



# Diplomarbeit

---

## Experimentelle Untersuchungen eines Festbettregenerators mit feinem Kies als Speichermaterial

---

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs

unter Anleitung von

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

und

Dipl.-Ing Georg Scharinger-Urschitz

(E302 – Institut für Energietechnik und Thermodynamik, Forschungsbereich Thermodynamik und Wärmetechnik)

eingereicht an der Technischen Universität Wien, Fakultät für Maschinenwesen und  
Betriebswissenschaften

von

Andreas Michalka

1228735

---

Datum, Ort

---

Andreas Michalka



INSTITUT FÜR  
ENERGIETECHNIK UND  
THERMODYNAMIK  
Institute for Energy Systems  
and Thermodynamics

## Eidesstaatliche Erklärung

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

### Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

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

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

---

Datum, Ort

---

Andreas Michalka

## **Danksagung**

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen Menschen bedanken die an der Entstehung der Arbeit direkt beziehungsweise indirekt mitgewirkt haben. Ein besonderer Dank geht an meine Betreuer Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heimo Walter und Dipl.-Ing Georg Scharinger-Urschitz, welche mir immer mit Rat und Tat zur Seite standen und bei jedem Problem unterstützten.

Des Weiteren gilt mein Dank dem gesamten Werkstattpersonal des Instituts für Energietechnik und Thermodynamik, insbesondere Patrick Brennstuhl und Werner Koch.

Ein besonderer Dank geht an meine Familie und meine Freunde, die mich auf meinem Weg zum erfolgreichen Studienabschluss unterstützt haben.

## Kurzfassung

Für die Entkopplung der Energieerzeugung vom Energieverbrauch und um einen nachhaltigen industriellen Anlagenbetrieb zu gewährleisten werden unter anderem thermische Energiespeicher mit hohen Kapazitäten eingesetzt.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden experimentelle Untersuchungen zum transienten Verhalten an einem Festbettregenerator durchgeführt. Die Versuchsanlage wendet das Prinzip der sensiblen Wärmespeicherung an. Dabei erfolgt die Energieaufnahme und -abgabe durch eine Temperaturänderung der Speichermasse. Die Energiezu- und abfuhr erfolgt durch das Wärmeträgermedium Luft die durch ein  $15 \text{ kW}_{\text{th}}$  starkes Heizregister bei Bedarf erhitzt wird. Als Speichermaterial wird Kies mit einem mittleren Korndurchmesser von 6 mm und einem Füllgewicht von 595 kg verwendet.

Die Auswertungen der ersten Messungen lieferten aufgrund von undichten Absperrklappen physikalisch unrealistische Daten. Nach der Abblendung der Klappen kann der Luftmassenstrom nur mehr von einer Richtung, von unten nach oben, durch den Behälter beim Be- und Entladen geleitet werden.

Die speicherbare Energie im nutzbaren Bereich von  $50\text{--}265^\circ\text{C}$  beträgt  $45,78 \text{ kWh}$  bei einer maximalen Leistung während eines Zyklus von  $9,98 \text{ kW}$ .

Die Energiedichte im nutzbaren Temperaturbereich liegt bei  $82\text{--}160 \text{ kWh pro m}^3$ . Bei den Versuchsreihen konnte der höchste Nutzungsgrad von  $89,09 \%$  bei einem Massenstrom von  $250 \text{ kg/h}$  erreicht werden. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass sich eine Erhöhung des Massenstroms positiv auf die Zykluszeiten und den Nutzungsgrad auswirkt.

Der Kies hat im Vergleich zu den Messungen an der vorherigen Schotter-Schüttung ( $30 \text{ mm}$ ) bei einem Massenstrom von  $150 \text{ kg/h}$  mit knapp  $1000 \text{ Pa}$  einen um mehr als 12-fach höheren Druckabfall.

Bei genauerer Betrachtung der Messwerte von vorangegangenen Versuchsreihen mit der Schotter-Schüttung und dem Wissen über die undichten Absperrklappen, wurden die Messergebnisse falsifiziert und die Gegenüberstellung der Kies- mit der Schotter-Schüttung ist daher nicht aussagekräftig.

Als wesentliches Ziel der vorliegenden Diplomarbeit konnten Parameter wie die speicherbare Energie, Leistung und Energiedichte ermittelt und mit ähnlichen Versuchsanlagen verglichen werden.

## Abstract

Due to the energy revolution, the need for sustainable energy sources is higher than ever. For the process of decoupling the energy production from the energy consumption, thermal energy storage systems with high capacities are being used.

In this paper, experimental investigations on the transient behavior on a packed-bed thermal energy storage were conducted. The pilot plant uses the principle of sensible heat storage. In this case, the energy charge and discharge is induced through an alteration of the temperature of the storage mass. Air is primarily being used as the heat transfer medium for the supply and the removal of energy. The air is warmed up by a heating coil with a maximum power of 15 kW<sub>th</sub>. Gravel with an average grain diameter of 6 mm and a filling weight of 595 kg is being used as the storage material.

The evaluation of the first measurements provided physically unrealistic data due to flap leak. After sealing the flaps, the air mass flow can only stream in one direction (from the bottom to the top) through the container with the storage mass during the phase of loading and unloading. In the usable temperature range of 50–265°C, the regenerator can store 45,78 kWh of energy with a maximum power of 9.98 kW during a cycle. The energy density in the useful temperature range is 82–160 kWh per m<sup>3</sup>.

The highest efficiency of 89.09 % of all the test series was achieved at a mass flow of 250 kg/h. In summary it can be said that an increase of the mass flow has a positive effect on the cycle times and the degree of the utilization rate. At a mass flow of 150 kg/h and with about 1000 Pa, gravel has a more than 12-times differential pressure compared to the previous measurements on the ballast bed (30mm). When taking a closer look at the measured values of previous test series with the ballast bed and the now gained knowledge about the leaky blocking flaps, the measurement results are falsified and therefore the comparison of the gravel with the ballast bed is not suitable.

