

INSTITUT FÜR
ENERGIETECHNIK UND
THERMODYNAMIK

Institute for Energy Systems and Thermodynamics

Masterarbeit

Dampfspeicherkonzept für den Lokomotivbetrieb

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Master of Science unter der Leitung von

Ao. Univ.Prof. Dipl.-Ing Dr.techn. Andreas Werner

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Florian Wibihal

0727414

Gerasdorferstraße 84

Wien, im *Februar 2018*

Florian Wibihal

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

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Eidesstattliche Erklärung

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

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

Wien, im *Februar* 2018

Florian Wibihal

Kurzfassung

Dampfspeicherkonzept für den Lokomotivbetrieb

Aufgrund der Klimaentwicklung wird die Bedeutung von erneuerbaren Energien immer größer. Der Anteil an nicht elektrifizierten Schienenstrecken ist mit rund 48 % in Europa relativ hoch. Gerade Nebenanschlussbahnen wie die Traisentalbahn gehören dazu. Aus diesem Grund werden sie mit Diesellokomotiven befahren. Jährlich werden auf dieser Strecke 65.000 t Güter transportiert. Da an der Strecke eine KWK - Anlage befindet und diese möglicherweise günstigen Dampf zur Verfügung stellen könnte, ist es naheliegend diesen als Antriebsenergie zu nutzen. Lokomotivantriebe auf Dampfbasis sind heutzutage eher ungewöhnlich. Aus diesem Grund werden in dieser Arbeit Antriebe auf Dampfspeicherbasis untersucht. Genauer gesagt werden die Dampfmaschine, der Dampfmotor und die Dampfturbine hinsichtlich ihrer technischen Eignung und ihrer Wirtschaftlichkeit untersucht. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der Auslegung des Gefällespeichers, auf der Berechnung der spezifischen Dampfverbräuche und auf der Kostenaufstellung im Betrieb. Außerdem wird die Entladung des Gefällespeichers unter realitätsnahen Bedingungen simuliert.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	2
1.2	Zielsetzung	3
2	Stand der Technik - Recherche	5
3	Ruths Dampfspeicher	6
3.1	Grundlagen zur Speicherberechnung	6
3.2	Betankungsvorgang des Gefällespeichers.....	9
4	Einführung in die Energiewandler	10
4.1	Dampfmaschine.....	10
4.2	Dampfmotor.....	11
4.3	Dampfturbine	13
4.3.1	Axial- und Radialturbine	13
4.3.2	Aktions- und Reaktionsturbine	15
4.3.3	Kondensations- und Gegendruckturbine.....	16
4.3.4	Curtis - Stufe.....	16
4.3.5	Kleindampfturbine	18
5	Grundlagen zur Streckenberechnung	20
5.1	Luftwiderstand nach Hannover'scher Formel	21
5.2	Lagerreibungs- und Rollwiderstand	21
5.3	Stoßwiderstand.....	21
5.4	Steigungswiderstand	22
5.5	Beschleunigungswiderstand	22
5.6	Energieverbrauch	23
5.7	Leistung.....	23
6	Energiebedarf auf der Strecke	24
6.1	Details zur Strecke	24
6.2	Berechnung des Energiebedarfs	25
6.3	Berechnung der Leistung.....	28
7	Dampfverbrauch der Antriebe	29
7.1	Berechnung des Dampfverbrauchs - Dampfturbine	30
7.2	Dampfverbrauch - Dampfmotor	31
7.2.1	Variante A.....	31
7.2.2	Variante B.....	31
7.3	Dampfverbrauch - Dampfmaschine	32
7.4	Dampfverbrauch der Antriebe im Vergleich	32

8	Berechnung des Dampfspeichers.....	34
8.1	Berechnung des Dampfspeichers - Dampfturbine.....	34
8.2	Berechnung des Dampfspeichers - Dampfmotor	35
8.3	Berechnung des Dampfspeichers - Dampfmaschine	35
8.4	Berechnung der Wandstärke	36
8.5	Dampfspeicherdimensionen der Antriebe	37
9	Antriebsdimensionen.....	38
9.1	Dimension Dampfmaschine	38
9.2	Dimension Dampfmotor	39
9.3	Dimension Dampfturbine	40
9.4	Dimension Getriebe und Wandler	41
9.5	Dimension Generator und Elektromotor.....	41
10	Ausführungskonzepte.....	43
10.1	Ausführungskonzept Dampfturbine.....	43
10.1.1	Arbeitsprozess der Dampfturbine	44
10.2	Ausführungskonzept Dampfmotor.....	45
10.2.1	Arbeitsprozess Dampfmotor	46
10.3	Dampfmaschine.....	46
10.3.1	Arbeitsprozess Dampfmaschine	47
10.4	Beladen des Dampfspeichers	47
11	Simulation der Dampfentladung	49
11.1	Modell A	49
11.2	Modell B	53
12	Gegenüberstellung der Wirtschaftlichkeit.....	59
12.1	Anschaffungskosten der Hauptantriebe	59
12.2	Betriebskosten der Antriebskonzepte	60
13	Diskussion.....	62
13.1	Dampfturbine.....	62
13.2	Dampfmaschine.....	62
13.3	Dampfmotor.....	63
13.4	Dampfspeicher	63
13.5	Ausblick.....	63
14	Nomenklatur	65
15	Tabellenverzeichnis	67
16	Abbildungsverzeichnis	68
17	Literaturverzeichnis	70

1 Einleitung

Durch das Klimaschutzabkommen, welches Ende 2015 in Paris vereinbart wurde, hat sich Österreich weiterhin umweltpolitisch klar positioniert. Ziel ist es die erneuerbare Energieversorgung auszubauen und mehr Energieeffizienz zu erreichen. Konkret ist Österreich gemäß des 2008 verabschiedeten Energie- und Klimapakets der Europäischen Union bis 2020 zu folgenden Maßnahmen verpflichtet (vgl. [1] S. 18):

- Erhöhung des Anteils erneuerbarer Energieträger am Bruttoenergieverbrauch auf 34 %
- Reduktion der Treibhausgasemissionen in Sektoren, die nicht dem Emissionshandel unterliegen, um mindestens 16 %, auf die Emissionen des Jahres 2005 bezogen
- Reduktion der Treibhausgasemissionen in Sektoren, die dem Emissionshandel unterliegen, um mindestens 21 %, auf die Emissionen des Jahres 2005 bezogen

Vorweg, Ziel dieser Arbeit ist die Untersuchung von alternativen Antrieben, die mit erneuerbaren Energieträgern betrieben werden können, als Ersatz für Diesellokomotiven. Im Folgenden soll das Einsparungspotenzial aufgezeigt werden, welches durch solche Antriebe erzielt werden könnte.

Abbildung 1 zeigt den energetischen Endverbrauch im Jahr 2016, aufgeteilt nach wirtschaftlichen Sektoren in Österreich. Der Sektor Verkehr stellt mit 35 % den größten Endverbraucher dar und beinhaltet sowohl Personen- als auch Güterverkehr.

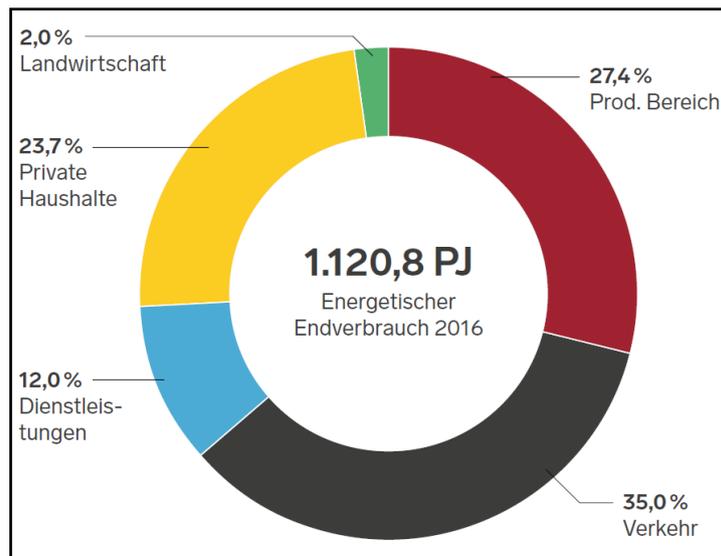


Abbildung 1: Energetischer Endverbrauch 2016 nach wirtschaftlichen Sektoren [2] S. 13

Der Anteil des Energieverbrauchs des Schienengüterverkehrs beträgt rund 1 %, da der größte Energieverbrauch sowohl im Personen- als auch im Güterverkehr auf der Straße stattfindet. vgl. [3], [4]

Laut dem VCÖ erfolgt 33 % der Transportleistung, des Güterverkehrs, in Österreich, über die Schiene (vgl. [5]). 28,8 % der Schienenstrecken sind nicht elektrifiziert und werden derzeit mit Diesellokomotiven befahren. Somit können jährlich ungefähr 0,1 % des energetischen Endverbrauchs des Sektors Verkehr durch erneuerbare Energieträger ersetzt werden. Dies entspricht etwa 0,4 Petajoule pro Jahr in Österreich. Dieser Wert stellt eine grobe Abschätzung des Einsparungspotenzials dar.

1.1 Motivation

Auf der Bahnstrecke zwischen Freiland und St. Aegydt im Traisental werden jährlich ungefähr 65.000 Tonnen Güter transportiert. Da es entlang der Traisentalbahn keine Oberleitung gibt, werden Diesellokomotiven eingesetzt. Obwohl der Güterverkehr über die Schiene weit weniger CO₂-Ausstoß pro Tonnenkilometer als entsprechender Verkehr über LKWs zur Folge hat, ist das Einsparungspotenzial dennoch sehr hoch.

Laut Angabe der ÖBB wird beim Ortsverschub, wie er zwischen Freiland und St. Aegydt stattfindet, mit einem Durchschnittsverbrauch von 32 Liter Diesel pro Stunde gerechnet. Wobei die Strecke von Freiland bis St. Aegydt und zurück in durchschnittlich vier bis fünf Stunden durchfahren wird, eine Länge von 34 km aufweist und wöchentlich drei mal genutzt wird. Da genaue Werte bezüglich des

Treibstoffverbrauchs nicht zur Verfügung stehen, soll durch eine grobe Überschlagsrechnung eine Vorstellung vermittelt werden, in welchen Größenordnungen man sich hier befindet. Mit den angegebenen Werten entspricht dies einem jährlichen Dieserverbrauch von 21.600 Liter.

Wie in Abbildung 2 zu sehen, gibt es in Europa einen hohen Anteil an nicht elektrifizierten Eisenbahnstrecken, weswegen alternative Antriebe mit erneuerbaren Energien zu einer erheblichen Entlastung der Umwelt führen könnten.



Abbildung 2: Anteil nicht elektrifizierter Eisenbahnstrecken in europäischen Staaten [6]

Auf der Strecke zwischen Freiland und St. Aegyð befindet sich bei der Station Furthof eine KWK - Anlage. Diese KWK - Anlage könnte als Quelle für günstigen Dampf, beziehungsweise Strom genutzt werden. Obwohl Antriebe auf Dampfbasis heute eher wenig gebräuchlich sind, empfiehlt sich eine Untersuchung moderner Dampfantriebe wie Dampfturbine und Dampfmotor, sowie der eher aus der Mode gekommenen Dampfmaschine, hinsichtlich ihrer Eignung als Antriebe für Lokomotiven.

1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Diplomarbeit ist es verschiedene Antriebe auf Dampfbasis für Lokomotiven zu untersuchen. Konkret werden Dampfturbine, Dampfmotor und Dampfmaschine hinsichtlich ihrer technischen Umsetzung und Problematik als

Antriebe analysiert. Des Weiteren soll eine grobe Kostenabschätzung erstellt werden, wie hoch die Betriebskosten der verschiedenen Konzepte im Vergleich zu gebräuchlichen Diesellokomotiven ausfallen. Als Dampfquelle dient ein mitgeführter Ruths Dampfspeicher. Ein weiteres Ziel dieser Arbeit ist es diesen Dampfspeicher für den Ortsverschub zwischen den Haltestellen Freiland und St. Aegydt am Neuwalde zu dimensionieren. Zusätzlich zu den Berechnungen soll eine Entladung des Dampfspeichers mit Modelica®¹ simuliert werden.

¹ Modelica® ist eine objektorientierte, auf Gleichungen basierende Programmiersprache, um komplexe physikalische Systeme zu modellieren.

2 Stand der Technik - Recherche

Bereits 1935 im Henschel - Lokomotiv - Taschenbuch [7] S. 315 wird die Henschel - Gilli - Hochdruck - Dampfspeicherlokomotive beschrieben. Diese arbeitet mit einem Ausgangsdruck von 40 bis 140 bar Überdruck. Der Dampf wird einem Dampferzeuger entnommen oder kann aus überhitztem Niederdruckdampf erzeugt werden. Der hohe Druck dient lediglich der Erhöhung der Reichweite. Der Dampf wird auf einen Druck von 10 bis 15 bar gedrosselt und entspricht somit dem üblichen Arbeitsdruck von gefeuerten Dampflokomotiven. Der Dampf wird über einen Wärmetauscher im Gefällespeicher überhitzt.

Im technischen Bericht Dampfspeicherfahrzeuge [8] ist die Rede davon, dass ökonomische Faktoren für den Einsatz von Dampfspeichertechnik sprechen. Dies gilt für den schienengebundenen Rangierbetrieb. Im Vergleich mit dem Dieselerangierbetrieb, konnten anhand eines Beispiels sowohl geringere Anschaffungskosten als auch geringere Betriebskosten bestimmt werden.

Üblicherweise werden Dampfmotoren in KWK - Anlagen zur Stromerzeugung eingesetzt. Die Anwendung als Fahrzeugantrieb hat sich bisher nicht durchgesetzt. Laut Braess und Seiffert 2012 [9] S. 148 hat dieser sogar einige Vorteile gegenüber dem Dieselmotor. Die Gründe dafür, dass sich der Dampfmotor nicht durchsetzen konnte liegen in der langen Vorheizzeit bis zur Betriebsbereitschaft und dem langsamen Ansprechen beim Beschleunigen.

Bauer 2006 [10] S. 101–102 zählt einige Vorteile der Dampfturbine als Lokomotivantrieb gegenüber Kolbenmaschinen auf. Schlussendlich hat die Dampfturbine aber einen entscheidenden Nachteil, die Strömungsverhältnisse innerhalb der Turbine lassen sich nur für eine bestimmte Auslegungsdrehzahl optimal gestalten. Außerhalb dieses Bestpunktes wird der Wirkungsgrad der Maschine schlechter, je weiter man sich von den optimalen Bedingungen entfernt.

3 Ruths Dampfspeicher

Die theoretischen Grundlagen in diesem Kapitel beruhen auf "Dampfspeicher" von Glück 2012 [11].

Wie bereits in Kapitel 1.2 erwähnt sollen die jeweiligen Dampftriebe über einen Dampfspeicher gespeist werden und komplett ohne befeuerten Kessel auskommen. Als Grundlage dient ein Gefällespeicher, der nach seinem schwedischen Erfinder J. K. Ruths (1879 bis 1935) benannt wurde, der sogenannte Ruths - Dampfspeicher.

Bei Beladung wird dem Gefällespeicher Dampf zugeführt. Innerhalb des Speichers kondensiert der Dampf und erhöht somit den Wasserfüllstand. Dabei steigen sowohl der Druck, als auch die Temperatur im Speicher an. Dies kann bis zum Erreichen des eingeleiteten Dampfdrucks durchgeführt werden. Um den Druck im Dampfspeicher weiter zu erhöhen müsste z. B. elektrisch zugeheizt werden.

Bei Entladung des Speichers sinkt der Druck, wodurch eine Teilmenge des Wassers verdampft. Die Verdampfungswärme wird dabei dem restlichen System entzogen. Dadurch verringert sich der Wasserfüllstand, sowie die Temperatur und der Druck im Speicher. Dabei entsprechen Druck und Temperatur immer dem jeweiligen Sattdampfzustand. Aufgrund der Abnahme des Dampfdrucks wird diese Art von Dampfspeicher Gefällespeicher genannt. Abbildung 3 zeigt das Schema eines Ruths - Dampfspeichers, vgl. [11] S. 1.

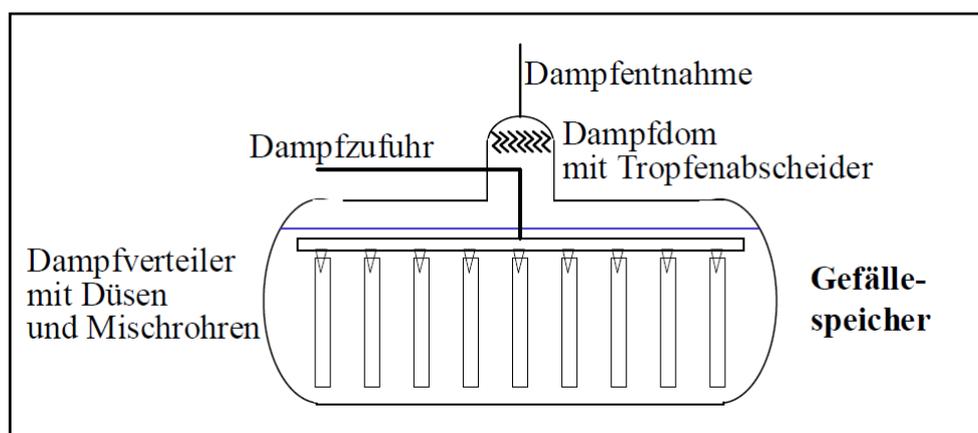


Abbildung 3: Schema eines Gefällespeichers [11] S. 1

3.1 Grundlagen zur Speicherberechnung

Im Folgenden wird die Berechnung des Dampfspeichers dargestellt. Beim Be- und Entladen des Dampfspeichers, handelt es sich um einen stationären thermodynamischen Prozess, bei dem Stofftransport über die Systemgrenzen

hinaus und hinein stattfindet. Die Oberfläche des Speichervolumens bildet die Systemgrenze.

Das Volumen V innerhalb des Behälters bleibt konstant, wodurch es zu keiner Volumen- und Reibungsarbeit kommt.

$$W_{V,12} = - \int_1^2 p dV = 0; W_{R,12} = 0$$

Während des Betriebs wird dem System keine technische Arbeit, in Form von Wellenarbeit oder elektrischer Arbeit zu- oder abgeführt.

$$W_{t,12} = 0$$

Während des Beladungsvorgangs wird dem System ein Stoffstrom \dot{m}_{ein} mit der spezifischen Enthalpie h_{ein} , der spezifischen kinetischen Energie $c_{ein}^2/2$ und der potenziellen Energie $g z_{ein}$ während des Zeitraums $d\tau$ zugeführt. Die eintretende Energie E_{ein} ergibt sich innerhalb des Zeitintervalls $\tau_2 - \tau_1$ zu folgendem Integral:

$$E_{ein} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \dot{m}_{ein} \left(h_{ein} + \frac{c_{ein}^2}{2} + g z_{ein} \right) d\tau$$

Analog zum Beladungsvorgang wird beim Entladungsvorgang dem System der Stoffstrom \dot{m}_{aus} mit der spezifischen Enthalpie h_{aus} , der spezifischen kinetischen Energie $c_{aus}^2/2$ und der potenziellen Energie $g z_{aus}$ während des Zeitraums $d\tau$ abgeführt. Die austretende Energie E_{aus} ergibt sich innerhalb des Zeitintervalls $\tau_2 - \tau_1$ zu folgendem Integral:

$$E_{aus} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \dot{m}_{aus} \left(h_{aus} + \frac{c_{aus}^2}{2} + g z_{aus} \right) d\tau$$

Somit ergibt sich der 1. Hauptsatz für offene Systeme unter Berücksichtigung, dass zugeführte Energie positiv gezählt wird zu:

$$Q_{12} + E_{ein} - E_{aus} = U_2 - U_1$$

Die Anteile der kinetischen und potenziellen Energie können in der Regel gegenüber der Enthalpie vernachlässigt werden.

Dadurch kann die Gleichung mit ausreichender Genauigkeit vereinfacht werden:

$$Q_{12} + \int_{\tau_1}^{\tau_2} \dot{m}_{ein} h_{ein} d\tau - \int_{\tau_1}^{\tau_2} \dot{m}_{aus} h_{aus} d\tau = U_2 - U_1$$

Die Wärme $Q_{12} = Q_{V12} + Q_{Z12} + Q_{W12}$, die dem Speicherinhalt zugeführt beziehungsweise entnommen wird, ergibt sich in der Regel aus dem Wärmeverlust $Q_{V12} < 0$, welche über die Behälterwandung verloren geht. Bei idealer Dämmung ergibt sich für die Verlustwärme $Q_{V12} = 0$. Wenn z.B. elektrisch zugeheizt wird ist die zugeführte Wärme $Q_{Z12} > 0$. Bei der beziehungsweise Entladung des Speichers kommt es zu einer zeitlichen Änderung der Temperatur. Beispielsweise in der Entnahmephase sinkt die Temperatur im Speicher. Dadurch kühlt die Behälterwand auf Dampftemperatur ab, beziehungsweise gibt die gespeicherte Wärme $Q_{W12} > 0$ an den Tankinhalt ab.

Als Vereinfachung wird für die Berechnungen die Wärmez- oder Abfuhr $Q_{12} = 0$ angenommen.

