

TECHNISCHE HOCHSCHULE NÜRNBERG

Projektarbeit

Konzeption eines Druckluftspeicherkraftwerks im Brombachsee *BrombachseeSpeicher*

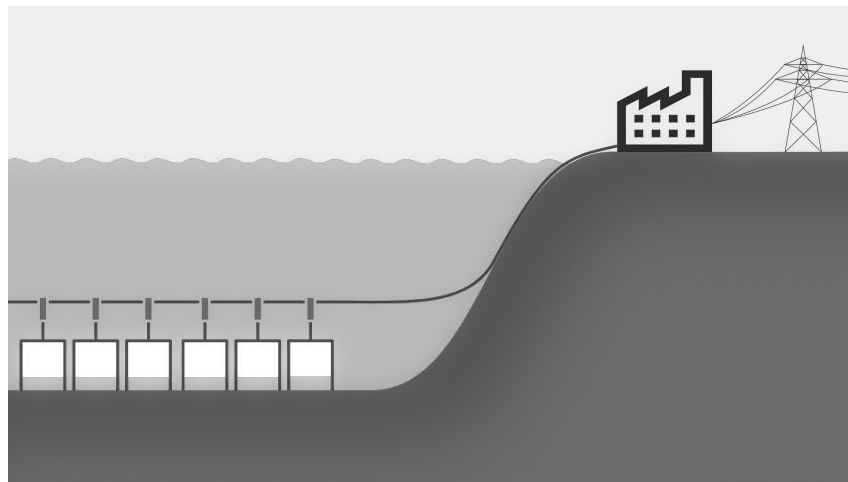


Abbildung 1: Schematischer Aufbau eines Unterwasser-Druckluftspeicherkraftwerks

Konzeption des Kraftwerksprozesses
eines Unterwasser-Druckluftspeicherkraftwerks im großen Brombachsee

Jan Schneidewind
jan_schneidewind@gmx.de

21. Dezember 2018

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Wissenschaft und Technik	1
2.1	Das Projekt <i>Huntorf 2020</i> der TU Clausthal	1
2.2	Das Projekt <i>A-CAES</i> der Hydrostor Inc.	2
3	Analyse der Tiefenkarte des großen Brombachsees	2
4	Konzeption der Druckluftspeicher	5
4.1	Anforderungen	5
4.2	Hebesäcke als Druckluftspeicher	5
4.3	Kompensation der Auftriebskraft	6
5	Konzeption des Kraftwerks	6
5.1	Kompression	7
5.2	Expansion	7
6	Thermodynamische Betrachtung	7
6.1	Temperaturänderung	8
6.2	Volumenänderung	8
6.3	Wärmeverluste	9
6.4	Volumenarbeit	9
7	Quantitative Berechnung	10
7.1	Gesamtvolumen des Druckluftspeichers	10
7.2	Kompensation der Auftriebskraft	11
7.3	Hydrostatischer Druck	11
7.4	Volumenarbeit bei Kompression	12
7.5	Temperaturänderung bei Kompression	13
7.6	Wärmeverlust im gespeicherten Zustand	13
8	Optimierungsoptionen	16
8.1	Thermische Isolation	16
8.2	Zwischenspeicherung der Kompressionswärme	17
8.3	Nutzung der Kompressionswärme	17
9	Beurteilung des Wirkungsgrades	18
10	Beurteilung der Kosten	19
10.1	Investitions- und Betriebskosten	19
10.2	Vergleich mit anderen Speichertechnologien	20
11	Fazit	20

Abbildungsverzeichnis

1	Schematischer Aufbau eines Unterwasser-Druckluftspeicherkraftwerks	
2	Analyse der Tiefenkarte des großen Brombachsees angelehnt an [13]	3
3	Tiefenkarte des großen Brombachsees [13]	4
4	Inflatable Boyance Unit von SEAFLEX[15]	6
5	Systemgrenze des Druckluftspeicherkraftwerks	8
6	Berechnung der Schwerpunktshöhe	12
7	Kostenvergleich unterschiedlicher Speichertechnologien von Hydrostor inc. [5] . .	20

Tabellenverzeichnis

1	Analyse der Tiefenkarte des großen Brombachsees	3
2	Berechnung der hydrostatischen Drücke	12
3	Erforderliche Volumenarbeit beim Ladevorgang	13
4	Lufttemperaturen nach Kompression in °C	13
5	Verlustwärmeströme unmittelbar nach dem Laden in kW	15
6	Lufttemperaturen nach 12 Stunden Speicherdauer in °C	16

1 Einleitung

Um Luft zu komprimieren, muss Energie aufgewendet werden, lässt man die Luft expandieren, wird diese Energie wieder freigesetzt. Verbindet man die Volumenarbeit mit einem Motor und einem Generator, erhält man einen Energiespeicher auf dessen Grundprinzip sogenannte Druckluftspeicherkraftwerke arbeiten. Liefert der Druckluftspeicher dabei einen konstanten Druck, dann vereinfacht sich der Kraftwerksprozess erheblich. Der hydrostatische Druck unter Wasser kann so mithilfe von volumenveränderlichen Speichern für diesen Prozess optimal genutzt werden.

In dieser Projektarbeit wird ein Konzept für ein Unterwasser-Druckluftspeicherkraftwerk im großen Brombachsee in Mittelfranken entworfen. Dabei soll der Kraftwerksprozess insbesondere thermodynamisch betrachtet werden und die mögliche Speicherkapazität ermittelt werden.

Die deutsche Bundesregierung hat im Jahr 2016 mit dem *Klimaschutzplan 2050* die geplanten nationalen Klimaschutzmaßnahmen für die Umsetzung des *Übereinkommens von Paris* veröffentlicht. Dieser beschreibt das Ziel, „die Treibhausgasemissionen bis 2050 im Vergleich zu 1990 um 80 bis 95 Prozent zu vermindern“ [1]. Einen entscheidenden Beitrag wird dabei der Ausbau erneuerbarer Energien leisten, von denen laut Prognosen der RWE „der größte Teil [...] – neben der Biomasse – auf Windkraft und Photovoltaik entfallen“ wird [2]. Die größte Herausforderung beim Umstieg auf diese Energiequellen ist die hohe Fluktuation im Stromangebot. Da Energieeinspeisung und -verbrauch im Netz jedoch stets gleich sein müssen, wird der Bedarf an Speichermöglichkeiten langfristig steigen.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

Die Idee, elektrische Energie in Form von komprimierter Luft zu speichern existiert bereits sehr lange. Weltweit gibt es bisher jedoch nur zwei kommerziell betriebene Anlagen, das Kraftwerk Huntorf in Niedersachsen und das Kraftwerk McIntosh in den USA. Aufgrund des zunehmenden Ausbaus erneuerbarer Energien und dem Bedarf an Speichermöglichkeiten, entstanden in den letzten Jahren weltweit neue Forschungsprojekte. Dazu zählen das Projekt *ADELE* [2] in Straßburg, das von der RWE, General Electric, Züblin und DLR entwickelt wurde, das *Norton Energy Storage Project* [3] in Ohio, das Projekt *ISEP* [4] in Iowa und die *A-CAES* [5] Projekte der Firma Hydrostor in Kanada. Zwei Projekte, die im Zusammenhang mit dieser Projektarbeit besonders interessant sind, sind *Huntorf 2020* und *A-CAES*.

2.1 Das Projekt *Huntorf 2020* der TU Clausthal

Das 1978 in Betrieb genommene Kraftwerk Huntorf in Niedersachsen war das erste kommerziell betriebene Druckluftspeicherkraftwerk der Welt.[6] Als kombiniertes Druckluftspeicher- und Gasturbinenkraftwerk produziert es eine Nennleistung von 312 MW. Es verfügt über zwei unterirdische Kavernen in Salzgestein mit einem Gesamtvolumen von 310.000 m^3 , die bei Stromüberschuss mit 46 bis 72 bar Druckluft gefüllt werden. In Reihe geschaltete Niederdruck- und Hochdruckverdichter sorgen dafür, dass der Speicher innerhalb von 8 Stunden vollständig gefüllt ist. Um die Anlage nicht zu beschädigen, wird die Wärme die durch die Kompression entsteht über Wärmetauscher an die Umgebung abgeführt. Beim Entladen des Speichers wird die Druckluft genutzt, indem sie statt eines Verdichters einer großen Gasturbine vorgeschaltet wird. Innerhalb von zwei Stunden kann so der Speicher vollständig entladen werden und die Leistung der Turbine ins Netz einspeist werden.

Nachdem bereits im Jahr 1990 eine Stilllegung des Kraftwerks in Erwägung gezogen wurde, war der Betrieb durch die Liberalisierung des Energiemarktes und die zunehmende Fluktuation im Stromangebot ab dem Jahr 2000 wieder rentabel.[7] Im Jahr 2006 wurde die Anlage ertüchtigt und durch eine Erhöhung des Arbeitsdrucks die Nennlast von 290 MW auf 312 MW erhöht.

Die Technische Universität Clausthal veröffentlichte im März 2018 ihre Pläne zum Projekt *Huntorf2020* mit dem Ziel, „neue Wege zur Speicherung von regenerativ erzeugtem Strom [zu] untersuchen“ [8]. Gegenstand der Untersuchung ist unter anderem, die Gasturbinen, mit denen das Kraftwerk Huntorf ausgestattet ist, durch die Nutzung von Wasserstoff CO_2 -frei zu betreiben.

In ihrem 6. Energieforschungsprogramm für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung fördert die deutsche Bundesregierung dieses Projekt mit rund 1,8 Millionen Euro.[9] Die Projektlaufzeit ist von 01.01.2018 bis zum 31.12.2019 geplant.

2.2 Das Projekt *A-CAES* der Hydrostor Inc.

Ein völlig neues Konzept für ein Druckluftspeicherkraftwerk nahm das kanadische Unternehmen *Hydrostor* im Jahr 2015 in Betrieb. Es befindet sich im Lake Ontario in Toronto und soll laut eigenen Angaben als Forschungs- und Entwicklungsprojekt dienen. [5]

Die Wirtschafts-Woche schrieb 2016 in einem Artikel über dieses Projekt.[10] Es steht 2,5 km von der Küste entfernt in einer Wassertiefe von 55 m. Sechs Ballons aus stabilem Nylongewebe, die normalerweise zur Schiffsbergung eingesetzt werden, dienen als Druckluftspeicher. Zusammen haben die sechs Ballons ein Energiespeichervolumen von 660 kWh – genug um 80 deutsche Durchschnittshaushalte einen Tag lang mit Energie zu versorgen. Laut dem Hersteller soll dieses Konzept 50% billiger sein als herkömmliche Energiespeicher bei gleichzeitig doppelt so hoher Lebensdauer.