The goal of this paper was achieved by being now able to compare successfully the examined parameters such as the storable energy, power and energy density and other essential parameters with other similar test facilities.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Problemstellung & Motivation . . . . .	2
1.2	Zielsetzung . . . . .	2
<b>2</b>	<b>Grundlagen</b>	<b>4</b>
2.1	Entwicklung des weltweiten Energiebedarfs . . . . .	4
2.2	Energieverbrauch in Europa . . . . .	6
2.3	Energiesystem in Österreich . . . . .	12
2.4	Überblick und Grundlagen der Energiespeicherung . . . . .	15
2.5	Arten von Energiespeicherung . . . . .	15
2.6	Thermische Energiespeicher und Einsatzgebiete . . . . .	19
2.6.1	Latentwärmespeicher . . . . .	21
2.6.2	Thermochemische Energiespeicher . . . . .	22
2.6.3	Sensible Wärmespeicher . . . . .	23
<b>3</b>	<b>Regeneratoren</b>	<b>26</b>
3.1	Bauarten und Geometrien von Regeneratoren . . . . .	29
3.2	Wärmeübertragung in Regeneratoren . . . . .	29
3.3	Speichermaterialien und Formen . . . . .	31
3.4	Porosität . . . . .	34
3.5	Wärmeverluste von Regeneratoren . . . . .	35

<b>4</b>	<b>Versuchsanlage Festbettregenerator</b>	<b>37</b>
4.1	Baugruppen der Festbettregenerator-Versuchsanlage . . . . .	39
4.1.1	Luftheizregister . . . . .	39
4.1.2	Wärmespeicherbehälter . . . . .	39
4.1.3	Gebläse . . . . .	40
4.1.4	Isolierung . . . . .	41
4.1.5	Schüttung . . . . .	42
4.2	Absperrklappen und das Problem der Undichtheit . . . . .	43
4.2.1	Berechnung des maximalen Leakagestroms . . . . .	45
4.2.2	Lösung: Abblenden der Klappe mit Blindscheiben . . . . .	46
<b>5</b>	<b>Messtechnik und Automatisierung</b>	<b>47</b>
5.1	Messtechnik . . . . .	47
5.1.1	Temperatursensoren . . . . .	49
5.1.2	Massendurchflussmessgerät . . . . .	50
5.1.3	Drucksensoren . . . . .	50
5.2	Automatisierung . . . . .	51
5.3	Anpassung der Software . . . . .	52
5.4	Dichtheitsprüfung der Versuchsanlage . . . . .	53
<b>6</b>	<b>Betriebszustände</b>	<b>54</b>
6.1	Betriebszustände A . . . . .	54
6.1.1	Betriebszustand: A-Laden . . . . .	55
6.1.2	Betriebszustand: A-Entladen . . . . .	56
6.1.3	Betriebszustand: A-Bypassleitung . . . . .	57
6.1.4	Betriebszustand: A-Speichern . . . . .	58
6.2	Betriebszustände N . . . . .	58
6.2.1	Betriebszustand: N-Laden . . . . .	58

6.2.2	Betriebszustand: N-Entladen . . . . .	59
<b>7</b>	<b>Bestimmung des Druckverlusts</b>	<b>61</b>
7.1	Berechnung des Druckverlusts . . . . .	61
7.1.1	Druckverlust in durchströmten Schüttungen . . . . .	61
7.1.2	Druckverlust bei der Durchströmung von Lochblechen . . . . .	63
7.2	Messung des tatsächlichen Druckabfalls in der Anlage . . . . .	63
<b>8</b>	<b>Messkonzept</b>	<b>65</b>
8.1	Messreihenplanung . . . . .	67
8.2	Abweichungen der Messbedingungen zu vorherigen Messreihen . . . . .	69
8.3	Maximale Vorlauftemperatur . . . . .	70
8.4	Differenzdruck . . . . .	71
8.5	Radiale Temperaturverteilung . . . . .	74
8.6	Messungen als Beweis für die Undichtheit der Absperrklappen . . . . .	77
8.6.1	Messreihe AM1-Z1 . . . . .	77
8.7	Messung der Wärmeverluste . . . . .	81
<b>9</b>	<b>Messreihen</b>	<b>83</b>
9.1	Messreihe NM1-Z1 . . . . .	83
9.1.1	Vergleich von Kies und Schotter nicht zulässig . . . . .	88
9.2	Messreihen NM2-Z1 bis NM2-Z5 . . . . .	92
9.3	Messreihe NM3-Z1 und NM3-Z2 . . . . .	100
9.4	Messreihe NM4-Z1 . . . . .	104
<b>10</b>	<b>Analyse der Messdaten</b>	<b>107</b>
10.1	Energie und Leistung . . . . .	107
10.1.1	Polynom nach Bertsch - spezifische Enthalpie . . . . .	108
10.1.2	Leistung . . . . .	108

10.1.3 Speicherbare Energie . . . . .	109
10.1.4 Nutzbare Energie . . . . .	110
10.2 Charakteristische Parameter . . . . .	111
10.2.1 Nutzungsgrad . . . . .	111
10.2.2 Entladetiefe . . . . .	112
10.2.3 Verluste . . . . .	112
10.2.4 Energie- und Leistungsdichte . . . . .	113
10.2.5 Weitere Parameter . . . . .	113
10.3 Parameter der Kies-Schüttung . . . . .	115
10.4 Vergleich mit thermischen Energiespeichern . . . . .	116
<b>11 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>117</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>124</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>129</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>131</b>
<b>A R&amp;I Fließschema</b>	<b>I</b>
<b>B Berechnungen</b>	<b>III</b>
<b>C Datenblätter und Herstellerangaben</b>	<b>XXXII</b>

## Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
B&R	Bernecker + Rainer
DN	Nennweite/Nenndurchmesser bei Rohren
DoD	Entladetiefe oder in der Fachliteratur kurz DOD genannt (von englisch depth of discharge)
FDBR	Fachverband Dampfkessel- Behälter- und Rohrleitungsbau
LHR	Luftheizregister
PCM	Phase Change Material
Pt100	Widerstandsthermometer
R&I	Rohrleitungs- und Instrumentenfließschema
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
TES	Thermische Energiespeicher
TE	Thermoelemente
TU	Technische Universität
V	Ventil