Die innere Energie U zum Beginn 1 und Ende 2 des betrachteten Zeitintervalls ergibt sich jeweils aus den Einzelanteilen von Wasser und Dampf:

$$U = U' + U'' = m' u' + m'' u''$$

Mit dem Ausdruck der spezifischen Enthalpie $h = u + pv$ und der Berücksichtigung, dass der Druck p für beide Phasen gleich ist folgt:

$$U = U' + U'' = m' (h' - p v') + m'' (h'' - p v'')$$

Sattdampf und Wasser nehmen dabei das gesamte Behältervolumen $V = m' v' + m'' v''$ ein, daraus folgt weiter:

$$U = U' + U'' = m' h' + m'' h'' - p V \approx m' h' + m'' h''$$

Der einströmende Dampfmassenstrom \dot{m}_{ein} und die zugehörige spezifische Enthalpie h_{ein} werden im Folgenden als konstant angenommen. Daraus ergibt sich für die eingehende Dampfmasse m_{ein} :

$$\int_{\tau_1}^{\tau_2} \dot{m}_{ein} h_{ein} d\tau = \dot{m}_{ein} h_{ein} (\tau_2 - \tau_1) = m_{ein} h_{ein}$$

Der ausströmende Dampfmassenstrom \dot{m}_{aus} kann anders als die zugehörige spezifische Enthalpie h_{aus} nicht als konstant betrachtet werden, da beim Betrieb eines Antriebs sehr unterschiedliche Anforderungen entstehen. Der Dampf wird während der Entladung auf konstanten Druck gedrosselt, wodurch die spezifische Enthalpie h_{aus} ebenfalls konstant bleibt. Die praktische Berechnung erfolgt dann über kleine Zeitintervalle mit nahezu konstantem Massenstrom \dot{m}_{aus} .

$$\int_{\tau_1}^{\tau_2} \dot{m}_{aus} h_{aus} d\tau = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{aus,i} h_{aus,i} \Delta\tau_i \text{ mit } n \Delta\tau_i = \tau_2 - \tau_1$$

Die Berechnung der Beladung des Speichers ist bei konstanten Dampfparametern relativ einfach. Bei der Entladung empfiehlt es sich eventuell eine Simulation zu entwickeln, vgl. [11] S. 2–3.

3.2 Betankungsvorgang des Gefällespeichers

Für die Beschreibung des Tankvorgangs wird die Annahme getroffen, dass Dampf aus der KWK - Anlage bei der Station Furthof bezogen wird. Der Frischdampf im Kraftwerk hat einen Druck von 25 bis 30 bar und eine Temperatur von 430 bis 485 °C. Um eine ausreichend große Energiedichte zu erreichen, wird der Ausgangszustand des Dampfes im Kessel wie folgt gewählt:

- Druck $p_1 = 85 \text{ bar}$
- Temperatur $T_1 = 299 \text{ °C}$

Bei der Beladung wird dem Gefällespeicher bis zu einem Druck von 25 bis 30 bar und dem gewünschten Wasserstand Dampf zugeführt. Um einen Druck von 85 bar zu erlangen, muss anschließend der Kesselinhalt elektrisch oder mit dem überhitzten Sattdampf der KWK - Anlage erhitzt werden.

4 Einführung in die Energiewandler

Dieses Kapitel enthält die wichtigsten Grundlagen zu den drei untersuchten Energiewandlern: Dampfmaschine, Dampfmotor und Dampfturbine.

4.1 Dampfmaschine

Hauptteile der Dampfmaschine sind die beiden Dampfzylinder. Einer für den linken und einer für die rechten Triebräder. In den Zylindern befindet sich je ein Kolben, der vom Arbeitsdampf hin und hergetrieben wird. Dieser wirkt mittels Kolbenstange, Kreuzkopf und Treibstange auf die Treibachse und versetzt so die Triebräder in Drehung.

Das Einströmen des Arbeitsdampfes in den Zylinder auf die jeweilig gewünschte Seite des Kolbens wird durch den Steuerzylinder mit Schieber gesteuert. Dadurch kann bei beliebiger Kurbelstellung das Vor- oder Rückwärtsfahren bewirkt werden. Die gewünschte Zugkraft wird über eine Dosierung der Dampfmenge erreicht (vgl. [12] S. 17–18). Abbildung 4 zeigt dieses Wirkprinzip des Dampfmaschinenantriebs einer Lokomotive.

- 1: Schwinge
- 2: Gegenkurbel
- 3: Schieberschubstange
- 4: Voreilhebel
- 5: Kreuzkopf
- 6: Steuerzylinder mit Schieber
- 7: Dampfzylinder
- 8: Steuerstange

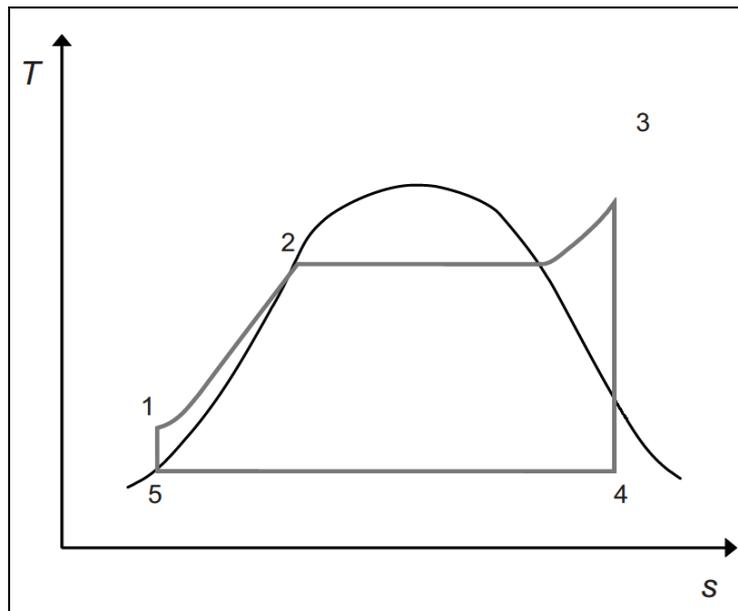


Abbildung 5: Clausius - Rankine - Prozess

In der Realität treten gegenüber diesem theoretischen Vergleichsprozess Verluste im Verdampfer, Strömungsverluste, Verluste durch nichtisentrope Expansion und Kondensatorverluste auf.

In dieser Arbeit ist allerdings kein geschlossener Kreislauf vorgesehen. Dem Dampfmotor wird aus einem Gefällespeicher Dampf zugeführt. Der Prozess reduziert sich somit auf die Arbeitsschritte 2 bis 4 vom Rankine - Prozess in Abbildung 5.

Anders als die Dampfmaschine ist der Dampfmotor ähnlich wie ein Dieselmotor mit allen Bestandteilen in einem kompakten Gehäuse untergebracht. Das Konstruktionsprinzip ist mechanisch dem eines Dieselmotors sehr ähnlich. Die Kolben treiben über Pleuel und Kurbeln eine Welle an. Die Regelung einzelner Zylindergruppen erfolgt dabei getrennt.

Ein großer Vorteil des Dampfmotors ist der günstige Wirkungsgrad im Teillastbereich (vgl. [9] S. 148). Abbildung 6 zeigt eine typische Leistungs- und Verbrauchskurve eines Dampfmotors von Spilling.

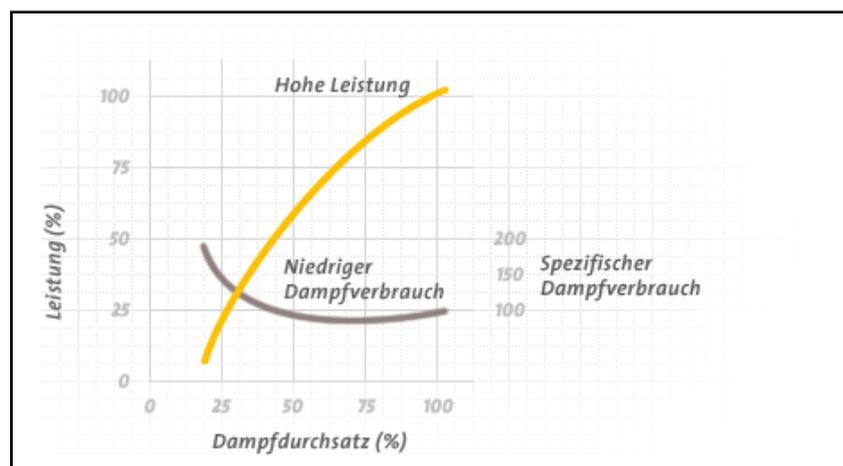


Abbildung 6: Typische Leistungs- und Verbrauchskurve eines Dampfmotors [15]

4.3 Dampfturbine

Nach DIN 4304 wird die Dampfturbine als eine Wärmekraftmaschine mit rotierenden Bauteilen bezeichnet, in der das Enthalpiegefälle eines kontinuierlich strömenden Dampfes in mechanische Arbeit umgewandelt wird. Dies kann über eine oder mehrere Stufen erfolgen.

Für Dampfturbinen gibt es je nach Zustand und Verhalten des Dampfes in der Turbine verschiedene Unterscheidungen. vgl. [16] R55

- **Durchflussrichtung:** Axial- und Radialturbinen
- **Arbeitsverfahren:** Gleichdruck- und Überdruckturbinen
- **Eintrittszustand:** Heißdampf-, Sattdampf-, Niederdruck-, Mitteldruck-, Hochdruck- und Höchstdruckturbinen.
- **Dampfzuführung:** Frischdampf-, Abdampf-, Speicherdampf-, Zweidruck- und Mehrdruckturbinen
- **Dampfabführung:** Kondensations-, Gegendruck-, Anzapf- und Entnahmeturbine

Die wichtigsten Begriffe werden im Folgenden erläutert.

4.3.1 Axial- und Radialturbine

Je nachdem ob die unbeweglichen und die rotierenden Gitter in axialer oder in radialer Richtung angeströmt werden, unterscheidet man zwischen Axial- und Radialturbine.

Abbildung 7 zeigt das Schema einer axialen Turbinenstufe. Das Arbeitsmittel wird im Leitgitter auf eine hohe Geschwindigkeit beschleunigt und in tangentialer Richtung

umgelenkt. Durch das Antreiben des Laufgitters wird es wieder auf Zuströmgeschwindigkeit verlangsamt und in axiale Richtung umgelenkt. Das Äquivalent der Impulsänderung, die dabei dem Arbeitsmittel widerfährt, entspricht der Kraft an den Laufschaufeln.

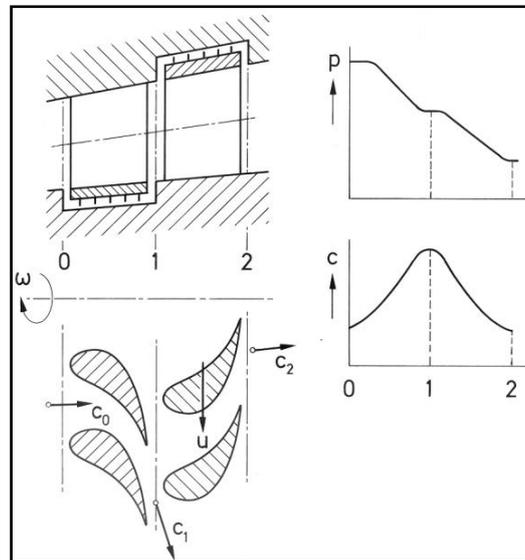


Abbildung 7: Arbeitsweise einer axialen Turbinenstufe [17] S. 4

Abbildung 8 zeigt das Schema einer radialen Turbomaschinenstufe. Der Ablauf ist der gleiche wie bei der Axialstufe mit dem Unterschied, dass das Arbeitsmedium radial von innen nach außen verläuft. Die Zuströmung erfolgt dennoch axial und wird meist vor der Laufradschaufelung in radiale Richtung umgelenkt. Bei manchen Bauweisen erfolgt die Umlenkung in radiale Richtung auch innerhalb des Laufrades, vgl. [17] S. 3–4.

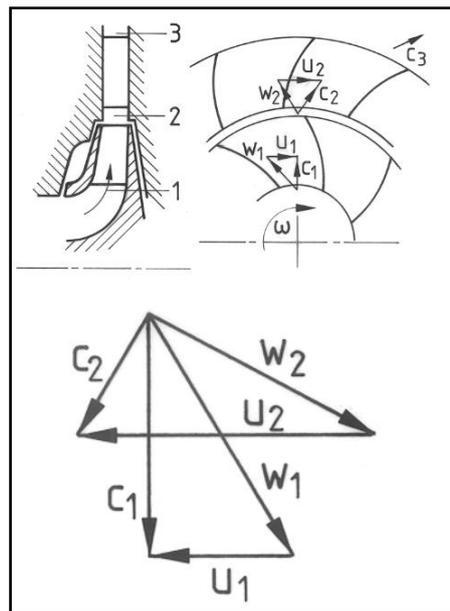


Abbildung 8: Schema und Arbeitsweise einer radialen Turbomaschinenstufe [17] S. 45

4.3.2 Aktions- und Reaktionsturbine

Das Wirkprinzip der Aktions- oder Gleichdruckturbine ist in Abbildung 9 a) dargestellt. Das gesamte Energiegefälle wird in den Kanälen der Leitschaufeln in kinetische Strömungsenergie umgewandelt. In den Laufschaufeln bleiben Druck und Relativgeschwindigkeit konstant. Die Aktionskräfte, die das Laufrad antreiben, entstehen dabei durch die Richtungsänderung der Relativgeschwindigkeit.

Das Wirkprinzip der Reaktions- oder Überdruckturbine ist in Abbildung 9 b) dargestellt. Bei der Überdruckturbine wird nur ein Teil des Energiegefälles in kinetische Energie umgesetzt, der Rest erhöht die Relativgeschwindigkeit innerhalb der Laufschaufelkanäle. Bei der Gleichdruckturbine kommen die Schaufelkräfte ausschließlich durch Aktionskräfte zustande, hier kommt ein mehr oder weniger großer Anteil durch die Änderung des Geschwindigkeitsbeitrags hinzu. Aufgrund des Druckunterschiedes auf beiden Seiten des Laufrades erhält die Überdruckturbine ihre Bezeichnung, vgl. [18] S. 29–30.

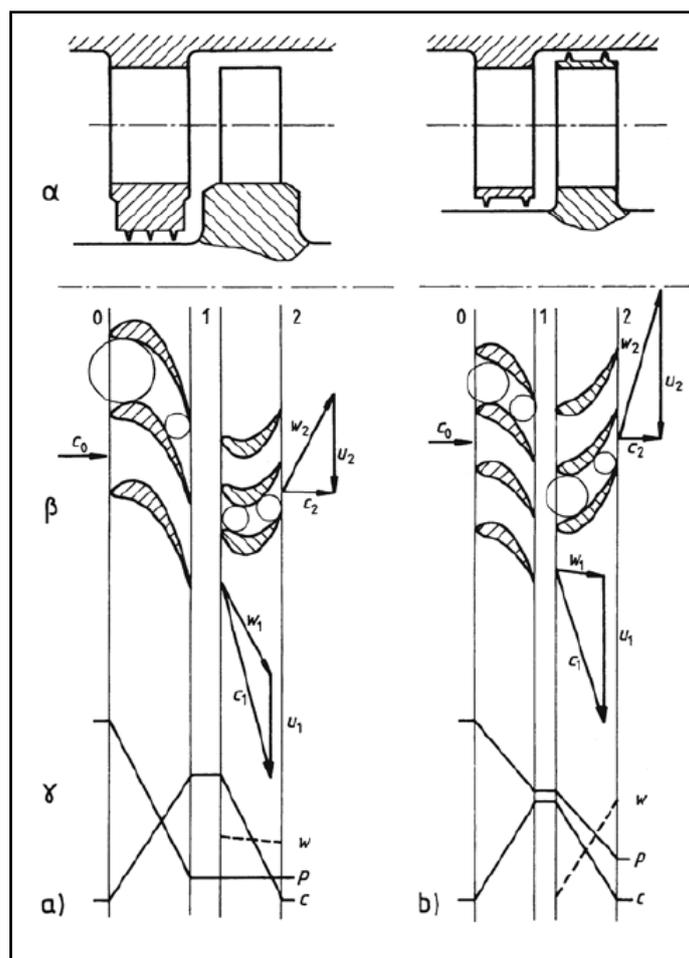


Abbildung 9: a) Gleichdruckturbine b) Überdruckturbine [18] S. 30

4.3.3 Kondensations- und Gegendruckturbine

Anders als bei der Gegendruckturbine wird bei der Kondensations-turbine ausschließlich mechanische Leistung erzeugt. Die Abwärme des Prozesses wird bei möglichst niedrigen Temperaturen an das Kondensatorkühlwasser abgegeben. Dadurch wird ein größtmögliches Enthalpiegefälle erreicht.

Bei der Gegendruckturbine herrscht am Turbinenausstritt ein höherer Druck als der Atmosphärendruck. Dadurch ist auch die Dampftemperatur entsprechend hoch. Es wird nur ein kleines Enthalpiegefälle erreicht, allerdings kann die Abwärme einem Wärmeverbraucher zugeführt werden. Dies führt zu einem hohen Brennstoffnutzungsgrad, vgl. [18] S. 98.

4.3.4 Curtis - Stufe

Eine Curtis - Stufe ist fast immer eine teilbeaufschlagte Gleichdruckstufe, die zur Verarbeitung von großen Enthalpiegefällen dient. Der Bauaufwand dieser Stufe ist gering, sie besitzt bestenfalls nur einen inneren Turbinenwirkungsgrad von 60 %.

Abbildung 10 zeigt die Schaufeln mit Druck- und Geschwindigkeitsverlauf, den Geschwindigkeitsplan und ein h,s - Diagramm einer zweikränzigen Curtis - Stufe. Das gesamte Enthalpiegefälle wird in der Leitschaufelung in Geschwindigkeitsenergie umgesetzt. Durch das Verarbeiten eines großen Enthalpiegefälles, wird die Schallgeschwindigkeit in der Regel überschritten und die Leitschaufelkanäle sind erweiterte Laval - Düsen.

Der Dampf verlässt den ersten Laufschaufelkranz mit hoher kinetischer Energie. Um diese nutzen zu können, ist der zweite Laufschaufelkranz vorgesehen. Vor dem Eintritt in den zweiten Laufschaufelkranz wird der Dampf im Leitgitter noch in eine günstige Richtung umgelenkt. Sowohl die Lauf- als auch die Umlenkblätter sind Gleichdruckgitter. Die Curtis - Anordnung gilt als eine einzige Stufe.

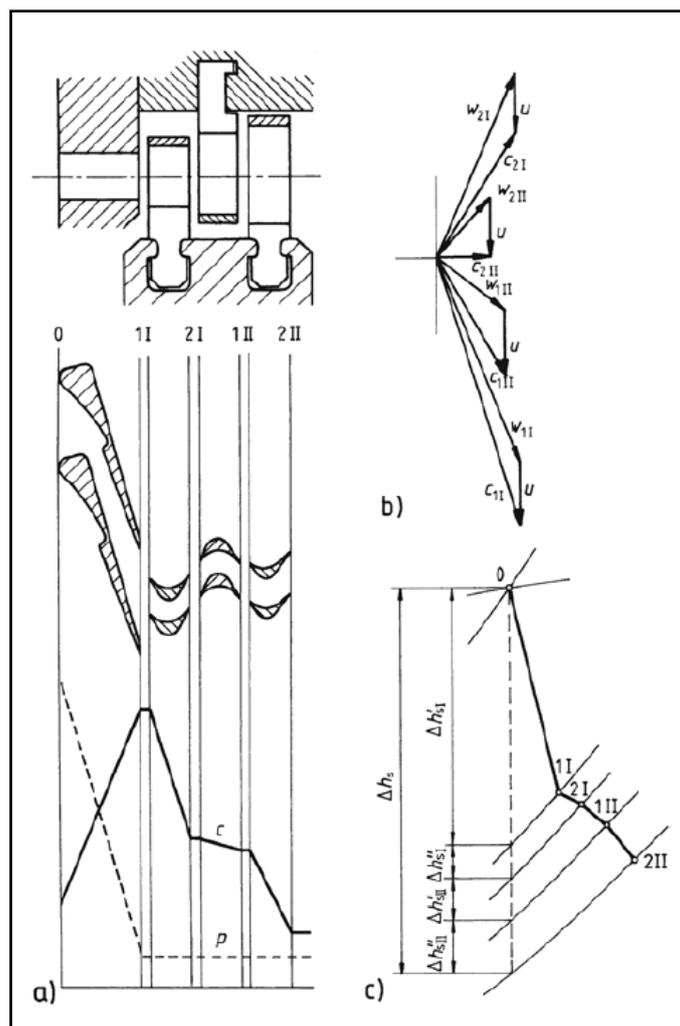


Abbildung 10: Curtis - Stufe a) Schaufeln b) Geschwindigkeitsplan c) h,s - Diagramm [18] S. 116

4.3.5 Kleindampfturbine

Als Kleindampfturbinen werden Dampfturbinen bis zu einem Leistungsbereich von etwa 2.000 kW bezeichnet, diese sind meist einstufig. Sie finden in der Industrie vielfach Anwendung, insbesondere als Hilfsantriebe in Betrieben, die ohnehin über ein Dampfnetz verfügen, da sich eigene Dampferzeuger für die geringen Leistungen nicht lohnen.