Das Akronym 'A-CAES' steht dabei für 'Advanced Compressed Air Energy Storage', also ein fortgeschrittenes Druckluftspeicherkraftwerk. Im Gegensatz zum Kraftwerk Huntorf wird hier die Wärme in einen thermischen Speicher abgeführt, um sie beim Entladen der Druckluft wieder zuzuführen. Somit ist das A-CAES Projekt in der Lage, völlig CO_2 -frei elektrische Energie zu speichern.

3 Analyse der Tiefenkarte des großen Brombachsees

Anhand einer Tiefenkarte des großen Brombachsees soll die potenzielle Nutzfläche für die Installation von Druckluftspeichern bestimmt werden. Primäres Entscheidungskriterium ist dabei die lokale Wassertiefe, da diese entscheiden für den jeweiligen Wasserdruck am Grund des Sees ist und somit für die erreichbare Speicherkapazität.

Auf der Website des Wasserwirtschaftsamtes Ansbach [11] wird eine vollständige und detaillierte Tiefenkarte des großen Brombachsees zur Verfügung gestellt. Anhand der Höhenlinien lässt sich an jedem Punkt der Karte die Höhe über Normalnull (ü. NN) in 1 Meter Schritten bestimmen. Die vollständige Karte ist in Abbildung 3 zu sehen.

Für die Berechnung wird bei der Analyse der Tiefenkarte die mögliche Nutzfläche in drei Bereiche unterschiedlicher Wassertiefe aufgeteilt. Die Bereiche mit Mindesttiefen von 20, 25 und 30 m sind in Abbildung 2 farblich gekennzeichnet.

Um den Flächeninhalt zahlenmäßig zu bestimmen, wird die Tiefenkarte mithilfe einer einfachen Bildbearbeitungssoftware untersucht. Dies kann mit fast jeder Software durchgeführt werden, die über ein freies Auswahlwerkzeug verfügt, beispielsweise das open source Programm *GIMP* [12] genutzt. Im ersten Schritt wird eine Beziehung der Maßeinheiten hergestellt. Mithilfe des Auswahlwerkzeugs und des eingezeichneten Maßstabs wird ermittelt, wie viele Pixel einem realen Kilometer entsprechen. Daraus kann hergeleitet werden, wie viele eingeschlossene Pixel einem realen Quadratkilometer entsprechen:

$$1 \text{ km} \hat{=} 213 \text{ px} \quad \Rightarrow \quad 1 \text{ km}^2 \hat{=} 213^2 \text{ px} = 45369 \text{ px} \quad (1)$$

Im zweiten Schritt wird mit einem Auswahlwerkzeug die zu untersuchende Fläche markiert und die Anzahl der eingeschlossenen Pixel ausgelesen. Über das Verhältnis aus Gleichung 1 lässt

sich der Flächeninhalt des ausgewählten Bereichs bestimmen. In Tabelle 1 ist das Ergebnis der Analyse der Tiefenkarte des Brombachsees zu sehen.

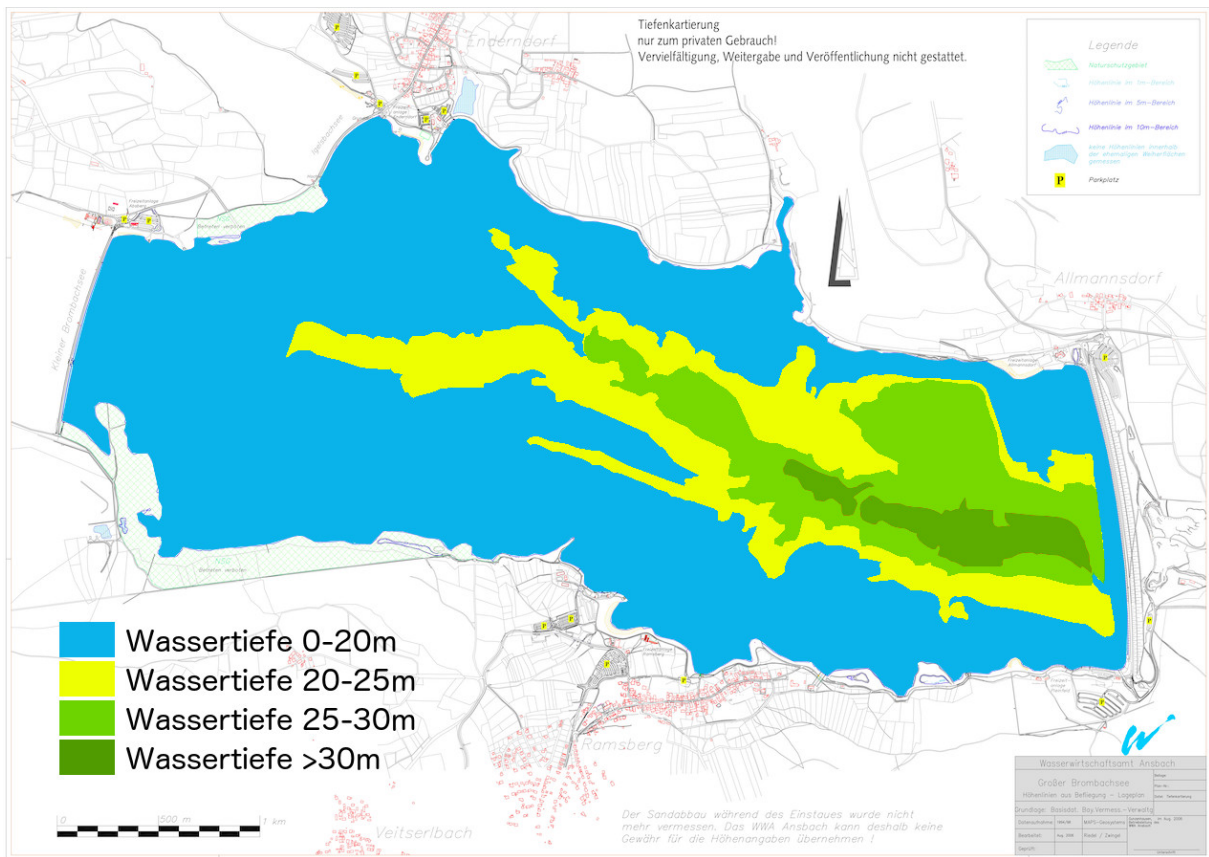


Abbildung 2: Analyse der Tiefenkarte des großen Brombachsees angelehnt an [13]

Tabelle 1: Analyse der Tiefenkarte des großen Brombachsees

Bereich	Fläche [px]	Fläche [km ²]
Wassertiefe 0-20 m	269.769	5, 946
Wassertiefe 20-25 m	59.907	1, 320
Wassertiefe 25-30 m	42.143	0, 929
Wassertiefe >30 m	11.497	0, 253
Gesamtfläche	383.316	8, 449

Es zeigt sich, dass rund 30% der Gesamtfläche des großen Brombachsees eine Mindesttiefe von 20 m aufweisen und somit als Nutzfläche für ein Unterwasser-Druckluftspeicherkraftwerk in Betracht gezogen werden.

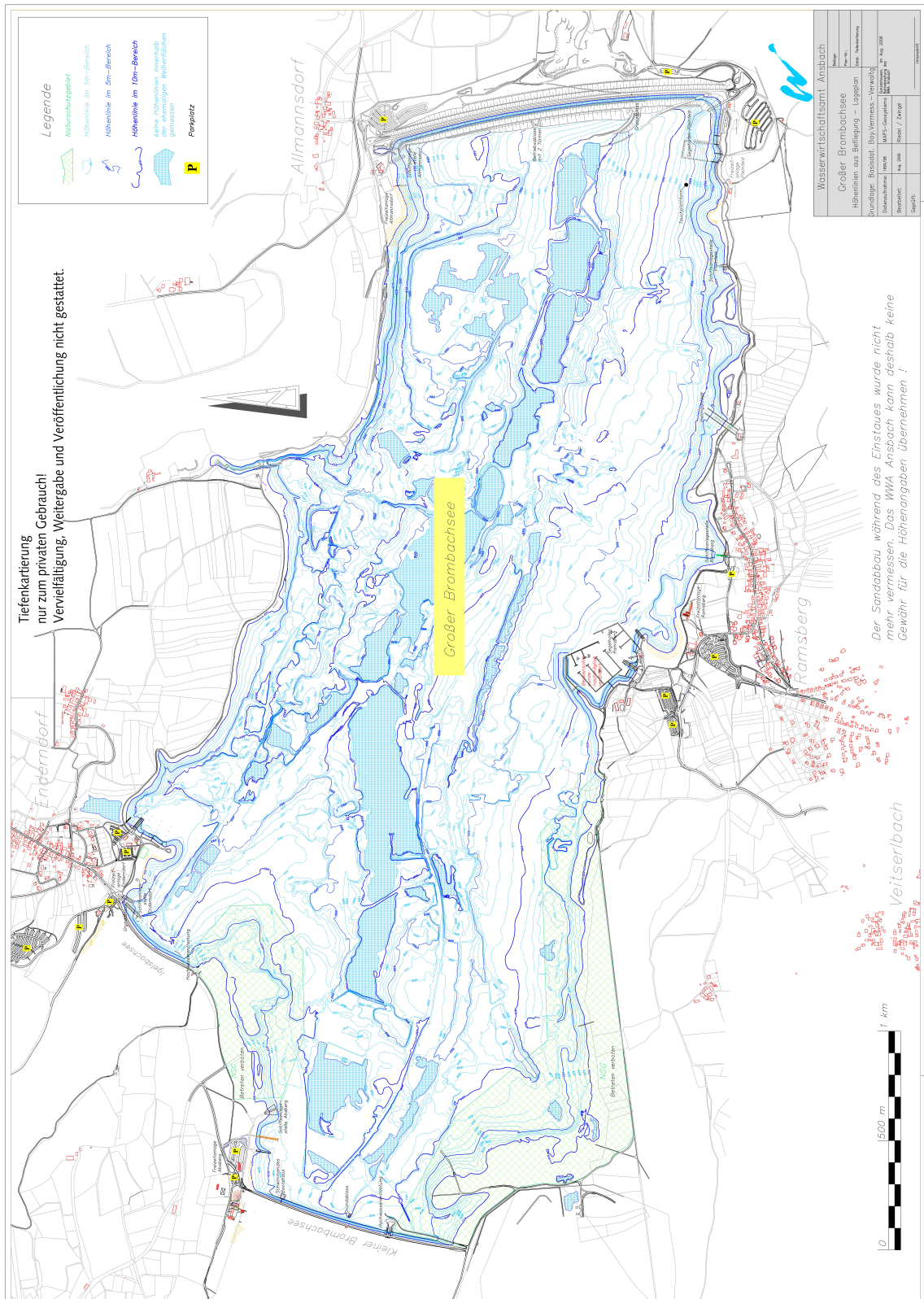


Abbildung 3: Tiefenkarte des großen Brombachsees [13]

4 Konzeption der Druckluftspeicher

Um die komprimierte Luft in einem isobaren Zustand am Grund des Brombachsees effizient zu speichern, ist es wichtig, die richtige Art Druckluftspeicher zu wählen.

