entladefall die Luft ausreichend zu erhitzen. Wenn zwischen den beiden Extremen ein Mittelweg genommen werden könnte, wäre es jedoch auch mit den bestehenden, technischen Mitteln möglich, die anfallenden Temperaturen effizient zu speichern.

Die Senkung der Speichertemperaturen ist ein zweckmäßiges Mittel zur Anpassung der Anlagenkomponenten, auf den derzeit verfügbaren Stand der Technik, es entfällt im weitesten Sinn die neue Auslegung und vermeidet damit (unnötige) zusätzliche Kosten. Auch der Wirkungsgrad bleibt von der Änderung nahezu unberührt, so konnte zwischen einem Hochtemperaturspeicher (650°C) und einem Niedertemperaturspeicher (350°C) keine signifikanten Änderungen festgestellt werden. Die Ergebnisse des, für die beiden Anlagenkonfigurationen bestimmten, Wirkungsgrades zeigten Größen zwischen 65% und 70% [49].

Abbildung 6.2 zeigt ein Verdichterkennfeld, anhand dem man nachvollziehen kann, wie sich die Verdichter im Betrieb verhalten. Anhand des Kennfeldes lässt sich erkennen, wie sich bei gegebenem Anfangs- und Endbetriebszustand (Massenstrom und Druckverhältnis) das Druckverhältnis und der Wirkungsgrad auf dem Weg ändern.

Während des Betriebes beginnen die Verdichter die Luft zu komprimieren und arbeiten dabei gegen einen Restdruck der Kaverne von 25 bar (angenommen) an. Durch die Zunahme des Gegendruckes aus der Kaverne wird es für die Verdichter zunehmend schwerer, die Luftmassen (108 kg/s) in die Kaverne einzuleiten, daher fällt mit der Zeit, bei höheren Druckverhältnissen, auch der Massenstrom ab. Durch die erhöhte Auslastung der Verdichter steigt dabei aber der Wirkungsgrad an (im Beispiel auf 87%).

Anhand des Verdichterkennefeldes in Abbildung 6.2 kann man aber das Verhalten des Verdichterstranges näher untersuchen. Dabei sollte bedacht werden, dass der Antrieb des Verdichters über einen Elektromotor mit konstanter Drehzahl erfolgen wird, um die Umrichterverluste bei variabler Drehzahl zu vermeiden.

Nimmt man an, daß der Verdichter in seiner Auslegungsdrehzahl betrieben wird, die in Abbildung 6.2 der 90 %-Drehzahllinien entspricht, kann man sich folgendes Szenario vorstellen.

Die Verdichtung gegen den Restdruck in der Kaverne beginnt ziemlich weit unten auf der Drehzahllinie. Durch den steigenden Druck in der Kaverne wird der Verdichter bei konstanter Drehzahl gedrosselt. Dabei sinkt der geförderte Massenstrom leicht ab. Die Verdichtung muß beendet sein, wenn der Betriebspunkt sich der Pumpgrenze nähert. Da die Linien konstanter Drehzahl sehr steil verläuft, verringert sich der Massenstrom nur geringfügig. Der Betriebspunkt durchläuft bei steigendem Druckverhältnis den Bereich besten Wirkungsgrades. Die Leistungsaufnahme des Verdichters steigt dabei stark an wie die beiden nachfolgenden Gleichungen zeigen:

$$\Delta h_t = c_p T_{tE} \frac{1}{\eta_{tVs}} \left[\left(\frac{p_{tA}}{p_{tE}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (6.8)$$

$$P_V = \dot{m}_L \Delta h_t \frac{1}{\eta_m} \quad (6.9)$$

Die Enthalpieänderung Δh_t entspricht bei adiabater Verdichtung der zugeführten Schaufelarbeit bzw. der technischen Arbeit.

An dem Szenario wird deutlich, daß für die Auslegung der Verdichter unbedingt eine Simulation durchgeführt werden muß, da sich in der gesamten Betriebszeit kein stationärer Betriebspunkt einstellt. Wegen des großen durchfahrenen Druckbereiches kann auch nicht auf reales Gasverhalten der Luft mit all den notwendigen Stoffwertberechnungen verzichtet werden.

Um die Effizienz des Verdichtungsprozesses zu steigern, muß über eine Kühlung der verdichteten Luft nachgedacht werden, wie schon früher erwähnt wurde.

Abbildung 6.3 zeigt die qualitative Darstellung eines h, s -Diagramms für Luft. Die Linien konstanten Druckes verlaufen mit zunehmendem Druck immer steiler. Dabei verringert sich der Abstand der Isobaren nach links hin, während sich der Abstand nach rechts hin vergrößert. Gleichzeitig verringert sich der Abstand der Isothermen bei steigenden Temperaturen.

Eingetragen ist ein mehrstufiger Verdichtungsprozeß mit Zwischenkühlung. Man sieht an dem Verlauf der Zustandsänderungen, daß mit zunehmendem Druckniveau der Verdichtung der Nutzen der Zwischenkühlung abnimmt. Daraus ergibt sich eine Optimierungsaufgabe der Zwischenkühlung bei optimaler Kühlung, die zu einer minimalen Antriebsleistung für den Verdichter führt. Der Nachteil der optimalen Kühlung liegt aber darin, daß zwar viel Wärme abgeführt werden muß, aber das Temperaturniveau dieser Wärme niedrig ist. Daraus läßt sich für den Expansionsprozeß kein Nutzen ziehen.

Um den Verdichtungs Vorgang zu simulieren, kann auf die einfache Kennfeldberechnung eines Verdichters nach [50] verwiesen werden. In dieser Veröffentlichung wird anhand einer Stufen- und Wirkungsgradkennlinie das Verdichterkennefeld eines 10-stufigen Verdichters berechnet, um das Verständnis des Betriebsverhaltens mehrstufiger Verdichter zu verbessern. Dieses Verfahren ließe sich auch hier anwenden, um den instationären Verdichtungsprozeß mit und ohne Zwischenkühlung besser zu verstehen. Das Verfahren muß allerdings um die Zwischenkühlung und Realgasverhalten erweitert werden. Berechnungsbibliotheken für reale Stoffe findet man z.B. bei [52].

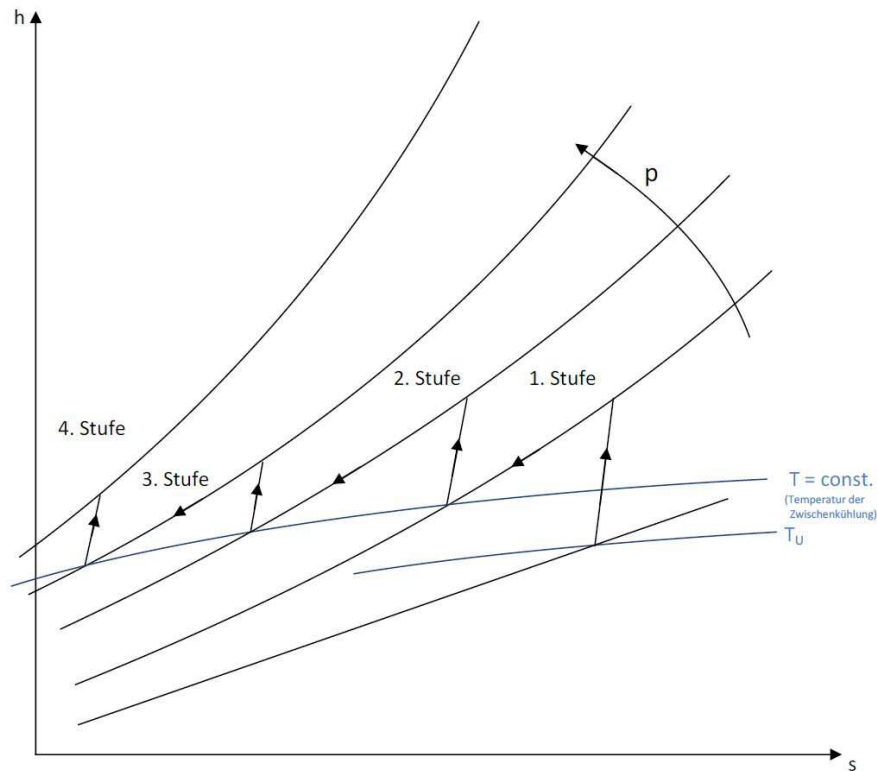


Abbildung 6.3: h, s -Diagramm für Luft mit gekühlter, mehstufiger Verdichtung

6.1.2 Thermischer Speicher

In der nächsten Zeit werden die Forschungen zu den geeigneten Speichermaterialien abgeschlossen werden und man wird sehen, welche Temperaturen gespeichert werden können. Dabei ist die Maßgabe, dass es sich um eine kurze Speicherdauer handelt immer notwendig, um die Effizienz aufrecht zu erhalten.

Eine Speicherung der Wärme, ist praktisch wegen nicht umsetzbarer, adiabater Speicherung, nur über eine begrenzte Zeit möglich. Da sich der Speicher aus Sicht der Wärmemenge sozusagen — selbst entlädt — muss eine Grenzdauer bestimmt werden, bis zu der die Verluste in einem tolerablen Bereich befinden und ab der eine wirtschaftliche Speicherung nicht mehr gegeben ist.

Die Speicherzeit ohne Verluste quasi beliebig verlängern könnte durch PCM (Phase Change Material), nach der Erschließung auch für höhere Temperaturen, ermöglicht werden. Es ist aber nur eine Frage der Zeit, bis ein Stoff oder Gemisch gefunden wird, dass die Speicherung von 800°C oder mehr ermöglicht. Sehr aussichtsreich erscheint zudem auch die Speicherung über Erzeugung von Wasserstoff, der bei der Speicherdauer keinerlei Verlusten unterworfen wird.