## Formelzeichenverzeichnis

### Lateinische Zeichen

Zeichen	Wert	Einheit	Bedeutung
$a_0-a_8$	-	var.	Koeffizienten des Polynoms von Bertsch
$a$	-	$\text{m}^2/\text{s}$	Temperaturleitfähigkeit
$A$	-	$\text{m}^2$	Fläche
$c_p$	-	$\text{J}/(\text{kgK})$	spezifische isobare Wärmekapazität
$\bar{c}_p$	-	$\text{J}/(\text{kgK})$	mittlere isobare spezifische Wärmekapazität
$d$	-	mm	allgemeiner Durchmesser aus Literatur
$d_h$	-	mm	hydraulischer Durchmesser
$dk$	-	mm	wirksamer Reibungsdurchmesser
$dl$	-	mm	Längenänderung
$dp$	-	bar	Druckabfall über die Absperrklappen
$D$	-	mm	allgemeiner Durchmesser in der Berechnung

(wird fortgesetzt)

## NOMENKLATUR

---

Zeichen	Wert	Einheit	Bedeutung
$E$	-	J	Energie
$E_{Exergie}$	-	J	Exergie
$E_{nutz}$	-	J	Nutzenergie
$Eu$	-	-	Euler-Zahl
$f_s$	-	m <sup>2</sup>	Oberfläche der Schüttung
$f_v$	-	1/m	spezifische Heizfläche bezogen auf 1 m <sup>3</sup> Speichermasse
$f_1$	-	-	Hilfsfunktion natürliche vertikale Konvektion
$F$	-	N	Kraft
$g$	-	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
$G$	-	kg/Nm <sup>3</sup>	spezifisches Gewicht von Luft bez. auf einen Normkubikmeter
$Gr$	-	-	Grashof-Zahl
$h$	-	J	Enthalpe
$H$	-	mm	Höhe
$j$	-	Pa/s	Leckagerate
$k$	-	W/(m <sup>2</sup> K)	Wärmedurchgangskoeffizient
$kv$	-	m <sup>3</sup> /h	rechnerischer Durchflusskoeffizient
$Kv$	-	m <sup>3</sup> /h	Durchflusskoeffizient
$l$	-	mm	Länge
$lc$	-	mm	charakteristische Länge (Anströmlänge)
$m$	-	kg	Masse
$\dot{m}$	-	kg/h	Massenstrom
$M$	-	g/mol	Molmasse
$Nu$	-	-	Nusselt-Zahl
$P$	-	W	Leistung
$P_{entladen}$	-	kW	Leistung vom Heizregister beim Entladevorgang
$P_{laden}$	-	kW	Leistung vom Heizregister beim Ladevorgang
$Pr$	-	-	Prandtl-Zahl
$p$	-	Pa	Druck
$p_2$	-	bar	Absolutdruck hinter einer Absperrklappe
$\Delta p$	-	Pa	Druckdifferenz
$q$	-	J	Wärmeenergie
$\dot{q}$	-	W/m <sup>2</sup>	Wärmestrom je Fläche
$Q$	-	J	Wärmemenge
$\dot{Q}$	-	W	Wärmestrom
$r$	-	mm	Radius
$R$	8,3144	J/(molK)	universelle Gaskonstante

(wird fortgesetzt)

## NOMENKLATUR

---

Zeichen	Wert	Einheit	Bedeutung
$R_L$	287,058	J/(kgK)	Gaskonstante der trockenen Luft
$Re$	-	-	Reynolds-Zahl
$Ra$	-	-	Rayleigh-Zahl
$s$	-	mm	Dicke / Schichtdicke
$s_{gl}$	-	mm	gleichwertige Wanddicke einer aus Platten aufgebauten Speichermasse
$T$	-	K	Kelvin Temperatur
$\Delta T$	-	K	Temperaturdifferenz
$t$	-	s	Zeit
$\Delta t$	-	s	Zeitdifferenz
$V$	-	m <sup>3</sup>	Volumen
$\dot{V}$	-	m <sup>3</sup> /h	Volumenstrom
$w$	-	m/s	Geschwindigkeit
$w_{leer}$	-	m/s	Leerrohrgeschwindigkeit
$W_1$	-	N	Widerstandskraft auf ein Partikel
$x_O$	-	-	Oberflächenvergrößerungsfaktor
$x$	-	%	Prozentsatz an Energie

---

## Griechische Zeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\alpha$	W/(m <sup>2</sup> K)	Wärmeübergangskoeffizient
$\beta$	1/K	relative Dichtedifferenz für ideales Gas
$\gamma$	°	Schrägungswinkel der Behälterwand
$\delta$	mm	Schüttungsdurchmesser/Körnungsdurchmesser
$\varepsilon$	-	Emissionsgrad
$\zeta$	-	korngrößenabhängiger Verteilungsparameter
$\eta$	Pas	dynamische Viskosität
$\eta_{nutz}$	-	Nutzungsgrad
$\vartheta$	°C	Celsius Temperatur
$\theta$	-	Temperaturkoeffizient
$\lambda$	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität
$\xi$	-	Druckverlustbeiwert
$\pi$	-	Pi

---

(wird fortgesetzt)

## NOMENKLATUR

---

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\sigma$	W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )	Stefan Boltzman Konstante
$\tau$	J	Energieverlust
$\varphi_d$	-	Anteil des freien Strömungsquerschnitts
$\Phi_{kW/kg}$	kW/kg	Leistungsdichte
$\chi_{kWh/m^3}$	kWh/m <sup>3</sup>	volumetrische Energiedichte
$\chi_{kWh/kg}$	kWh/kg	Energiedichte
$\psi$	-	Porosität
$\psi_{pd}$	-	Porosität der regellosen polydispersen Kugelschüttung
$\psi_\infty$	-	Porosität des entsprechenden monodispersen Bettes
$\omega$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit

---

## Indizes

Abkürzung	Bedeutung
a	außen
ab	abgeführt
alt	Daten von der vorherigen Schotter-Schüttung
aus	ausgespeichert/Austritt
aus max	maximal beim Ausspeichern
aus min	minimal beim Ausspeichern
Alu	Aluminium
Anlage	Versuchsanlage Festbettregenerator
A_Wand	an der Außenseite der Wand
b	berechnet
B	Behälter
By	Bypass/Bypassleitung
diff	Differenz
D	Deckel
DI	Innenseite des Deckels
Dm	Mittelwert beim Deckel
ein	eingespeichert/Eintritt
ein max	maximal beim Einspeichern
ein min	minimal beim Einspeichern
entladen,bisPT02	bis zum Ende des Entladezyklus

---

(wird fortgesetzt)

## NOMENKLATUR

---

Abkürzung	Bedeutung
EinspEU	Einsparungen in der Europäischen Union
Eizelkugel	Einzelkugel/ein Partikel
Entladenende	Ende des Entladevorgangs
Europa	Europa
f	Funktion/Funktion von
frei	frei (ohne Hindernis/Widerstand)
ges	gesamt
H	Berührungspunkt zwischen Stahltank und Isolierung
i	innen
isolierung	Isolierung
k	kalt
K	Kugel
Klappe	Klappe/Absperrklappe
Konvektion	Konvektion
laden,bisPT02	bis zum Ende des Ladezyklus
lam	laminar
leckage	Leckage
ln	logarithmisch
L	Luft
Ladenende	Ende des Ladevorgangs
LB	Lochblech
LS	Luft-Schüttung
max	maximal
mx	mittlere Temperatur der Messebene x
mx <sub>a</sub>	mittlere Temperatur am Zyklusbeginn der Messebene x
m	mittlere
m <sub>1</sub> – m <sub>4</sub>	mittlere Temperatur der Messebenen 1 – 4
Mantel	Mantel
oben	obere Messstelle am Behälter
Pl	Platte
Personen	Personen
R	Rohr
spez	spezifisch
S	Speichermaterial
Spa	äußerster Punkt des Speichers bei der Isolierung
St	Stahl der Behälterkonstruktion und des Tisches

(wird fortgesetzt)

## NOMENKLATUR

---

Abkürzung	Bedeutung
Strahlung	Strahlung
SW	Steinwolle
SWD	Steinwolle beim Deckel
turb	turbulent
Tisch	Tischkonstruktion
unten	untere Messstelle am Behälter
U	Umgebung
V	Verlust
VDm	Gesamtverluste des Deckels
Verb_Kopf_EU	Verbrauch pro Kopf in der Europäischen Union
Vorlauf	Vorlauf vom Luftheizregister
V_Wand	Verluste durch die Wand
w	warm
W	Wand
WL	Wärmeleitung
WL_Deckel_Mantel	Wärmeleitung durch die Mantelfläche des Deckels
zu	zugeführt
$\psi_m$	Mittelwert und abhängig von der Porosität
1–16	Prozessnummerierung, Bilanzpunkte, Thermolemente, Mes- seebenen, Zeitpunkte

---

# 1 | Einleitung

Die steigende Bevölkerungszahl, der technische Fortschritt und die höheren Lebensstandards bewirken einen immer weiter und schneller ansteigenden Energieverbrauch. Vor allem die mittlerweile ehemaligen Entwicklungsländer China und Indien weisen einen besonders starken Anstieg beim Energiebedarf auf.

Aufgrund der Klimaerwärmung, besonders gefördert durch fossile Brennstoffe, und deren Endlichkeit, müssen diese durch andere, regenerative Quellen ersetzt werden. Das vorhandene Energienetz muss auf die neuen Anforderungen, welche die erneuerbaren Energiequellen mitbringen, angepasst werden. Die Energieerzeugung wird statt wie bisher zentral in wenigen großen Kraftwerken dezentralisiert, da die regenerativen Energiequellen wie zum Beispiel Sonne und Wind nicht überall im gleichen Ausmaß verfügbar sind und in der heutigen modernen Gesellschaft eine kontinuierliche Energieversorgung gewährleistet werden muss. Um diese durchgängige Versorgung zu garantieren, wird in Phasen von Energieüberschuss diese gespeichert und bei Bedarf abgerufen. Beispielsweise wird Sonnenenergie tagsüber eingespeichert, um diese bei Nacht wieder nutzen zu können. Bereits bestehende Speichersysteme, wie Pumpspeicherkraftwerke, haben bereits die größtmögliche Ausbaupkapazität erreicht, da diese stark von der Topologie und der Zustimmung der Bevölkerung abhängig sind. Abhilfe schaffen orts-, saison- und tageszeitunabhängige Energiespeichersysteme die mit den unterschiedlichsten Technologien arbeiten.

Der in dieser Arbeit untersuchte Festbettregenerator ist ein sensibler Wärmespeicher und ein Teil von den thermischen Energiespeichern. Diese Energiespeicher werden vor allem im Bereich der Prozesswärme eingesetzt. Besonders kommen sie bei Temperaturbereichen von über 100°C bis zu 500°C zur Bereitstellung von Dampf für industrielle Prozesse wie beispielsweise Pasteurisierung, Sterilisation, Stahl- und Glasproduktion zum Einsatz.

## 1.1 Problemstellung & Motivation

Aufgrund der Diskrepanz zwischen Angebot und Bedarf, sind Energiespeicher für eine stetige Energieversorgung unerlässlich und spielen im heutigen Energiesystem eine zentrale Rolle. Diese Diskontinuität bei der Nachfrage von Nutzenergie resultiert kurzfristig gesehen durch den Lebensrhythmus der Bevölkerung, da unter anderem in der Nacht weniger Energie benötigt wird als tagsüber. Langfristig betrachtet haben die Jahreszeiten einen immensen Einfluss auf den Energiebedarf, allem voran auf die Raumwärme.