4.1 Anforderungen

An die Unterwasser-Druckluftspeicher für das Projekt *BrombachseeSpeicher* werden völlig andere Anforderungen gestellt als an herkömmliche, überirdische Druckluftspeicher. Ein entscheidender Unterschied ist, dass unabhängig vom Ladezustand stets der gleiche Druck innerhalb und außerhalb des Speichers vorherrscht – der hydrostatische Druck. Somit wirken zumindest aufgrund von Druckunterschieden keine mechanischen Belastungen auf die Speicherwände. Durchaus zu berücksichtigen sind jedoch die Zugkräfte, die aus dem statischen Auftrieb resultieren. Dieser entsteht durch die Verdrängung des umgebenden Mediums und wirkt entgegen der Gravitationskraft. Wie stark die Auftriebskraft ist, lässt sich nach [14] mithilfe des *archimedischen Prinzips* berechnen:

$$F_A = \rho g V \quad (2)$$

Dabei entspricht V dem durch den Druckluftspeicher verdrängten Wasservolumen, ρ der Dichte des Wassers und g der Erdbeschleunigung. Dieser Kraft entgegen wirken die Gewichtskräfte, die sowohl auf den Speicher selbst, als auch auf dessen Inhalt, also die gespeicherte Druckluft wirken. Die Gewichtskraft berechnet sich analog zur Auftriebskraft:

$$F_G = \rho g V \quad (3)$$

Da die Dichte von Luft selbst im komprimierten Zustand weitaus geringer ist als die des Wassers, ist auch ihre Gewichtskraft geringer als die Auftriebskraft die sie erzeugt. Ist auch die Gewichtskraft des Speichers nicht groß genug, um die Auftriebskraft zu kompensieren, zeigt die Summe aller Kräfte senkrecht nach oben, was bedeutet, dass der Speicher an die Wasseroberfläche treibt. Um dies zu verhindern, muss der Druckluftspeicher durch eine äußere Kraft am Boden gehalten werden. Wie dies realisiert werden kann, wird nach der Auswahl eines geeigneten Druckluftspeichers in Kapitel 4.3 ausgearbeitet.

Bei ausreichender Zugfestigkeit muss der Druckluftspeicher gleichzeitig in der Lage sein, sein Volumen zu verändern. Die Volumenänderung soll dabei automatisch durch die Randbedingung der Druckgleichheit im Inneren und Äußeren des Speichers erfolgen.

Um die Kosten für das Kraftwerk möglichst gering zu halten, sollen wenn möglich Serienprodukte verwendet werden, da diese in der Regel kostengünstiger sind als Einzelanfertigungen.

4.2 Hebesäcke als Druckluftspeicher

Alle oben genannten Anforderungen erfüllen sogenannte Hebesäcke, wie sie bereits im A-CAES Projekt von Hydrostor [5] eingesetzt wurden. Das sind robuste, luftundurchlässige Ballons aus Kunststoffgewebe, die typischerweise eingesetzt werden, um schwere Objekte unter Wasser zu heben. Es gibt sie in unterschiedlichen Größenausführungen, bis hin zu Dimensionen, in denen sie in der Lage sind Schiffswracks zu bergen. Da die Kosten pro Volumen mit zunehmender Größe abnehmen, soll für das *BrombachseeSpeicher* Projekt ein möglichst großes Modell gewählt werden.

Ein geeignetes Beispiel ist die *Inflatable Boyance Unit - 77,762 lb* der Firma *SEAFLEX* [15], die in allen weiteren Berechnungen als Referenz dienen soll (siehe Abbildung 4). Dieser Hebesack ist ein qualitativ hochwertiges Modell, das dem *European offshore standard - IMCA D-016* entspricht. Die maximale Zugkraft beträgt 77,765 lb \approx 35.000 kg, wobei das Eigengewicht bereits

berücksichtigt ist. Es gibt zwei Einlassventile zum Befüllen und ein Geschirr aus Gurtbändern mit Stahlringen zur Befestigung. Laut Herstellerangaben ist der Hebesack 6,5 m lang, 3,4 m hoch und hat einen Durchmesser von 2,6 m. Die Gesamtmasse des Hebesacks beträgt rund 300 kg. Zum Material werden keine weiteren Angaben gemacht, als das es aus *High tensile Polyester* besteht und ein *PVC coating* besitzt. Auf der Webseite der *Amron International Inc.* [15] kostet dieses Modell USD 8,975.14, also rund 7.850 €(Stand: 19.11.2018).



Abbildung 4: Inflatable Boyance Unit von SEAFLEX[15]

4.3 Kompensation der Auftriebskraft

Um zu verhindern, dass der Druckluftspeicher im geladenen Zustand durch die Auftriebskraft nach oben schwimmt, muss er durch eine äußere Kraft am Boden gehalten werden. Eine Möglichkeit wäre, den Druckluftspeicher im Boden zu verankern. Da jedoch keine ausreichenden Informationen über die Beschaffenheiten des Grundes des Brombachsees vorhanden sind und nicht entschieden werden kann, ob der Boden diese schwankenden Kräfte zuverlässig und dauerhaft aufnehmen kann, soll von dieser Option vorerst abgesehen werden.

Die Alternative ist eine zusätzliche Masse, die groß genug ist, um die Auftriebskraft zu kompensieren. Die zusätzliche Masse muss eine Dichte haben die möglichst weit über der von Wasser liegt, um nicht nur ihre eigene Auftriebskraft zu kompensieren, sondern auch die des Druckluftspeichers. Gleichzeitig soll die Zusatzmasse kostengünstig sein, für den dauerhaften Einsatz unter Wasser geeignet sein und genug innere Stabilität besitzen, um die Zugkräfte des Druckluftspeichers aufnehmen zu können. Ein Produkt das all diese Anforderungen erfüllt ist ein Betonklotz. Wie viel Beton erforderlich ist und welche Kosten dadurch entstehen, wird in Kapitel 7.2 berechnet.

5 Konzeption des Kraftwerks

Das Prinzip des Unterwasser-Druckluftspeicherkraftwerks beruht darauf, dass Energie in Form von komprimierter Luft gespeichert wird. Im Ladevorgang wird elektrische Energie genutzt, um die Luft zu verdichten, im Entladevorgang wird die Luft wieder entspannt und die dabei frei werdende Energie in elektrischen Strom gewandelt.

Wie viel Energie gespeichert werden kann, hängt maßgeblich davon ab, wie stark die Luft komprimiert wird. Im Unterwasser-Druckluftspeicherwerk sorgt der hydrostatische Druck des Wassers dafür, dass die volumenveränderlichen Speicher stets gleichmäßig komprimiert werden.

5.1 Kompression

Es gibt unterschiedliche Möglichkeiten, um ein Gas zu verdichten. In diesem Anwendungsfall muss ein möglichst großer Volumenstrom mit relativ geringem Druckverhältnis verdichtet werden. Dafür sind dynamische Verdichter, z.B. Turboverdichter, besonders geeignet [16]. Diese bestehen aus Laufrädern, die mit Schaufeln bestückt sind und durch ihre Rotation das durchströmende Gas beschleunigen. Es gibt unterschiedliche Typen von Laufrädern, beispielsweise mit radialer oder mit axialer Ausströmung. Gegebenenfalls werden mehrstufige Verdichter eingesetzt, um noch höhere Drücke zu erreichen.

5.2 Expansion

Um die Energie der gespeicherten Druckluft bei der Expansion in elektrische Leistung umzuwandeln sollen hier zwei Optionen betrachtet werden.

Die erste und vermutlich einfachste Lösung wäre, die Luft direkt durch eine Turbine in die Umgebung strömen zu lassen. Die Turbine treibt dabei einen Generator an, der die mechanische Wellenleistung in elektrische Leistung umwandelt.

Die zweite Möglichkeit wäre, die Druckluft in einer Gasturbine zu expandieren. Eine Gasturbine saugt typischerweise Frischluft aus der Umgebung an, verdichtet diese, führt ihr in einer Brennkammer thermische Energie zu und lässt sie durch eine Turbine wieder expandieren [17]. Ein Großteil der Turbinenleistung wird dabei verwendet, um den Verdichter anzutreiben. Nur die Differenz zwischen Turbinenleistung und Verdichterleistung kann von einem Generator in elektrische Leistung umgewandelt werden. Würde man, statt aus der Umgebung Frischluft anzusaugen, bereits komprimierte Druckluft in die Turbine schicken, wird der Verdichter entlastet und es kann mehr Energie im Generator genutzt werden.

Die Wärmezufuhr in der Brennkammer der Gasturbine muss dabei nicht zwangsläufig durch fossile Brennstoffe erfolgen. Das Projekt *Huntorf 2020* [8] erforscht, wie ein CO₂-freier Gasturbinenbetrieb durch den Einsatz von Wasserstoff als Energieträger gelingen kann.

Welche der beiden Varianten für diesen Anwendungsfall geeigneter ist, soll nach der thermodynamischen Betrachtung in Kapitel 8.3 erörtert werden.

6 Thermodynamische Betrachtung

Im Folgenden werden die thermodynamischen Grundlagen des Kraftwerksprozesses betrachtet. Die quantitative Berechnung folgt anschließend im Kapitel 7.

Der Lade- und Entladevorgang des Druckluftspeichers kann als Kompression und Expansion eines geschlossenen System mit konstanter Masse betrachtet werden. Die Systemgrenze ist dabei nicht nur durch die Behälterwände des Druckluftspeichers festgelegt, sondern schließen auch die zu komprimierende Luft in der Umgebung mit ein. In Abbildung 5 ist die Systemgrenze mit einer roten Linie gekennzeichnet.