Die derzeitigen Planungen für die anstehende Anlage ADELE, von denen man lesen kann begrenzen sich vorerst auf Festkörperspeicher. Durch die Verwendung eines keramischen Materials ist auch der Gebrauch bei sehr hohen Temperaturen möglich. Als geeignete Speichermaterialien erscheinen zum Beispiel Zirkonoxid (bis 1000°C) und Siliciumcarbid (bis 1800°C).

6.1.3 Kaverne

Wie bei der Kompressorauslegung bereits geschrieben wurde, gilt es bei der Kaverne eine Temperatur von 60°C nicht zu überschreiten [47]. Damit ist die obere Temperaturgrenze bereits festgesetzt, man muss sich nun noch Gedanken machen, welches die ökonomisch beste Mindesttemperatur ist.

Grundsätzlich erreicht man bei sinkender Kavernentemperatur eine steigende einbringbare Luftmasse. Bisher wird die maximale Füllmenge dadurch erreicht, dass während der Verdichtung der Luft mehrfach gekühlt wird. In Huntorf wird die Luft aus diesem Grund beim Verdichtungsprozess dreimal Zwischen- und einmal Nachgekühlt.

Da es sich aber beim Befüllen der Kaverne, wegen der schnell einströmenden Luft, um einen instationären Prozess handelt und die Temperatur (wegen der Druckänderung) dadurch zu keiner Zeit konstant bleibt, lässt sich ein optimaler Zustand nicht einfach bestimmen. In Tabelle 6.1 ist zu sehen, dass bisher mit einer Kavernentemperatur von 20°C gerechnet wird [22].

Ein entsprechender Nachweis der optimalen Temperatur für die Kaverne muss noch erbracht werden.

6.1.4 Entfeuchtung der Luft

Die während des Betriebes, wegen der hohen Druckunterschiede, ausfallenden Wassermengen sind ein möglicherweise unterschätztes Problem. Im normalen technischen Gebrauch mag dies nicht weiter auffallen, aber bei einer Verdichtung in diesem erforderlichen Maße (von 1 auf 80 bar) und vor allem bei den großen Massenströmen, die hier in kürzester Zeit die Verdichter und auch den oder die Speicher passieren, kann es zu schweren Betriebsstörungen kommen. Sollten keine geeigneten Gegenmaßnahmen getroffen werden, würde die Kaverne mit der Zeit schlicht mit Wasser volllaufen.

Wie gravierend sich die Luftfeuchtigkeit auf den Betrieb auswirken kann, soll nun in einem Beispiel dargestellt werden.

Wir nehmen an, dass außerhalb der Kaverne eine Umgebungstemperatur von $t_U = 20^\circ\text{C}$ bei einem Umgebungsdruck von $p_U = 1,01325\text{ bar}$ vorliegt. Innerhalb der Kaverne nehmen wir weiterhin an, dass eine Temperatur von $t_K = 45^\circ\text{C}$ bei einem Druck von $p_K = 80,00\text{ bar}$ vorliegt.

Zu Beginn lässt sich leicht der Sättigungsdampfdruck der Luft über die Gleichung von Magnus (6.10) bestimmen.

$$p_S = 6,107 \cdot 10^{\left(\frac{7,5 \cdot t}{237,3 + t}\right)} \quad (6.10)$$

Angewendet auf die vorgegebenen Werte der Umgebung und der Kaverne ergeben sich Sättigungsdrücke von

$$\begin{aligned} p_{SU} &= 6,107 \cdot 10^{\left(\frac{7,5 \cdot 20^\circ\text{C}}{237,3 + 20^\circ\text{C}}\right)} = 23,377873\text{ mbar} \\ p_{SK} &= 6,107 \cdot 10^{\left(\frac{7,5 \cdot 45^\circ\text{C}}{237,3 + 45^\circ\text{C}}\right)} = 95,799796\text{ mbar} \end{aligned}$$

Nun wird der Wassergehalt für eine Reihe verschiedener relativer Umgebungsluftfeuchten zwischen 0–100% bestimmt. Dabei ist der errechnete Wassergehalt der Teil Wasser, der im vorliegenden Umgebungszustand als Wasserdampf in der Luft gespeichert ist.

Berechnet werden die Werte wie folgend exemplarisch anhand der relativen Luftfeuchte von $\varphi = 0,5 = 50\%$ dargestellt.

$$\begin{aligned} x_{Wd} &= 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_S}{p - \varphi \cdot p_S} & (6.11) \\ x_{WdU} &= 0,622 \cdot \frac{0,5 \cdot \frac{23,377873}{1000} \text{ bar}}{1,01325 \text{ bar} - 0,5 \cdot \frac{23,377873}{1000} \text{ bar}} \\ &= 0,007259186 = 7,259186 \frac{\text{g}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Üblicher Weise werden die Ergebnisse, wie man sehen kann, in der „Einheit“ [g/kg] angegeben, um sie durch Vermeidung der vorangehenden Nullstellen, etwas handlicher zu machen. Die Aussage der fiktiv gewählten Einheit ist sinngemäß, dass eine gewisse Grammzahl Wasser pro Kilogramm Luft gespeichert ist.

Die Ergebnisse ergeben sich, für die gewählten Umgebungszustände (in 10%-Schritten) von 0–100% relativer Luftfeuchtigkeit und dem Umgebungsdruck von $p_U = 1,01325 \text{ bar}$, zu den in Tabelle 6.2 zu sehenden Werten.

Da wir nun die möglichen Eingangsbedingungen kennen, können wir uns der Kaverne zuwenden. Dabei wird begonnen mit der Bestimmung des maximal zulässigen Wassergehaltes innerhalb der Kavernenumgebung.

Die Bedingung, dass in der Kaverne Wasser aus der Luft ausfallen kann ist nur dann gegeben, wenn innerhalb der Kaverne die Sättigungsfeuchte $\varphi = 1,00 = 100\%$ erreicht und überschritten wird. Bestimmt wird sie mithilfe von Gleichung 6.11 und unter Verwendung des, in Gleichung 6.10 bestimmten, Sättigungsdruckes der Kaverne.

$$\begin{aligned} x_{WdK} &= 0,622 \cdot \frac{1,0 \cdot \frac{95,799796}{1000} \text{ bar}}{80,00 \text{ bar} - 1,0 \cdot \frac{95,799796}{1000} \text{ bar}} \\ x_{WdK} &= 0,000745736 = 0,745736 \frac{\text{g}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Aus den nun gewonnenen Werten lässt sich die Differenz der Wassergehalte aus Umgebungs- und Kavernenzustand der Luft bestimmen und somit die ausfallenden Wassergehalte.

$$\Delta x = x_{aus} = x_{WdK} - x_{WdU} \quad (6.12)$$

Mit der angeführten Gleichung erhält man den Wassergehalt oberhalb der Sättigung, der aus der Luft in der Kaverne ausfällt und sich am Boden absetzt. Gemäß Gleichung 6.12 werden nun für alle gewählten Eingangszustände der Luft die ausfallenden Massen bestimmt und in Tabelle 6.2 dargestellt. Dabei wird vorausgesetzt, dass die Luft der Kaverne bereits gesättigt ist, wegen des hohen Druckunterschiedes kann diese Annahme aber leicht getroffen werden.

Wie eben geschrieben, ist der, in Tabelle 6.2 bei den zugehörigen relativen Luftfeuchten zu sehende Wassergehalt, der Wassergehalt, der sich über der zulässigen Sättigungsfeuchte befindet. Durch die Umkehr des Vorzeichens lässt sich somit erkennen, dass der Wassergehalt derjenige ist, der aus der Luft ausfällt und sich als Wasser am Kavernenboden absetzt.

Der Wert Null bei einer relativen Luftfeuchtigkeit von 0% entstammt der Voraussetzung, dass die Luft gesättigt sein soll. Im reinen Sättigungsfall kann bei 0% rel. Feuchte keinerlei in der Luft als Wasserdampf gespeichertes Wasser hinzu kommen und somit ist der Wert des ausfallenden Wassergehaltes gleich Null. Nach Gleichung 6.12 wäre der

φ_{vor} [%]	x_{WdU} [$\frac{g}{kg}$]	x_{WdK} [$\frac{g}{kg}$]	Δx [$\frac{g}{kg}$]	m_W [kg]	m_W [m^3]	Ladevorgänge zur Füllung
0	0,000000	0,745736	0,000000	0,00	0,00	∞
10	1,438407	0,745736	-0,692671	9103,21	9,16	16379
20	2,883483	0,745736	-2,137747	28094,65	28,26	5307
30	4,335274	0,745736	-3,589537	47.174,34	47,46	3160
40	5,793825	0,745736	-5,048089	66.342,90	66,74	2248
50	7,259186	0,745736	-6,513450	85.600,93	86,12	1742
60	8,731404	0,745736	-7,985668	104.949,08	105,58	1421
70	10,210527	0,745736	-9,464790	124.387,98	125,13	1199
80	11,696603	0,745736	-10,950866	143.918,26	144,78	1036
90	13,189682	0,745736	-12,443945	163.540,58	164,52	912
100	14,689813	0,745736	-13,944077	183.255,57	184,36	814

Tabelle 6.2: Wassergehalt und ausfallende Wassermassen

errechnete Wert zwar $x_{aus} = 0,745736 \text{ g/kg}$, dieser wurde aber korrigiert, da es sich hierbei um den Sättigungswassergehalt also den Bezugswassergehalt handelt.

Wenn man nun die oben gewonnenen Werte einmal praktisch betrachtet und auf die Speicher des Kraftwerkes Huntorf anwendet, ergibt sich erschreckendes.

Dafür muss vorerst die in der Kaverne befindliche Luftmasse bestimmt werden, hier kann man sich einfach mit der thermischen Zustandsgleichung idealer Gase behelfen. Bei entsprechender Speicherdauer stellt sich eine konstante Temperatur ein, sodass auch mit der idealisierten Gleichung gearbeitet werden kann.