Die Herstellungskosten und nicht die Wirkungsgrade stehen bei Kleindampfturbinen im Vordergrund. Des weiteren sollen die Maschinen möglichst kleine Abmessungen haben und mitsamt Getriebe als kompakte Einheit aufgestellt werden können. Um die Anforderungen des Preises zu erfüllen gilt wie bei allen Maschinen, dass sie aus möglichst standardisierten Teilen und Baugruppen zusammengestellt werden, die sich billig fertigen lassen.

Kleindampfturbinen werden als Gegendruck- oder Kondensationsturbinen ausgeführt. Sie sind meist einstufige, teilbeaufschlagte Gleichdruckturbinen in der Laval - oder Curtis - Bauart. Des Weiteren gibt es noch die Leitkammerturbine, eine der Curtis - Turbine verwandte Bauform. Bei der Curtis - Turbine wird die kinetische Energie des Dampfes in zwei Laufschaufelkränzen ausgenutzt. Bei der Leitkammerturbine hingegen durchströmt der Dampf den gleichen Laufradkranz zweimal. Diese Art von Turbine hat einen geringen Bauaufwand, allerdings führt dies auch zu einem niedrigen inneren Turbinenwirkungsgrad, ähnlich dem der Curtis - Turbine, vgl. [18] S. 104–105.

5 Grundlagen zur Streckenberechnung

Die Berechnungen des Energiebedarfs und der Leistung wurden in Anlehnung an Schienenfahrzeugtechnik von Ihme 2016 [19] 32 ff. durchgeführt.

Damit ein Schienenfahrzeug in Bewegung versetzt werden kann, müssen die Fahrwiderstände überwunden werden. Dies sind die Kräfte, die der Bewegungsrichtung des Fahrzeugs entgegen gerichtet sind.

Der Gesamtwiderstand setzt sich aus dem Fahrwiderstand und dem Beschleunigungswiderstand zusammen. Der Fahrwiderstand setzt sich aus dem Laufwiderstand des Fahrzeugs und dem Streckenwiderstand zusammen. Der Laufwiderstand beinhaltet Luftwiderstand, Lagerreibungs- und Rollwiderstand und den Stoßwiderstand. Der Streckenwiderstand ergibt sich aus dem Steigungswiderstand und dem Krümmungswiderstand. Abbildung 11 zeigt die Zusammensetzung des Gesamtwiderstandes von Schienenfahrzeugen.

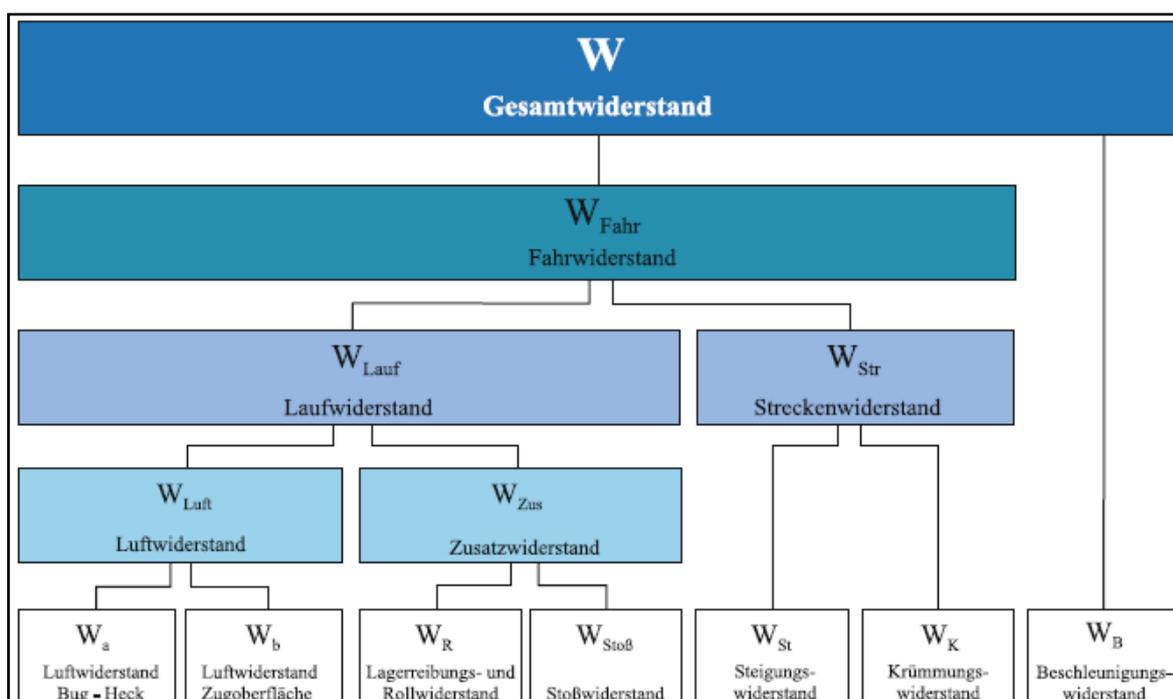


Abbildung 11: Zusammensetzung der Gesamtwiderstandes von Schienenfahrzeugen [19] S. 32

Zur Berechnung des Luftwiderstands wird die Hannover'sche Formel verwendet. Der Krümmungswiderstand wird im Folgenden vernachlässigt.

5.1 Luftwiderstand nach Hannover'scher Formel

Die Hannover'sche Formel zur Berechnung des Luftwiderstands beruht auf der selben Gleichung, die auch für Straßenfahrzeuge angewendet wird:

$$W_{Luft} = \frac{\rho}{2} c_W A v_{res}^2$$

W_{Luft} : Luftwiderstand in N

c_W : Luftwiderstandsbeiwert [-]

A : Bezugs- Querschnittsfläche des Fahrzeugs in m^2

ρ : Luftdichte in kg/m^3

v_{res} : Resultierende Anströmgeschwindigkeit in m/s

5.2 Lagerreibungs- und Rollwiderstand

Beim Lagerreibungs- und Rollwiderstand werden alle inneren Widerstände, die nicht von der Geschwindigkeit abhängen, zusammengefasst. Der Lagerreibungs- und Rollwiderstand ist direkt proportional zum Gewicht des Schienenfahrzeugs und ergibt sich zu:

$$W_{Roll} = f_R m g$$

W_{Roll} : Lagerreibungs- und Rollwiderstand in N

f_R : Rollwiderstandsbeiwert in 1

m : Masse des Fahrzeugs in kg

g : Erdbeschleunigung in m/s^2

5.3 Stoßwiderstand

Der Stoßwiderstand ist direkt proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit. Aufgrund der Querführung des Schienenfahrzeugs besitzen diese eine Querverfederung und führen quer zur Bewegungsachse Schwingungen aus. Diese Schwingungsenergie kommt aus der Vorwärtsbewegung des Zugs.

$$W_{Stoß} = c_d m v$$

$W_{Sto\beta}$: Stoßwiderstand in N

c_d : Stoßwiderstandsbeiwert in $N/(t \frac{km}{h})$

m : Masse des Fahrzeugs in t

v : Fahrgeschwindigkeit in km/h

5.4 Steigungswiderstand

Der Steigungswiderstand ergibt sich aufgrund der Schwerkraft, die sich bei Steigung in zwei Kraftkomponenten aufteilt. Eine Kräftekomponente wirkt parallel zur Fahrbahn und die andere im rechten Winkel zur Fahrbahn. Erstere wirkt immer bergab und wirkt nur wenn das Schienenfahrzeug bergauf fährt als Widerstand.

$$W_{St} = m g \sin(\alpha) \approx m g s.$$

W_{St} : Steigungswiderstand in N

s : Steigung in ‰

α : Steigungswinkel in Grad

m : Masse des Fahrzeugs in t

g : Erdbeschleunigung m/s^2

5.5 Beschleunigungswiderstand

Während der Beschleunigung müssen die translatorischen und rotatorischen Massen beschleunigt werden. Zur Vereinfachung werden die rotatorischen Massen über den Drehmassenzuschlagsfaktor berücksichtigt. Dadurch ergibt sich die Formel für den Beschleunigungswiderstand zu:

$$W_B = 10^3 m b \lambda$$

W_B : Beschleunigungswiderstand in N

m : Masse des Fahrzeugs in t

b : Beschleunigung in m/s^2

λ : Drehmassenzuschlagsfaktor [-]

5.6 Energieverbrauch

Der Energieverbrauch ergibt sich aus der Summe aller Widerstände multipliziert mit der zurückgelegten Wegstrecke.

$$E = (W_{Luft} + W_{Roll} + W_{Sto\beta} + W_{St} + W_B) l$$

W_i : Widerstände in N

E : Energieverbrauch in J

l : Streckenlänge in m

5.7 Leistung

Die Leistung ergibt sich aus der Summe aller Widerstände multipliziert mit der Geschwindigkeit.

$$P = (W_{Luft} + W_{Roll} + W_{Sto\beta} + W_{St} + W_B) v$$

W_i : Widerstände in N

P : Leistung in W

v : Geschwindigkeit in m/s

6 Energiebedarf auf der Strecke

Um den Dampfspeicher dimensionieren zu können, muss erst bekannt sein, wieviel Energie für die Bewegung des Zuges auf einer ausgewählten Strecke benötigt wird. Für diese Berechnungen wurde die Bahnstrecke zwischen Freiland und St. Aegydt im Traisental gewählt. Auf dieser Strecke findet ein sogenannter Ortsverschub statt. Das ist eine Mischung aus Streckenverschub und Rangierbetrieb. Im Streckenverschub werden Güter auf langen Strecken transportiert, ohne häufiges Anhalten. Im Gegensatz dazu werden im Rangierbetrieb Güter oft nur einige Meter weit verschoben. Dies führt zu häufigem Anfahren und Bremsen der Lokomotive. Da dieser Ortsverschub nicht konstant abläuft, mussten einige Annahmen getroffen werden.

6.1 Details zur Strecke

Bei der Strecke, die als Grundlage für die Berechnungen dient, handelt es sich um eine nicht elektrifizierte Anschlussbahn im Traisental. Der Bahnabschnitt erstreckt sich von Freiland über Furthof und Hohenberg bis St. Aegydt am Neuwalde. Die Länge des Schienenabschnitts von Freiland bis St. Aegydt beträgt rund 17 km. Steigungen wurden aus dem Verzeichnis der örtlich zulässigen Geschwindigkeiten und Besonderheiten, kurz VzG. der ÖBB entnommen und sind in Tabelle 1 aufgelistet. In der Tabelle ist die Strecke in die wichtigsten Abschnitte unterteilt, in die vier Stationen und in die verschiedenen Steigungen zwischen den Abschnitten.

Haltestellen	Strecke in m	Steigung in ‰
Freiland	12.199	-
-	17.694	7
-	18.100	10
Furthof	18.298	7
-	19.257	7
-	19.675	9
Hohenberg	19.977	8
-	27.524	8
-	27.924	17
St. Aegydt am Neuwalde	28.491	7
Ende	28.900	7

Tabelle 1: Streckendaten

Der übliche Zeitaufwand für das Befahren der Strecke von Freiland bis St. Aegyd und zurück beträgt in der Regel ungefähr 5 Stunden. Dies kommt durch häufiges Stehenbleiben und die Rangiervorgänge zustande. Da es keinen genauen Ablaufplan gibt, können die Vorgänge nur abgeschätzt werden. Im Folgenden werden die Annahmen, die zur Berechnung nötig sind, angeführt.

In den vier Stationen wird jeweils gehalten und zwischen den Stationen auf 40 km pro Stunde beschleunigt. Für den Rangierbetrieb wird angenommen, dass immer nur auf 10 km pro Stunde beschleunigt wird und insgesamt 40 Halte- und Beschleunigungsvorgänge stattfinden.

6.2 Berechnung des Energiebedarfs

Für die Berechnung wurden Annahmen getroffen, welche Tabelle 2 zusammenfasst. Als Masse für den Zug wurde jener Wert gewählt, der bei maximaler Beladung auftritt. Da fast alle Widerstandswerte direkt proportional zur Masse sind, ist auch der Energiebedarf nahezu direkt proportional zur Masse. In der Realität ist die Masse meist geringer und variabel, da dauernd Güterwagons abgestellt, bzw. mitgeführt werden. Aus diesem Grund haben die Berechnungen eine hohe Sicherheit gegenüber dem Durchschnittsbetrieb.

Bezeichnung	Zahlenwert	Einheit
Gesamtstrecke	16.701	<i>m</i>
Durchschnittliche Steigung	8	‰
Maximale Steigung	27	‰
Masse des Schienenfahrzeugs	1.000	<i>t</i>
Beschleunigung	0,1	<i>m/s²</i>
Höchstgeschwindigkeit	40	<i>km/h</i>
Rollwiderstandsbeiwert	0,002	1
Luftwiderstandsbeiwert	0,75	1
Dichte Luft	1,25	<i>kg/m³</i>
Fahrzeugquerschnittsfläche	10	<i>m²</i>
Drehmassenzuschlagsfaktor	1,2	1
Stoßwiderstandsbeiwert	0,025	<i>N/(t km/h)</i>

Tabelle 2: Daten zur Berechnung

Der Rollwiderstand ist unabhängig von der Geschwindigkeit und der Strecke, daher ist er über die ganze Strecke konstant. Hingegen der Luft- und Stoßwiderstand sind abhängig von der Geschwindigkeit. Zur Berechnung dieser Widerstände wurde

angenommen, dass diese konstant ist und der maximal zulässigen Geschwindigkeit, von 40 km pro Stunde entspricht. Somit sind alle drei Widerstände über die Strecke konstant. Dadurch ergeben sich folgende Werte:

- Rollwiderstand $W_{Roll} = 19.640 \text{ N}$
- Luftwiderstand $W_{Luft} = 1.302 \text{ N}$
- Stoßwiderstand $W_{Stoß} = 1.000 \text{ N}$

Für den Beschleunigungswiderstand wird zwar eine konstante Beschleunigung während des Beschleunigungsvorgangs angenommen, allerdings nach Erreichen der maximalen Geschwindigkeit wird diese null. Auf der Strecke wird insgesamt vier mal auf 40 km pro Stunde beschleunigt.

- Beschleunigungswiderstand $W_B = 120.000 \text{ N}$

Der Steigungswiderstand muss für jeden Streckenabschnitt gesondert berechnet werden, da die Steigung variiert, wie in Tabelle 1 zu sehen ist. Wenn man den Energiebedarf in den einzelnen Streckenabschnitten berechnet, diese dann aufsummiert, und danach durch die Gesamtstrecke dividiert erhält man den durchschnittlichen Steigungswiderstand:

- Durchschnittlicher Steigungswiderstand $W_{St} = 78.259 \text{ N}$

Energieverbrauch der Rangiervorgänge E_{Ran} wird analog zum Energieverbrauch der Beschleunigung E_B gerechnet. Dabei wird Angenommen dass mit $0,1 \text{ m/s}^2$ auf 10 km/h beschleunigt wird. Dieser Vorgang findet 40 mal statt.

- Energieverbrauch durch Rangiervorgänge $E_{Ran} = 51 \text{ kWh}$

Für den Energiebedarf werden nun die verschiedenen Widerstände gesondert mit den Strecken multipliziert an denen sie auftreten:

- Energieverbrauch durch Rollwiderstand $E_{Roll} = 91 \text{ kWh}$
- Energieverbrauch durch Luftwiderstand $E_{Luft} = 6 \text{ kWh}$
- Energieverbrauch durch Stoßwiderstand $E_{Stoß} = 5 \text{ kWh}$
- Energieverbrauch durch Beschleunigungswiderstand $E_B = 70 \text{ kWh}$
- Energieverbrauch durch Steigungswiderstand $E_{St} = 363 \text{ kWh}$
- Energieverbrauch durch Rangiervorgänge $E_{Ran} = 51 \text{ kWh}$

Abbildung 12 zeigt den Energiebedarf aufgeteilt auf die verschiedenen Belastungsarten. Man erkennt, dass die bei weitem größte Komponente durch die Steigung verursacht wird. Der Luft- und Stoßwiderstand sind wohl aufgrund der niedrigen Geschwindigkeit eher zu vernachlässigen.

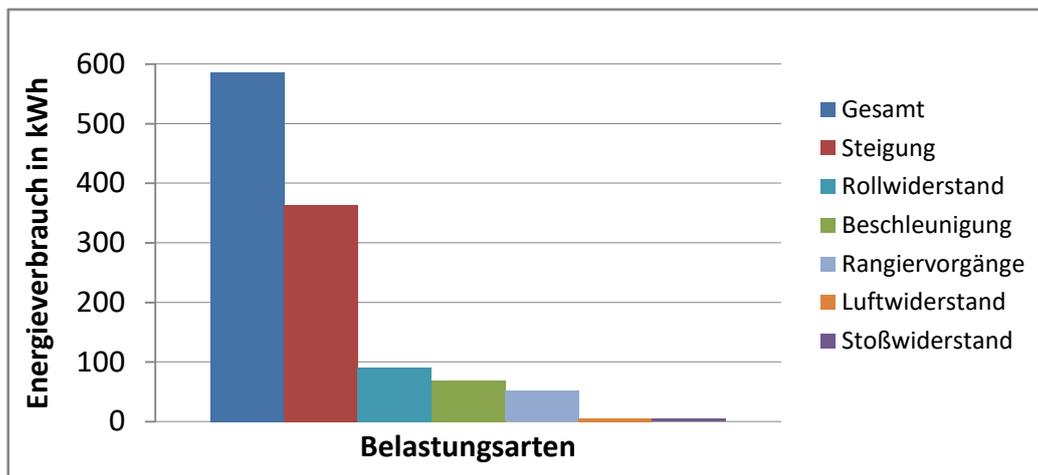


Abbildung 12: Energieverbrauch durch die verschiedenen Belastungsarten

In Abbildung 13 ist der Energieverbrauch über die Strecke aufgetragen. Da beim Zurückfahren die Steigung als Gefälle wirkt und somit die entstehende Kraft in Fahrtrichtung wirkt, ist der Energieverbrauch der Strecke von St. Aegydt bis Freiland vernachlässigbar.

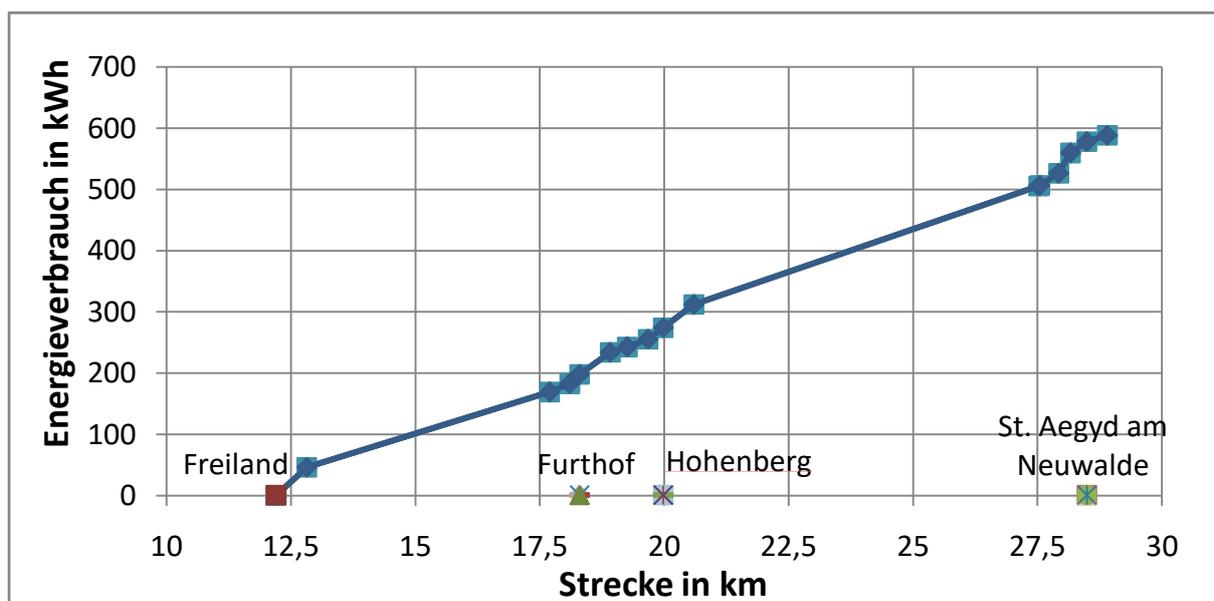


Abbildung 13: Energieverbrauch über die Strecke

Für den Energiebedarf der Strecke Freiland bis St. Aegydt und zurück ergibt sich somit folgender Wert:

- Energiebedarf Gesamt $E_{Ges} = 586 \text{ kWh}$

6.3 Berechnung der Leistung

Der Energiebedarf ist nötig um den Dampfspeicher zu Dimensionieren, wobei zusätzlich der Antrieb aufgrund des Wirkungsgrades eine Rolle spielt. Für die Auslegung des Antriebs muss die nötige Leistung bekannt sein. Derzeit wird die Anschlussbahn mit einer Diesellokomotive der Baureihe 2016 mit der Bezeichnung "Hercules" von Siemens betrieben. Diese hat eine Antriebsleistung von 1600 kW. Laut Zugpersonal reicht die "Hercules" auf dieser Strecke aus. Früher wurden auch leistungsschwächere Triebfahrzeuge im Bereich von 1200 kW verwendet, mit denen das Befahren teilweise problematisch war, je nach Fahrbahnzuständen (z. B. Schnee) und Lasten.