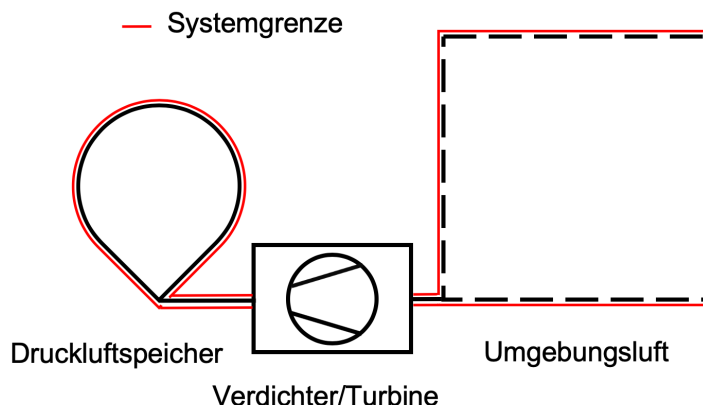


Abbildung 5: Systemgrenze des Druckluftspeicherkraftwerks

Für die folgenden zwei Kapitel soll der Kraftwerksprozess als adiabate, quasistatische Zustandsänderung betrachtet werden. Adiabate bedeutet, dass lediglich mechanische Arbeit dem System zu- oder von ihm abgeführt wird [18]. Gegen einen Wärmeaustausch mit der Umgebung ist das System vollständig thermisch isoliert. Dies bedeutet, dass weder Wärmeleitung, noch Konvektion oder Wärmestrahlung auftreten. Die Zustandsänderung ist gleichzeitig quasistatisch. Das heißt, dass das System zu jedem Zeitpunkt nahezu im Gleichgewicht ist, sodass sich der Verlauf der Zustandsänderung als Kurve im Zustandsdiagramm beschreiben lässt. Beruht die Zustandsänderung lediglich auf einer Veränderung von äußeren Systemparametern, werden diese Kurven *Adiabaten* genannt. Um diese Zustandsänderungen zu beschreiben, gibt es sogenannte Adiabaten Gleichungen. Diese dienen in den folgenden zwei Kapiteln als Berechnungsgrundlage.

6.1 Temperaturänderung

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik besagt, dass eine Kompression zu einer Zunahme an innerer Energie im System führt. Für ein gasgefülltes, adiabates System bedeutet dies, dass die Temperatur steigt. Wie stark die Temperatur durch die Verdichtung steigt, lässt sich mit folgender Gleichung bestimmen [18]:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} \quad (4)$$

Dabei ist κ der dimensionslose Adiabatenexponent, der bei Luft 1,4 beträgt. Die Berechnung der Temperaturänderung bei Expansion wird analog durchgeführt.

Diese Gleichung gilt nur unter Berücksichtigung bestimmter Vereinfachungen. Sie beruht auf der idealen Gasgleichung $pV = nRT$ die voraussetzt, dass sich das betrachtete Fluid wie ein ideales Gas verhält. Für geringe Drücke und ausreichend hohe Temperaturen ($> 200K$) ist dieses Modell hinreichend genau. Der Adiabatenexponent κ gilt lediglich für trockene Luft, also eine relative Feuchtigkeit von 0%. Auch Effekte wie die Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität werden nicht berücksichtigt.

6.2 Volumenänderung

Luft ist ein kompressibles Medium. Das heißt, dass eine Druckänderung gleichzeitig zu einer Volumenänderung führt. Unter gleichen Randbedingungen wie in den vorangegangenen Kapiteln lässt sich die druckabhängige Volumenänderung ebenfalls mit einer Adiabaten Gleichung bestim-

men [18]:

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (5)$$

Da die Masse dabei konstant bleibt, verändert sich die Dichte der Luft indirekt proportional dazu:

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{-\frac{1}{\kappa}} \quad (6)$$

6.3 Wärmeverluste

In den beiden vorangegangenen Kapiteln wurde die Temperatur- und Volumenänderung bei der Kompression, bzw. Expansion betrachtet. Dabei wurde vorausgesetzt, dass es sich um einen adiabaten Prozess handelt, also keine Wärme mit der Umgebung ausgetauscht wird. Diese Annahme ist sinnvoll, wenn man davon ausgeht, dass der Zeitraum des Ladens und Entladens der Druckluftspeicher relativ kurz ist im Vergleich zu dem Zeitraum, über den die Energie gespeichert werden soll.

Wie Kapitel 6.1 gezeigt hat, nimmt die Temperatur der Luft bei der Kompression zu. Die Luft ist dann im aufgeheizten, komprimierten Zustand am Grund des Brombachsees gespeichert. Der Druckluftspeicher ist dabei vollständig umgeben von Wasser, das im Normalfall eine weitaus niedrigere Temperatur hat als die komprimierte Luft. Da ein Druckluftspeicher in der Realität nie vollständig thermisch isoliert ist, findet ein Wärmeaustausch zwischen der Luft und dem umgebenden Wasser statt. Die gespeicherte Luft verliert somit thermische Energie an die Umgebung.

Das Gesetz von Gay-Lussac besagt, dass das Verhältnis von Volumen zu Temperatur bei einer isobaren Zustandsänderung eines idealen Gases stets konstant ist [18]:

$$\frac{V}{T} = \text{const.} \quad (7)$$

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \quad (8)$$

Somit lässt sich das neue Volumen bei bekannter Temperaturänderung mit folgender Gleichung berechnen:

$$V_2 = V_1 \cdot \frac{T_1}{T_2} \quad (9)$$

6.4 Volumenarbeit

Die Volumenarbeit ist die Arbeit die geleistet werden muss, um das Volumen eines geschlossenes System von V_1 auf V_2 zu verändern. Diese Arbeit lässt sich mit folgender Formel beschreiben [14]:

$$W_{1,2} = - \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV \quad (10)$$

Stellt man Gleichung 6 aus Kapitel 6.2 nach dem Druck p_2 um, gelangt man zu folgender Gleichung:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa} \quad (11)$$

Wie bereits in vorangegangenen Kapiteln angesprochen, sollen die Kompression und Expansion als quasistatische Zustandsänderungen betrachtet werden. Das heißt, dass das System zu jedem Zeitpunkt nahezu im Gleichgewicht ist, sodass sich der Verlauf der Zustandsänderung als Kurve

im Zustandsdiagramm beschreiben lässt. Somit kann auch jeder Punkt dieser Kurve durch Gleichung 11 beschrieben werden, sodass p_2 und V_2 ganz allgemein durch p und V ersetzt werden können. Setzt man dies wiederum in die Gleichung 10 ein, erhält man:

$$W_{1,2} = - \int_{V_1}^{V_2} p_1 \left(\frac{V_1}{V} \right)^\kappa \cdot dV \quad (12)$$

$$W_{1,2} = -p_1 V_1^\kappa \cdot \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{V^\kappa} \cdot dV \quad (13)$$

$$W_{1,2} = -p_1 V_1^\kappa \cdot \left[\frac{V^{1-\kappa}}{1-\kappa} \right]_{V_1}^{V_2} \quad (14)$$

$$W_{1,2} = -p_1 V_1^\kappa \cdot \left(\frac{V_1^{1-\kappa} - V_2^{1-\kappa}}{1-\kappa} \right) \quad (15)$$

Da in diesem Anwendungsfall lediglich das Volumen V_2 bekannt ist, das dem maximalen Speichervolumen entspricht, soll V_1 in Abhängigkeit von diesem angegeben werden. Dazu wird erneut Gleichung 6 aus Kapitel 6.2 herangezogen.

$$W_{1,2} = -p_1 \left(V_2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right)^\kappa \cdot \left(\frac{\left(V_2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right)^{1-\kappa} - V_2^{1-\kappa}}{1-\kappa} \right) \quad (16)$$

$$W_{1,2} = -p_1 V_2^\kappa \frac{p_2}{p_1} \cdot \left(\frac{V_2^{1-\kappa} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} - V_2^{1-\kappa}}{1-\kappa} \right) \quad (17)$$

$$W_{1,2} = -p_1 V_2^\kappa \frac{p_2}{p_1} \cdot \left(\frac{V_2^{1-\kappa} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}} - 1 \right)}{1-\kappa} \right) \quad (18)$$

Mit Gleichung 18 kann nun die Volumenarbeit berechnet werden die erforderlich ist, um den gesamten Druckluftspeicher aus dem leeren Zustand vollständig zu füllen. Alle Größen sind bekannt: p_1 ist der Atmosphärendruck, p_2 der hydrostatische Druck im Druckluftspeicher, V_2 das Speichervolumen und κ der Adiabatenkoeffizient der Luft, der 1,4 beträgt.

7 Quantitative Berechnung

7.1 Gesamtvolumen des Druckluftspeichers

In Kapitel 3 wurde die mögliche Nutzfläche für eine Druckluftspeicherkraftwerk berechnet. Werden nur in Bereichen mit einer minimalen Wassertiefen von 20 m Druckluftspeicher installiert, ergibt sich eine Gesamtnutzungsfläche von:

$$A_{Nutz} = (1,320 + 0,929 + 0,253) \text{ km}^2 = 2,503 \text{ km}^2 \quad (19)$$

Der minimale Flächenbedarf eines Hebesacks ergibt sich aus dessen Länge und Breite:

$$A_{Speicher} = l \cdot d = (6,5 * 2,6) \text{ m} = 16,9 \text{ m}^2 \quad (20)$$

Da vermutlich nicht in der gesamten Nutzfläche lückenlos Speichern installiert werden können, soll ein Flächennutzungsgrad von 70% berücksichtigt werden. Somit beträgt die Anzahl der installierbaren Speicher:

$$n = \frac{A_{Nutz}}{A_{Speicher}} * 0,7 = 103.664 \quad (21)$$

Wird ein Hebesack vereinfacht als Zylinder betrachtet, dann beträgt dessen Volumen:

$$V_{Sp,einzel} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot l = \left(\frac{\pi}{4} \cdot 2,6^2 \cdot 6,5 \right) m^3 = 34.510 m^3 \quad (22)$$