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (6.13)$$

$$m = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} \quad (6.14)$$

Die Kavernengröße in Huntorf ist 150.000 m^3 pro Kaverne. Die Temperatur wurde bereits mit $T_K = 45^\circ\text{C}$ angegeben, ebenso wie der Druck $p_K = 80 \text{ bar}$. Damit ergibt sich aus der eben vorgestellten Gleichung 6.14

$$m_L = \frac{80 \text{ bar} \cdot 150.000 \text{ m}^3}{0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (273,15 + 45) \text{ K}}$$

$$m_L = 13.142.180,32 \text{ kg}$$

Hier lässt sich schon erkennen, aus welchem Grund die Entfeuchtung oder Entsorgung ein so wichtiges Thema ist. Bei der zu sehenden Luftmasse lässt sich außerdem schon erahnen, was gleich für die Wassermasse folgen wird.

Mithilfe der Gleichung

$$m_W = x_{WdK} \cdot m_L \quad (6.15)$$

wird nun noch das, sich in der Kaverne bildende Wasser berechnet. Die sich ergebenden Werte sind ebenfalls in Tabelle 6.2 einzusehen. Es ist zu beachten, dass die Werte lediglich für eine Kaverne gelten, für die gesamte Speichergröße des Kraftwerkes, müssen die zu erkennenden Werte verdoppelt werden.

Man erkennt in den angestellten Rechnungen, dass mit den großen Luftmengen, die in den Speichern umgesetzt werden, ein ebenfalls großes Wasserproblem einhergeht. Sieht man sich die, in Tabelle 6.2 angegebenen Werte der ausfallenden Wassermassen, für in

Deutschland typische Luftfeuchtigkeiten von 40 - 60 % an, erkennt man die Schwere der Problematik.

Um den Vergleich der Wassermassen zu vereinfachen, wird hier noch schnell die Umrechnung der Masse in Volumenanteile angestellt, um die Wassermenge mit der Kavernengröße vergleichen zu können.

Anhand der relativen Luftfeuchtigkeit $\varphi = 0,5 = 50\%$ soll auch diese Rechnung einmal beispielhaft durchgeführt werden. Die notwendige Wassermasse zu diesen Umgebungsbedingungen kann aus Tabelle 6.2 entnommen werden.

$$V = \frac{m}{\varrho} = \frac{85600,93 \text{ kg}}{994,0360 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 86,12 \text{ m}^3 \quad (6.16)$$

Dabei wurde der Wert für die Dichte des Wassers bei den angegebenen Betriebsbedingungen aus [53] mit $\varrho_{Wasser||45^\circ C||80 \text{ bar}} = 994,03597 \text{ kg/m}^3$ entnommen.

Das bestimmte Volumen mag nun in Relation zur Kavernengröße von 150.000 m^3 nicht besonders viel sein, aber nach ausreichenden Ladezyklen würden die Wassermassen schlussendlich die Kaverne füllen.

Mit dem berechneten Wasservolumen von $85,60 \text{ m}^3$ bedarf es bis zur vollständigen Füllung der Kaverne bei $\varphi = 0,5$ „gerade“ einmal 1742 Ladevorgänge.

Unter den Wassermassen leidet wegen der Speichervolumenverringering nicht nur die Speicherkapazität des Kraftwerkes, im schlimmsten Fall kann durch das Wasser die Tragfähigkeit der Kaverne nicht mehr gegeben sein, sodass eine akute Gefahr für den Standort gegeben ist.

In Abbildung 6.4 ist noch einmal der Verlauf über die sich ändernden Eingangswerte, sowie die notwendigen Ladevorgänge bis zur vollständigen Kavernenfüllung mit Wasser zu sehen.

Die absolut notwendige Beseitigung des Wassers kann auf verschiedenen Wegen geschehen. Möglich sind die Entfeuchtung der Luft vor Eintritt in die Kaverne (eher noch vor den Verdichtern) und (die pragmatischere Lösung) das Abpumpen des ausgefallenen Wassers aus der Kaverne. Unter den beiden Lösungen erscheint die zweite Variante deutlich einfacher und vor allem kostengünstiger. Die Investitionskosten für die zusätzlichen Komponenten, sowie den Betrieb zur Kühlung der Luft, zum technischen Entfeuchten, wären zu hoch und würden die Anlagen nicht sehr rentabel machen.

Bei beiden Verfahren sind aber die, nach der durchgeführten Entfeuchtung anfallenden Wassermassen, ein Faktor, den man bei der Planung der Anlagen zwingend einbinden sollte. Je nach rechtlichen Regelungen kann es sein, dass man hier mit einem Abwasserproblem umgehen muss, das frühzeitig bedacht werden muss.

Bei den angestellten Rechnungen ist zu beachten, dass die Luft in der Kaverne bei bereits gesättigt war. Wegen der großen Temperatur- und Druckunterschiede zwischen Umgebung und Kaverne kann diese Annahme aber leicht getroffen werden, da die einströmende Luft wegen der unterschiedlichen Bedingungen gesättigt sein wird.

Ebenfalls wurden die während des Lade- und Entladeprozess auftretenden Druck- ($p_K = 80 \text{ bar} = \text{const.}$) und Temperaturschwankungen (wegen $T = \text{const}$ auch $p_S = \text{const.}$) nicht betrachtet. Diese Schwankungen ergeben jedoch einen stark instationären Prozess, der nicht ohne erheblichen Aufwand betrachtet werden kann.

An den durchgeführten Rechnungen und den daraus resultierenden Ergebnissen lässt sich erkennen, dass die Kaverne ohne eine entsprechende Gegenmaßnahme innerhalb weniger Ladevorgänge gefüllt ist. Bedenkt man hierbei, dass die Speicher typischer Weise

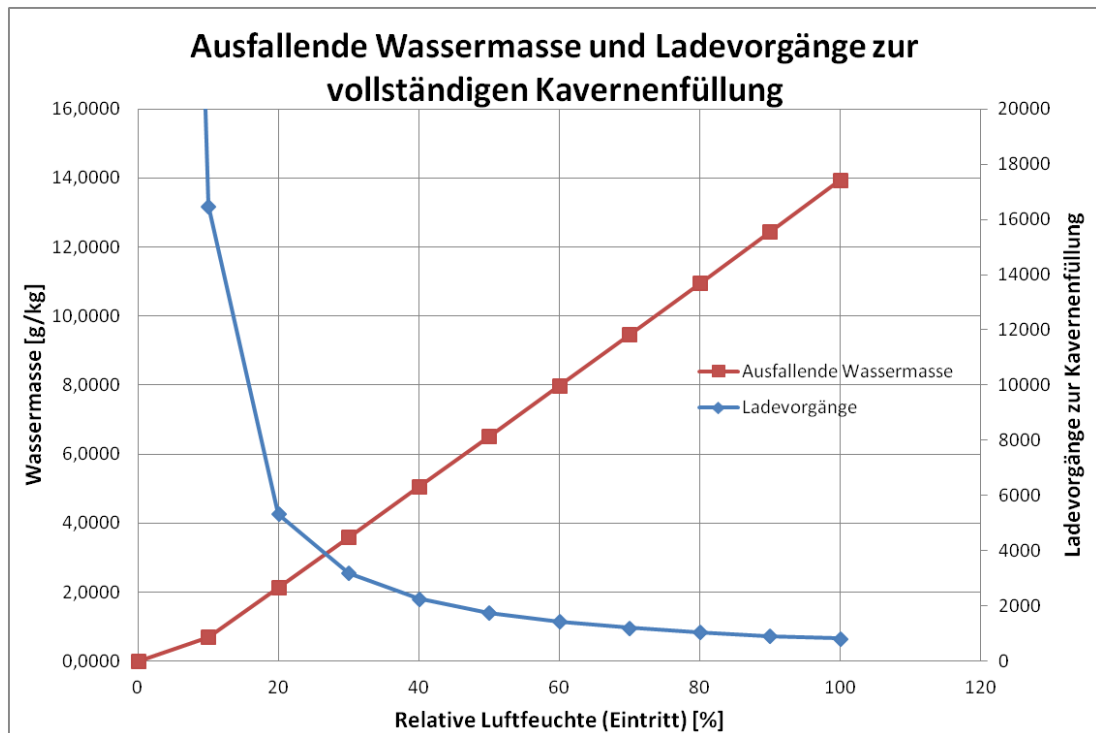


Abbildung 6.4: Anfallendes Wasser bei steigender relativer Umgebungsluftfeuchte

mehrmals am Tag be- und entladen werden (wenn auch nicht vollständig), wird die Leistungsfähigkeit der Anlage innerhalb weniger Zeit rapide sinken und schlussendlich zum Erliegen kommen.

6.2 Entladen des Speichers

Der Entladevorgang ist eine vergleichsweise unkomplizierte Angelegenheit. Während beim Aufladevorgang des Speichers noch Verdichter, thermischer Speicher, Kaverne und Kühlvorgänge betrachtet werden mussten, verkürzt sich die Liste beim Entladevorgang im Wesentlichen auf die Turbinen. Die potentiellen Optimierungsaufgaben die sich in dieser Komponente ergeben sind dennoch mannigfaltig.