Zur Berechnung der benötigten Leistung muss jene Stelle der Strecke gewählt werden, auf der die maximalen Widerstandskräfte wirken. Es wird angenommen, dass bei hohen Steigungen in der Realität weniger beschleunigt wird. Daraus ergibt sich, dass zur Leistungsberechnung jener Streckenabschnitt gewählt wird, der eine Steigung von 27 Promille aufweist. Auf diesem Abschnitt wird nicht beschleunigt. Die nötige Leistung ergibt sich dann zu:

- Antriebsleistung $P_{Antrieb} = 1.595 \text{ kW}$

7 Dampfverbrauch der Antriebe

Um die verschiedenen Antriebe vergleichen zu können, muss eine einheitliche Angabe über den Dampfverbrauch gemacht werden. Die Angabe von Wirkungsgraden ist in diesem Fall nicht praktikabel. Es empfiehlt sich die Nutzung des spezifischen Dampfverbrauchs in kg pro kWh. Des weiteren ist es für die Vergleichbarkeit nötig, dass der Ausgangszustand des Dampfes bei allen Antrieben gleich ist. Wie in Kapitel 3 beschrieben, hat der Dampf im Speicher auf jeden Fall Sattdampfzustand. Um eine ausreichend hohe Energiedichte zu erhalten, damit Dampfspeicher und das jeweilige Antriebssystem auf ein Triebfahrzeug passen, wurde als Ausgangsdruck 85 bar gewählt. Die Ausgangs - Dampfparameter in den Dampfspeichern für die jeweiligen Antriebe wurden wie folgt gewählt:

- Sattdampf
- Druck $p_1 = 85 \text{ bar}$
- Temperatur $T_1 = 299 \text{ °C}$

Neben dem Zustand des Dampfes sind noch die Leistungs- und Verbrauchskurven, wie in Abbildung 6 für den Dampfmotor zu sehen, der verschiedenen Antriebe relevant. In dieser Diplomarbeit ist ein Zwischenspeicher in Form eines Akkumulators nicht vorgesehen, wodurch die Leistung je nach Anforderung stark variiert. Dies hat natürlich direkten Einfluss auf den spezifischen Dampfverbrauch. Da solche Leistungs- und Verbrauchskurven für den gegebenen Fall nicht zur Verfügung stehen, werden hier Werte angegeben, die bei maximaler Leistung gelten. Vergleichbare Einschränkungen gelten auch für Dieselmotoren, da diese ebenfalls variierende Wirkungsgrade aufweisen.

Der spezifische Dampfverbrauch des Dampfmotors wurde nach Anfrage von Spilling² berechnet und wird im Kapitel 7.2 angegeben. Für die Dampfmaschine wurde der Wert dem technischen Bericht über Dampfspeicherfahrzeuge von Frank 2013 [8] S. 22 entnommen und wird in Kapitel 7.3 angegeben. Für die Dampfturbine wird der spezifische Dampfverbrauch im Kapitel 7.1 berechnet.

² Spilling Technologies GmbH ist ein weltweit agierendes Unternehmen, dass sich als Hersteller und Lieferant modularer Maschinen für eine flexible und dezentrale Energieerzeugung positioniert hat. Zu den bedeutendsten Spilling - Innovationen gehört der Spilling - Dampfmotor.

7.1 Berechnung des Dampfverbrauchs - Dampfturbine

Der Dampfverbrauch wird über den isentropen Wirkungsgrad η_s und das spezifische Enthalpie Gefälle Δh_s der isentropen Expansion auf Abdampfdruck von Schritt 3 auf 4s berechnet (siehe Abbildung 21).

Der Dampf wird zuerst auf 25 bar gedrosselt und danach über Wärmetauscher im Kessel überhitzt. Daraus folgen die Dampfparameter:

- Überhitzter Dampf
- Druck $p_3 = 25 \text{ bar}$
- Temperatur $T_3 = 245 \text{ °C}$
- Spezifische Entropie $s = 6,4 \text{ kJ}/(\text{kg K})$

Der Dampfgehalt x lässt sich aus der spezifischen Entropie s im Zustand 4 (siehe Abbildung 21) wie folgt berechnen (vgl. [20] S. 69):

$$x = \frac{s - s'}{s'' - s'}$$

Die spezifische Enthalpie h des Nassdampfes lässt sich mit dem Dampfgehalt x wie folgt berechnen (vgl. [20] S. 69):

$$h = h' + x(h'' - h')$$

Das spezifische Enthalpiegefälle Δh_s innerhalb der Dampfturbine wird wie folgt berechnet (siehe Abbildung 21):

$$\Delta h_s = h_3 - h_{4s}$$

Der spezifische Dampfverbrauch $d_{Turbine}$ lässt sich mit dem isentropen Wirkungsgrad η_s und dem spezifischen Enthalpiegefälle Δh_s wie folgt berechnen (vgl. [21] S. 231):

$$d_{Turbine} = \frac{1}{\eta_s * \Delta h_s}$$

Daraus ergibt sich folgendes spezifisches Enthalpiegefälle Δh_s :

- Spezifisches Enthalpiegefälle $\Delta h_s = 555,3 \text{ kJ}/\text{kg}$

In einem Gespräch mit dem Turbinenhersteller TGM Kanis³ wurde ein ungefähre isentrope Wirkungsgrad $\eta_s = 0,4$ angegeben. Damit ergibt sich für den spezifischen Dampfverbrauch $d_{Turbine}$ der Dampfturbine folgender Wert:

- Spezifische Dampfverbrauch $d_{Turbine} = 16,2 \frac{kg}{kWh}$

7.2 Dampfverbrauch - Dampfmotor

Auf Anfrage beim Dampfmotorhersteller Spilling wurde der spezifische Dampfverbrauch für zwei Dampfmotorvarianten berechnet. Beide Varianten sind mit unter 1200 kW Leistung schwächer als die in Kapitel 6.3 berechnete Antriebsleistung. Grund dafür ist, dass Dampfmotoren über 1200 kW eher unüblich sind. Prinzipiell ist ein Betrieb mit diesen Antrieben aber dennoch möglich und wird aus diesem Grund auch angeführt.

7.2.1 Variante A

Bei Variante A handelt es sich um einen 6 - Zylinder - Motor, für 2 - stufige Dampfentspannung mit einer mechanischen maximalen Leistung von 1000 kW. Diese Variante ist etwas energieeffizienter als Variante B. In Tabelle 3 sind alle technischen Angaben angeführt, die Spilling für Variante A zur Verfügung gestellt hat.

Bezeichnung	Überhitzter Dampf	Sattdampf	Einheit
Dampfdruck (Kessel, Austritt)	26	26	bar
Dampf Temperatur (Kessel, Austritt)	250	226	°C
Dampfdruck (Dampfmotor, Eintritt)	25	25	bar
Dampf Temperatur (Dampfmotor, Eintritt)	245	224	°C
Dampfdruck (Dampfmotor, Austritt)	1,1	1,1	bar
Maximaler Dampfmassenstrom	12,2	13,2	t/h
Mechanische Leistung	1.000	1.000	kW

Tabelle 3: Angaben zum Dampfmotor - Variante A

7.2.2 Variante B

Bei Variante A handelt es sich um einen 6 - Zylinder-Motor, für 2 - stufige Dampfentspannung mit einer mechanischen, maximalen Leistung von 1150 kW.

³ Die TGM Kanis Turbinen GmbH ist ein Unternehmen dessen Schwerpunkt auf der Herstellung von Industriedampfturbinen liegt

Diese Variante kann mehr Dampf durchsetzen und hat somit eine höhere Leistung als Variante A, allerdings auch einen größeren spezifischen Dampfverbrauch. In Tabelle 4 sind alle technischen Angaben angeführt, die Spilling für Variante B zur Verfügung gestellt hat.

Bezeichnung	Überhitzter Dampf	Sattdampf	Einheit
Dampfdruck (Kessel, Austritt)	26	26	bar
Dampftemperatur (Kessel, Austritt)	250	226	°C
Dampfdruck (Dampfmotor, Eintritt)	25	25	bar
Dampftemperatur (Dampfmotor, Eintritt)	245	224	°C
Dampfdruck (Dampfmotor, Austritt)	1,1	1,1	bar
Maximaler Dampfmassenstrom	14,5	15,6	t/h
Mechanische Leistung	1.150	1.150	kW

Tabelle 4: Angaben zum Dampfmotor - Variante B

7.3 Dampfverbrauch - Dampfmaschine

Im technischen Bericht über Dampfspeicherfahrzeuge von Frank [8] S. 22 wird angeführt, dass die meisten Hochdruckspeicherlokomotiven einen spezifischen Dampfverbrauch von 12 bis 16 kg pro kWh haben. Dabei wird überhitzter Dampf mit einem Druck von 16 bar verwendet. Die Temperatur des Dampfes sinkt dabei von Sattdampfdrucktemperatur bei 85 bar auf die Sattdampfdrucktemperatur bei 16 bar. Die Werte sind somit ausreichend vergleichbar, da die spezifische Enthalpie des Dampfes der Dampfmaschine mit denen des Dampfes der Dampfturbine und des Dampfmotors ähnlich ist.

- Spezifischer Dampfverbrauch $d_{\text{Maschine}} = 14 \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$

7.4 Dampfverbrauch der Antriebe im Vergleich

Tabelle 5 fasst die spezifischen Dampfverbräuche des Dampfmotors, der Dampfmaschine und der Dampfturbine zusammen.

Antriebsart	Symbol	Spezifischer Dampfverbrauch
Dampfmotor	d_{Motor}	12,7 kg/kWh
Dampfmaschine	$d_{Maschine}$	14,0 kg/kWh
Dampfturbine	$d_{Turbine}$	16,2 kg/kWh

Tabelle 5: Spezifischer Dampfverbrauch der Antriebe

Die Dampfturbine schneidet nicht nur im direkten Vergleich des spezifischen Dampfverbrauchs am schlechtesten ab, auch einige andere Eigenschaften führen dazu, dass sie sich besonders für den Ortsverschub nicht eignet. Ein Nachteil stellt der zur Verfügung stehende Dampf dar. Dieser kann im Ausgangszustand leicht überhitzt werden, gegen Ende der Dampfentnahme steht nur mehr Sattedampf zur Verfügung. Generell führt die dadurch erhöht auftretende Tröpfchenbildung in der Turbine zu einer hohen Beanspruchung der Beschaufelung. Sowohl Dampfmotor als auch Dampfmaschine haben dieses Problem nicht. Ein weiterer Nachteil ist, dass das Ein- und Abschalten in der Häufigkeit die beim Ortsverschub von Vorteil wäre nicht möglich ist. Die Dampfmaschine hat dieses Problem nicht und laut Spilling ist das kurzfristige Ein- und Ausschalten des Dampfmotors auch kein Problem, solange dieser nicht zu stark abkühlt (also bei längeren Standzeiten als 10 min).

8 Berechnung des Dampfspeichers

Da die verschiedenen Antriebe unterschiedliche spezifische Dampfverbräuche haben, müssen für jeden Antrieb die Dimensionen der Dampfspeicher gesondert berechnet werden. Die Parameter zu Beginn der Entladung sind in Tabelle 6 angegeben und für alle Antriebe gleich gewählt. Diese entsprechen den Sattedampfparametern bei 85 bar. Der Wasserstand in Ruths - Speichern bei voller Beladung beträgt in der Regel zwischen 90 - 95 %.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Druck	p_{Start}	85	bar
Temperatur	T_{Start}	299	°C
Wasserstand	β	90	%
Spezifisches Volumen Wasser	v'_{Start}	0,001	m^3/kg
Spezifisches Volumen Dampf	v''_{Start}	0,022	m^3/kg
Spezifische Enthalpie Wasser	h'_{Start}	1.341	kJ/kg
Spezifische Enthalpie Dampf	h''_{Start}	2.751	kJ/kg

Tabelle 6: Parameter des Ruths - Speichers zu Beginn der Entladung

Das Behältervolumen V_B ergibt sich aus folgender Gleichung (vgl. [11], S. 5):

$$\frac{m_{Dampf}}{V_B} = \frac{\beta}{v'_{Start}} \frac{h'_{Start} - h'_{Ende}}{0,5 (h'_{Start} + h'_{Ende}) - h'_{Ende}}$$

Die Parameter des Endes der Entladung ergeben sich, wie auch schon beim Beginn, aus den Sattedampfparametern beim jeweiligen Enddruck. Dieser entspricht bei Dampfmotor und Dampfturbine einem Druck von 25 bar und bei der Dampfmaschine einem Druck von 15 bar.

Um das Behältervolumen V_B berechnen zu können, muss außerdem die benötigte Dampfmasse bekannt sein. Diese lässt sich mit dem in Kapitel 6.2 angegebenen Energiebedarf und den in Kapitel 7.4 angegebenen spezifischen Dampfverbräuchen berechnen.

$$m_{Dampf, i} = E_{Ges} d_i$$

8.1 Berechnung des Dampfspeichers - Dampfturbine

Tabelle 7 zeigt die Parameter im Dampfspeicher am Ende der Entladung für die Dampfturbine.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Druck	p_{Ende}	25	bar
Temperatur	T_{Ende}	224	°C
Spezifisches Volumen Wasser	v'_{Ende}	0,001	m^3/kg
Spezifisches Volumen Dampf	v''_{Ende}	0,080	m^3/kg
Spezifische Enthalpie Wasser	h'_{Ende}	962	kJ/kg
Spezifische Enthalpie Dampf	h''_{Ende}	2.802	kJ/kg
Entnommene Dampfmenge	$m_{Dampf, Turbine}$	9.539	kg

Tabelle 7: Parameter des Ruths Speicher am Ende der Entladung - Dampfturbine

Das Behältervolumen $V_{B, Turbine}$ des Gefällespeichers der Dampfturbine ergibt sich zu:

- Behältervolumen Dampfturbine $V_{B, Turbine} = 71 m^3$

8.2 Berechnung des Dampfspeichers - Dampfmotor

Tabelle 8 zeigt die Parameter im Dampfspeicher am Ende der Entladung für den Dampfmotor.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Druck	p_{Ende}	25	bar
Temperatur	T_{Ende}	224	°C
Spezifisches Volumen Wasser	v'_{Ende}	0,001	m^3/kg
Spezifisches Volumen Dampf	v''_{Ende}	0,080	m^3/kg
Spezifische Enthalpie Wasser	h'_{Ende}	962	kJ/kg
Spezifische Enthalpie Dampf	h''_{Ende}	2.802	kJ/kg
Entnommene Dampfmenge	$m_{Dampf, Motor}$	7.475	kg

Tabelle 8: Parameter des Ruths Speicher am Ende der Entladung - Dampfmotor

Das Behältervolumen $V_{B, Motor}$ des Gefällespeichers des Dampfmotors ergibt sich zu:

- Behältervolumen Dampfmotor $V_{B, Motor} = 56 m^3$

8.3 Berechnung des Dampfspeichers - Dampfmaschine

Tabelle 9 zeigt die Parameter im Dampfspeicher am Ende der Entladung für die Dampfmaschine.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Druck	p_{Ende}	15	bar
Temperatur	T_{Ende}	198	°C
Spezifisches Volumen Wasser	v'_{Ende}	0,001	m^3/kg
Spezifisches Volumen Dampf	v''_{Ende}	0,132	m^3/kg
Spezifische Enthalpie Wasser	h'_{Ende}	845	kJ/kg
Spezifische Enthalpie Dampf	h''_{Ende}	2.791	kJ/kg
Entnommene Dampfmenge	$m_{Dampf, Maschine}$	8.240	kg

Tabelle 9: Parameter des Ruths - Speicher am Ende der Entladung - Dampfmaschine

Das Behältervolumen $V_{B,maschine}$ des Gefällespeichers der Dampfmaschine ergibt sich zu:

- Behältervolumen Dampfmaschine $V_{B,maschine} = 50 m^3$

Das Behältervolumen der Dampfmaschine ist geringer als das des Dampfmotors, da bei der Dampfmaschine, Dampf bis zu einem Druck von 15 bar entnommen werden kann und somit bei gleichem Volumen eine größere Masse zur Verfügung steht.

8.4 Berechnung der Wandstärke

Die Berechnung der Wandstärke ist für alle Konzepte gleich, da der vorgesehene Anfangsdruck im Tank immer 85 bar beträgt. Die DIN EN 10028-2 enthält Anforderungen an Flacherzeugnisse für Druckbehälter aus unlegierten und legierten Stählen mit festgelegten Eigenschaften bei erhöhten Temperaturen. Die Wahl des Werkstoffs erfolgt auf Grundlage dieser Norm.

Zunächst muss nach DIN 2413 bestimmt werden ob es sich bei dem Gefällespeicher um einen dünn- oder dickwandigen Behälter handelt (vgl. [22] S. 207–208). Das ergibt sich aus dem Verhältnis des Außendurchmessers d_a zum Innendurchmesser d_i nach folgender Formel:

$$\frac{d_a}{d_i} \leq 1,2$$

Die Wandstärke s lässt sich über die höchst zulässige Tangentialspannung σ_t , den Innendruck p_1 und den Innendurchmesser d_i wie folgt berechnet:

$$s = p_i \frac{d_i}{2 \sigma_{zul}}$$

Als Behältermaterial wurde der Vergütungsstahl 20MnMoNi4-5 gewählt. Dieser hat bei 300 °C eine Mindeststreckgrenze $R_{p0,2}$ von:

- Mindeststreckgrenze $R_{p0,2} = 415 \text{ MPa}$

Mit einer Sicherheit von 1,5 ergibt dies eine Wandstärke s von:

- Wandstärke $s = 39 \text{ mm}$

8.5 Dampfspeicherdimensionen der Antriebe

Es gibt zwei Varianten den Dampfspeicher mitzuführen. Zum einen besteht die Möglichkeit diesen auf einem Tender zu lagern und zum anderen könnte der Gefällespeicher direkt auf dem Triebfahrzeug untergebracht werden. Der Tank hat selbstverständlich die Form eines Zylinders und es stehen für den Innendurchmesser 2.560 mm zur Verfügung. Daraus kann einfach die Länge der verschiedenen Dampfspeicher berechnet werden. In Tabelle 10 sind die verschiedenen Behältervolumina, Dampfverbrauch und Längen der Gefällespeicher zusammengefasst.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Behältervolumen Turbine	$V_{B,Turbine}$	71	m^3
Länge Dampfspeicher Turbine	$L_{B,Turbine}$	14.034	mm
Masse Dampfverbrauch Turbine	$m_{Dampf,Turbine}$	9.539	kg
Behältervolumen Motor	$V_{B,Motor}$	56	m^3
Länge Dampfspeicher Motor	$L_{B,Motor}$	10.997	mm
Masse Dampfverbrauch Motor	$m_{Dampf,Motor}$	7.475	kg
Behältervolumen Maschine	$V_{B,Maschine}$	50	m^3
Länge Dampfspeicher Maschine	$L_{B,Maschine}$	9.826	mm
Entnommene Dampfmenge Maschine	$m_{Dampf,Maschine}$	8.240	kg

Tabelle 10: Dimensionen der Dampfspeicher

Der Dampfmotor hat von den drei Antrieben den geringsten Dampfverbrauch auf der vorliegenden Strecke. Die Dampfmaschine hat den Vorteil, dass sie den kleinsten Gefällespeicher benötigt. Die Dampfturbine schneidet sowohl beim Dampfverbrauch als auch beim Speichervolumen am schlechtesten ab.

9 Antriebsdimensionen

Neben den in Kapitel 8 angeführten Dimensionen der Dampfspeicher sollen auch die Dimensionen der Antriebssysteme abgeschätzt werden. Grundlegend gibt es zwei Möglichkeiten die mechanische Leistung der Antriebe für die Fortbewegung zu nutzen. Die eine ist über ein Getriebe und einen hydrodynamischen Wandler, die andere ist über einen Generator und Elektromotoren. Je nach Drehzahl der Hauptantriebe muss zwischen Generator und Dampfmaschine beziehungsweise Dampfturbine noch ein Getriebe vorhanden sein. Die Dampfmaschine ist dabei gesondert zu betrachten, da diese direkt über ein Triebwerk die Triebräder antreibt (siehe Abbildung 14). Generell ist es in diesem frühen Stadium der Konzipierung schwierig, genaue Angaben bezüglich des Platzbedarfs des Antriebssystems zu liefern. Aus diesem Grund sind die folgenden Angaben als Abschätzung zu verstehen. Die Diesellokomotive "Hercules", die im Folgenden als Grundlage dient, bietet über dem Fahrgestell in etwa einen Raum von:

- Länge $L = 19 \text{ m}$
- Breite $B = 2,87 \text{ m}$
- Höhe $H = 2,87 \text{ m}$

Unabhängig vom Antriebssystem wird zumindest ein Führerstand benötigt. Dieser nimmt als grobe Schätzung 3 m ein.

Andere Komponenten als Führerstand, Antrieb, Dampfspeicher und Getriebe und Wandler beziehungsweise Generator und Elektromotoren werden in dieser Arbeit nicht berücksichtigt.

9.1 Dimension Dampfmaschine

Abbildung 14 zeigt eine Typenskizze einer für den Güterverkehr konzipierten Dampflokomotive der Firma DLM⁴.

⁴ Dampflokomotiv- und Maschinenfabrik DLM AG ist ein kleiner Betrieb mit Schwerpunkt auf Dampfmaschinenantriebe.