Somit berechnet sich das gesamte Speichervolumen im Projekt *BrombachseeSpeicher* zu:

$$V_{Sp,ges} = n \cdot V_{Sp,einzel} = 3.577.484 m^3 \quad (23)$$

7.2 Kompensation der Auftriebskraft

Bei der Berechnung der erforderlichen Zusatzmasse ist zu beachten, dass auf diese durch ihre eigene Verdrängung wieder eine Auftriebskraft wirkt. Es muss also beachtet werden, dass bei der Dichte lediglich die Differenz zu Wasser in die Rechnung eingeht. Trockenbeton hat in eine Dichte von rund 2,4 kg/dm³ [19]. Die erforderliche Menge lässt sich mit der Gleichung $m = \rho \cdot V$ berechnen, wenn man als Dichte die Differenz von Beton zu Wasser einsetzt:

$$V = \frac{m}{\rho_{Beton} - \rho_{Wasser}} \quad (24)$$

Damit sich der Druckluftspeicher im geladenen Zustand nicht nur im Kräftegleichgewicht befindet, sondern immer noch stabil am Grund steht, soll die Zusatzmasse für eine Auftriebskraft von 40.000 kg, statt 35.000 kg ausgelegt werden.

$$V = \frac{40.000 \text{ kg}}{(2,4 - 1) \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}} = 28.571 \text{ dm}^3 = 28,6 \text{ m}^3 \quad (25)$$

Passt man die Maße des Zusatzgewichts an die Länge und Breite der Druckluftbehälter an, betragen diese

$$(6,5 \times 2,6 \times 1,7) m^3 \approx 28,6 m^3 \quad (26)$$

Der Preis für eine Betonmischung mit geringen Festigkeitsanforderungen (C 8/10) der Firma *Heidelberger Beton* liegt laut Preisliste 2018 bei 104,80 $\frac{\text{€}}{\text{m}^3}$ [20]. Für das Zusatzgewicht eines einzelnen Druckluftbehälters beträgt somit der reine Beton-Materialpreis:

$$x = 28,6 m^3 \cdot 104,80 \frac{\text{€}}{\text{m}^3} = 2.997 \text{ €} \quad (27)$$

7.3 Hydrostatischer Druck

Der hydrostatische Druck p , der am Grund des Brombachsees auf die Behälterwände drückt, ist abhängig von der Dichte ρ des Wassers, der Erdbeschleunigung g und der Tiefe h .

$$p = \rho \cdot g \cdot h \quad (28)$$

Dabei ist zu beachten, dass die Tiefe h nicht automatisch der Tiefe des Sees entspricht. Entscheidend ist, in welcher Wassertiefe sich der Druckluftspeicher befindet. Dabei ist der Schwerpunkt des verdrängten Volumens entscheidend, also die Tiefe h_S . Dieser liegt bei einem horizontalen Zylinder, wie dem hier betrachteten Hebesack, in der Mitte. Laut Hersteller hat der Hebesack

im betankten Zustand eine Gesamthöhe von 3,4 m. Von dieser muss der halbe Durchmesser, also $0,5 \cdot 2,6 \text{ m} = 1,3 \text{ m}$ abgezogen werden. Hinzu kommt noch die Höhe des Zusatzgewichts mit 1,7 m. Wenn h_G der Wassertiefe bis zum Grund entspricht, dann berechnet sich die Wassertiefe des Schwerpunkts h_S folgendermaßen:

$$h_S = h_G - 3,4 \text{ m} + 1,3 \text{ m} - 1,7 \text{ m} = h_G - 3,8 \text{ m} \quad (29)$$

In Abbildung 6 sind die dazugehörigen Größenverhältnisse dargestellt.

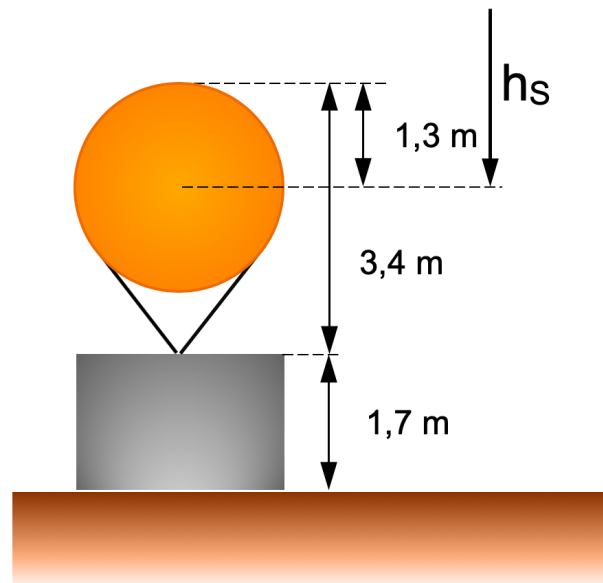


Abbildung 6: Berechnung der Schwerpunkthöhe

Bei der Analyse der Tiefenkarte wurde die Nutzfläche in drei Bereiche unterteilt. Es soll die Annahme getroffen werden, dass sich das Höhenprofil in jedem Bereich gleichmäßig verteilt. Das bedeutet beispielsweise, dass die mittlere Tiefe im Bereich von 25-30 m rund 27,5 m beträgt. Für den Bereich >30 m soll als Obergrenze die maximale Wassertiefe von 32 m angenommen werden, sodass die mittlere Wassertiefe 31 m entspricht. In Tabelle 2 sind die Drücke für die drei Bereiche der Nutzfläche dargestellt.

Tabelle 2: Berechnung der hydrostatischen Drücke

Bereich	Fläche [km^2]	h_G [m]	h_S [m]	p [bar]
Wassertiefe 20-25 m	1,321	22,5	18,7	1,83
Wassertiefe 25-30 m	0,929	27,5	23,7	2,32
Wassertiefe >30 m	0,253	31	27,2	2,67

7.4 Volumenarbeit bei Kompression

Alle Werte für die Berechnung der Volumenarbeit sind nun bekannt. Die erforderliche Volumenarbeit, um den gesamten Speicher aus dem entladenen Zustand vollständig zu füllen, werden nach Gleichung 18 berechnet und sind in Tabelle 3 dargestellt.

Tabelle 3: Erforderliche Volumenarbeit beim Ladevorgang

Relativdruck [bar]	Volumen V_2 [m^3]	Arbeit $W_{1,2}$ [MWh]
1,83	1.887.468	95,4
2,32	1.327.784	88,9
2,67	362.232	28,6
gesamt	3.577.484	212,9

Laut dem Stromspiegel für Deutschland 2017 verbraucht ein durchschnittlicher Vier-Personen-Haushalt rund 3000 kWh pro Jahr[21]. Wäre es möglich, die gespeicherte Energie im *BrombachseeSpeicher* verlustfrei zu nutzen, könnten rund 26.000 Haushalte einen ganzen Tag lang mit Strom versorgt werden.

7.5 Temperaturänderung bei Kompression

Wie bereits in Kapitel 6.1 beschrieben wurde, ist die Änderung der Temperatur bei Kompression abhängig vom Druckverhältnis. Dabei ist zu beachten, dass die Drücke in Kapitel 7.3 relativ zur Umgebung berechnet wurden. Um den Absolutdruck zu erhalten, muss also noch jeweils der Umgebungsdruck addiert werden, der hier mit konstant 1,0 bar angenommen werden soll.

Die Temperatur der Luft im komprimierten Zustand ist abhängig von der Temperatur im Ausgangszustand, also von der Umgebungsluft. Da diese über den Verlauf eines Jahres stark schwankt, sollen zwei Extremfälle und ein mittlerer Wert betrachtet werden: -20°C , 10°C und 40°C . In Tabelle 4 sind die mit Gleichung 4 berechneten Werte abgebildet.

Tabelle 4: Lufttemperaturen nach Kompression in $^\circ\text{C}$

Relativdruck [bar]	Umgebungstemperatur [$^\circ\text{C}$]		
	-20	10	40
1,83	67.6	108.0	148.4
2,32	83.5	125.8	168.1
2,67	93.9	137.4	180.9

Es ist zu beachten, dass dieser Berechnung eine adiabate Zustandsänderung zugrunde liegt. In der Realität ist die Kompression in einem Verdichter jedoch kein isentroper Prozess, sondern stets mit zusätzlicher Wärmezufuhr durch Reibung verbunden. Die tatsächlichen Temperaturen liegen somit tendenziell etwas höher als in Tabelle 4 angegeben.

7.6 Wärmeverlust im gespeicherten Zustand

Der Wärmetransport vom Druckluftspeicher an die Umgebung erfolgt mittels Wärmeleitung, Wärmestrahlung und Konvektion. Als Modellvorstellung soll ein geschlossener Behälter dienen, der mit heißer Luft gefüllt und von kaltem Wasser umgeben ist. In diesem Modell wird die Wärme zunächst von der Luft an die Behälterwand übergehen, durch die Wand geleitet und anschließend an das Wasser übertragen werden. Da für die Energiebilanz nur der Gesamtvorgang von Interesse ist und nicht die jeweiligen Einzelvorgänge, soll dieser als *Wärmedurchgang* betrachtet werden. Der Wärmestrom beträgt:

$$\dot{Q} = kA(T_1 - T_2) \quad (30)$$

Dabei ist k der Wärmedurchgangskoeffizient und A der Flächeninhalt der wärmeübertragenden Wand. T_1 ist die Temperatur des wärmeren Fluids und T_2 die Temperatur des kälteren.

Der Wärmedurchgangskoeffizient k ist zum einen abhängig von den beiden Wärmeübergangskoeffizienten α_1 und α_2 der Fluide, zum anderen von der Dicke δ und der Wärmeleitfähigkeit λ der Behälterwand. So gilt beispielsweise für eine ebene Wand, bzw. für verhältnismäßig kleine Wandstärken bei geschlossenen Behältern:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (31)$$

Wärmeübergang Der Wärmeübergangskoeffizient α ist primär abhängig von Konvektion. Diese kann sowohl frei, als auch erzwungen auftreten. Da der große Brombachsee ein nahezu stehendes Gewässer ist, soll angenommen werden, dass es keine Strömungen unter Wasser gibt, die eine Konvektion erzwingen würden. Im Inneren der Druckluftspeicher findet eine erzwungene Konvektion nur beim Laden und Entladen statt, wenn neue Luft zuströmt, oder gespeicherte Luft abströmt. Da hier allerdings nur Energieverluste im gespeicherten Zustand betrachtet werden sollen, kann auf beiden Seiten der Behälterwand mit ausschließlich freier Konvektion gerechnet werden.