- Turbinenstrang
 - Auswahl Turbinentypen
 - Turbinenzahl
 - Verschaltung der Turbinen
 - Eintrittstemperatur und -druck
 - Verbrennung (nicht bei A-CAES)
 - Effizienzsteigerung bei Teillast
 - Leistungsdichte
 - Aerothermodynamische Optimierung

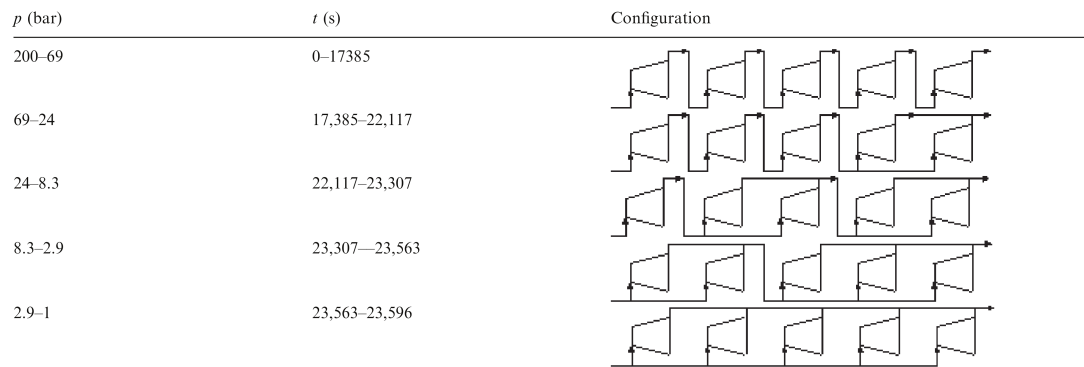


Abbildung 6.5: Schaltungsmöglichkeiten der Turbinen [46]

	140 MW Gasturbine	402 MW Gasturbine	300 MW Expansionsturbine
maximaler Luftmassenstrom	154 kg/s	438 kg/s	500 kg/s

Tabelle 6.3: Massenströme verschiedener Turbinengrößen und -arten [47]

6.2.1 Turbine

Für die Schaltung der Turbinen ist in Abbildung 6.5 ersichtlich, dass sich, analog zu der im letzten Kapitel gezeigten Schaltung der Verdichter, die Reihenschaltung als beste Lösung darstellt.

Aus Kostengründen wird die Anzahl der Turbinen auf zwei beschränkt, eine Hoch- und eine Niederdruckturbine. Wie in Tabelle 6.1 dargestellt ist, wird die wirtschaftlichste Anlagengröße im Verhältnis zur Anlagenleistung in Anlagen von 300 MW gesehen. Dies ist die Leistung, die durch die Turbinen an den Generator übertragen werden muss, für die Leistungserbringung werden hierfür axiale, einflutige Turbinen verwendet.

Hier gilt es hinsichtlich der Turbinenausführungen zwischen diabater und der adiabater Verfahrensweise zu unterscheiden, da der adiabate Betrieb höhere Massenströme bei gleichbleibender Leistung erfordert. Folglich ist die erforderliche Kavernengröße für den adiabaten Prozess, wegen der größeren Massenströme, im Gegensatz zur diabaten Anlage, etwas größer zu wählen.

In [47] wurden aus Herstellerdaten die in Tabelle 6.3 dargestellten Daten dreier verschiedener Turbinengrößen und -arten angegeben. Die Steigerung des notwendigen Massenstroms bei gleichbleibender Leistung erkennt man an den beiden rechts dargestellten Turbinen, bei denen die A-CAES-Turbine (Expansionsturbine), trotz einer geringeren Leistung, einen deutlich größeren Massendurchsatz hat.

Wegen der signifikant veränderten Anforderungen an die Turbine beim adiabaten Betrieb, ist auch hier viel Forschungsarbeit notwendig, um die damit einhergehenden Probleme zu beseitigen und die Technik realisierbar zu machen. Wegen der beim CAES Prozess hohen Drücke gibt es keine konventionellen Turbinen auf die man für eine Verwendung zurückgreifen könnte.

Im Hinblick auf die adiabate Gestaltung der CAES kann als Grundlage immerhin zum Teil auf die bestehenden Lösungen der diabaten CAES aufgebaut werden, die dann aber zusätzlich entsprechend den neuen Betriebsbedingungen optimiert werden sollten. Wegen der unterschiedlichen Anforderung der Hoch- und Niederdruckturbine wurden diese auch aus unterschiedlichen Techniken adaptiert.

Da die Hochdruckturbinen, wie beschrieben, hauptsächlich mit hohen Drücken konfrontiert wird ($550^{\circ}\text{C}/42\text{ bar}$ [36]), wurde hier die verwendete Lösung aus der vorliegenden Dampfturbinentechnik abgeleitet. Bei der Niederdruckturbinen wiederum sind, auch für herkömmliche Turbinen zu bewerkstellende Drücke und Temperaturen gegeben ($825^{\circ}\text{C}/11\text{ bar}$ [36]), sodass die notwendige Niederdruckturbinen aus der vorhandenen Gasturbinentechnik übernommen werden konnten. Für die sich ändernden Parameter der zukünftigen Anlagen, bei denen von Drücken bis zu 200 bar die Rede ist, müssen noch entsprechende Lösungen gefunden werden.

Aber auch die starken Schwankungen des Massenstroms und des Drucks ergeben zusätzliche Schwerpunkte in der Gestaltung der Komponenten. So wird erprobt, ob eine Teillösung der Druck- und Massenstromvariationen durch die Verwendung verstellbarer Leitschaufeln erreicht werden kann.

Eine weitere Folge des ungleichen Anströmverhaltens der Turbinen ist eine starke Draländerung am Austritt der Turbinen, die zu extremen Diffusorfalschströmungen und damit verbundenen Wirkungsgradminderungen führt. Zur Minimierung dieser Verluste wird ein Diffusor mit adaptiver Eintrittsleitreihe und optimierter Geometrie für axial-radiale und axial-axiale Abströmung implementiert [47].

Für die Wirkungsgradsteigerung wesentlich ist die Effizienzsteigerung der Turbinen im Teillastbereich. Wegen der Bedarfsabhängigen Fahrweise der Turbinen, kann nicht durchgängig von einem Volllastbetrieb ausgegangen werden, sodass die Wirkungsgradmaximierung des Entladevorganges (somit auch des Gesamtwirkungsgrades) vorrangig über die Verbesserung des Verhaltens im Teillastbetrieb geschehen wird. Wie zuvor schon geschrieben wurde, ist der Lastbereich zwischen $40 - 100\%$ mit bestmöglichem Wirkungsgrad abzudecken.

Um den Verschleiß und die Belastung der Turbinen beim Start zu mindern, ist eine Optimierung des Anfahrverhaltens anzustreben.

Im Allgemeinen ist der Wirkungsgrad während der Einfahrphase der Turbinen durch geringe Anfangstemperaturen sowie ein, nicht betriebsoptimales Verhalten der Komponenten deutlich geringer, dies soll durch die Anbindung des thermischen Speichers verbessert werden. Durch eine gezielte, Wärmezufuhr während der Stillstandzeiten soll die Anlaufzeit verkürzt werden.

Den Forschungen übergeordnet steht dabei immer die Forderung, den Betrieb bei größtmöglicher Effizienz durchzuführen, also den Wirkungsgrad soweit wie möglich zu maximieren, jedoch gilt auch hier die Einschränkung, die ökonomischen Aspekte nicht aus den Augen zu lassen und möglichst niedrige spezifische Kosten zu erreichen.

Die Korrosionsgefahr an Turbinen und Leitungen durch sich bildende Dämpfe der Sole wurde durch verschiedene Messungen als prozessungefährlich bewertet.

Zu beachten ist, dass der Enddruck, der nach Beendigung der Expansion in der Kaverne verbleibt wegen des Lade-/Entladekreislaufes, wiederum der Anfangsdruck ist, gegen den die Verdichter beim Laden des Speichers arbeiten müssen.

Dabei wird der Enddruck durch die vorliegende Leistungsabgabe der Turbinen vorgegeben. Wenn die Turbinenleistung unter einen festgelegten Wert sinkt, unter dem der Betrieb der Anlage nicht mehr wirtschaftlich vertretbar ist, muss die Expansion gestoppt werden und es verbleibt ein Rest- oder Grunddruck in der Kaverne.

Nach derzeitigem Stand ist ein Volllastbetrieb bei Kavernendrücken oberhalb von 46 bar (Huntorf) möglich, darunter nimmt die Leistung ab, bis der unwirtschaftliche Bereich erreicht ist in dem die Expansion beendet werden sollte. Für die untere Grenze der Leistungsfähigkeit wird bisher keine Grenze angegeben.

Auch wenn die Kaverne im Enladeprozess ebenfalls beteiligt ist, ist hier kein weiteres Optimierungspotential zu sehen, da der an die Turbine geleitete Massenstrom (mehr oder minder) gleichmäßig gedrosselt wird, um den Druck an der Turbine möglichst konstant zu halten.

Im Bezug auf die schon ausgeführte Rechnung zum ausfallenden Wassergehalt der Luftfeuchte sei hier aber noch darauf hingewiesen, dass sich beim Entladen des Speichers in Folge des Druckabfalls die Temperatur verringert und folglich (wegen geringerem Partialdruck der Luft) der Ausfall des noch in der Luft der Kaverne befindlichen Wassers begünstigt wird.

Noch nicht deutlich geworden ist der Umstand, daß bei den beiden vorhandenen Druckluftspeicherkraftwerken der Kavernendruck auf einen niedrigeren, für die Turbinen erforderlichen Druck heruntergedrosselt wird. Dabei wird sehr viel Exergie vernichtet, die beim Ladevorgang der Kaverne von den Verdichtern aufgebracht wurde.

Daher sollte für zukünftige Druckluftspeicherkraftwerke untersucht werden, ob die Turbinen so ausgelegt werden können, daß sie das gesamte Druckverhältnis Kavernendruck zu einem Druck oberhalb des Umgebungsdruckes nutzen können.

Entsprechend der in [48] dargestellten Turbinenkennfelder von Gasturbinen kann hier schon die Aussage gemacht werden, daß eine vielstufige Turbine mit einigermaßen konstanter Leistung bei konstanter Drehzahl über folgende Merkmale verfügen muß:

- Teilbeaufschlagung

Mit Hilfe der Teilbeaufschlagung kann der Massenstrom gerade bei hohen Drücken deutlich reduziert werden.