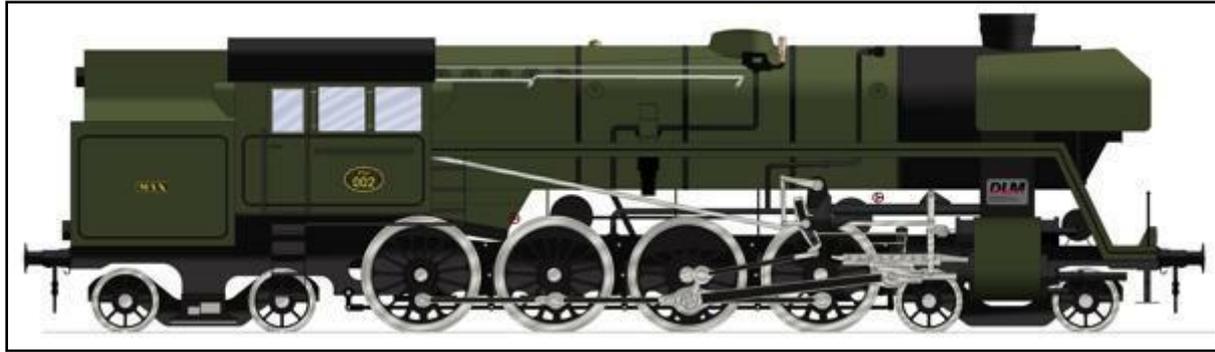


Abbildung 14: Typenskizze der Firma DLM einer Dampflokomotive [23]

Die Dampfmaschine benötigt weder Generator noch Getriebe. Da sowohl die Zylinder als auch das Triebwerk im Fahrgestell untergebracht werden können, nimmt dieses Antriebssystem keinen Platz im Tankbereich ein.

9.2 Dimension Dampfmotor

Laut Angabe der Firma Spilling hat ein Dampfmotor ungefähr folgende Abmessungen:

- Länge $L = 3\text{ m}$
- Breite $B = 2,5\text{ m}$
- Höhe $H = 3\text{ m}$

Abbildung 15 zeigt eine technische Zeichnung eines Dampfmotors mit einem rechts davon befindlichem Generator. Dieses Bild wurde von Spilling zur Verfügung gestellt.

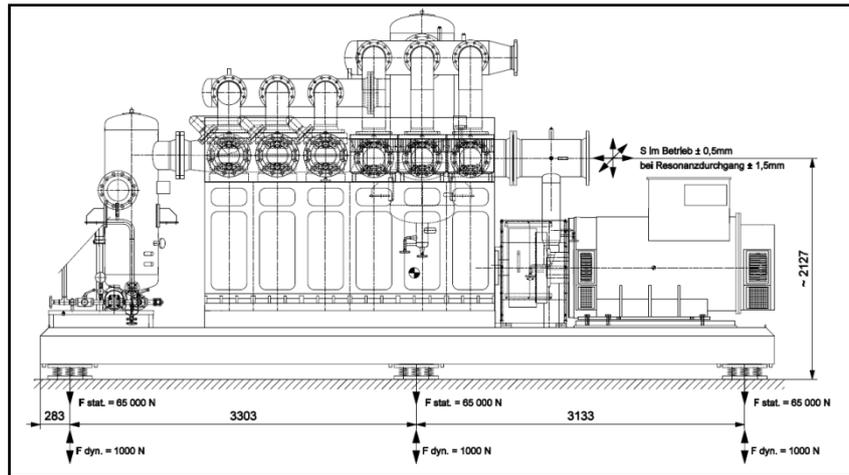


Abbildung 15: Dampfmotor mit Generator

9.3 Dimension Dampfturbine

Abbildung 16 zeigt eine Kleindampfturbine, die laut TGM Kanis prinzipiell für die gegebenen Voraussetzungen in Frage kommt. Diese Kleindampfturbine hat folgende Abmessungen:

- Länge $L = 1,7\text{ m}$
- Breite $B = 1,5\text{ m}$
- Höhe $H = 1,3\text{ m}$

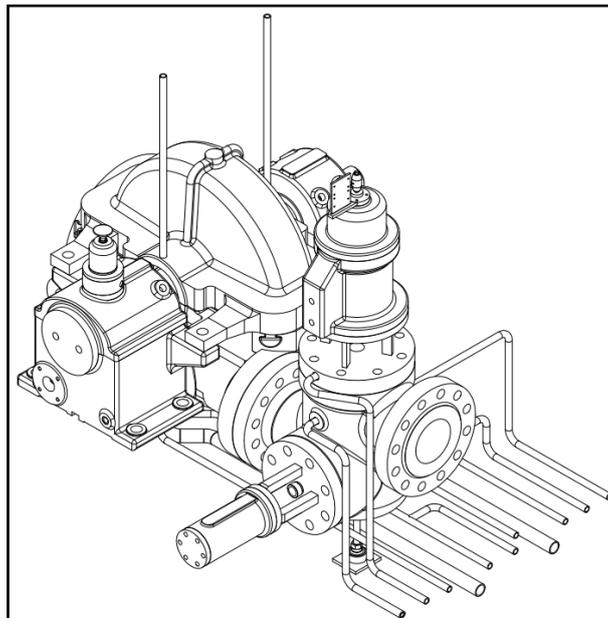


Abbildung 16: Kleindampfturbine von TGM Kanis

Ein großer Vorteil der Dampfturbine ist sicherlich die kompakte Bauweise im Vergleich zum Dampfmotor.

9.4 Dimension Getriebe und Wandler

Getriebe und Wandler werden teilweise im Fahrgestell untergebracht. Abbildung 17 zeigt ein Getriebe von Voith⁵, das mit einer Getriebeleistung von maximal 1400 kW den Anforderungen genügen würde. Dieses hat folgende Dimensionen:

- Länge $L = 1,4 \text{ m}$
- Breite $B = 1,1 \text{ m}$
- Höhe $H = 1,4 \text{ m}$

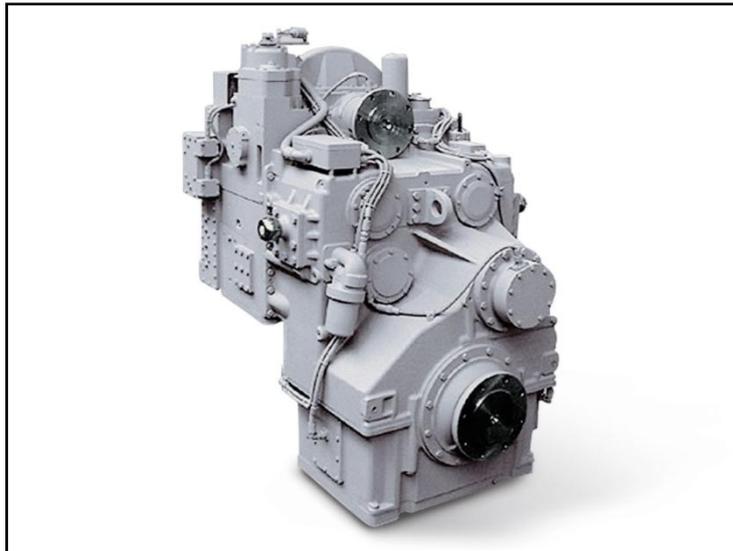


Abbildung 17: Turbogetriebe L 520 rzU2 von Voith [24]

9.5 Dimension Generator und Elektromotor

Der Generator wird entweder direkt oder über ein Getriebe vom Antrieb betrieben. Abbildung 18 zeigt einen Generator von ABB⁶ der für Gas- und Dampfturbinen geeignet ist.

- Länge $L = 1,4 \text{ m}$

⁵ Voith ist ein weltweit agierender Technologiekonzern und einer der größten Anbieter für Turbogetriebe im Bereich Lokomotive

⁶ Das operative Geschäft von ABB ist in vier Divisionen geteilt: Elektrifizierungsprodukte, Robotik und Antriebe, Industrieautomation und Stromnetze.



Abbildung 18: Generator von ABB für Gas- und Dampfturbinen [25]

In der Diesellokomotive "Hercules" befinden sich vier Elektromotoren direkt bei den Rädern im Fahrgestell und müssen somit für die Ermittlung des Platzbedarfs nicht berücksichtigt werden.

10 Ausführungskonzepte

In Kapitel 9 wurden bereits die wichtigsten Komponenten neben dem Gefällespeicher und dem Hauptantrieb angeführt. Daraus ergeben sich folgende fünf mögliche Antriebssysteme:

- Dampfturbine - elektrisch
- Dampfturbine - mechanisch
- Dampfmotor - elektrisch
- Dampfmotor - mechanisch
- Dampfmaschine

Die elektrischen Systeme erlauben anteilige Rückspeisung von Bremsenergie für andere Verbraucher. Außerdem erlaubt die elektrische Leistungsübertragung eine optimale Zuordnung von Leistung und Drehzahl.

10.1 Ausführungskonzept Dampfturbine

Abbildung 19 zeigt die wichtigsten Komponenten des Antriebskonzepts der Dampfturbine mit elektrischer Leistungsübertragung. Kleindampfturbinen arbeiten teils mit sehr hohen Drehzahlen. 10.000 Umdrehungen pro Minute sind nicht unüblich. Dadurch wird es erforderlich sein, die Leistung über ein Getriebe auf den Generator zu übertragen.

Die geschätzte Restlänge für den Gefällespeicher beträgt mit den Angaben aus Kapitel 9:

- mögliche Tanklänge $L_{Rest, Turbine, elektrisch} = 12,9 m$

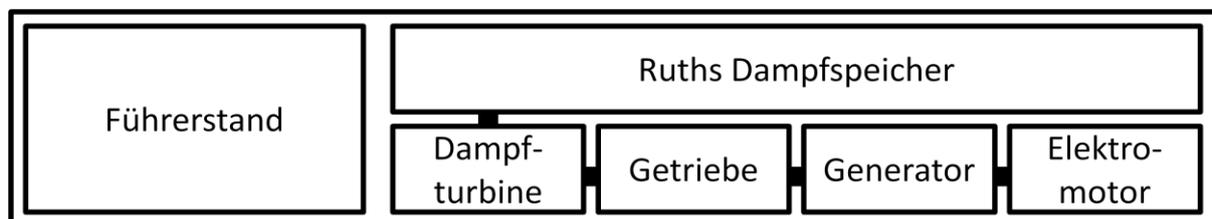


Abbildung 19: Antriebskonzept - Dampfturbine - elektrisch

Abbildung 20 zeigt die wichtigsten Komponenten des Antriebskonzepts der Dampfturbine mit mechanischer Leistungsübertragung.

Die geschätzte Restlänge für den Gefällespeicher beträgt mit den Angaben aus Kapitel 9:

- mögliche Tanklänge $L_{Rest,Turbine,mechanisch} = 12,9 m$

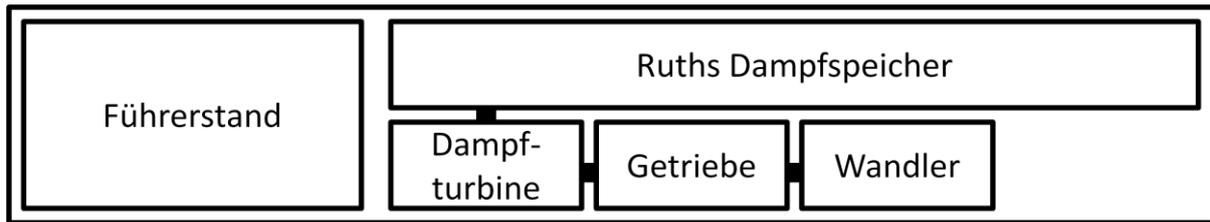


Abbildung 20: Antriebskonzept - Dampfturbine - mechanisch

Nach erster Abschätzung haben beide Antriebssysteme der Dampfturbine den selben Platzbedarf. Im Fall der Dampfturbine ist der Raum auf dem Triebfahrzeug nicht ausreichend für den konzipierten Dampfspeicher.

10.1.1 Arbeitsprozess der Dampfturbine

Der Dampf aus dem Speicher wird auf 25 bar gedrosselt. Der Druck im Gefällespeicher sinkt im Laufe der Entleerung von 85 bar auf 25 bar. Dadurch kann der gedrosselte Dampf zu Beginn der Entleerung auf maximal 299 °C aufgeheizt werden. Gegen Ende ist ein Überhitzen nicht mehr möglich und entspricht somit der Sattdampf Temperatur von 224 °C. In der Dampfturbine erfolgt dann Expansion auf Umgebungsdruck.

Abbildung 21 zeigt exemplarisch den Arbeitsprozess der Dampfturbine in einem h,s - Diagramm:

- 1 - 2: Drosselung von Anfangs 85 bar auf 25 bar.
- 2 - 3: Isobares Überhitzen des Dampfes auf Temperatur des Speicherinhalts über einen Wärmetauscher.
- 3 - 4: Expansion auf Außendruck in der Dampfturbine.
- 3 - 4s: Isentrope Expansion auf Außendruck in der Dampfturbine.

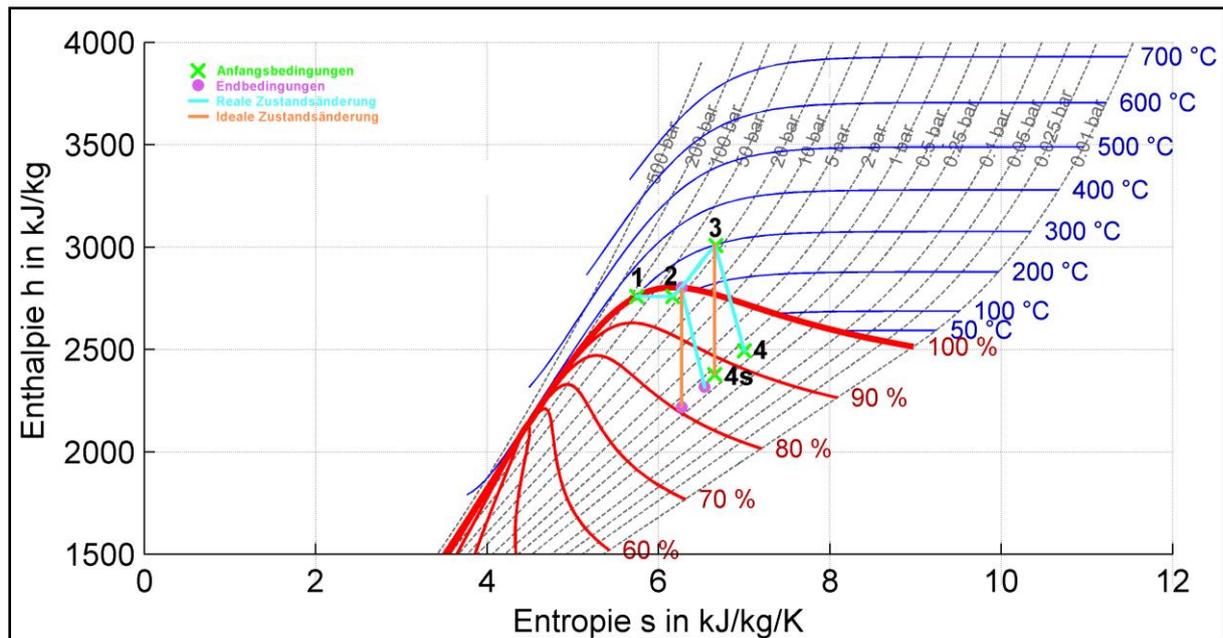


Abbildung 21: h,s - Diagramm Dampfturbine

10.2 Ausführungskonzept Dampfmotor

Abbildung 22 zeigt die wichtigsten Komponenten des Antriebskonzepts des Dampfmotors mit elektrischer Leistungsübertragung. Der Dampfmotor hat im Vergleich zur Dampfturbine eine wesentlich geringere Drehzahl im Bereich von 1.000 Umdrehungen pro Minute. Aus diesem Grund ist bei diesem System ein Direktantrieb des Generators möglich.

Die geschätzte Restlänge für den Gefällespeicher beträgt mit den Angaben aus Kapitel 9:

- mögliche Tanklänge $L_{Rest, Motor, elektrisch} = 11,6 \text{ m}$

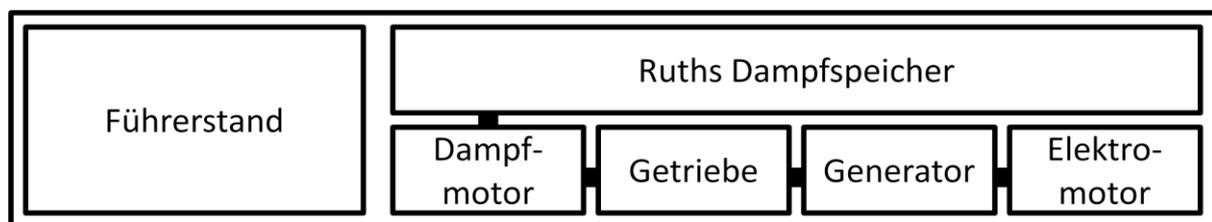


Abbildung 22: Antriebskonzept - Dampfmotor - elektrisch

Abbildung 23 zeigt die wichtigsten Komponenten des Antriebskonzepts des Dampfmotors mit mechanischer Leistungsübertragung.

Die geschätzte Restlänge für den Gefällespeicher beträgt mit den Angaben aus Kapitel 9:

- mögliche Tanklänge $L_{Rest, Motor, mechanisch} = 11,6 m$

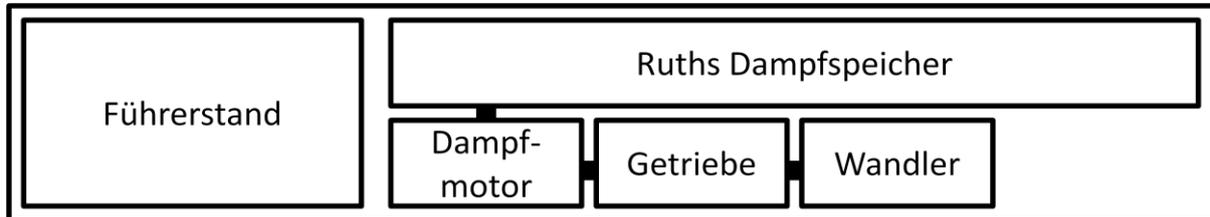


Abbildung 23: Antriebskonzept - Dampfmotor - mechanisch

Nach erster Abschätzung haben beide Antriebssysteme des Dampfmotors den selben Platzbedarf. Im Fall des Dampfmotors ist der Raum auf dem Triebfahrzeug ausreichend für den konzipierten Dampfspeicher.

10.2.1 Arbeitsprozess Dampfmotor

Der Arbeitsprozess des Dampfmotors entspricht prinzipiell dem der Dampfturbine.

Der Dampf aus dem Speicher wird auf 25 bar gedrosselt. Der Druck im Gefällespeicher sinkt im Laufe der Entleerung von 85 bar auf 25 bar. Dadurch kann der gedrosselte Dampf zu Beginn der Entleerung auf maximal 299 °C aufgeheizt werden. Gegen Ende ist ein Überhitzen nicht mehr möglich und entspricht somit der Sattdampf Temperatur von 224 °C. Im Zylinder erfolgt dann Expansion auf Umgebungsdruck.

10.3 Dampfmaschine

Abbildung 24 zeigt die wichtigsten Komponenten des Antriebskonzepts der Dampfmaschine. Anders als beim Dampfmotor und der Dampfturbine benötigt die Dampfmaschine weder eine elektrische noch eine mechanische Leistungsübertragung in Form eines Generators oder Wandlers, da sie direkt über das Triebwerk die Räder antreibt. Dadurch steht bei diesem Antriebssystem der meiste Platz für den Gefällespeicher zur Verfügung.

Die geschätzte Restlänge für den Gefällespeicher beträgt mit den Angaben aus Kapitel 9:

- mögliche Tanklänge $L_{Rest, Dampfmaschine} = 16 m$

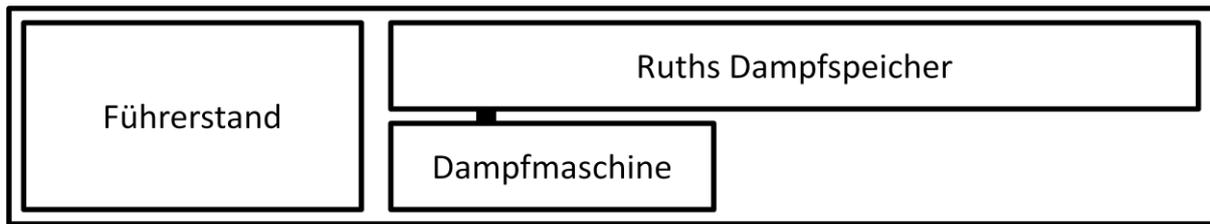


Abbildung 24: Antriebskonzept - Dampfmaschine

Die Dampfmaschine hat von allen Antriebskonzepten das höchste Potenzial an Reichweite.

10.3.1 Arbeitsprozess Dampfmaschine

Der Dampf aus dem Speicher wird auf 15 bar gedrosselt. Der Druck im Gefällespeicher sinkt im Laufe der Entleerung von 85 bar auf 15 bar. Dadurch kann der gedrosselte Dampf zu Beginn der Entleerung auf maximal 299 °C aufgeheizt werden. Gegen Ende ist ein Überhitzen nicht mehr möglich und entspricht somit der Sattdampf Temperatur von 204 °C. Im Zylinder erfolgt dann Expansion auf Umgebungsdruck.