Durch die Vielzahl der Einflussgrößen können bisher nur einfache Wärmeübergangsvorgänge rechnerisch gelöst werden. Für die häufig angewendete *Ähnlichkeitstheorie des Wärmeübergangs* von *Nußelt* müsste die Temperatur der Wand bekannt sein, weshalb auch diese Herangehensweise scheitert. Die einzige Möglichkeit einen zuverlässigen Wert für den Wärmeübergangskoeffizienten zu bestimmen ist, sich auf Erfahrungswerte bei ähnlichen Anwendungsfällen zu stützen. Für den Wärmeübergang bei freier Konvektion ist in *Technische Thermodynamik* von Günter Cerbe und Gernot Wilhelms [22] als Mittelwert für Luft $\alpha_1 = 11,5 \frac{W}{m^2K}$ und für Wasser $\alpha_2 = 300 \frac{W}{m^2K}$ gegeben.

Wärmeleitung Nach dem Wärmeübergang von der Luft zur Behälterwand wird die Energie durch die Behälterwand geleitet. Für diese Berechnung müssen die Wärmeleitfähigkeit λ des Materials und deren Dicke δ bekannt sein. Laut Herstellerangaben besteht die *SEAFLEX Inflatable Boyance Unit* aus *High tensile Polyester* mit *PVC coating*. In *Thermophysikalische Stoffgrößen* von Walter Blanke ist die Wärmeleitfähigkeit von Polyester mit $0,18 \frac{W}{mK}$ angegeben.

Die Wandstärke des Hebesacks wird vom Hersteller nicht angegeben, kann jedoch mithilfe des Gewichts, der Dichte von Polyester und der Mantelfläche näherungsweise hergeleitet werden. Die Gesamtmasse des Hebesacks beträgt 300 kg. Da darin jedoch auch das Gewicht der beiden Anschlussventile und der Befestigungsringe berücksichtigt ist, soll für die reine Behälterwand eine Masse von 280 kg angenommen werden. Die Rohdichte von Polyester beträgt $\rho = 1210 \frac{kg}{m^3}$ [19]. Die Mantelfläche des Behälters lässt sich berechnen mit:

$$A = \pi \left(\frac{d^2}{2} + d \cdot l \right) \quad (32)$$

$$A = \pi \left(\frac{(2,6 \text{ m})^2}{2} + 2,6 \text{ m} \cdot 6,5 \text{ m} \right) = 63,71 \text{ m}^2 \quad (33)$$

Für relativ dünne Behälterwände lässt sich die Wanddicke näherungsweise mit folgender Gleichung bestimmen:

$$\delta = \frac{m}{\rho \cdot A} \quad (34)$$

$$\delta = \frac{280 \text{ kg}}{1210 \frac{kg}{m^3} \cdot 63,71 \text{ m}^2} = 3,6 \text{ mm} \quad (35)$$

Wärmedurchgang Setzt man diese Werte in Gleichung 31 zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten ein, erhält man:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{11,5 \frac{W}{m^2K}} + \frac{0,0036 m}{0,18 \frac{W}{mK}} + \frac{1}{300 \frac{W}{m^2K}}} = 9,05 \frac{W}{m^2K} \quad (36)$$

Temperaturunterschied Maßgeblich für den Wärmedurchgang ist der Temperaturunterschied der beiden Fluide. Die Temperatur der komprimierten Luft wurde bereits in Kapitel 7.5 bestimmt und ist in Tabelle 6 dargestellt.

Die Temperatur T_2 entspricht der des umgebenden Wassers am Grund des Brombachsees. In tiefen stehenden Gewässern wie dem großen Brombachsee tritt typischerweise eine Temperaturschichtung des Wassers auf. Aufgrund der Dichteanomalie des Wassers bildet sich im tiefsten Bereich eine homogene, ca. 4°C kalte Wasserschicht aus, das sogenannte *Hypolimnion*, das ganzjährig eine nahezu konstante Temperatur aufweist. Die Temperatur des Wassers, an das der Druckluftspeicher Wärme verliert, soll somit für den ungünstigsten Fall mit $T_2 = 4^\circ\text{C}$ angenommen werden.

Wärmeverlust Mit den nun berechneten Parametern kann der Wärmeverlust nach Gleichung 30 berechnet werden. Dabei werden wieder die neun Zustände aus Kapitel 7.5 betrachtet. Die Wärmeströme, die zu Beginn des Speichervorgangs von einem einzelnen Hebesack emittiert werden, sind in Tabelle 5 abgebildet.

Tabelle 5: Verlustwärmeströme unmittelbar nach dem Laden in kW

Relativdruck [bar]	Umgebungstemperatur [$^\circ\text{C}$]		
	-20	10	40
1,83	36.7	60.0	83.3
2,32	45.9	70.2	94.6
2,67	51.8	76.9	102.0

Es soll nun ein Szenario betrachtet werden, in dem der Druckluftspeicher vollständig gefüllt ist und die Druckluft über eine Dauer von 12 Stunden gespeichert wird. Dabei soll untersucht werden, wie stark die Temperatur der gespeicherten Druckluft in diesem Zeitraum abkühlt. Es handelt sich dabei um einen instationären Prozess, da sich durch die abströmende Wärme die komprimierte Luft abkühlt, somit ΔT zwischen Luft und Wasser kleiner wird und sich folglich der Wärmestrom verringert. In *Technische Thermodynamik* von Cerbe und Wilhelms [22] ist folgende Gleichung für den Zusammenhang von Wärmestrom \dot{Q} , Masse m , Speicherkapazität c_p und zeitliche Temperaturänderung $\frac{dT}{dt}$ gegeben:

$$\dot{Q} = -m \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dt} \quad (37)$$

Setzt man diese mit Gleichung 30 gleich, erhält man:

$$\dot{Q} = -m \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dt} = k \cdot A \cdot (T - T_0) \quad (38)$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung lautet:

$$T = C \cdot e^{-\frac{kA}{mc_p}t} + T_0 \quad (39)$$

Um den noch unbekanntem Koeffizienten C zu bestimmen, müssen bekannte Werte in die Gleichung eingesetzt werden. In diesem Fall ist das der Startpunkt, also die neun Zustände in Tabelle 6 zum Zeitpunkt $t = 0$.

Der Wärmedurchgangskoeffizient k ist unabhängig von der Wassertiefe und weitestgehend auch von den jeweiligen Temperaturen. Dieser ist somit für jeden Zustand als konstant anzusehen. Hingegen müssen für die drei Bereiche die Summe der Behälterflächen A und die Masse m der komprimierten Luft separat bestimmt werden. Um die Masse der gespeicherten Luft zu bestimmen, kann mithilfe von Gleichung 6 das Volumen der Luft vor der Kompression bestimmt werden. Wird diese mit der Dichten von Luft bei Umgebungsbedingungen $\rho = 1,20 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ multipliziert, erhält man die Masse. Die spezifische Wärmekapazität c_p von Luft ist formal abhängig von ihrer Temperatur und Feuchtigkeit, da das in ihr gelöste Wasser eine höhere spezifische Wärmekapazität als trockene Luft besitzt. Da dieser Effekt jedoch im hier betrachteten Temperaturbereich marginal ist, wird mit der spezifischen Wärmekapazität von trockener Luft $c_p = 1,007 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ gerechnet.

Damit erhält man neun unterschiedliche Differentialgleichungen, die den Abkühlprozess der Druckluftspeicher beschreiben. Die Ergebnisse der hier beschriebene Berechnung mit den Anfangstemperaturen aus Tabelle 4, sind in Tabelle 6 dargestellt.

Tabelle 6: Lufttemperaturen nach 12 Stunden Speicherdauer in °C

Relativdruck [bar]	Umgebungstemperatur [°C]		
	-20	10	40
1,83	4,0	4,0	4,0
2,32	4,0	4,0	4,0
2,67	4,0	4,0	4,0

Die Temperatur der komprimierten Luft, die zu Beginn des Speichervorgangs bis zu 180 °C betrug, ist nach 12 Stunden vollständig auf das Temperaturniveau des umgebenden Wassers abgesunken. Bereits 15 Minuten nach der Kompression betrug die Temperatur der Luft nur noch maximal 10 °C.

Der Grund für diese enorm rasche Abkühlung ist die geringe Masse der Luft. Trotz der relativ soliden spezifischen Wärmekapazität von $c_p = 1,007 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ ist die absolute Wärmekapazität durch die geringe Masse sehr gering. Deswegen reichen bereits relativ geringe Verlustwärmeströme, um die heiße Luft vollständig abzukühlen.

8 Optimierungsoptionen

Wie bereits erläutert, verliert der Druckluftspeicher im geladenen Zustand seine thermische Energie an das umgebende Wasser. Dadurch kühlt die gespeicherte Druckluft ab, was bei konstantem Druck zu einer Volumenabnahme führt. Somit kann weniger Volumen expandiert werden, als vorher komprimiert wurde. Da die Volumenarbeit stark abhängig vom gespeicherten Volumen V_2 ist, bedeutet dies, dass weniger Energie beim Entladen entnommen werden kann, als vorher bei dem Laden aufgewendet wurde. Der Wirkungsgrad $\eta = \frac{E_{zu}}{E_{ab}}$ nimmt somit ab.

8.1 Thermische Isolation

Um den Wirkungsgrad der Gesamtanlage zu optimieren, sollte der Verlustenergiestrom durch Wärme so gering wie möglich gehalten werden. Eine Möglichkeit wäre, die Speicher thermisch zu

isolieren, indem man die Behälterwände aus einem Material mit niedrigem Wärmeleitkoeffizienten und möglichst großer Wandstärke baut.

Ein volumenveränderlicher Druckluftspeicher muss nicht zwangsläufig flexible Behälterwände wie die Hebesäcke haben. Eine mögliche Alternative könnte man sich als ein umgedrehtes Trinkglas unter Wasser vorstellen, dem man an der Oberseite Luft zuführen kann. Die zugeführte Luft verdrängt das Wasser im Glas, das wiederum mit dem hydrostatischen Druck dagegen drückt. So hat man ebenfalls einen volumenveränderlichen Speicher mit konstantem Druck, dessen starren Behälterwände leichter thermisch isoliert werden können, als die flexiblen Wände der Hebesäcke. Dargestellt ist dieses Modell bereits auf dem Deckblatt dieser Projektarbeit.

Ein weiterer Vorteil dabei ist, dass ein großes Speichergewicht im Gegensatz zu gewöhnlichen Druckluftspeichern über Wasser hier förderlich ist. Wenn der Speicher eine größere Dichte als Wasser besitzt, kompensiert er die Auftriebskraft des verdrängten Wassers und verringert somit die erforderliche Masse an Zusatzgewicht, oder ersetzt sie vollkommen.