- verstellbare Leitschaufeln mindestens in der ersten Stufe

Durch die verstellbaren Leitschaufeln in der ersten Stufe wird die Kontrolle über den Massenstrom ohne Drosselverluste verbessert. Bei den hohen Drücken wird im engsten Querschnitt des Leitrades auf jeden Fall Schallgeschwindigkeit auftreten, wodurch der Massenstrom nach oben hin begrenzt wird. Dabei bleibt der Wirkungsgrad gut.

Im weiteren Verlauf der Expansion wird durch Vergrößerung der Strömungsfläche im engsten Querschnitt des Leitrades der Massenstrom bei kleiner werdendem Druck vergrößert werden, um die Leistung konstant zu halten.

- Aufteilung der Turbine in mehrere Segmente

Das Druckverhältnis der Turbine überstreicht während des Betriebes einen sehr großen Bereich. Mit fallendem Druck werden die einzelnen Stufen weniger belastet. Die Reibungseinflüsse bleiben aber erhalten trotz sinkender Geschwindigkeit. Daher erscheint es sinnvoll, von hinten beginnend einzelne Stufengruppen nach einander abzuwerfen. Die verbleibenden Stufen arbeiten dann in einem Betriebsbereich mit höherem Wirkungsgrad.

Teilbeaufschlagung ist aus dem Dampfturbinenbau bekannt und gut erforscht. Verstellbare Leitschaufeln sind noch nicht Stand der Technik aber seit langem in der Entwicklung.

Aus den gerade vorgestellten Gedanken läßt sich ableiten, daß die Turbinen für Speicherkraftwerke einen sehr komplexen Aufbau aufweisen werden und über eine sehr intelligente komplizierte Regelung verfügen müssen.

Auch hier ist wegen der Komplexität und des dauernd instationären Betriebsverhaltens eine Simulation unabdingbar. Auch für ein solches Modell könnte man sich an die Überlegungen aus [50] anlehnen.

6.2.1.1 Schadstoffemissionen

Im Zusammenhang mit der Effizienz der Anlage sollte auch bedacht werden, dass CAES einen möglichst ökologischen Speicher darstellen sollen, sodass man sich an dieser Stelle auch über die Schadstoffemissionen der Speicherkraftwerke machen sollte. Wie in Kapitel 5.3.4.2 vorgestellt wurde, ergibt sich für diabate Anlagen eine Einsparungsmöglichkeit der CO_2 -Emissionen, indem für die Gasverbrennung auf Biogas ausgewichen wird. Im adiabaten Betrieb entfallen derlei CO_2 -Emissionen, es bleibt nur die, über den Bau der Anlage, indirekt anfallenden Emissionen zu verringern.

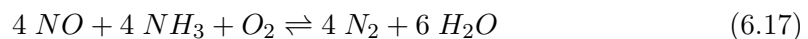
Ein weiteres Problem durch die Verbrennung, besonders bei höheren Temperaturen ist die Entstehung von Stickoxiden (NO_x). Dabei wird die Entstehung von NO_x grundsätzlich begünstigt durch

- zu geringer Sauerstoffgehalt für Verbrennung
- zu hohe Verbrennungstemperaturen
- zu schneller Verbrennungsablauf

Gegen die Entstehung der Stickoxide müssen unbedingt Maßnahmen getroffen werden, präventiv kann man hier von den drei genannten Maßnahmen wenig beeinflussen. Da eine geringere Verbrennungstemperatur wegen der einhergehenden Wirkungsgradminderung keinen Sinn macht und ebenso wegen der hohen Druckunterschiede eine schnelle Verbrennung der Luft mit dem Gas erforderlich ist, kommt eine präventive Minderung der NO_x -Emissionen nur durch die ausreichende Bereitstellung von Sauerstoff in Frage. Diese Maßnahme erübrigt sich aber weitestgehend, wenn man bedenkt, dass bei der Verbrennung unter dem hohen Drücken ausreichend Sauerstoff zur Verfügung stehen sollte. Einzig über die Wahl der Brennstoffmenge für den Verbrennungsprozess lässt sich die NO_x -Entstehung beeinflussen.

Für die sekundären Maßnahmen zur NO_x -Reduktion wird zum Beispiel diskutiert, ähnlich dem für größere Kraftfahrzeuge angedachten Vorhaben, dem Abgas Ammoniak oder Harnstoff zuzumischen (sogenannte selektive nicht-katalytische Reduktion). In praktischer Anwendung würde das Ammoniak (NH_4OH) oder der Harnstoff (NH_2CONH_2) dem Abgas nach Austritt aus der letzten Turbinenstufe zugemischt werden, was dann das Stickoxid (NO_x) zu Stickstoff (N_2) reduziert.

Bei der Reduktion wird aus Ammoniak ungefährlicher Stickstoff und Wasser



und aus Harnstoff wird Ammoniak und Isocyanensäure [54]



In einem weiteren Schritt reagiert die Isocyanensäure ($HNCO$) mit Wasserdampf zu Ammoniak und Kohlendioxid



Grundsätzlich ist wegen der einfacheren Handhabung der Harnstoff zur Reduktion der Stickoxide vorzuziehen.

7 Ausblick und weiteres Vorgehen

7.1 Beurteilung der Zukunftsfähigkeit der CAES

Die Beurteilung der CAES ist schwierig, da sich die Technik wegen der zukünftig zu erwartenden Ausrichtung auf den adiabaten Prozess stark ändern wird und für diese Technik keine handfesten Ansätze vorhanden sind, um die Beurteilung der Zukunftsfähigkeit darauf begründen zu können.

Für die bisher betriebenen, diabaten Druckluftspeicherkraftwerke gilt laut [47], dass sich die CAES aus vorgenommenen Betrachtungen der Vergangenheit und Zukunft (gemäß den Erwartungen) an der Grenze zur Wirtschaftlichkeit befinden.

Problematisch ist dabei die Abschätzung der Wirtschaftlichkeit, im Vergleich zu konventionellen Kraftwerkstypen, da sich Unsicherheiten aus der Marktgestaltung für Netzdienstleistungen (Regelenergie, Reserveenergie) ergeben. Besonders da das diabate Verfahren zusätzlich zum schwankenden Strompreis auch vom Gaspreis (sowie von CO_2 Zertifikatspreisen) abhängig ist, ergeben sich schwer kalkulierbare Einflüsse.

Wegen der signifikant höheren Kosten für die Speicherung vergleichbarer Leistung mittels alternativer Speicherverfahren, bietet sich in den CAES eine vergleichsweise günstige Speichermöglichkeit. Die dabei benötigte geringe oberirdische Fläche des CAES bietet, im Gegensatz zu Pumpspeicherkraftwerken, ein zusätzliches Potential für eine großflächige Anwendung.

Vorrangig kann jedoch ein besonders großes Potential im Rahmen der Netzeinbindung von regenerativen Energiegewinnungsverfahren (insbesondere Windenergie) erkannt werden. Mithilfe der CAES, kann die Erweiterung der Windenergie und deren Einsatz als Grundlastherzeuger erreicht werden, was andernfalls, wegen des prinzipiell fluktuierenden Charakters der Regenerativen Energien, nicht möglich wäre.

Im Zusammenhang mit der erwarteten Verschiebung der Lastherzeugung, durch den Ausbau der Offshore Windenergieerzeugung, in den Norden ergeben sich speichertechnisch hervorragende Bedingungen für die Errichtung von CAES, da ausreichend bestehende potentielle Kavernen oder zumindest Salzvorkommen für deren Erstellung vorhanden sind. Wegen der topografischen Einschränkungen der Pumpspeicherkraftwerke werden alternative Speichertechniken in Form der CAES benötigt, die in lasterzeugungsnaher Umgebung betrieben werden können.

Weitere spezifische Vorteile der CAES wie etwa die Verbesserung der Netzauslastung, Steigerung der gesicherten Leistungshöhe und die optimierte Fahrweise des gesamten Kraftwerkspool (verminderter Teillastbetrieb) werden den zukünftigen Vormarsch der CAES sichern.

Im Wesentlichen lässt sich konstatieren, dass der Erfolg der CAES (A-CAES) abhängig von den folgenden Punkten ist:

- Strompreisschwankungen

- Brennstoffpreisschwankungen
- Emissionszertifikatpreisen (nur diabate CAES)
- Effizienzsteigerung der (A-)CAES
- Effizienzsteigerungen und Kostenentwicklung konkurrierender Speichertechnologien
- Ausbau der Erneuerbaren Energien
- Kostenentwicklung für Regel- und Ausgleichsenergie
- Staatlichen Förderungen
- Unterstützung/Akzeptanz der Bürger
- Technologische Entwicklungen
- Entwicklung potentieller Absatzmarkt der Anlagen

In [55] werden zudem folgende Abhängigkeiten genannt:

- Markt
 - Rechtliche Struktur des Regelenergiemarktes
- Politik
 - Reduktionsziele CO_2 der EU (nach 2012)
 - Staatliche Politik bezüglich Reservehaltung für Erdgas und Erdöl (Einfluss auf Konkurrenz bei den Speicherkavernen)
 - Staatliche Politik bzgl. Bodennutzung (bestimmt wie viel Kavernen gebaut werden dürfen)
- Infrastruktur
 - Netzinfrastuktur (bzgl. des möglichen Ausbaus der Netzinfrastuktur und somit Verringerung von Engpässen, natürlicher Ausgleich von volatiler Produktion an unterschiedlichen Standorten und Regelenergienachfrage)
 - Import-/Exportkapazitäten (bzgl. der Möglichkeit Speichermöglichkeiten und Netzstabilitätsmaßnahmen aus dem Ausland zu nutzen)
 - Verfügbarkeit von Salzkavernen (bzgl. der Konkurrenz wegen Nutzung durch andere Energieträger)

7.2 Vorschläge für weiteres Vorgehen

Wie sich im vorhergehenden Kapitel schon darstellte, gibt es zur Optimierung der Druckluftspeicherkraftwerke, speziell der A-CAES, noch einiges an Pionierarbeit, die geleistet werden muss.