10.4 Beladen des Dampfspeichers

Der Ladevorgang kann laut dem technischen Bericht über Dampfspeicherfahrzeuge [8] S. 22 so konzipiert werden, dass dieser für eine Füllung 15 bis 20 Minuten benötigt. Dies mag für einen bereits aufgewärmten Tank gelten. Sollte dieser allerdings auf Umgebungstemperatur abgekühlt sein, muss zusätzlich noch die thermisch induzierte mechanische Spannung im Mantel berücksichtigt werden. vgl. [26] S. 735

Die thermisch induzierte mechanische Spannung kann mit folgender Gleichung abgeschätzt werden:

$$\sigma_{therm} = E \alpha \Delta T$$

Der Elastizitätsmodul E und der Wärmeausdehnungskoeffizient α wurden wie folgt gewählt:

- Elastizitätsmodul $E = 210.000 \text{ MPa}$
- Wärmeausdehnungskoeffizient $\alpha = 11,8 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Wenn man nun für die thermisch induzierte mechanische Spannung die zulässige Spannung aus Kapitel 8.4 einsetzt, erhält man eine zulässige Temperaturdifferenz ΔT von:

- Temperaturdifferenz $\Delta T = 112 \text{ K}$

Dies gilt selbstverständlich für einen unbelasteten Tank und muss bei der Beladung auf jeden Fall berücksichtigt werden.

11 Simulation der Dampfentladung

Je nachdem wie viele Einflüsse bei der Berechnung der Be- und Entladung des Tanks berücksichtigt werden, können sich entsprechend komplexe Situationen ergeben. Für solche Fälle empfiehlt es sich ein Simulationsmodell zu entwickeln.

Ein solches Simulationsmodell wurde mithilfe von Modelica erstellt. Modelica ist eine objektorientierte, auf Gleichungen basierende Programmiersprache, um komplexe physikalische Systeme, die z. B. mechanische, elektrische, elektronische, hydraulische oder thermische Teilkomponenten enthalten, einfach zu modellieren (vgl. [27]). Diese Teilkomponenten können entweder selbst programmiert werden, oder es stehen Modelica Bibliotheken zur Verfügung. Als Simulationsumgebung wurde das Programm Dymola verwendet.

Für die folgenden Modelle wurde die Bibliothek von "Modelica.Fluid" verwendet. Damit kann der eindimensionale Thermofluidfluss in Netzwerken von Behältern, Rohren, Fluidmaschinen, Ventilen und Armaturen simuliert werden. Einzigartig ist, dass die Komponentengleichungen und die Medienmodelle sowie Druckverlust- und Wärmeübergangskorrelation voneinander entkoppelt sind. Alle Komponenten sind so implementiert, dass sie für Medien aus der "Modelica.Media" Bibliothek verwendet werden können. Dies bedeutet insbesondere, dass ein inkompressibles oder komprimierbares Medium mit einer oder mehreren Phasen verwendet werden kann, vgl. [28].

Es wurden nicht alle Ausführungskonzepte simuliert. Da der Dampfmotor den geringsten spezifischen Dampfverbrauch hat, wurde die Simulation auch auf Grundlage dessen entwickelt.

11.1 Modell A

Im Folgenden werden die wichtigsten Teilkomponenten des Modells kurz erklärt.

Abbildung 25 stellt einen Dampfspeicher dar. Dieser hat Ports für einen aus- und eingehenden Massenstrom und Wärmestrom. Für Modell A wurden folgende Werte gewählt:

- Masse Stahlmantel $m_{Stahlmantel} = 14.391 \text{ kg}$
- Behältervolumen $V_{B, Motor} = 56 \text{ m}^3$
- Wasserstand $\beta = 90\%$
- Druck $p_1 = 85 \text{ bar}$
- Temperatur $T_1 = 299 \text{ }^\circ\text{C}$

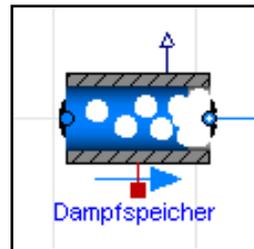


Abbildung 25:Modell Dampfspeicher

Abbildung 26 zeigt ein Ventil mit einem Regelkreis. Das Ventil drosselt den Dampf auf 25 bar und lässt den Massenstrom über die Öffnungsgröße regeln. Je geringer der Druck im Dampfspeicher, desto größer muss die Öffnung sein, um einen konstanten Massenstrom zu erhalten. Der eingestellte Massenstrom entspricht der maximalen Leistung:

- Massenstrom $\dot{m} = 3,4 \text{ kg/s}$

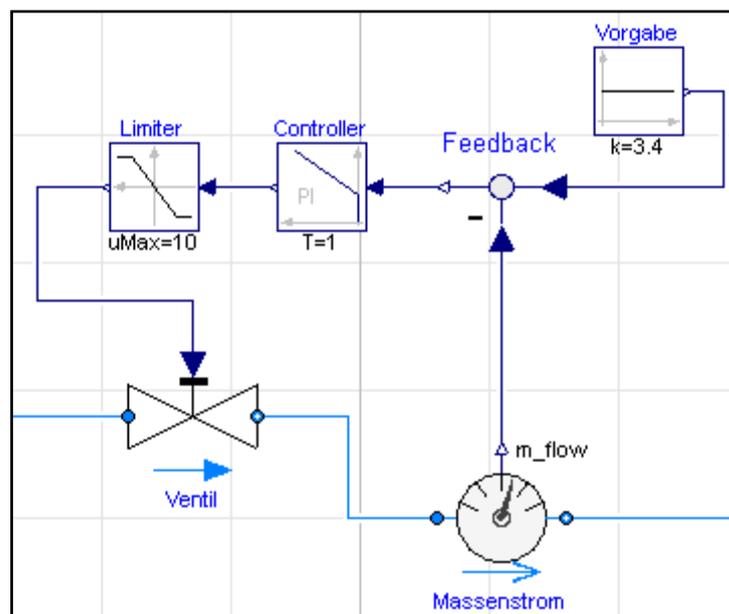


Abbildung 26:Modell Ventil mit Regelkreis

Abbildung 27 zeigt einen einfachen Tank, in dem der Dampf gesammelt wird. Die Dampfmasse, die nach Entleerung des Dampfspeichers im Tank ist, entspricht dem maximalen Dampfverbrauch.

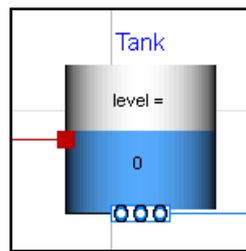


Abbildung 27:Modell Tank

Abbildung 28 zeigt eines von zwei Simulationsmodellen. Der einzige Unterschied von Modell A zu den Berechnungen ist, dass hier der Stahlmantel des Dampfspeichers die gespeicherte Wärme an den Dampf abgibt.

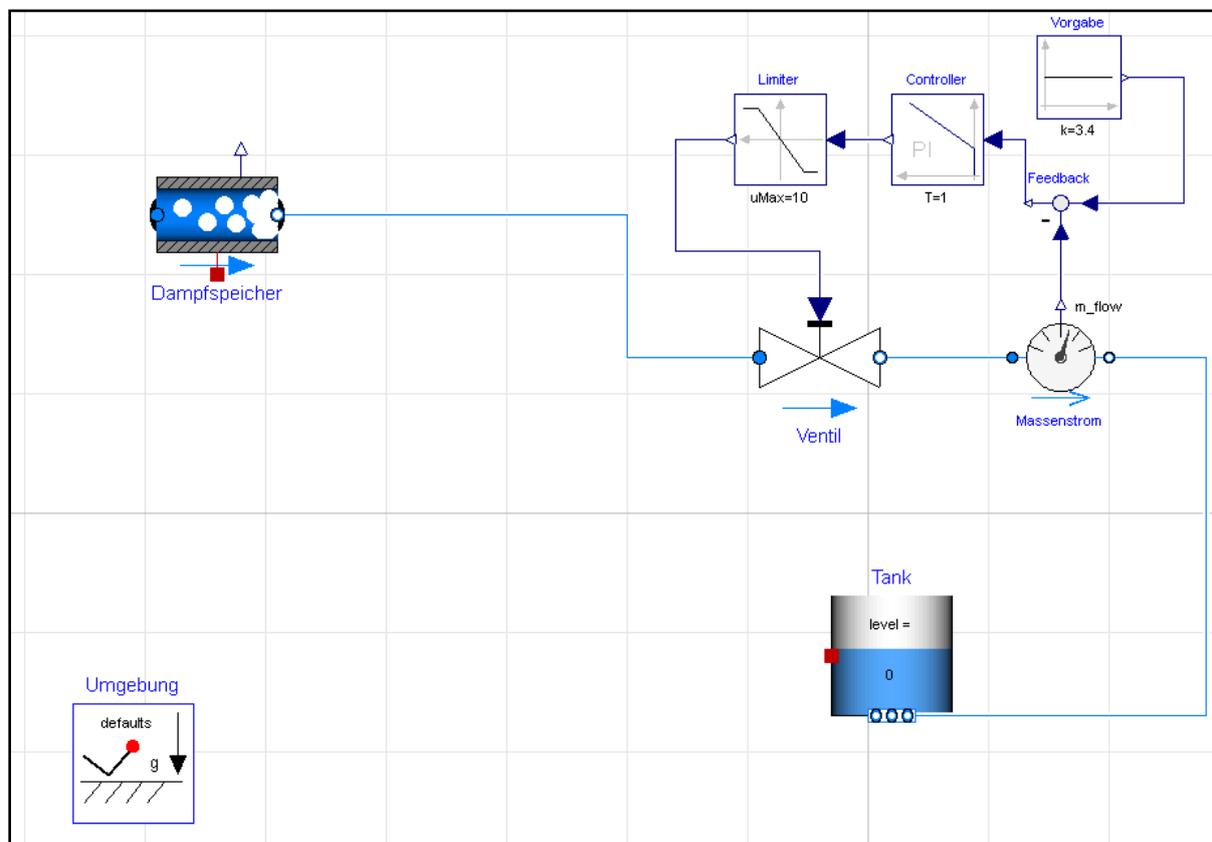


Abbildung 28: Simulationsmodell A

Abbildung 29 zeigt den zeitlichen Verlauf der Temperatur von Modell A. Die blaue Linie entspricht der Temperatur im Tank und die rote der Temperatur im Dampfspeicher.

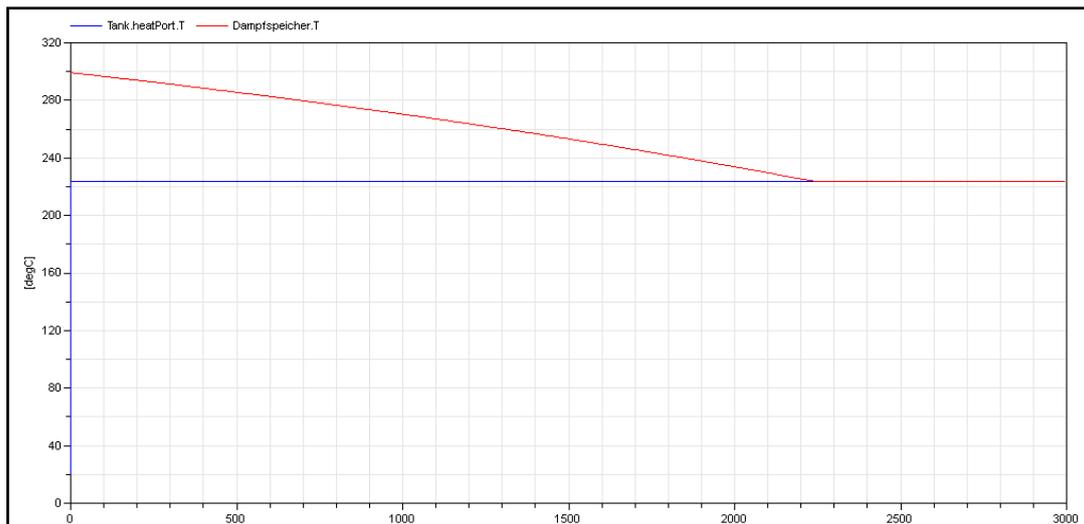


Abbildung 29: Modell A: Temperatur über Zeit

Abbildung 30 zeigt den zeitlichen Verlauf des Massenstroms von Modell A. Dieser sinkt auf 0 sobald der Druck im Dampfspeicher auf 25 bar sinkt.

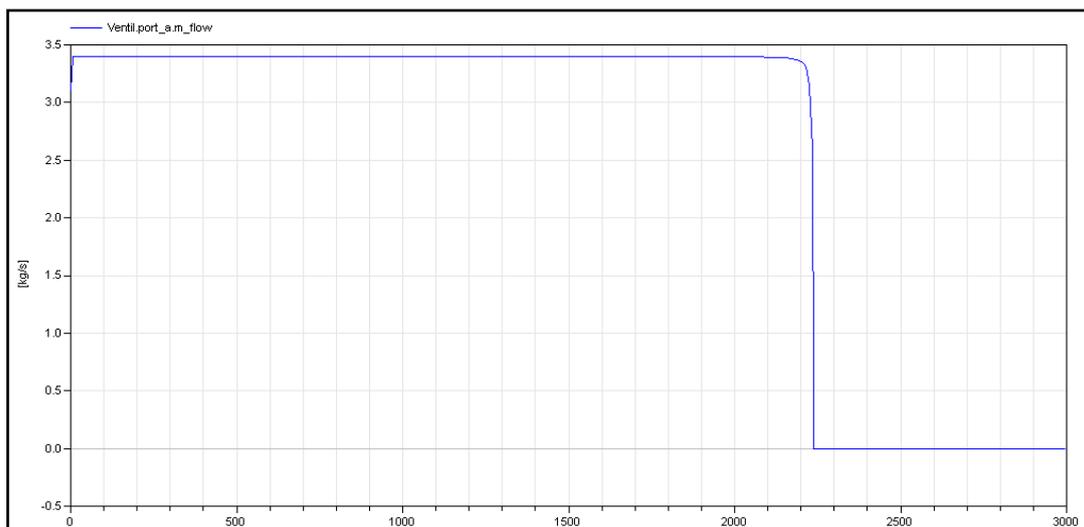


Abbildung 30: Modell A: Massenstrom über Zeit

Abbildung 31 zeigt den Druckverlauf im Dampfspeicher über der Zeit von Modell A. Dieser sinkt von 85 bar auf 25 bar.

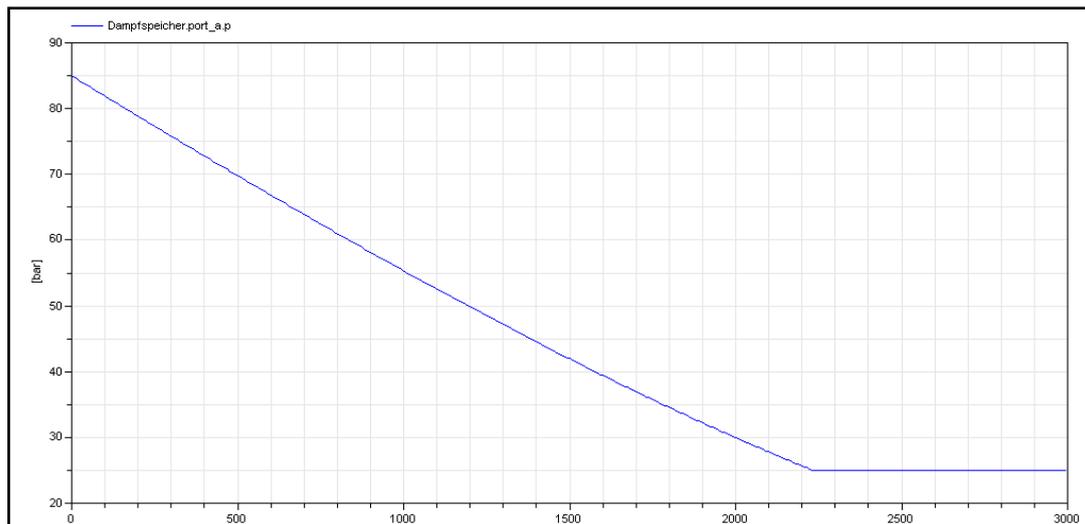


Abbildung 31: Modell A: Druck über Zeit

Abbildung 32 zeigt den zeitlichen Verlauf der Masse im Tank von Modell A.

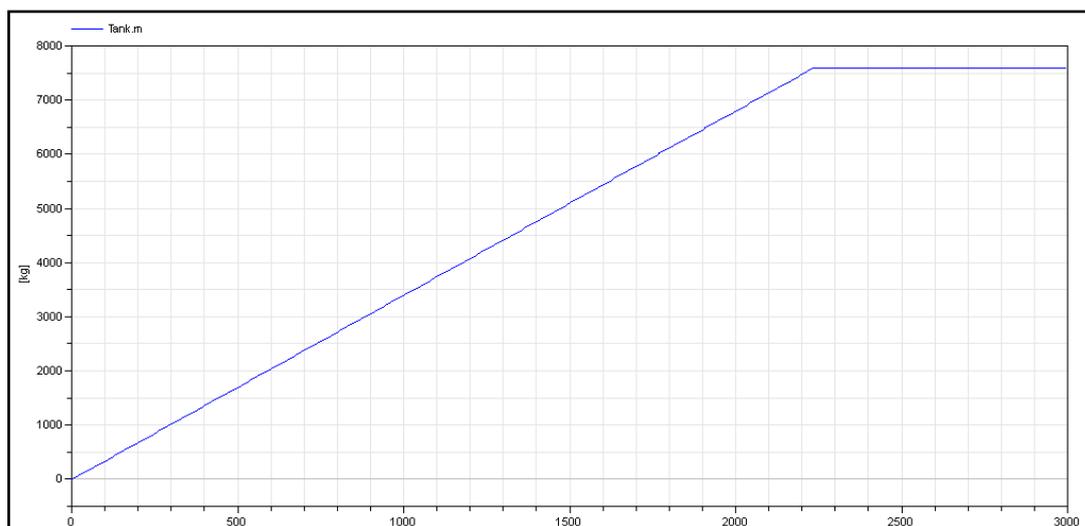


Abbildung 32: Modell A: Masse über Zeit

Die maximale Masse, die dem Dampfspeicher entnommen werden kann, ist wie zu erwarten, etwas höher als die berechnete. Der Grund dafür liegt darin, dass im Simulationsmodell A zusätzlich die Wärme vom Stahlmantel einfließt.

- Entnommene Dampfmenge, simuliert $m_{Dampf, Modell A} = 7591 \text{ kg}$
- Zeit für die Entladung $T_{Ende} = 2235 \text{ s}$

11.2 Modell B

Die Komponenten Dampfspeicher, Ventil mit Regelkreis und Tank wurden bereits in Kapitel 11.1 erklärt. Im Folgenden werden die hinzugekommenen Komponenten erläutert.

Die in Abbildung 33 dargestellten Komponenten simulieren den Wärmeübergang vom Dampfspeicher an die Umgebung. Der Wärmebeiwert G für einen Zylinder berechnet sich wie folgt:

$$G = \frac{2 \pi \lambda L}{\log\left(\frac{d_a}{d_i}\right)}$$

G : Wärmebeiwert in W/K

λ : Wärmeleitfähigkeit in $W/(m K)$

L : Länge des Zylinders in m

d_a, d_i : Außen- und Innendurchmesser in m

Die Isolierung wurde mit 2 cm viel zu gering gewählt. In der Realität würde man eine dickere Isolierung verwenden. Da die Entladung aber mit maximaler Leistung vonstatten geht, hätte der Wärmeaustausch überhaupt keinen Einfluss mehr.

- Wärmebeiwert Stahl $G = 335747 W/K$
- Wärmebeiwert Isolierung $G = 446 W/K$

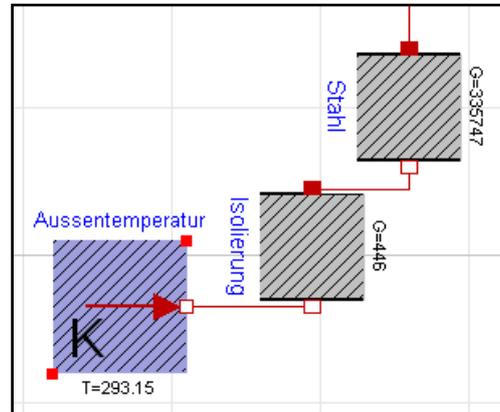


Abbildung 33: Modell Wärmeaustausch mit der Umgebung

Abbildung 34 soll den Wärmetausch zwischen Dampfspeicher und Tank zeigen. Diese Wärme wird dem System laufend entzogen, um reale Verhältnisse darzustellen.

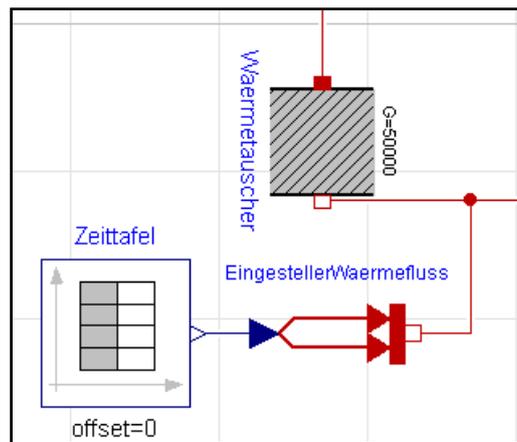


Abbildung 34: Modell Wärmeaustausch zwischen Tank und Dampfspeicher

Abbildung 35 zeigt das Simulationsmodell B. In diesem Modell findet zum einen ein Wärmeaustausch mit der Umgebung über eine Isolierung statt, zum anderen findet ein Wärmeaustausch zwischen Dampfspeicher und Tank statt, um die interne Überhitzung des Dampfes nach Entnahme zu simulieren. Dabei wird der auf 25 bar gedrosselte Sattdampf, über einen Wärmetauscher im Kessel auf Kesseltemperatur aufgeheizt.