Mit einem Anteil von 50 % stellt der Wärme- und Kältesektor den größten Endenergieverbrauch in Europa dar. Thermische Energiespeicher, inklusive Regeneratoren, spielen auf dem Weg zu einer regenerativen und effizienten Energieversorgung eine bedeutende Rolle. Die kostengünstigste Technologie, thermische Energie zu speichern, ist der sensible Wärmespeicher zu denen der Regenerator gehört. Die eingesetzten Speichermaterialien wie Wasser, Steine, Erdreich und andere Feststoffe sind meist sehr erschwinglich und in großen Mengen überall verfügbar [48]. Regeneratoren sind im Vergleich zu anderen thermischen Energiespeichersystemen nicht nur preiswerter, sondern haben keine toxischen beziehungsweise gesundheitsschädlichen Materialien verbaut, sodass sie auch im kleinen Stil beim Endverbraucher eingesetzt werden können. Die Performanz einer Regeneratoranlage ist sehr stark von dem Schüttungsmaterial abhängig. Die genaue Kenntnis über das transiente Verhalten sowie die Eigenschaften der Schüttung bei unterschiedlichen Parametern sind von essenzieller Bedeutung.

Um mit diesen ermittelten Parametern zukünftige Versuchsanlagen besser auslegen und Speichermaterialien vergleichen zu können, müssen diese Messwerte durch Berechnungen beziehungsweise anderen Methoden validiert werden.

## 1.2 Zielsetzung

Im Zuge der Arbeit erfolgt die experimentelle Analyse und Durchführung von Messreihen an einem im Labor des Institutes für Energietechnik und Thermodynamik vorhandenen Festbettregenerators mit feinem Kies als Speichermaterial. Mithilfe der gemessenen Temperaturverläufe können die Energie und Leistung über die Energiebilanz des Luftmassenstroms der einzelnen Zyklen berechnet werden. Ziel ist es, damit das transiente Verhalten der Kies-Schüttung zu erforschen. Die Messergebnisse sollen über die Energiebilanz der Energie in der Schüttung beziehungsweise Stahlkonstruktion und den Verlusten nachgerechnet und validiert werden. Als wesentliches Ziel sollen Parameter wie

die speicherbare Energie, Leistung, Nutzungsgrad, Energie- und Leistungsdichte, sowie weitere essentielle Parameter für den Vergleich mit ähnlichen Versuchsanlagen ermittelt werden.

Der Druckabfall über die neue Kies-Schüttung soll bei verschiedenen Massenströmen gemessen und der Zusammenhang dargestellt werden, da diese Informationen bei einer solchen Anlage von großer Bedeutung sind.

Ein weiteres Ziel dieser Forschungsarbeit ist neben der Ermittlung der Parameter für die Kies-Schüttung der Vergleich mit anderen Speichermaterialien, speziell mit dem Drainageschotter der in vorangegangenen Forschungsarbeiten als Schüttung genutzt wurde.

## 2 | Grundlagen

In der vorliegenden Arbeit wird ein Festbettregenerator als Energiespeicher für verschiedene Messreihen verwendet. Für ein besseres Verständnis werden in diesem Kapitel die wesentlichen Begriffe aus der Energietechnik erläutert, sowie auf die wichtigsten Speichertechnologien eingegangen. Des Weiteren wird ein Einblick in den welt-, europa- und österreichweiten Energiebedarf und -nachfrage gegeben beziehungsweise die Notwendigkeit der Energiespeicherung verdeutlicht.

Das Einsatzgebiet von thermischen Energiespeichern, speziell von Regeneratoren, wird anhand von Beispielen erklärt. Der Einfluss und die Eigenschaften der Bauart, Geometrie und den verwendeten Speichermaterialien inklusive deren Form runden das Themengebiet ab. Für ein besseres Verständnis wird ergänzend die Theorie hinter der Wärmeübertragung, sowie die Energieverluste in einem solchen System erläutert.

### 2.1 Entwicklung des weltweiten Energiebedarfs

Der Weltenergiebedarf ist die Menge an Primärenergie, die weltweit pro Jahr benötigt wird. Im Jahr 2017 lag dieser bei 13276 Millionen Tonnen Öleinheiten (entspricht  $4,1868 \cdot 10^{16}$  J) [6]. Dies entspricht mehr als einer Verdoppelung in den letzten 40 Jahren. Der Verlauf seit 1971 ist in Abbildung 2.1 veranschaulicht.

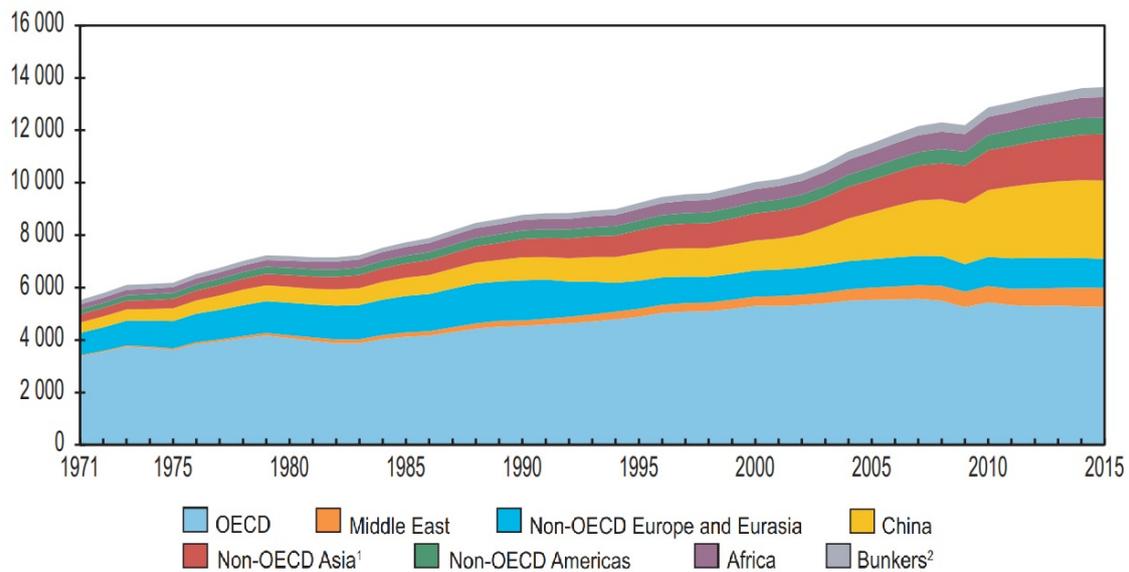


Abb. 2.1: Primärenergieverbrauch weltweit nach Regionen in Millionen Tonnen Öleinheiten, Quelle: [27]