Abgesehen von der Konstruktion eines neuartigen, für diese Zwecke geeigneten, thermischen Speichers, sowie dessen optimalem Speichermaterial, bleibt vorrangig die Lösung der instationären Vorgänge im Prozessablauf während der Lade- und Entladephasen.

Durch die Erstellung eines mathematischen Modells, kann die Optimierung der Anlagenkomponenten erst ermöglicht werden, um dieses Ziel zu erreichen, müssen entsprechende Lösungen für die genannten Teilprobleme (siehe Kapitel 6.1 und 6.2) entwickelt werden.

Besondere Beachtung muss der Lösung der, während des Betriebes stattfindenden, instationären Prozesse zukommen. Ansätze für die Anwendung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für instationäre Prozesse sind in [51] zu finden. Während des gesamten Betriebes dieser Speicheranlage treten nie quaistationäre Zustandsänderungen auf.

Zu beachten ist, dass bei den anzustellenden Rechnungen zwingend mit Luft als reales Gas gerechnet werden muss, da hier die Vereinfachungen, die für eine Rechnung mit idealem Gas gemacht werden wegen des zu erwartenden großen Fehlers nicht zugelassen werden können. Benötigte Stoffwerte für die Rechnungen können unter [52] erworben werden.

Für die Steigerung des Prozesswirkungsgrades ist es unabdingbar, dass die Verluste an und durch die Strömungsmaschinen (Verdichter, Turbinen) durch strömungsoptimiertes Verhalten bzw. aerothermodynamische Optimierung verbessert werden. Dabei ist es aus Effizienzgründen verständlicher Weise unzulässig, Strömungsmaschinen dual als Verdichter und Turbine zu betreiben.

Für die einzelnen Komponenten, besonders für die Verdichter und Turbinen, müssen Kennwerte im Bezug auf Temperatur, Druck, Leistung, Laufzeit, Größe und Kosten entwickelt werden.

Entsprechend dem, wie es schon getan wird, müssen verschiedene Anlagengrößen betrachtet werden und nach ihrer Leistungsfähigkeit, sowie dem Wirkungsgrad und den zu erwartenden Kosten verglichen werden. Im Anschluss werden sich einige Anlagen- wie auch Speichergrößen herausstellen, die sich technisch und wirtschaftlich als besonders geeignet erweisen.

Des Weiteren sollte die erbringbare spezifische Leistung pro Volumen (W/m^3) aufgenommen werden, mit einer entsprechend angestellten Optimierung des vorhandenen Speichervolumens. Dies ist besonders interessant, wenn es darum geht, dass die CAES zum Peak-Shaving, also dem Linearisieren der fluktuierenden Leistung aus erneuerbaren Energien, verwendet werden. Ein großes Kavernenvolumen erscheint in diesem Fall nicht besonders sinnvoll, da eine längere Entladung üblicherweise nicht notwendig sein sollte.

Außer den Anlagengrößen sollte auch der Aufbau erneut betrachtet werden, so kann es sein, dass sich der modulare Aufbau auf weitere Komponenten als Verdichter und Turbinen anwenden lässt. Wegen der immer parallel zu beachtenden ökonomischen Anforderungen, stellt sich der modulare Aufbau der Anlage als sehr vorteilhaft (kostengünstige Erweiterung der Leistung / einfacher Komponentenaustausch) dar, sodass diese bevorzugt anzuwenden wäre.

Welche Alternativen Verfahren zur Luftvorwärmung gibt es, die den Erdgasverbrauch mindern oder verhindern würden, könnte dies auch durch, in einem parallelen Prozess erzeugten Wasserstoff oder Biomasse erreicht werden?

Ein etwas extravaganter Ansatz wäre die Überlegung, unter welchen Umständen die CAES ohne thermischen Speicher funktionieren würden. Diese Überlegung stellt sozusagen den unteren Grenzfall der Speichermöglichkeiten dar, da mit dieser Variante die Kosten minimiert würden (übrige Betriebsoptimierung vorausgesetzt). Wie sieht der Zustand aus, in dem das Minimum an Zusatzbefeuerung notwendig ist?

Eine Absenkung der geplanten Speichertemperaturen des A-CAES sollte in Erwägung

gezogen werden, da sich mit einem Niedertemperaturspeicher etliche Probleme vermeiden ließen. Das oft diskutierte Temperaturproblem der Kompressoren, sowie die Wärmespeicherung unter den bisher geplanten hohen Temperaturen, wären so unter Umständen, mit heutigen Mitteln leicht realisierbar.

In welchem Maße und in welchen Stufen macht die Zwischenkühlung des Verdichters Sinn? Unter Umständen ist eine Zwischenkühlung ab der Hälfte des Druckniveaus nicht mehr notwendig wegen zu geringer Energieeinsparungen.

Wie kann mit der Zwischenkühlung gerechnet werden? Es bietet sich eine Rechnung mithilfe der angestellten Rechnungen von Aubrey Stone [50] an.

Es sollte untersucht werden, ob ein Betrieb der Anlage nicht auch mit nur einer Turbine ausreichend ist und wie weit sich mit verschiedenen Konstellationen das Druckniveau ausnutzen lässt. Kommt eine Turbinenausführung einer Turbine mit mehreren Stufen in mehrgewölbiger Ausführung in Betracht, die je nach Notwendigkeit vom Prozess entbunden werden können.

Wie wird mit dem sich in der Kaverne bildenden Wasser umgegangen? Bestehen rechtliche Regelungen, die die Entsorgung erschweren und wie kann man das Wasser gegebenenfalls einsetzen und reinigen?

7.2.1 Versuchsanlage — Bestimmung der Turbinen-Betriebsparameter

Vorteilhaft ist die Errichtung einer kleinen Versuchsanlage, mit deren Hilfe man die theoretisch bestimmten Werte im kleinen Maßstab (Labormaßstab) verifizieren kann. Bisher gibt es zu dem praktischen Verhalten der adiabaten CAES viele Annahmen und Vermutungen, aber keine definitiven Aussagen. Zudem ließen sich mit Hilfe einer Simulationsanlage etwaige Verbesserungsmaßnahmen deutlich einfacher auf ihre Tauglichkeit überprüfen und Schwachstellen erkennen.

Bisher realisiert wurde dies in der Universität Paderborn mit Unterstützung von RWE. In Verbindung mit Testreihen der Versuchsanlage ließen sich inzwischen auch schon die ersten angestellten Simulationsergebnisse zu den, im Wärmespeicher ablaufenden, Prozessen verifizieren.

Die dabei für eine Versuchsanlage zu erwartende Größe der Turbine, sowie deren Betriebsparameter werden nun repräsentativ bestimmt.

Für die Rechnungen werden die folgenden Vorgaben angenommen:

$\alpha = 20^\circ$; $d_{La} = 80 \text{ mm}$; Schaufelhöhe = 10 mm ; $p_K = 30 \text{ bar}$; $p_U = 1 \text{ bar}$; $\eta_{isentrop} = 0,85$; $Ma = 1$; $\kappa = 1,4$; $T_{ein} = 293,15 \text{ K}$; $V = 250 \text{ l} = 0,25 \text{ m}^3$

Aus dem Geschwindigkeitsdreieck in Abbildung 7.1 kann zu Beginn für die Geschwindigkeitsanteile abgeleitet werden

$$\sin(\alpha_1) = \frac{c_{m1}}{c_1} \quad (7.1)$$

Aus der Vorgabe der Machzahl kann die Strömungsgeschwindigkeit bestimmt werden

$$Ma = \frac{c_1}{a} = 1 \quad (7.2)$$

$$c_1 = a \quad (7.3)$$

dafür muss zuerst aber die Schallgeschwindigkeit im vorliegenden Zustand ermittelt werden. Dies geschieht mit folgender Gleichung

$$a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \quad (7.4)$$

$$a = \sqrt{1,4 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 0,287 \frac{kJ}{kg \cdot K} \cdot 293,15 K} = 343,20 \frac{m}{s}$$

Aus Gleichung 7.3 ergibt sich somit für die Strömungsgeschwindigkeit

$$c_1 = a = 343,20 \frac{m}{s}$$

Damit kann nun nach Umstellung aus Gleichung 7.1 die Meridionalgeschwindigkeit bestimmt werden

$$\begin{aligned} c_{m1} &= c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \\ c_{m1} &= 343,20 \frac{m}{s} \cdot \sin(20^\circ) = 117,38 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

Die Eintrittsfläche der Turbine ergibt sich durch

$$A = \pi \cdot d_m^2 \cdot \delta_l \quad (7.5)$$

mit

$$d_m = \frac{d_i + d_a}{2} \quad (7.6)$$

und

$$\delta_l = \frac{1 - \nu}{1 + \nu} \quad (7.7)$$

$$\nu = \frac{d_i}{d_a} \quad (7.8)$$

folgt für die Turbineneintrittsfläche

$$\begin{aligned} A &= \pi \cdot \left(\frac{d_i + d_a}{2} \right)^2 \cdot \frac{1 - \frac{d_i}{d_a}}{1 + \frac{d_i}{d_a}} \\ A &= \pi \cdot \left(\frac{80 \text{ mm} + 100 \text{ mm}}{2} \right)^2 \cdot \frac{1 - \frac{80 \text{ mm}}{100 \text{ mm}}}{1 + \frac{80 \text{ mm}}{100 \text{ mm}}} \\ A &= 2827,43 \text{ mm}^2 = 0,00282743 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

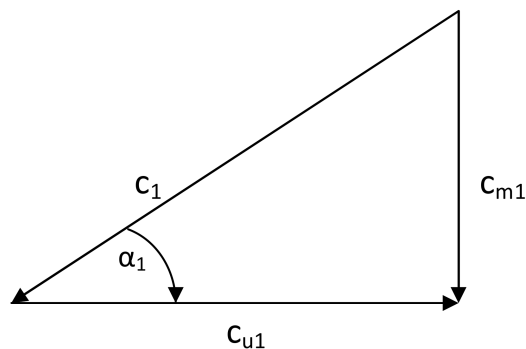


Abbildung 7.1: Geschwindigkeitsdreieck an Turbine

Mit der erhaltenen Eintrittsfläche der Turbine kann auch der zu erwartende Volumenstrom bestimmt werden

$$\begin{aligned}\dot{V} &= A \cdot c_{m1} & (7.9) \\ \dot{V} &= 0,00282743 \text{ m}^2 \cdot 117,38 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,33188 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\end{aligned}$$