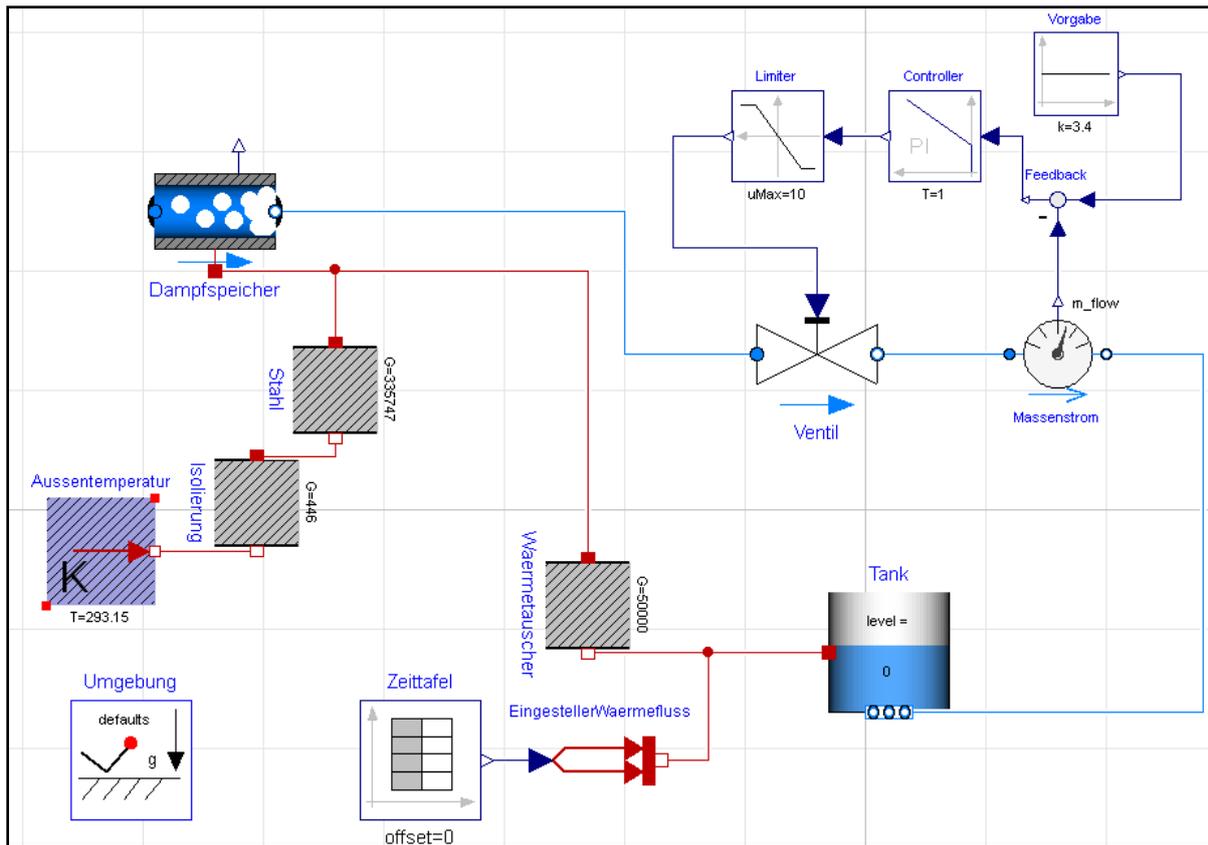


Abbildung 35: Simulationsmodell B

Abbildung 36 zeigt den zeitlichen Verlauf der Temperatur von Modell B. Die blaue Linie entspricht der Temperatur im Tank und die rote der Temperatur im Dampfspeicher. Nach etwa 1.300 Sekunden hat der Dampfspeicher die selbe Temperatur wie der Tank und es findet kein Temperatureaustausch mehr statt.

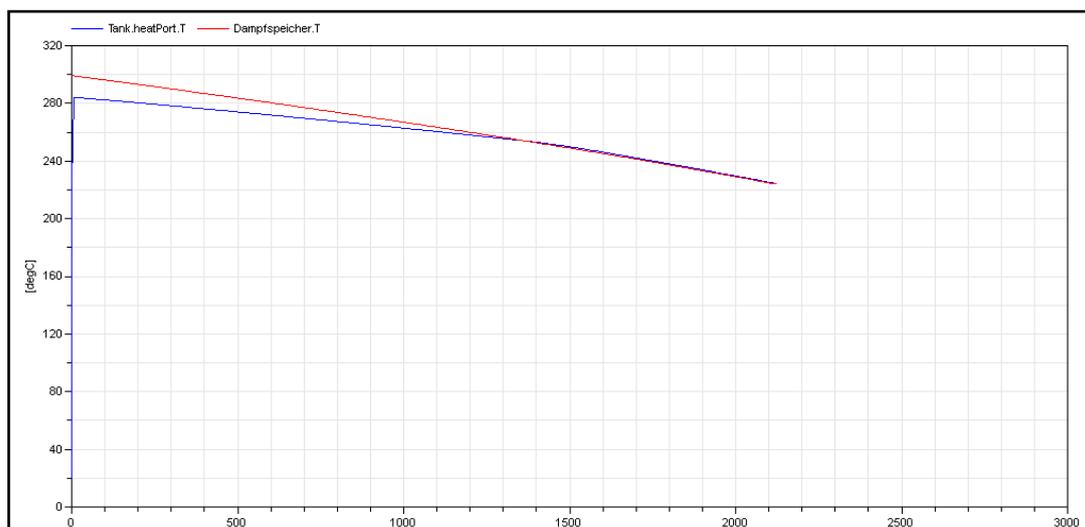


Abbildung 36: Modell B: Temperatur über Zeit

Abbildung 37 zeigt den zeitlichen Verlauf des Massenstroms von Modell B. Dieser sinkt auf 0 sobald der Druck im Dampfspeicher auf 25 bar sinkt.

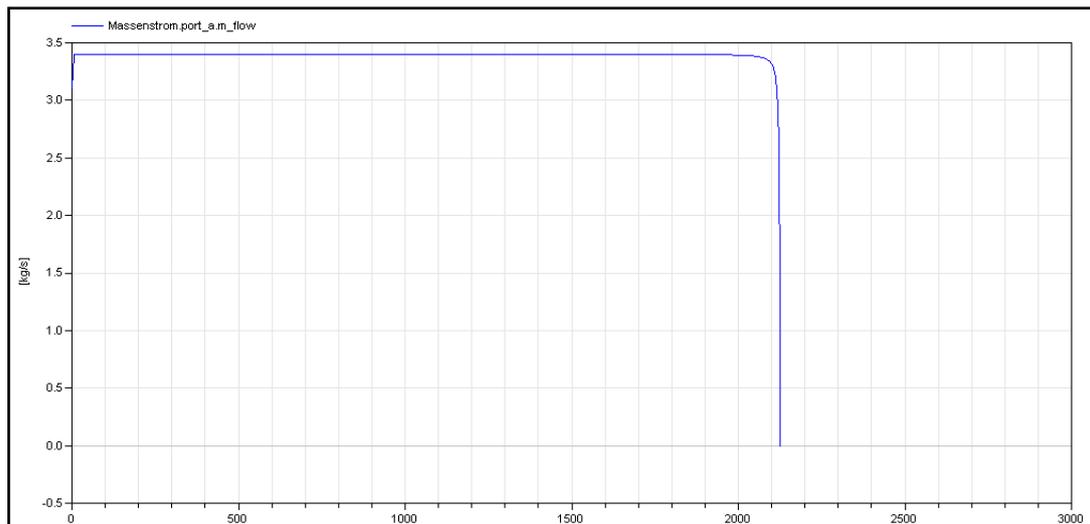


Abbildung 37: Modell B: Massenstrom über Zeit

Abbildung 38 zeigt den Druckverlauf im Dampfspeicher über die Zeit von Modell B. Dieser sinkt von 85 bar auf 25 bar.

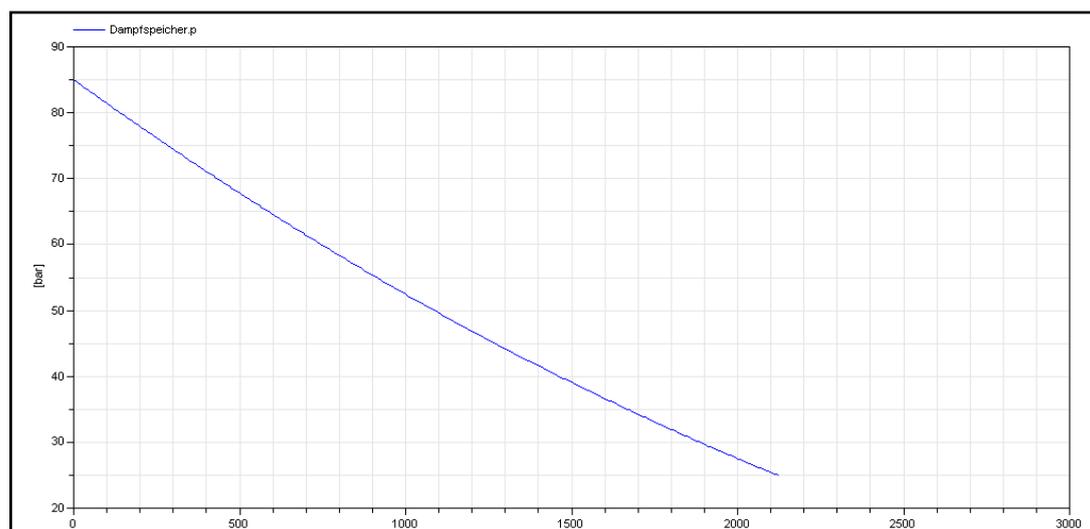


Abbildung 38: Modell B: Druck über Zeit

Abbildung 39 zeigt den zeitlichen Verlauf der Masse im Tank von Modell B.

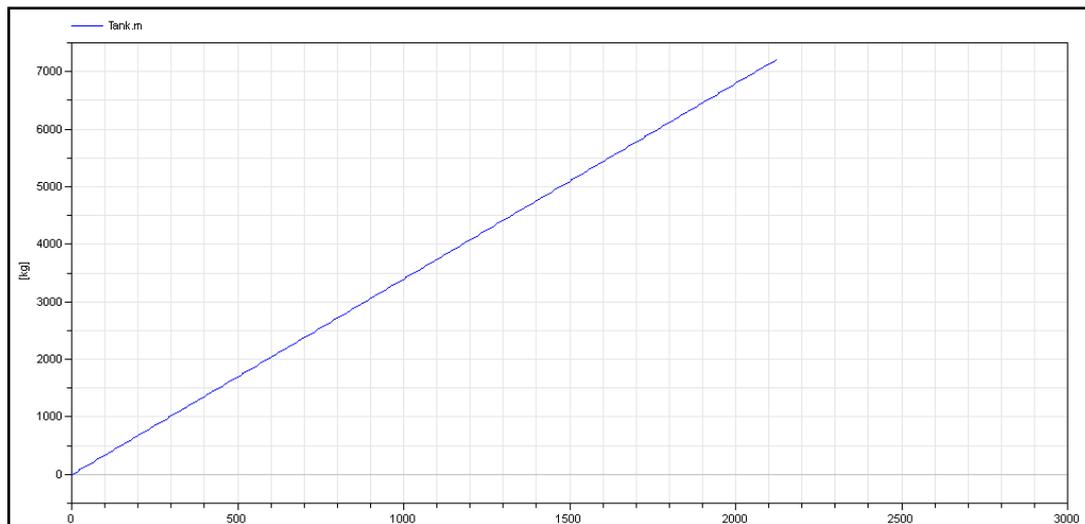


Abbildung 39: Modell B: Masse über Zeit

Die maximale Masse, die dem Dampfspeicher entnommen werden kann, ist niedriger als bei Modell A und auch als die berechnete. Der Grund dafür liegt darin, dass im Simulationsmodell B Wärme aus dem Dampfspeicher an die Umgebung und an den Tank abgegeben wird.

- Entnommene Dampfmenge, simuliert $m_{Dampf, Modell B} = 7209 \text{ kg}$
- Zeit für die Entladung $T_{Ende} = 2126 \text{ s}$

12 Gegenüberstellung der Wirtschaftlichkeit

Für eine Umsetzung, eines der in Kapitel 10 angeführten Ausführungskonzepte, ist eine Wirtschaftlichkeitsuntersuchung unerlässlich. Dabei spielen sowohl die Anschaffungskosten, als auch die Betriebskosten eine entscheidende Rolle.

12.1 Anschaffungskosten der Hauptantriebe

Zu Beginn der Diplomarbeit war geplant, die Anschaffungskosten aller wesentlichen Komponenten bei entsprechenden Herstellern anzufragen. Leider war lediglich Spilling bereit, für den Dampfmotor eine grobe Kostenabschätzung bereit zu stellen.

- Anschaffungskosten Dampfmotor $K_{Anschaffung, Dampfmotor} \approx 800.000 \text{ €}$

Laut einer Grafik von Hagmann [29] lässt sich auch über Dampfturbinen eine grobe Einschätzung treffen. Abbildung 40 zeigt die Anschaffungskosten von verschiedenen Wärmekraftmaschinen im Vergleich, unter anderen auch die Dampfturbine.

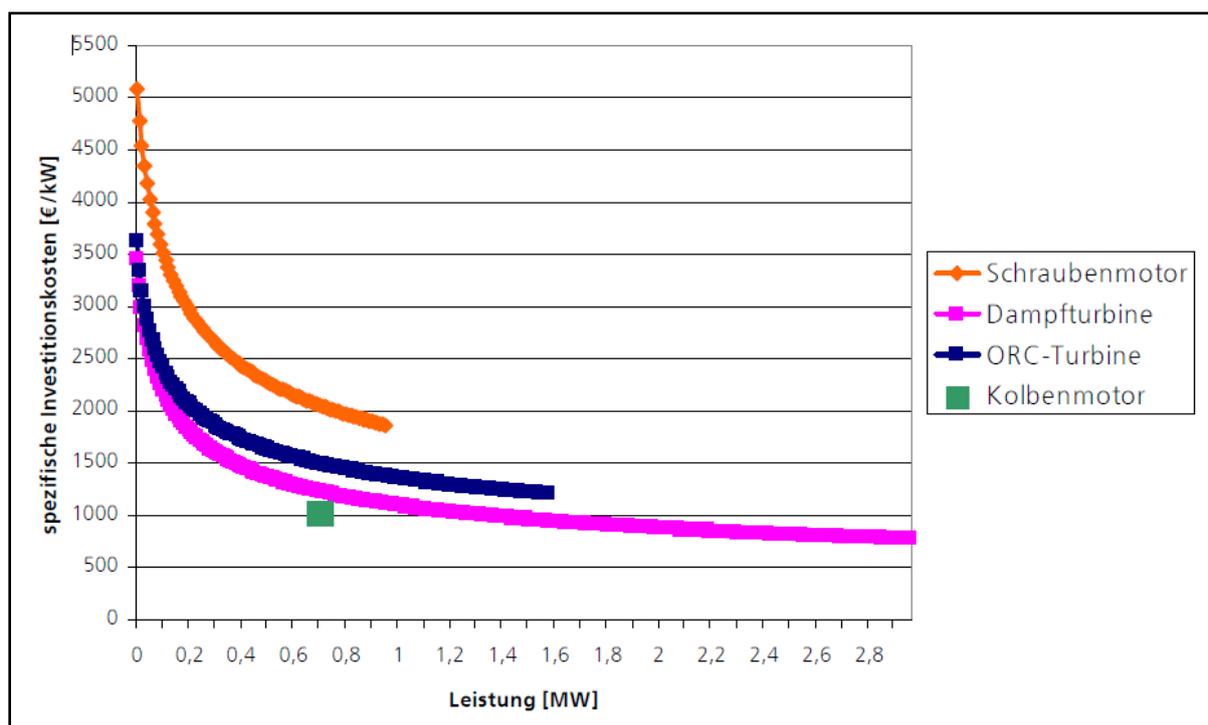


Abbildung 40: Kostenkurven von Wärmekraftmaschinen im Vergleich [29]

Nach Abbildung 40 liegen die spezifischen Investitionskosten für Dampfturbinen bei etwa 1.100 Euro pro kW für eine Leistung von 1.000 kW.

- Anschaffungskosten Dampfturbine $K_{Anschaffung, Dampfturbine} \approx 1.100.000 \text{ €}$

Da Dampfmaschinen kaum mehr hergestellt werden, konnten diesbezüglich keine Anschaffungskosten gefunden werden. Im technischen Bericht "Dampfspeicherfahrzeuge" (vgl. [8] S. 58) wurden die Anschaffungskosten für eine Dampfspeicher - Rangierlokomotive mit 1.500.000 CHF angegeben, allerdings ohne technische Details und kann somit nicht als Vergleich dienen. In Tabelle 11 sind die Anschaffungskosten der drei Wärmekraftmaschinen mit einer Leistung von 1.000 kW angeführt.

Hauptantrieb	Leistung	Anschaffungskosten
Dampfmotor	1.000 kW	800.000 €
Dampfturbine	1.000 kW	1.100.000 €
Dampfmaschine	-	-

Tabelle 11: Anschaffungskosten der Wärmekraftmaschinen

Für die restlichen Komponenten, wie Generator, Elektromotor, Wandler und Getriebe war kein Hersteller bereit eine Kostenabschätzung anzubieten.

12.2 Betriebskosten der Antriebskonzepte

Die Betriebskosten werden im Folgenden für den in Kapitel 6.2 angegebenen Energiebedarf gerechnet:

- Fahrenergiebedarf Gesamt $E_{Ges} = 586 \text{ kWh}$

Des weiteren werden dafür die in Kapitel 7.4 angegebenen spezifischen Dampfverbräuche benötigt:

- Spezifischer Dampfverbrauch Dampfmotor $d_{Motor} = 12,7 \text{ kg/kWh}$
- Spezifischer Dampfverbrauch Dampfmaschine $d_{Maschine} = 14,0 \text{ kg/kWh}$
- Spezifischer Dampfverbrauch Dampfturbine $d_{Turbine} = 16,2 \text{ kg/kWh}$

Wie bereits in Kapitel 1.1 erwähnt, befindet sich bei der Station Furthof eine KWK - Anlage, die auf Basis einer Dampfturbine elektrischen Strom erzeugt. Der Frischdampf im Kraftwerk hat einen Druck von 25 bis 30 bar und eine Temperatur von 430 bis 485 °C. Prinzipiell könnte dieses Kraftwerk genutzt werden um regenerativen Dampf zu erhalten. Dafür müsste der Gefällespeicher bis zu einem Druck von 25 bis 30 bar befüllt werden und anschließend mit dem überhitzten Dampf aufgeheizt werden, um einen Druck von 85 bar zu erreichen.

Im Folgenden wird, um den Dampfpreis abzuschätzen, mit einem Energiepreis von 3,8 Cent pro kWh gerechnet, um Wasser mit einer Temperatur von 20 °C auf 299 °C

heißen Sattedampf aufzuheizen. Dieser Wert entspricht für das erste Quartal 2018 dem Marktpreis gemäß Ökostromgesetz 2012, vgl. [30].

Die Energiekosten entsprechen folgender Gleichung:

$$K_{Dampf} = K_{Energie} (h_{Sattedampf} - h_{Wasser})$$

- Spezifische Enthalpie von Sattedampf mit einem Druck von 85 Bar:
 $h_{Sattedampf} = 2755 \text{ kJ/kg}$
- Spezifische Enthalpie von Wasser mit einer Temperatur von 20 °C und einem Druck von 1 bar: $h_{Wasser} = 84 \text{ kJ/kg}$
- Energiekosten: $K_{Energie} = 0,010 \text{ €/MJ}$
- Dampfkosten: $K_{Dampf} = 27,5 \text{ €/t}$

Der Verbrauch eines Dieselmotors der "Hercules" hat einen spezifischen Dieserverbrauch von 202 g/kWh (vgl. [31] S. 315) und dient somit als Berechnungsgrundlage für Betriebskosten des Dieselantriebs. Der Preis für den Liter Diesel liegt derzeit bei 0,862 Euro für den Schienenverkehr.

- Dieselpreis: $K_{Diesel} = 1,04 \text{ €/kg}$
- Spezifischer Dieserverbrauch: $d_{Diesel} = 0,202 \text{ kg/kWh}$

Tabelle 12 zeigt die Energiekosten der Strecke und die Energiekosten aller Antriebe.

Hauptantrieb	Fahrenergiebedarf	Energiekosten
Dampfmotor	205 €	0,35 €/kWh
Dampfturbine	261 €	0,45 €/kWh
Dampfmaschine	226 €	0,39 €/kWh
Dieselmotor	123 €	0,21 €/kWh

Tabelle 12: Energiekosten der Antriebe

13 Diskussion

Das übergeordnete Ziel dieser Diplomarbeit war es herauszufinden, ob Lokomotivantriebe auf Dampfspeicherbasis zum einen technisch und zum anderen wirtschaftlich konkurrenzfähig gegenüber der Diesellokomotive sind. Prinzipiell ist die technische Umsetzung aller drei Wärmekraftmaschinen möglich.