Betrachtet man den Zeitraum von 1990 bis 2008, so wuchs die Weltbevölkerung um 27 %. Im selben Zeitraum stieg der Gesamtbedarf um beachtliche 39 %, wobei der mittlere Osten (+170 %), China (+146 %) und Indien (+91 %) den höchsten Anstieg des Energiekonsums verzeichneten. Setzt sich dieses Tempo, vor allem beschleunigt durch die Annäherung des Lebensstandards der globalen Länder des Südens dem Niveau in den westlichen Industrienationen fort, prognostizieren Experten bis 2050 eine erneute Verdoppelung des Weltenergiebedarfs. Aus dem bisherigen und prognostizierten Weltenergieverlauf von 1800 bis 2050, illustriert in Abbildung 2.2, lässt sich seit Beginn der Industrialisierung der besorgniserregende Anstieg von fossilen Brennstoffen wie Kohle, Öl und Gas erkennen, welcher in die 1970er Jahren mit einem Anteil an der globalen Primärenergieversorgung ein Maximum von 87 % erreichte. [19]

Die erneuerbaren Energiequellen steigen nach dieser Prognose überproportional an, ganzheitlich betrachtet werden sie nur einen geringen Anteil am Gesamtenergiemarkt abdecken. Zwischen 2010 und 2016 stieg der Anteil an erneuerbaren Energiequellen um 153 % von 165,5 Mtoe auf 419,6 Mtoe, dies entspricht mehr als eine Verdoppelung des Energieanteils von 1,38 % (2010) auf 3,16 % (2016).

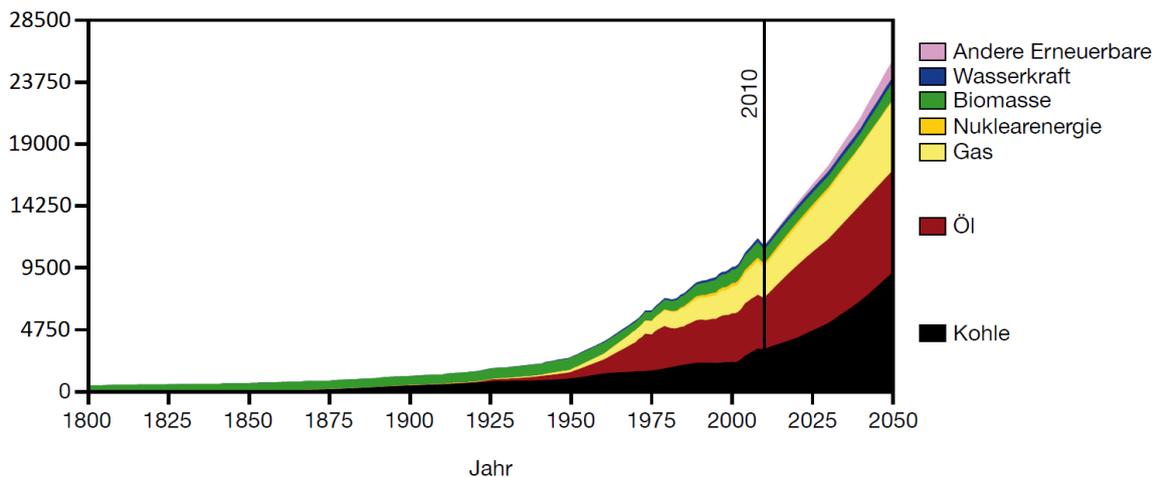


Abb. 2.2: Entwicklung der globalen Primärenergienachfrage zwischen 1800 und 2050 in Millionen Tonnen Öleinheiten, vergl. Quelle: [53] 1800–2008 ist der reale Primärenergiebedarf, ab dem Jahr 2010 der Bedarf nach dem GEA-Baseline-Szenario gezeigt. Die Emissionen, die mit einem solchen Szenario verbunden wären, würden mit einer Wahrscheinlichkeit von rund 99 % dazu führen, dass die 2 °C-Leitplanke überschritten wird. Der Temperaturanstieg würde etwa 5 °C betragen. Die hier dargestellte Entwicklung sollte daher unbedingt vermieden werden. Für den Klimaschutz muss gegenüber diesem Szenario sowohl die Primärenergienachfrage deutlich begrenzt als auch der Energiemix geändert werden.

Die Internationale Energieagentur prognostiziert in ihrem Bericht vom Welt-Energie-Ausblick 2014 [26] einen Anstieg des weltweiten Energiebedarfs bis 2040 um 37 %. Aufgrund von politischen Wirkungen und strukturellen Verschiebungen der globalen Wirtschaft wird weniger energieintensives Wachstum der Bevölkerung erwartet. Die Energieversorgung wird nach den derzeitigen Entwicklungen 2040 aus den vier etwa gleich großen Teilen Öl, Gas, Kohle und kohlenstoffarme Quellen bestehen. [52]

## 2.2 Energieverbrauch in Europa

Der Bruttoinlandsverbrauch an Energie belief sich in der EU-28 im Jahr 2015 auf 1627 Mio. Tonnen Rohöleinheiten. In Abbildung 2.3 ist der Endenergieverbrauch der EU-28 für das Jahr 2015 in Prozent der Gesamtmenge, basierend auf Tonnen Rohöleinheiten dargestellt. Die drei größten Verbrauchergruppen an Endenergie aller 28 EU Länder sind der Verkehr (33,1 %), private Haushalte (25,4 %) und die Industrie (25,3 %).

Wird der Endverbrauch für den Zeitraum von 2007 bis 2015 analysiert, zeigt sich ein Rückgang des Energieverbrauchs in der Industrie um insgesamt 15,5 %. [15]

Dies ist in den Jahren ab 2008 einerseits der Rezession in der sich die Welt und Europa

befand zu schulden und andererseits dem technologischen Fortschritt, vor allem bei der Effizienzsteigerung von Industrieanlagen und dem Einsatz von Energiespeichersystemen beziehungsweise durch Maßnahmen von Regierungen und Unternehmen für den Umweltschutz. Unter anderem wurden Energieeffizienzanforderungen an Industrieanlagen, bessere Weitergabe von Informationen an kleine und mittlere Unternehmen, Einführung von Energie-Audits und Energiemanagement-Systemen für große Unternehmen eingeführt.