Führt man dieselbe Berechnung wie in Kapitel 7.6 mit einem Wärmedurchgangskoeffizienten von $k = 0,2 \frac{W}{m^2K}$, wie er näherungsweise für eine 50cm dicke Wand aus Hochlochziegel verwendet werden kann durch, statt mit dem des Hebesacks von $k = 6,8 \frac{W}{m^2K}$, dann hat die Luft nach 12 Stunden im besten Fall eine Temperatur von 9°C.

Dieses Ergebnis lässt den Schluss zu, dass selbst eine thermisch gut isolierte Wand die starke Abkühlung der gespeicherten Luft nicht verhindern kann.

8.2 Zwischenspeicherung der Kompressionswärme

Um die thermische Energie der komprimierten Luft nicht an die Umgebung zu verlieren, könnte sie theoretisch auch zwischengespeichert werden. Um zu verhindern, dass die Luft bei der Expansion zu stark abkühlt und möglicherweise die Anlage beschädigt, muss ihr zuvor wieder Wärme zugeführt werden. Schafft man es, die thermische Energie die durch die Kompression entsteht, in einen Wärmespeicher abzuführen und sie vor der Expansion der Luft wieder zuzuführen, könnten wesentlich höhere Gesamtwirkungsgrade erreicht werden. Dieses Prinzip setzt voraus, dass die thermische Energie im Zwischenspeicher wesentlich effizienter gespeichert ist, als sie es im Druckluftspeicher wäre.

In den A-CAES Projekten der kanadischen Firma Hydrostor wurde dieses Konzept bereits mehrfach erfolgreich umgesetzt.

8.3 Nutzung der Kompressionswärme

Statt die thermische Energie zwischenzuspeichern, könnte sie auch an anderer Stelle genutzt werden. Dies wäre möglich, indem man nach dem Verdichter einen Wärmetauscher integriert, der die Energie an einen Sekundärkreislauf abgibt. Dies könnte zum Beispiel ein Fernwärmenetz sein. Um die Lufttemperatur noch weiter zu senken, könnte die Energie beispielsweise dem Solekreislauf einer Wärmepumpe zugeführt werden. Denkbar wäre auch, die Wärme an lokale Betreiber von Gewächshäusern abzugeben. In der Region Nürnberg stehen zahlreiche Knoblauch-Gewächshäuser, die energieintensive Heizanlagen betreiben, um optimale Bedingungen für den Anbau zu schaffen. Diese könnten durch die Anbindung an den Warmluftkreislauf des *BrombachseeSpeichers* ersetzt werden.

Mit diesen Maßnahmen könnte die komprimierte Luft idealerweise auf bis zu 4 °C abgekühlt werden, wodurch keinerlei thermische Verluste mehr auftreten würden. Die Luft besitzt bereits die selbe Temperatur wie das umgebende Wasser, weshalb kein Wärmestrom mehr möglich ist.

Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass die abgekühlte komprimierte Luft beim Entladevorgang durch die Expansion noch weiter abgekühlt wird. Unter Umständen kann die Luft dabei

so stark abkühlen, dass die Turbinen vereisen. Um dies zu verhindern, muss die Luft bevor sie in die Turbine eintritt wieder vorgewärmt werden.

Unter diesem Gesichtspunkt lohnt es sich, den Vergleich der beiden Turbinentypen aus Kapitel 5.2 erneut zu betrachten. Es besteht die Möglichkeiten die Luft direkt in einer Turbine zu expandieren, oder ihr zuerst in einer Brennkammer thermische Energie zuzuführen. Letztere Variante löst das Problem der Abkühlung bei Expansion, weshalb sie beispielsweise auch im Druckluftspeicherkraftwerk in Huntorf zum Einsatz kommt.

Für alle weiteren Betrachtungen, soll der *BrombachseeSpeicher* als Anlage mit Wärmeabfuhr an eine Sekundärkreislauf und Expansion in einer Gasturbine betrachtet werden.

9 Beurteilung des Wirkungsgrades

Der Gesamtwirkungsgrad des Druckluftspeicherkraftwerks ergibt sich als Produkt unterschiedlicher Einzelwirkungsgrade. Zu Beginn des Kraftwerksprozesses steht der Verdichter. Der Verdichtewirkungsgrad setzt sich zusammen aus dem elektrischen Wirkungsgrad $\eta_{V,el}$, der das Verhältnis aus Wellenleistung zu aufgenommener elektrischer Leistung darstellt und dem mechanischen Wirkungsgrad $\eta_{V,mech}$, der das Verhältnis aus tatsächlich induzierter Leistung zu Wellenleistung angibt. Ein Turboverdichter der Größenordnung, wie er in Gasturbinen eingesetzt wird, hat laut [17] einen mechanischen Wirkungsgrad von rund $\eta_{V,mech} = 0,6...0,86$. Dabei ist zu beachten, dass die Verluste des mechanischen Wirkungsgrades größtenteils in Form von Wärme an das Medium abgegeben werden. Da im hier betrachteten Kraftwerkskonzept jedoch auch die Wärme genutzt wird, ist diese Energie nicht verloren und der mechanische Wirkungsgrad ist nicht zu berücksichtigen. Somit ist lediglich der elektrische Wirkungsgrad des Verdichtermotors relevant. Nach der seit 2014 gültigen IEC 60034-30-1 Norm besitzen Elektromotoren in dem hier relevanten Leistungsbereich einen Wirkungsgrad von mindestens $\eta_{el} = 0,95$ [23].

Nach dem Verdichter wird die Wärme der komprimierten Luft in einem Wärmetauscher an einen Sekundärkreislauf abgegeben. Wie stark die Luft dabei abgekühlt werden kann, wird maßgeblich von der Temperatur des Sekundärkreislaufs und der Beschaffenheit des Wärmetauschers beeinflusst. Abhängig davon, wie stark die Luft nach dem Verdichter abgekühlt werden kann und wie groß folglich das Temperaturdelta zum Wasser des Brombachsees ist, treten unterschiedlich große Speicherverluste auf. Im Idealfall geht das Temperaturdelta ΔT gegen null, sodass keinerlei Verluste auftreten.

Beim Entladen des Druckluftspeichers entspannt man die komprimierte Luft in einer Gasturbine. Auch dabei kann nicht die vollständige Volumenarbeit in elektrische Energie umgewandelt werden. Laut [17] beträgt der Wirkungsgrad der Turbine rund $\eta_T = 0,6...0,88$. Hinzu kommen Druck- und Wärmeverluste in Rohrleitungen und der Brennkammer, die den Wirkungsgrad um rund 3% verschlechtern[17]. Wie bereits beim Verdichter wird ein Großteil der Verluste in Form von Wärme an das Fluid abgegeben. In großen Industriellen Anlagen verlässt das heiße Abgas die Turbine bei Temperaturen von rund 400-500°C in die Umgebung, weil für eine Wärmerückgewinnung sehr große Wärmetauscherflächen notwendig wären. Im Projekt *BrombachseeSpeicher* hingegen sind bereits große Wärmetauscherflächen vorhanden, die genutzt werden, um die Kompressionswärme nach dem Verdichter zu nutzen. So wären theoretisch Gesamtwirkungsgrade nahe 100% möglich.

Dieser Gedanke wurde bereits in sogenannten Mikrogasturbinen umgesetzt. Dabei handelt es sich um Gasturbinen, die hauptsächlich in der dezentralen Energieversorgung zur Erzeugung von Strom und Wärme eingesetzt werden[24]. Im Vergleich zu industriellen Gasturbinen arbeiten sie mit relative geringen Drücken von rund 3 bar, weshalb sie auch für diese Anwendungsfall gut geeignet wären. Laut einem Datenblatt des Herstellers Capstone beträgt der Gesamtwirkungsgrad des Modells *C200* nach Abgaswärmenutzung bis zu $\eta = 97\%$ [24]. Die Abgaswärme

wird dabei zuerst in einem Rekuperator zur Vorwärmung der Zuluft genutzt, anschließend für Dampferzeugung, Aufheizen von Warmwasser oder für Trocknung.

Es zeigt sich, dass der Gesamtwirkungsgrad des *BrombachseeSpeichers* maßgeblich von einer effizienten Wärmenutzung abhängig ist. Dies erfordert einen Wärmetauscher mit großen Oberflächen und geringen Druckverlusten, sowie einen passenden Sekundärkreislauf, an den die Wärme abgegeben wird.

10 Beurteilung der Kosten

Die Kosten des *BrombachseeSpeichers* setzen sich aus Investitionskosten, Instandhaltungskosten und Betriebskosten zusammen. Von diesen Kosten hängt ab, ob die Anlage später auf dem Energiemarkt konkurrenzfähig ist oder nicht. Nur wenn die Einnahmen des verkauften Stroms alle Kosten decken, kann der Speicher rentabel betrieben werden.

10.1 Investitions- und Betriebskosten

Der eigentliche Betrieb der Anlage läuft weitestgehend automatisiert. Personalkosten fallen vor allem für Aufgaben des Managements an. Betrachtet man den *BrombachseeSpeicher* als reines Kraftwerk, dann zählen zu den Betriebskosten auch der Strom der für das Laden des Speichers verwendet wird und gegebenenfalls das Gas, das beim Entladen verfeuert wird. Hinzu kommen Netzentgelte, Steuern und Umlagen.

Die Investitionskosten könnten sich folgendermaßen zusammensetzen:

- | | |
|---------------------------|--|
| – Kraftwerk | – Hebesäcke |
| – Gebäude | – Zusatzgewichte |
| – Verdichter und Turbinen | – Druckluftleitungen |
| – Generatoren und Motoren | – Netzanbindung |
| – Transformatoren | – Stromnetz |
| – Leitungen | – Sekundärkreislauf zur Abgabe der thermischen Energie |
| – Kessel | – Erdgasnetz |
| – Pumpen | |
| – Wärmetauscher | |
| – Speicher | – Umsetzung |

Durch den Betrieb unter Wasser und der Nutzung des hydrostatischen Drucks sind die mechanischen Anforderungen an die Druckluftspeicher gering. Das Ziel war, durch den Einsatz von Serienprodukten wie den Hebesäcken die Investitionskosten für die Anlage relativ gering zu halten. Wie in Kapitel 4.2 und 7.2 gezeigt wurde, berechnen sich die reinen Materialkosten für eine Speichereinheit (SE) mit einem Volumen von 35.000 m³ zu:

$$K_{SE} = K_{Hebesack} + K_{Beton} = 7.850\text{€} + 2.997\text{€} = 10.847\text{€} \quad (40)$$

Für den gesamten Speicher mit einem Volumen von rund 3.600.000 m³, bestehend aus 103.664 Speichereinheiten betragen die Materialkosten:

$$K_{SE,ges} = n * K_{SE} = 103.664 \cdot 10.847\text{€} = 1.124.443.408\text{€} \quad (41)$$

Bei einer Speicherkapazität von rund 213.000 MWh ergeben sich relative Investitionskosten von:

$$K_{rel} = \frac{1.124.443.408\text{€}}{213.000\text{kWh}} = 5279 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \quad (42)$$

Dies ist nur ein kleiner Teil der gesamten Investitionskosten, gibt aber einen ersten Anhaltspunkt für den Vergleich mit anderen Speichertechnologien.