Bei den Betriebskosten ist der Dieselantrieb am billigsten, gefolgt vom Dieselmotor, der Dampfmaschine und der Dampfturbine. Ein weiterer Vorteil der Diesellokomotive ist die große Reichweite. Der Dampfmotor und die Dampfmaschine müssen nach dem Ortsverschub der Traisental - Strecke neu betankt werden, es sei denn man führt einem zweiten Kessel am Tender mit. Für die Dampfturbine reicht eine Kesselfüllung nicht für die genannte Strecke aus.

Der größte Vorteil der Dampfspeicherantriebe liegt darin, dass diese komplett mit erneuerbarer Energie betrieben werden können. Sowohl Dampfmotor als auch Dampfturbine benötigen entweder zusätzlich einen Generator und Elektromotoren, oder Getriebe und Wandler, ähnlich wie das bei Dieselmotoren der Fall ist. Lediglich die Dampfmaschine benötigt keine weiteren mechanischen oder elektrischen Komponenten für den Antrieb. Dadurch könnte sich der Dampfmaschinenantrieb als der günstigste herausstellen, was die Anschaffungskosten betrifft.

13.1 Dampfturbine

Die Dampfturbine hat im Vergleich zur Dampfmaschine und zum Dampfmotor beim spezifischen Dampfverbrauch und folglich in der Reichweite die schlechtesten Ergebnisse erzielt. Des Weiteren ist die Dampfturbine nicht geeignet für häufiges Ein- und Ausschalten. Die Nutzung von Satttdampf beziehungsweise leicht überhitzten Dampf stellt ein weiteres Problem dar, da es in der Turbine dadurch eher zur Tröpfchenbildung kommt. Aus diesen Gründen eignet sich die Dampfturbine wohl am wenigsten von den drei untersuchten Antrieben für eine Umsetzung. Im Ortsverschub ist die Dampfturbine nicht geeignet, da die häufigen Rangiermanöver einen Antrieb erfordern, der bei Stillstand so gut wie keinen Energieverbrauch hat. Somit ist die Dampfturbine am ehesten für konstante Geschwindigkeiten über lange Strecken geeignet.

13.2 Dampfmaschine

Der Dampfverbrauch der Dampfmaschine ist ein wenig größer als der des Dampfmotors. Dafür hätte man mehr Platz für den Gefällespeicher und somit eine

größere Reichweite. Das größte Problem bei der Dampfmaschine wäre bei einer Umsetzung, dass es keinen größeren Hersteller für Dampfmaschinen gibt. Die Dampflokomotiv- und Maschinenfabrik DLM AG ist allerdings auf Dampflokomotiven spezialisiert und wäre ein möglicher Ansprechpartner. Wie bereits erwähnt benötigt die Dampfmaschine keine weiteren Antriebskomponenten. Allerdings ist ein modernes Fahrzeug ohne elektrischen Strom nicht mehr denkbar. Ein Akku mit Generator für die Bordstromversorgung müssen bei einem solchen System mit eingeplant werden. Die Dampfmaschine ist für Rangierbetrieb und somit auch für Ortsverschub gut geeignet, da sie bei Stillstand keinen Dampf verbraucht.

13.3 Dampfmotor

Der Dampfmotor hat den besten spezifischen Dampfverbrauch der drei Antriebssysteme. Dampfmotoren werden nur bis zu einer Leistung von 1.000 - 1.150 kW hergestellt. Sollte eine größere Leistung erforderlich sein, stößt man mit dem Dampfmotor an die Grenzen. Mit Spilling würde ein Hersteller zur Verfügung stehen, mit dem ein solches Projekt umgesetzt werden könnte, wobei die Investitionskosten alleine für den Dampfmotor bei etwa 800.000 Euro liegen würden. Der Dampfmotor ist im Gegensatz zur Dampfturbine für den Ortsverschub geeignet, da Ein- und Ausschalten für kurze Zeit kein Problem darstellen. Das Betreiben des Dampfmotors mit Sattedampf ist ebenfalls kein Problem.

13.4 Dampfspeicher

Ein großer Vorteil der Diesellokomotive gegenüber den Dampftrieben ist die einfache Betankung. Der Tankvorgang eines Gefällespeichers ist weit problematischer. Der Gefällespeicher darf nicht zu schnell aufgeheizt, beziehungsweise gefüllt werden, da die thermisch induzierte mechanische Spannung sonst zu groß werden würde. Dadurch sind höhere Zeiten beim Tanken nötig als bei der Diesellokomotive. Ein weiteres Problem stellt das Abstellen eines Dampfspeichers über einen längeren Zeitraum dar. Selbst wenn der Gefällespeicher auf beispielweise 25 bar entleert wurde, enthält er noch einen hohen Anteil an gespeicherter Energie, die bei langem Stillstand verloren geht.

13.5 Ausblick

Aus meiner Sicht wäre der einzige Anwendungsbereich, in dem Dampfspeicherantriebe wirtschaftlich eingesetzt werden könnten, der Rangierbetrieb in Betrieben, die eine KWK - Anlage besitzen und somit sehr günstigen Dampf zur Verfügung hätten. In solchen Fällen wäre auch die Reichweite kein Problem mehr.

Sollte sich an den Energiepreisen nichts ändern, ist die Umsetzung einer Dampfspeicherlokomotive für die meisten Anwendungsbereiche nicht wirtschaftlich.

Im Zuge dieser Diplomarbeit kam die Frage auf, ob eine Lokomotive auch mit Akkumulatoren die erforderliche Leistung und Energie erreicht und wieviel das kosten würde. Es konnten folgende Werte für Lithium - Ionen - Akkumulatoren eruiert werden, vgl. [32] S. 25, [33]:

- Leistungsdichte Akku: 3000 W/kg
- Energiedichte Akku: 99 Wh/kg
- Preis pro kWh Akku: 225 €/kWh

Bei Lithium - Ionen - Akkumulatoren ist es üblich, nur zwischen 30 - 80 % zu laden und entladen um die Lebensdauer zu erhöhen. Der Akku müsste daher 1172 kWh speichern können. Dies führt zu folgenden Werten:

- Gesamtpreis Akku: 263.700 €
- Gewicht Akku: 12 t

Die Leistungsdichte ist auf jeden Fall ausreichend um 1600 kW zu erreichen. Der Preis des Akkus ist im Vergleich zur Dampfturbine und Dampfmotor bereits jetzt wesentlich geringer und soll in Zukunft weiter sinken, vgl. [33]. Ein Nachteil sind sicherlich die langen Ladezyklen. Im Vergleich zum Dieselmotor ist die Reichweite auch wesentlich geringer. Auf den ersten Blick sehen die Werte einer möglichen Akku - Lokomotive auf jeden Fall sehr vielversprechend aus.

14 Nomenklatur

Symbol	Einheit	Definition
W_V	J	Volumenänderungsarbeit
W_R	J	Innere Reibungsarbeit
W_t	J	Technische Arbeit
E_{ein}	J	Eintretende Energie
E_{aus}	J	Austretende Energie
h_{ein}	J/kg	Eintretende spezifische Enthalpie
h_{aus}	J/kg	Austretende spezifische Enthalpie
p	Pa	Druck
V	m^3	Volumen
c_{ein}	m/s	Eintretende Geschwindigkeit
c_{aus}	m/s	Austretende Geschwindigkeit
\dot{m}_{ein}	kg/s	Eintretender Massenstrom
\dot{m}_{aus}	kg/s	Austretender Massenstrom
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
z_{ein}	m	Höhe beim Eintritt
z_{aus}	m	Höhe beim Austritt
τ	s	Zeit
Q	J	Wärme
U	J	Innere Energie
m	kg	Masse
v	m^3/kg	Spezifisches Volumen
W_{Luft}	N	Luftwiderstand
c_W	–	Luftwiderstandsbeiwert
A	m^2	Bezugs- Querschnittsfläche des Fahrzeugs
ρ	kg/m^3	Dichte
v_{res}	m/s	Resultierende Anströmgeschwindigkeit
W_{Roll}	N	Rollwiderstand
f_R	–	Rollwiderstandsbeiwert
$W_{Stoß}$	N	Stoßwiderstand
c_d	$N/(t \text{ km/h})$	Stoßwiderstandsbeiwert
W_{St}	N	Steigungswiderstand
s	$\%$	Steigung
α	$^\circ$	Steigungswinkel
W_B	N	Beschleunigungswiderstand

Symbol	Einheit	Definition
λ	–	Drehmassenzuschlagsfaktor
E	kWh	Energieverbrauch
l	m	Streckenlänge
P	W	Leistung
v	m/s	Geschwindigkeit
E_{Roll}	kWh	Energieverbrauch durch Rollwiderstand
E_{Luft}	kWh	Energieverbrauch durch Luftwiderstand
$E_{Sto\beta}$	kWh	Energieverbrauch durch Stoßwiderstand
E_B	kWh	Energieverbrauch durch Beschleunigungswiderstand
E_{St}	kWh	Energieverbrauch durch Steigungswiderstand
E_{Ran}	kWh	Energieverbrauch durch Rangiervorgänge
E_{Ges}	kWh	Gesamter Energiebedarf
$P_{Antrieb}$	kW	Antriebsleistung
T	$^{\circ}C$	Temperatur
s	$kJ/(kg K)$	Spezifische Entropie
x	–	Dampfgehalt
$d_{Turbine}$	$kg/(kWh)$	Spezifischer Dampfverbrauch der Dampfturbine
η_s	–	Isentroper Wirkungsgrad
$d_{Masc hine}$	$kg/(kWh)$	Spezifischer Dampfverbrauch der Dampfmaschine
d_{Motor}	$kg/(kWh)$	Spezifischer Dampfverbrauch des Dampfmotors
β	%	Wasserstand
V_B	m^3	Behältervolumen
m_{Dampf}	kg	Entnommene Dampfmenge
d_a	m	Außendurchmesser des Kessels
d_i	m	Innendurchmesser des Kessels
s	mm	Wandstärke
σ_{zul}	MPa	Zulässige Spannung
$R_{p0,2}$	MPa	Mindeststreckgrenze
L_B	m	Kessellänge
σ_{therm}	MPa	Thermisch induzierte mechanische Spannung
E	MPa	Elastizitätsmodul
α	K^{-1}	Wärmeausdehnungskoeffizient
G	W/K	Wärmebeiwert
λ	$W/(m K)$	Wärmeleitfähigkeit

15 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Streckendaten	24
Tabelle 2: Daten zur Berechnung	25
Tabelle 3: Angaben zum Dampfmotor - Variante A	31
Tabelle 4: Angaben zum Dampfmotor - Variante B	32
Tabelle 5: Spezifischer Dampfverbrauch der Antriebe	33
Tabelle 6: Parameter des Ruths - Speichers zu Beginn der Entladung	34
Tabelle 7: Parameter des Ruths Speicher am Ende der Entladung - Dampfturbine	35
Tabelle 8: Parameter des Ruths Speicher am Ende der Entladung - Dampfmotor	35
Tabelle 9: Parameter des Ruths - Speicher am Ende der Entladung - Dampfmaschine	36
Tabelle 10: Dimensionen der Dampfspeicher	37
Tabelle 11: Anschaffungskosten der Wärmekraftmaschinen	60
Tabelle 12: Energiekosten der Antriebe	61

16 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Energetischer Endverbrauch 2016 nach wirtschaftlichen Sektoren [2] S. 13.....	2
Abbildung 2: Anteil nicht elektrifizierter Eisenbahnstrecken in europäischen Staaten [6]	3
Abbildung 3: Schema eines Gefällespeichers [11] S. 1	6
Abbildung 4: Wirkprinzip eines Dampfmaschinenantriebs [13].....	11
Abbildung 5: Clausius - Rankine - Prozess.....	12
Abbildung 6: Typische Leistungs- und Verbrauchskurve eines Dampfmotors [15]	13
Abbildung 7: Arbeitsweise einer axialen Turbinenstufe [17] S. 4.....	14
Abbildung 8: Schema und Arbeitsweise einer radialen Turbomaschinenstufe [17] S. 45	15
Abbildung 9: a) Gleichdruckturbine b) Überdruckturbine [18] S. 30	16
Abbildung 10: Curtis - Stufe a) Schaufeln b) Geschwindigkeitsplan c) h,s - Diagramm [18] S. 116	18
Abbildung 11: Zusammensetzung der Gesamtwiderstandes von Schienenfahrzeugen [19] S. 32.....	20
Abbildung 12: Energieverbrauch durch die verschiedenen Belastungsarten	27
Abbildung 13: Energieverbrauch über die Strecke	27
Abbildung 14: Typenskizze der Firma DLM einer Dampflokomotive [23]	39
Abbildung 15: Dampfmotor mit Generator	40
Abbildung 16: Kleindampfturbine von TGM Kanis	40
Abbildung 17: Turbogetriebe L 520 rzU2 von Voith [24]	41
Abbildung 18: Generator von ABB für Gas- und Dampfturbinen [25]	42
Abbildung 19: Antriebskonzept - Dampfturbine - elektrisch.....	43
Abbildung 20: Antriebskonzept - Dampfturbine - mechanisch.....	44
Abbildung 21: h,s - Diagramm Dampfturbine.....	45
Abbildung 22: Antriebskonzept - Dampfmotor - elektrisch.....	45
Abbildung 23: Antriebskonzept - Dampfmotor - mechanisch.....	46
Abbildung 24: Antriebskonzept - Dampfmaschine	47
Abbildung 25:Modell Dampfspeicher	50
Abbildung 26:Modell Ventil mit Regelkreis.....	50
Abbildung 27:Modell Tank.....	51
Abbildung 28: Simulationsmodell A	51
Abbildung 29: Modell A: Temperatur über Zeit	52
Abbildung 30: Modell A: Massenstrom über Zeit	52
Abbildung 31: Modell A: Druck über Zeit	53
Abbildung 32: Modell A: Masse über Zeit	53
Abbildung 33: Modell Wärmeaustausch mit der Umgebung.....	54
Abbildung 34: Modell Wärmeaustausch zwischen Tank und Dampfspeicher	55
Abbildung 35: Simulationsmodell B	56
Abbildung 36: Modell B: Temperatur über Zeit	56
Abbildung 37: Modell B: Massenstrom über Zeit	57

Abbildung 38: Modell B: Druck über Zeit	57
Abbildung 39: Modell B: Masse über Zeit	58
Abbildung 40: Kostenkurven von Wärmekraftmaschinen im Vergleich [29]	59

17 Literaturverzeichnis

- [1] VÖGEL, Christian: *Energiestrategie Österreich*. In: *WASSERWIRTSCHAFT* 107 (2017), Nr. 12, S. 20–22 – Überprüfungsdatum 2018-01-19
- [2] BMWFW: *Energie in Österreich - Zahlen, Daten, Fakten* – Überprüfungsdatum 2018-01-16
- [3] *Infografiken Energie und Klimaschutz - Mobilität mit Zukunft*. URL <https://www.vcoe.at/publikationen/infografiken/energie-und-klimaschutz>. – Aktualisierungsdatum: 2018-01-24 – Überprüfungsdatum 2018-01-24
- [4] *Schienengüterverkehr*. URL <https://www.wko.at/branchen/transport-verkehr/schienenbahnen/Schienengueterverkehr.html> – Überprüfungsdatum 2018-01-24
- [5] VCÖ: *Transformation von Mobilität und Transport unterstützen* – Überprüfungsdatum 2018-01-20
- [6] *Einsatz alternativer Kraftstoffe im Schienenverkehr*. URL <https://www.forschungsinformationssystem.de/servlet/is/343598/> – Überprüfungsdatum 2018-01-19
- [7] THYSSEN INDUSTRIE AG HENSCHEL, KASSEL (FRÜHER: HENSCHEL UND SOHN, KASSEL): *Henschel-Lokomotiv-Taschenbuch : Ausgabe 1935*. Mainz : Dumjahn, 1977 (Dokumente zur Eisenbahngeschichte 5)
- [8] WILLY, Frank: *Dampfspeicherfahrzeuge : Ersatz von Elektro- und Dieselfahrzeugen* (2013) – Überprüfungsdatum 2018-01-30
- [9] BRAESS, Hans-Hermann ; SEIFFERT, Ulrich: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2012
- [10] BAUER, Reinhold: *Gescheiterte Innovationen : Fehlschläge und technologischer Wandel*. Zugl.: Hamburg, Helmut-Schmidt-Univ., Habil.-Schr., 2004. Frankfurt : Campus-Verl., 2006 (Campus-Forschung 893)
- [11] PROF. DR. BERND GLÜCK: *Dampfspeicher* (2012) – Überprüfungsdatum 2018-01-21
- [12] GIESL-GIESLINGEN, Adolph: *Anatomie der Dampflokomotive international : Ihr Aufbau und ihre Technik in aller Welt von 1829 bis heute*. Wien : Slezak, 1986 (Internationales Archiv für Lokomotivgeschichte Bd. 37)
- [13] WIKIPEDIA: *Dampflokomotive*. URL <https://de.wikipedia.org/w/index.php?oldid=173284494>. – Aktualisierungsdatum: 2018-01-27 – Überprüfungsdatum 2018-02-01

- [14] *Küttner Kolbenmaschinen*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2009
- [15] *Dampfmotor*. URL <http://www.spilling.info/de/produkte/dampfmotor.html>. – Aktualisierungsdatum: 2017-01-17 – Überprüfungsdatum 2018-01-21
- [16] GROTE, Karl-Heinrich (Hrsg.); FELDHUSEN, Jörg (Hrsg.); DUBBEL, Heinrich (Hrsg.): *Dubbel : Taschenbuch für den Maschinenbau*. 24., aktualisierte Aufl. Berlin : Springer Vieweg, 2014
- [17] REINHARD WILLINGER: *Thermische Turbomaschinen : Skriptum zur Vorlesung*. 08.09.2015
- [18] MENNY, Klaus: *Strömungsmaschinen : Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*. 5., überarb. Aufl., unveränderter Nachdr. Wiesbaden : Teubner, 2006 (Lehrbuch Maschinenbau)
- [19] IHME, Joachim (Hrsg.): *Schienefahrzeugtechnik*. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2016
- [20] MARKUS HAIDER: *Angewandte Thermodynamik : Skriptum zur Vorlesung*. 2013 – Überprüfungsdatum 2018-01-30
- [21] RECKNAGEL, Hermann (Hrsg.); SCHRAMEK, Ernst-Rudolf (Hrsg.): *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik : Einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik*. 73. Aufl. München : Oldenbourg, 2007
- [22] LÄPPLE, Volker: *Einführung in die Festigkeitslehre : Lehr- und Übungsbuch ; mit 49 Tabellen*. 2., verbesserte und erweiterte Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2008 (Studium)
- [23] *Lokomotiven*. URL <http://www.dlm-ag.ch/de/lokomotiven> – Überprüfungsdatum 2018-02-01
- [24] *Turbogetriebe, hydrodynamisch | Voith*. URL <http://voith.com/corp-de/antriebe-und-getriebe/turbogetriebe-hydrodynamisch.html> – Überprüfungsdatum 2018-02-01
- [25] *Generators for steam and gas turbines technical data - Generators for steam and gas turbines (Generators) | ABB*. URL <http://new.abb.com/motors-generators/generators/generators-for-steam-and-gas-turbines/technical-data> – Überprüfungsdatum 2018-02-02
- [26] CALLISTER, William D. (Hrsg.); RETHWISCH, David G. (Hrsg.); SCHEFFLER, Michael (Hrsg.): *Materialwissenschaften und Werkstofftechnik : Eine Einführung*. 1. Aufl. Weinheim : Wiley-VCH, 2013 (Wiley VCH Lehrbuchkollektion 1)
- [27] *Modelica and the Modelica Association — Modelica Association*. URL <https://www.modelica.org/> – Überprüfungsdatum 2018-02-02

- [28] *Modelica.Fluid*. URL <https://build.openmodelica.org/Documentation/Modelica.Fluid.html>. – Aktualisierungsdatum: 2017-01-26 – Überprüfungsdatum 2018-02-02
- [29] HAGMANN, Jakob: *Kollektoren und Wärmekraftmaschinen : Potenzialstudie und Wirtschaftlichkeitsbetrachtung*. Workshop: Solarthermische Kraftwerke im kleinen und mittleren Leistungsbereich (2008) – Überprüfungsdatum 2018-02-03
- [30] *Aktueller Marktpreis gemäß § 41 Ökostromgesetz*. URL <https://www.e-control.at/industrie/oeko-energie/oekostrommarkt/marktpreise-gem-paragraph-20> – Überprüfungsdatum 2018-02-22
- [31] MTU FRIEDRICHSHAFEN GMBH: *Diesel Engines Series 4000 R04 : for Push-pull Trains and Locomotives EU Stage IIIB* – Überprüfungsdatum 2018-02-03
- [32] BABIEL, Gerhard (Hrsg.): *Elektrische Antriebe in der Fahrzeugtechnik : Lehr- und Arbeitsbuch*. 3., verb. u. erw. Aufl. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014
- [33] *Studie: Preise für E-Autos stagnieren - trotz rasant fallender Batteriekosten*. URL <https://www.horvath-partners.com/es/presse/aktuell/detail/date/2017/07/03/studie-preise-fuer-e-autos-stagnieren-trotz-rasant-fallender-batteriekosten/> – Überprüfungsdatum 2018-02-22