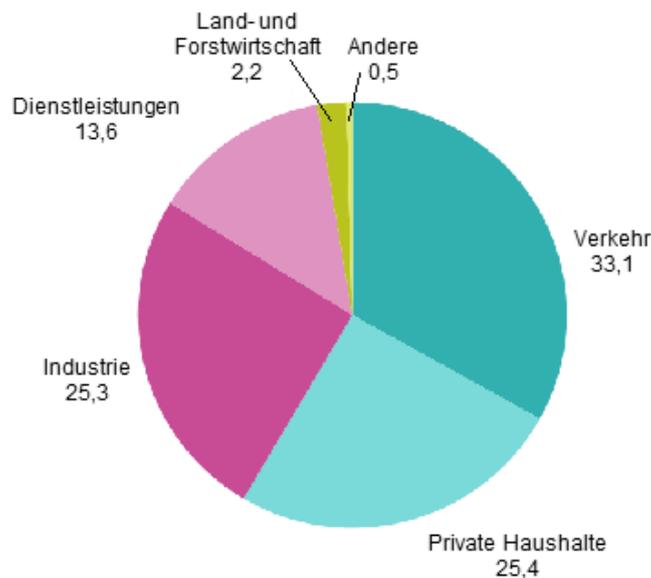


Abb. 2.3: Endenergieverbrauch, EU-28, 2015 (in % der Gesamtmenge, basierend auf Tonnen Rohöleinheiten), Quelle: [14]

In der Arbeit von Arce et al. [2] wurde das jährliche Energieeinsparungspotential durch thermische Energiespeicher in der EU-15 und EU-27 basierend auf den Zahlen des Jahres 2005 ermittelt. Wobei der Begriff EU-15 die 15 Staaten zusammenfasst, die vor April 2004 der Europäischen Union beigetreten sind und der Ausdruck EU-27 alle jene 27 Länder die vor 2013 Mitglied wurden.

Der Primärenergie-Verbrauch pro Kopf lag im Jahr 2014 weltweit bei 1,79 und in Europa bei 3,13 Tonnen Öläquivalent. Nach der Umrechnung verbraucht jeder Europäer im Durchschnitt 36,4 MWh im Jahr an Energie aus Primärenergieträgern. [8]

Bereits 2005 ergab sich, wie der Abbildung 2.4 zu entnehmen ist, eine Einsparung durch die Nutzung von thermischen Energiespeichern von 7-8 %. Dies entspricht 953 TWh, womit 26,18 Mio Europäer ein Jahr mit Energie versorgt werden können.

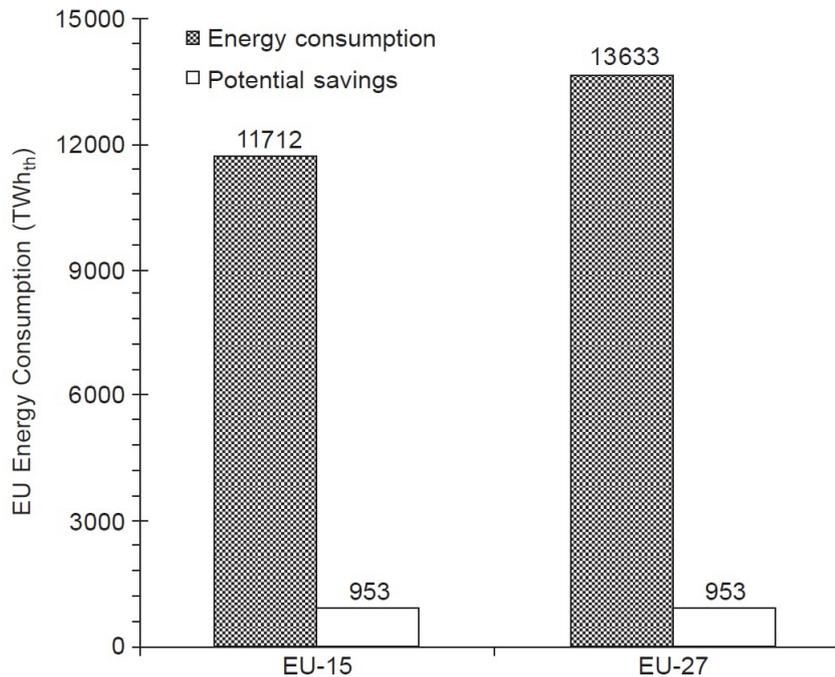


Abb. 2.4: Jährliches Einsparungspotential durch thermische Energiespeicher in der EU-15 und EU-27 basierend auf den Zahlen des Jahres 2005, Quelle: [2]

Energie wird aus Energieträgern direkt oder durch eine oder mehrere Umwandlungsprozesse gewonnen. Der Grad der Umwandlung entlang der gesamten Bereitstellungskette von der eigentlichen „Produktion“ bis zur finalen „Nutzung“ durch den Letztverbraucher bestimmt die Unterteilung in Primär- und Sekundärenergieträger sowie End- und Nutzenergie-träger, siehe Abbildung 2.5. [30]

### Primärenergieträger

Unter dem Begriff Primärenergieträger werden natürlich vorkommende Energiequellen bezeichnet, bevor sie unter Verlusten in nutzbare Energie z. B. in Strom, umgewandelt werden [53]. Diese lassen sich, wie in Tabelle 2.1 dargestellt, sowohl in fossile Energieträger als auch in erneuerbare Energieträger einteilen.