10.2 Vergleich mit anderen Speichertechnologien

Die kanadische Firma *Hydrostor inc.* hat in Zusammenhang mit ihren *A-CAES* Projekten die Kosten unterschiedlicher Speichertechnologien verglichen. Das Ergebnis ist in Abbildung 7 dargestellt.

	Hydrostor A-CAES	Gas Turbine	Traditional CAES	Pumped Hydro	Li-Ion Battery	Flow Battery
Size (MW)	50-500+	>100	150-500+	>100	1-20	1-20
Duration (hours)	>6	N/A	>6	>6	2-4	4-6
Round-Trip Efficiency	>60%	N/A	30-40%	70-85%	85%	70%
Emissions	None	Emitting	Emitting	None	None	None
Life cycle (cycles)	>20,000	>20,000	>20,000	>20,000	5,000	10,000
CAPEX (\$/kW)*	\$1,500- \$3,000	\$1,000	\$1,500- \$2,500	>\$2,500	\$4,000	\$5,000
CAPEX (\$/kWh)	\$150-\$300	N/A	\$150-\$250	>\$250	\$400	\$500
Operating Costs	Low-Medium (fixed)	High (fuel costs)	High (fuel costs)	Low- medium	Medium (parasitic load)	Low- medium
Siting Flexibility	Medium	Medium (emissions)	Low (salt, emissions)	Low (geology)	High	High

Abbildung 7: Kostenvergleich unterschiedlicher Speichertechnologien von Hydrostor inc. [5]

Das A-CAES System von Hydrostor basiert auf einem etwas anderen Grundprinzip, als der *BrombachseeSpeicher*. Im A-CAES wird die thermische Energie zwischengespeichert, statt sofort genutzt. Dadurch entsteht zwangsläufig ein Kompromiss zwischen Speicherdauer und Effizienz. Im *BrombachseeSpeicher* wird die entstehende Wärme abgeführt und beim Entladen über eine andere Quelle wieder Energie zugeführt. Die Speicherdauer ist somit unbegrenzt.

Unter der Annahme, dass der Druckluftspeicher nahezu hermetisch verschlossen ist, also keine Luft aus dem Speicher entweichen kann, ist diese Energiespeicherung zeitlich unbegrenzt. Somit treten lediglich beim Lade- und Entladevorgang Verluste auf die, wie in Kapitel 9 bereits gezeigt wurde unter den richtigen Voraussetzungen sehr gering sind.

Vergleicht man allerdings die Investitionskosten des *BrombachseeSpeichers* aus dem vorangegangenen Kapitel mit den angegebenen Werten in der Tabelle (CAPEX (€/kWh)), dann wird klar, dass diese noch stark gesenkt werden müssen, um konkurrenzfähig zu sein.

11 Fazit

Um elektrische Energie in Form von komprimierter Luft zu speichern, müssen thermodynamische Herausforderungen überwunden werden. Die größte davon ist, die bei der Kompression entstehende Wärme nicht an die Umgebung zu verlieren. Stattdessen kann die Wärme entweder zwischengespeichert und der Luft vor der Expansion wieder zugeführt werden, oder außerhalb des Kraftwerks zur Trocknung, Beheizung oder ähnlichem genutzt werden. Gelingt eine dieser

Lösungen, ist es möglich einen hocheffizienten Energiespeicher zu bauen, der weder sichtbar, noch hörbar ist. Mit einem thermischen Zwischenspeicher ist der Betrieb der Anlage bereits jetzt vollständig CO₂-frei, wie die A-CAES Projekte von Hydrostor Inc. zeigen. Wird das Projekt Huntorf 2020 erfolgreich sein, kann der Druckluftspeicher auch ohne thermischen Zwischenspeicher noch effizienter mit einer Gasturbine CO₂-frei betrieben werden. Dank dem Betrieb unter Wasser und der Nutzung des hydrostatischen Drucks ist es möglich, sehr große Druckluftspeicher mit geringen mechanischen Anforderungen zu installieren. Ist es möglich, dadurch die Investitionskosten gering zu halten, kann die Unterwasser-Druckluftspeicher-Technologie auf dem Energiemarkt konkurrenzfähig sein.

Für die Realisierung des Projekts sind noch viele weitere Themengebiete zu betrachten, beispielsweise die wasserwirtschaftlichen Auswirkungen auf den Brombachsee in seiner Rolle als Stausee, Hochwasserschutz und Wasserregulator der Region Nordbayern. Die Umsetzung der Wärmenutzung/-speicherung stellt eine große Herausforderung dar und sollte genau untersucht werden, um einen effizienten Betrieb der Anlage zu gewährleisten. Nicht zu vergessen ist die Einbindung des Speichers in das Stromnetz und die Interaktion mit anderen Kraftwerken und Energiekonsumenten.

Wurden alle Aspekte betrachtet und keine unumgängliche Hürden festgestellt, hat der *BrombachseeSpeicher* das Potenzial, einen entscheidenden Beitrag zur regionalen Energieversorgung durch erneuerbare Energien zu leisten.

Literatur

- [1] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit, “Klimaschutzplan 2050”, 2016.
- [2] RWE Power AG, “ADELE - Der adiabate Druckluftspeicher für die Elektrizitätsversorgung”, 2010. Adresse: https://www.dlr.de/Portaldata/1/Resources/standorte/stuttgart/Broschuere_ADELE_1_.pdf.
- [3] The Hydrodynamics Group, “Norton CAES Facility”, Adresse: <http://hydrodynamics-group.net/norton.html>.
- [4] W. Harris, “How the Iowa Stored Energy Park Will Work”, 2008. Adresse: <https://science.howstuffworks.com/environmental/green-science/iowa-stored-energy-park1.htm>.
- [5] Hydrostor Inc., Adresse: <https://www.hydrostor.ca/>.
- [6] F. Crotagino, “Huntorf CAES: More than 20 Years of Successful Operation”, 2001. Adresse: https://web.archive.org/web/20111016172642/http://www.uni-saarland.de/fak7/fze/AKE_Archiv/AKE2003H/AKE2003H_Vortraege/AKE2003H03c_Crotogino_ea_HuntorfCAES_CompressedAirEnergyStorage.pdf.
- [7] U. Leuschner, “Windstrom-Speicherung wird neuer Forschungsschwerpunkt”, 2010. Adresse: <http://www.udo-leuschner.de/energie-chronik/100108.htm>.
- [8] TU Clausthal, “Huntorf2020”, 2018. Adresse: <https://www.ievb.tu-clausthal.de/forschung/forschungsvorhaben/huntorf2020/>.
- [9] TU Clausthal, “1,8-Millionenprojekt zu regenerativem Speicherkraftwerk”, 2018. Adresse: <https://www.tu-clausthal.de/presse/nachrichten/details/2383/>.
- [10] S. Kessler, “Riesen-Ballons speichern Energie unter Wasser”, *Wirtschafts Woche*, 2016. Adresse: <https://www.wiwo.de/technologie/green/konkurrenz-fuer-batterien-riesen-ballons-speichern-energie-unter-wasser/13553544.html>.
- [11] Wasserwirtschaftsamt Ansbach, “Brombachsee”, Adresse: https://www.wwa-an.bayern.de/ueberleitung/fraenkische_seen/brombachsee/index.htm.
- [12] The GIMP Team, Adresse: <https://www.gimp.org/>.
- [13] Riedl und Zwingel, “Großer Brombachsee - Höhenlinien aus Befliegung”, Wasserwirtschaftsamt Ansbach, Hrsg., 2006, Geöffnet am: 09.11.18. Adresse: https://www.wwa-an.bayern.de/ueberleitung/fraenkische_seen/brombachsee/doc/tiefenkartierung_grbs.pdf.
- [14] J. Zierep und K. Bühler, *Grundzüge der Strömungslehre*. 2015.
- [15] Amron International, “Seaflex Inflatable Buoyancy Unit - 77,762 lbs”, Adresse: <https://www.amronintl.com/seaflex-35-ton-inflatable-buoyancy.html>.
- [16] U. Bierbaum, “Druckluft Kompendium”, 2004. Adresse: [http://www.drucklufttechnik.de/www/temp/Dlrepos.nsf/LookupHTML/KompendiumPDF_d/\\$File/Kapitel03.pdf](http://www.drucklufttechnik.de/www/temp/Dlrepos.nsf/LookupHTML/KompendiumPDF_d/$File/Kapitel03.pdf).
- [17] F. Dietzel, *Gasturbinen kurz und bündig*. 1974.
- [18] G. Ludwig, *Einführung in die Grundlagen der theoretischen Physik*. 1979.
- [19] W. Blanke, *Thermophysikalische Stoffgrößen*. 2013.
- [20] Heidelberger Beton GmbH & Co. Stuttgart KG, “Preisliste - Gültig ab 1. Januar 2018”, 2018. Adresse: https://www.heidelbergcement.de/de/system/files_force/assets/document/20/89/web2_pl_stuttgart_2018.pdf?download=1.

- [21] co2online gemeinnützige GmbH, “Stromspiegel für Deutschland 2017”, 2017. Adresse: https://www.stromspiegel.de/fileadmin/ssi/stromspiegel/Broschuere/Stromspiegel_2017_web.pdf.
- [22] G. Cerbe und G. Wilhelms, *Technische Thermodynamik*. 2013.
- [23] SIEMENS AG, “Effizienzklassen für IEC Netzmotoren”, Adresse: <https://w3.siemens.com/drives/global/de/motor/niederspannungsmotoren/effizienzklassen/seiten/netzmotoren.aspx>.
- [24] E-quad Power Systems GmbH, “Capstone Mikrogasturbinen”, Adresse: https://www.microturbine.de/media/medien/presentation-capstone-mikrogasturbine_2018_d878e.pdf.