Daraus lässt sich nun der Massenstrom mit folgender Gleichung ermitteln

$$\dot{m} = \varrho \cdot c \cdot A = \dot{V} \cdot \varrho \quad (7.10)$$

Um den Massenstrom bestimmen zu können, wird noch die Dichte der Luft im Eintrittszustand benötigt, diese ergibt sich mit den vorgegebenen Werten zu

$$\begin{aligned}p &= \varrho \cdot R \cdot T & (7.11) \\ \varrho &= \frac{p}{R \cdot T} \\ \varrho &= \frac{80 \text{ bar}}{0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 318,15 \text{ K}} = 87,62 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

Damit ergibt sich nun der Massenstrom unter Verwendung von Gleichung 7.10 zu

$$\begin{aligned}\dot{m} &= \dot{V} \cdot \varrho \\ \dot{m} &= 0,33188 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 87,62 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 29,08 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

An den erhaltenen Werten erkennt man, dass es sich auch bei einer vergleichsweise sehr kleinen Versuchsturbine bereits um immense Luftdurchsätze handelt, mit denen umgegangen werden muss. Überlegt man sich nun aus den vorgegebenen Werten die im Speicher vorhandene Luftmasse, kann man erkennen, wie der Speicher für einen akzeptablen Versuchsaufbau dimensioniert werden muss. Mit der Gleichung

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (7.12)$$

lässt sich die Luftmasse im Speicher bestimmen. Umgestellt ergibt sich

$$\begin{aligned}m &= \frac{p \cdot V}{R \cdot T} = \frac{30 \text{ bar} \cdot 0,25 \text{ m}^3}{0,287 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 293,15 \text{ K}} \\ m &= 8,91 \text{ kg}\end{aligned}$$

Anhand der bestimmten Werte für den Massenstrom ($\dot{m} = 29,08 \text{ kg/s}$) und die gespeicherte Luftmasse ($m = 8,91 \text{ kg}$) wird ersichtlich, welcher große Aufwand auch schon bei dieser Anlagen bzw. Turbinengröße betrieben werden muss, um den Versuch lange genug am Laufen zu halten, um vernünftige Werte aufnehmen zu können. Ein direkter Vergleich der beiden Werte ist wegen des Druckabfalls im Betrieb (instationär) nicht zulässig. Dennoch lässt sich erkennen, dass für einen qualitativ ausreichenden Versuchsaufbau ein sehr großer, apparativer Aufwand betrieben werden muss.

Zum Abschluss lässt sich nun noch zusätzlich die zu erwartende Leistung der Turbine bestimmen.

Nach der Euler'schen Hauptgleichung der Turbomaschinen

$$\frac{P}{\dot{m}} = a = c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1 \quad (7.13)$$

ergibt sich die, dem Fluid maximal entzogene (spezifische) Schaufelarbeit, die an der Turbine übertragen werden kann, wenn die Abströmung der Turbine drallfrei ist (also wenn gilt $c_{u2} \cdot u_2 = 0$).

Mit der Vereinbarung, dass die aus der Turbine geleistete (gewonnene) Schaufelarbeit, mit einem negativen Vorzeichen behaftet ist, vereinfacht sich die Eulergleichung zu

$$\frac{P}{\dot{m}} = a = -c_{u1} \cdot u_1 \quad (7.14)$$

Der Geschwindigkeitsanteil c_{u1} lässt sich mit dem Strömungswinkel α_1 aus dem Geschwindigkeitsdreieck in Abbildung 7.1 bestimmen

$$\begin{aligned} \cos(\alpha_1) &= \frac{c_1}{c_{u1}} & (7.15) \\ c_{u1} &= c_1 \cdot \cos(\alpha_1) \\ c_{u1} &= 343,20 \frac{m}{s} \cdot \cos(20^\circ) = 322,50 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

oder auch alternativ über den Pythagoras im Geschwindigkeitsdreieck

$$\begin{aligned} c_1 &= \sqrt{(c_{u1}^2 + c_{m1}^2)} & (7.16) \\ c_{u1} &= \sqrt{(c_1^2 - c_{m1}^2)} = \sqrt{(343,20^2 - 117,38^2)} = 322,50 \frac{m}{s} \end{aligned}$$

Die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades ergibt sich durch

$$u_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n \quad (7.17)$$

Nimmt man für die Turbine eine typische Drehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1} = 50 \text{ s}^{-1}$ an, ergibt sich aus Gleichung 7.17

$$u_1 = \pi \cdot 0,10 \text{ m} \cdot 50 \frac{1}{s} = 15,71 \frac{m}{s}$$

Nach Einsetzen der erhaltenen Geschwindigkeiten c_{u1} und u_1 in Gleichung 7.14 ergibt sich die an der Turbine geleistete bzw. dem Fluid entzogene spezifische Schaufelarbeit zu

$$\begin{aligned} a &= -322,50 \frac{m}{s} \cdot 15,71 \frac{m}{s} \\ a &= -5066,48 \frac{J}{kg} \end{aligned}$$

Die von der Turbine erbrachte Leistung ergibt sich aus Gleichung 7.13 durch Multiplikation der spezifischen Schaufelarbeit mit dem, von der Turbine verarbeiteten, Massenstrom

$$\begin{aligned} \frac{P}{\dot{m}} &= a \\ P &= \dot{m} \cdot a \end{aligned} \quad (7.18)$$

Nach Einsetzen der zuvor ermittelten Werte in Glg. 7.18 ergibt sich die aus der Turbine zu gewinnende Leistung zu

$$\begin{aligned} P &= 29,08 \frac{kg}{s} \cdot -5066,48 \frac{m^2}{s^2} \\ P &= -147333 \text{ W} = -147,33 \text{ kW} \end{aligned}$$

Wie in den vorangegangenen Rechnung dargestellt wurde, kann man davon ausgehen, dass aus der vorgestellten Turbine mit einer Turbineneintrittsfläche von $A = 0,00282743 \text{ m}^2$ (Eintrittsdurchmesser etwa 10 cm), unter den vorgestellten Laborbedingungen, bereits eine Leistung von $147,33 \text{ kW}$ gewonnen werden kann.

Will man die aus der Turbine zu erwartende Leistung durch eine angeschlossene Wasserbremse abführen, ergeben sich analog zur Speicherauslegung sehr große Dimensionen der Apparatur.

Insgesamt wurde durch die angestellten Rechnungen festgestellt, dass bereits für einen Versuchsaufbau der Turbine im „kleinen“ Maßstab des Laborbetriebes, ein erheblicher apparativer Aufwand betrieben werden muss, um aussagekräftige Werte zu erhalten.

Besonders fällt hier die Speichergröße auf, auch wenn ein direkter Vergleich des Turbinenmassenstroms und gespeicherter Luftmasse nicht möglich ist. Will man den Versuchsaufbau dahingehend betreiben, dass die Werte über einen Zeitraum von mehreren Minuten aufgenommen werden sollen, muss ein immens großer Speicher (viele Druckflaschen) angeschlossen werden, der die für den Betrieb benötigte Luftmasse bereit stellen kann.

8 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden das Potential und die denkbaren Einsatzmöglichkeiten der Druckluftspeicherkraftwerke dargestellt. Dabei wurden Vergleiche angestellt, welches Potential sich im Vergleich mit anderen verfügbaren Speichertechnologien bietet. Besonderes Augenmerk lag dabei im Vergleich der Druckluftspeicherkraftwerke (CAES) mit Pumpspeicherkraftwerken (PSW).

Im Vergleich der Technologien ergab sich, dass CAES die bisher besten Einsatzvoraussetzungen der vorgestellten Speichertechniken haben. Zwar ergaben sich durchaus Technologien, die mit den Speicherleistungen oder der Speicherdauer konkurrieren können, diese Techniken haben aber wesentliche Defizite im Zusammenhang der Speicherdauer mit der Speicherleistung beziehungsweise dem derzeit prozessspezifisch erreichbaren Wirkungsgrad.

Nachdem daraufhin die CAES weiter tiefergehend in Aufbau und Funktionsweise vorgestellt wurden, wurde auf die zu erwartenden Optimierungsmaßnahmen eingegangen. Dabei wurde wesentlich auf die Komponenten zum Aufbau der adiabaten Druckluftspeicherkraftwerke (A-CAES) eingegangen und deren Vorteile und Probleme beleuchtet.

An verschiedenen Stellen wurden die Erläuterungen und Vorschläge, um Beispielrechnungen zum besseren Verständnis, erweitert.

Im Verlauf der Arbeit wurden zudem spezielle Anwendungsmöglichkeiten dargestellt, sowie die Möglichkeiten aufgezeigt, die den unaufhaltsamen Einzug der regenerativen Energien zur Stromgewinnung netzverträglich zu machen. Es wurde festgestellt, dass das zu untersuchende Potential der CAES und A-CAES insbesondere der Einbindung der Regenerativen Energien zuzuordnen ist.

Im Anschluß wurde der, aus der Literatur zu entnehmende Tenor, sowie eigene Einschätzungen zu den Zukunftsaussichten der CAES vorgestellt.

Abschließend wurden verschiedene Vorschläge unterbreitet, wie mit der Entwicklung der CAES (speziell A-CAES) weiter verfahren werden sollte. Wegen der langjährigen Erfahrung im Betrieb der diabaten CAES Huntorf und McIntosh stellen die Vorschläge hauptsächlich Ansätze zur Entwicklung der adiabaten betriebenen CAES dar.

Literaturverzeichnis

- [1] Zahlen erhoben durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie
<http://www.bmwi.de/BMWi/Navigation/Energie/Energietraeger/erneuerbare-energien,did=20918.html>
- [2] Bundesverband WindEnergie e.V.
www.wind-energie.de/infocenter/statistiken/print?nid=870
- [3] <http://nature2010.tripod.com/wkr151.htm>
- [4] http://windmonitor.iwes.fraunhofer.de/windwebdad/www_reisi_page_new.show_page?page_nr=363&lang=de
- [5] Völler, S.: Optimierte Betriebsführung von Windenergieanlagen durch Energiespeicher
<http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn=urn%3Anbn%3Ade%3Ahbz%3A468-20100097>
- [6] Mariyappan, J.; Black, M. et al. (2004). Cost and Technical Opportunities for Electricity Storage Technologies. Workpackage 3 of „Pushing a Least Cost Integration of Green Electricity into the European Grid“ (GreenNet). Report for the European Commission Directorate-General of Energy and Transport. Chineham (UK), 2004
- [7] EEX — European Energy Exchange AG
- [8] <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/5/5b/Pumpspeicherkraftwerk.png>
- [9] <http://www.lehrerfreund.de/in/technik/1s/3924>
- [10] Kruck, C.: Integration einer Stromerzeugung aus Windenergie und Speichersystemen unter besonderer Berücksichtigung von Druckluft-Speicherkraftwerken
- [11] http://de.wikipedia.org/wiki/Pumpspeicherkraftwerk_Geesthacht
- [12] Rosa LP, dos Santos MA. Certainty and Uncertainty in the Science of Greenhouse Gas Emissions from Hydroelectric Reservoirs (Part 2) Thematic Review II.2. 2000.
- [13] Denholm, P./Kulcinski, G.L.: Life cycle energy requirements and greenhouse gas emissions from large scale energy storage systems
- [14] http://www.mygeo.info/landkarten/deutschland/Deutschland_Topographie_2007.jpg
- [15] E.ON Power AG

- [16] <http://www.rwe.com/web/cms/de/37110/rwe/presse-news/pressemitteilung/?pmid=4005594>
<http://www.rwe.com/web/cms/mediablob/de/364316/data/364260/1/rwe-power-ag/innovationen/stromspeicher/Broschuere-ADELE.pdf>
- [17] Amprion — <http://www.amprion.de/netzausbau>
- [18] Crotogino, F.: Einsatz von Druckluftspeicher-Gasturbinen-Kraftwerken beim Ausgleich fluktuierender Windenergie-Produktion mit aktuellem Strombedarf
Vortrag zur Tagung „Fortschrittliche Energiewandlung und -Anwendung“ der VDI-Gesellschaft Energietechnik, Stuttgart 2003
- [19] <http://www.fh-oow.de/fbi/we/el/ema/DOWNLOAD/EMA2/Kapitel3.PDF>
- [20] Van der Linden: „CAES for Today’s Market“ Alstom-Veröffentlichung, 2002.
sowie <http://temelin.wvnet.at/27102001e.htm>
- [21] http://www.kraftwerk-wilhelmshaven.com/pages/ekw_de/Huntorf/Daten_%26\Fakten/index.htm
http://powersouth.com/mcintosh_power_plant/mcintosh_power_plant/compressed_air_energy
- [22] Handout Adiabatic CAES — Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
- [23] RWE AG
- [24] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. / German Aerospace Center
- [25] http://www.wbt.ing.tu-bs.de/mitarbeiter/ehemalige/schlitzberger/daten/Bilder/DLSGuDKW_onshore.jpg
- [26] http://www.3d-geology.de/projects/modell_nubisches_aquifer_system/
- [27] Shidahara, T./Oyama, T./Nakagawa, K./Kaneko, K./Nozaki, A.: Geotechnical evaluation of a conglomerate for compressed air energy storage: the influence of the sedimentary cycle and filling minerals in the rock matrix
- [28] Jahresbericht Erdöl und Erdgas in der Bundesrepublik Deutschland 2010
http://www.lbeg.niedersachsen.de/portal/live.php?navigation_id=655&article_id=936&psmand=4
- [29] Denholm, P.: „Improving the technical, environmental and social performance of wind energy systems using biomass-based energy storage“
- [30] LBEG — Landesamt für Bergbau, Energie und Geologie
- [31] KBB Underground Technologies
- [32] Infobroschüre zur Tiefbohrtechnik — HGN Beratungsgesellschaft mbH
http://www.hgn-beratung.de/Dateien/Broschueren/TBBR804_Tiefbohrtechnik_Kavernenspeicher.pdf
- [33] Schenke, G.: Grundlagen der Elektrotechnik III
- [34] <http://www.maschinenmarkt.vogel.de/themenkanaele/betriebstechnik/energietechnik/articles/63241/>
- [35] Franz, M.: Dampfturbinen — <http://www.axpo-holz.ch/files/artikel/183/Dampfturbine.pdf>

- [36] Brown, Boveri & Cie. (BBC): „Die Inbetriebnahme der ersten Luftspeicher-Gasturbinengruppe“ — Sonderdruck aus Brown Boveri Mitteilungen, Band 67, Heft 8/1980
http://www.kraftwerk-wilhelmshaven.com/pages/ekw_de/Kraftwerk_Wilhelmshaven/Mediencenter/_documents/BBC_Inbetriebnahme_Huntorf_dt.pdf
- [37] Dietzel, F.: Dampfturbinen, Hanser-Verlag (1980)
- [38] http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/3/3f/Heat_exchanger.jpg
- [39] Nowi, A./Jakiel, C./Moser, P./Zunft, S.: Adiabate Druckluftspeicherkraftwerke zur netzverträglichen Windstromintegration — Vortrag anlässlich der VDI-GET Fachtagung „Fortschrittliche Energiewandlung und -anwendung“ Leverkusen 09.-10. Mai 2006
- [40] Bohn, T. (Hrsg.): „Nutzung regenerativer Energie“ (Handbuchreihe Energie; Bd. 13) Techn. Verl. Resch; Köln: Verl. TÜV Rheinland, 1988.
- [41] Marx, H. (K-UTEC AG Salt Technologies): WORKSHOP Thermische Energiespeicher 14.04.2010 LEG Thüringen
- [42] http://www.ihk.sow.de/upload/PCM_Speicher_IHK__tamme_komp__Kompatibilitaetsmodus__8892.pdf
- [43] Zunft, S. et al.: Adiabate Druckluftspeicher für die Elektrizitätsversorgung
- [44] Jordan, T.: Skript zur Vorlesung Wasserstofftechnologie — Institut für Kern- und Energietechnik, Forschungszentrum Karlsruhe GmbH
http://www.hysafe.org/download/1206/Wasserstofftechnologie_160707.pdf
- [45] EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG — Ed. Züblin AG
Anmeldenummer: 07105440.7 vom 21.11.2007
- [46] Grazzini, G./Milazzo, A.: „Thermodynamic analysis of CAES/TES systems for renewable energy plants “
- [47] Gillhaus, A./Crotogino, F./Hübner, S. — Verbesserte Integration großer Windstrommengen durch Zwischenspeicherung mittels CAES — Studie im Auftrag des Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, FKZ: 0327558, Aachen, 2007
- [48] Vinnemeier, F.: Vorlesungsunterlagen Strömungsmaschinen
<http://leks-1.mp.haw-hamburg.de/download/>
- [49] Wolf, D./Span, R./Weidner, E.: Mit Druckluft Wind zwischenspeichern
Ingenieure optimieren Druckluftspeicherkraftwerke (Rubin - Frühjahr 2011)
- [50] Stone, A.: Effects of Stage Characteristics and Matching on Axial-Flow-Compressor Performance. Trans. of the ASME 80 (1958)
- [51] Stephan, K./ Mayinger, F.: Thermodynamik — Grundlagen und technische Anwendungen (1. Band)
- [52] Hochschule Zittau/Görlitz (FH)
<http://thermodynamik.hs-zigr.de/cmsfg/Stoffwertbibliothek/index.php?rubric=Stoffwertbibliothek>

- [53] Wagner, W./ Kretzschmar, H.-J.: International steam tables — Properties of water and steam based on the industrial formulation IAPWS-IF97 — Springer Verlag 2011
- [54] Birkhold, F.: Selektive katalytische Reduktion von Stickoxiden in Kraftfahrzeugen: Untersuchung der Einspritzung von Harnstoffwasserlösung http://www.itcp.kit.edu/deutschmann/img/content/07_FelixBirkhold_DrIngThesis_UKA.pdf
- [55] Burkhardt, F./Uelfeti, P./Nufer, R.: Druckluftspeicher die Lösung zur Netzintegration erneuerbarer Energien?



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Hamburg University of Applied Sciences

Erklärung zur selbständigen Bearbeitung einer ausgeführten Diplomarbeit

Zur Erläuterung des Zwecks dieses Blattes:

§ 27 Abs. 5 der Prüfungs- und Studienordnung M+P vom 13. November 2001 lautet:

„Zusammen mit der Diplomarbeit ist eine schriftliche Erklärung abzugeben, dass die Arbeit — bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit — ohne fremde Hilfe selbständig verfaßt und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Dieses Blatt mit der folgenden Erklärung ist nach Fertigstellung der Arbeit durch jede/n Kandidat/en/in auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift (keine Ablichtungen !) als letztes Blatt des als Prüfungsexemplar der Diplomarbeit gekennzeichneten Exemplars einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann — auch nachträglich — zur Ungültigkeit der Diplomprüfung führen.

Erklärung

Hiermit versichere ich, Martin Döring, daß ich die vorliegende Diplomarbeit mit dem Thema

Potential und Einsatzmöglichkeiten von Druckluftspeicherkraftwerken

ohne fremde Hilfe selbständig verfaßt und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

Hamburg,

20. Februar 2012

Unterschrift im Original