Bei der Mehrheit der in Tabelle 2.1 aufgelisteten Energieträger, ausgenommen Wasserkraft, Windkraft und Photovoltaik, entsteht bei der Energieproduktion reichlich Abwärme. Abhängig von der Technologie fallen unterschiedliche Mengen an Abwärme bei verschiedenen Temperaturniveaus an. Mit 87 % stellen die nicht-erneuerbaren Energierohstoffe Kohle, Erdgas, Erdöl und Kernbrennstoffe den überwiegenden Anteil des weltweiten Primärenergieverbrauchs dar. [11]

Fossile Primärenergieträger	Erneuerbare Primärenergieträger
Kohle	Biomasse
Erdöl	Wasserkraft
Erdgas	Windkraft
	Photovoltaik
	Solarwärme
	Umgebungswärme
	Geothermie

Tab. 2.1: Fossile und erneuerbare Energieträger, Quelle: [12]

Diese fossilen Energieträger werden zur Verbrennung gebracht und liefern die nötige Wärmezufuhr, um Gase und Dämpfe unter hohem Druck auf ein sehr hohes Temperaturniveau zu bringen. Das erhitzte Gas (meist Wasserdampf) expandiert in der Turbine oder Kolbenkraftmaschine und erzeugt zusammen mit den beweglichen Teilen der Kraftmaschine ein Drehmoment und damit mechanische Arbeit. Dieser Umwandlungsvorgang von thermischer in mechanische Energie ist nicht vollständig möglich und es geht ein Teil in Form von Abwärme an die Umgebung verloren. [46]

Diese Prozesse können Mithilfe von thermischen Energiespeichern, in dieser Arbeit ein Festbettregenerator, zwischengespeichert werden und zur Erhöhung des Wirkungsgrades beitragen.

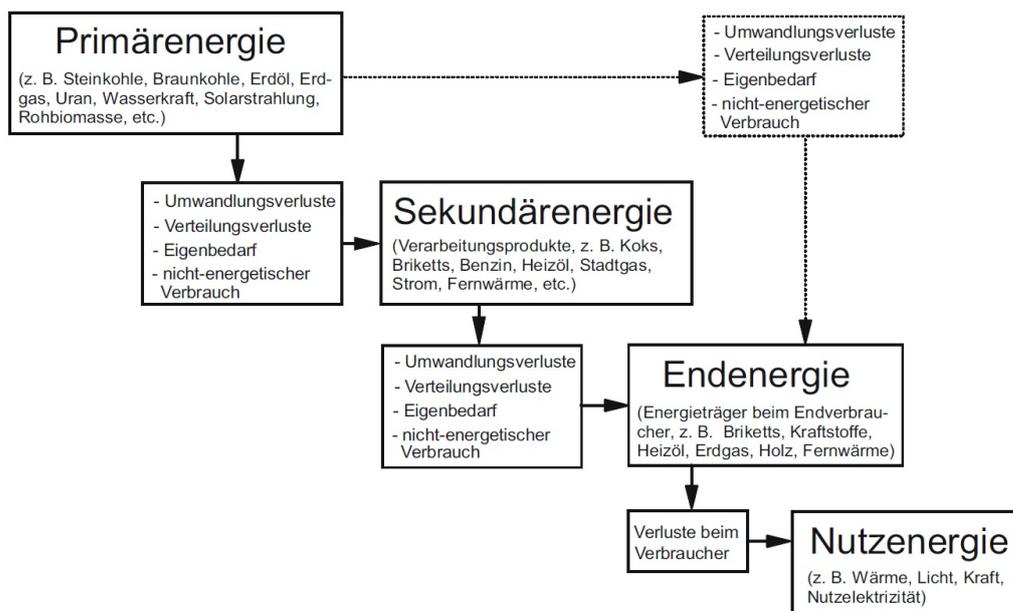


Abb. 2.5: Energiewandlungskette, Quelle: [30]

### Sekundärenergieträger

Aus Transport- und Lagergründen werden Primärenergieträger durch Umwandlung in Sekundärenergieträger übergeführt. Sekundärenergie lässt sich leichter transportieren, verteilen, lagern und besser in für den Menschen nutzbare Energie umwandeln. So wird unter anderem aus dem Primärenergieträger Erdöl der Sekundärenergieträger Benzin, Diesel und Heizöl gewonnen.

Aus Kohle, Erdöl und Erdgas gewinnt man in Kraftwerken sowohl thermische Energie in Form von Fernwärme als auch elektrische Energie, die zweifellos die wichtigste Form von Sekundärenergie ist. Dies resultiert aus der guten und sehr schnellen Übertragbarkeit und Verteilung von elektrischer Energie und der Tatsache, dass man sie relativ leicht in Maschinen und Anlagen in Nutzenergie umwandeln kann. Nachteilig ist die begrenzte und aufwendige Speicherung von elektrischer Energie. [31]

### Nutz- und Endenergie

Endenergieträger resultieren aus Sekundär- oder ggf. Primärenergieträgern vermindert um die Umwandlungs- und Verteilungsverluste, den Eigenverbrauch und den nicht energetischen Verbrauch. [30]

Durch die erneute Energieumwandlung der Energieträger wird daraus Nutzenergie gewonnen. Die Nachfrage nach Nutzenergie lässt sich grundsätzlich in fünf verschiedene Anwendungsgebiete unterteilen [29]:

- „Raumwärme“: Raumheizung und Klimaanlage
- „Prozesswärme“: Dampferzeugung und Industrieöfen
- „Verkehr“: Transport
- „mechanische Arbeit“: Standmotoren
- „Licht“: Beleuchtung und EDV

Bei den ersten beiden Anwendungsbereichen werden thermische Energiespeicher aufgrund von Effizienzgründen von immer größerer Bedeutung. Allem voran bei den industriellen Prozessen ist in vielen Fällen in der Abwärme noch ein beachtlicher Anteil an Restwärmeenergie vorhanden und diese kann unter anderem mit der für diese Arbeit verwendeten Festbettregenerator-Versuchsanlage zu einer Effizienzsteigerung führen.

Mithilfe des Endenergiebedarfs der einzelnen Nutzenergiearten, wurde für das Jahr 2009 aus dem Verhältnis von Nutz- zu Endenergie der Nutzenergiebedarf errechnet. Aufgrund des Fehlens der Endenergiekosten für das Jahr 2016 werden in Abbildung 2.6 beispielhaft die Verluste aus dem Jahr 2009 auf der Datenbasis der Energy Economics Group – TU Wien [12] dargestellt.

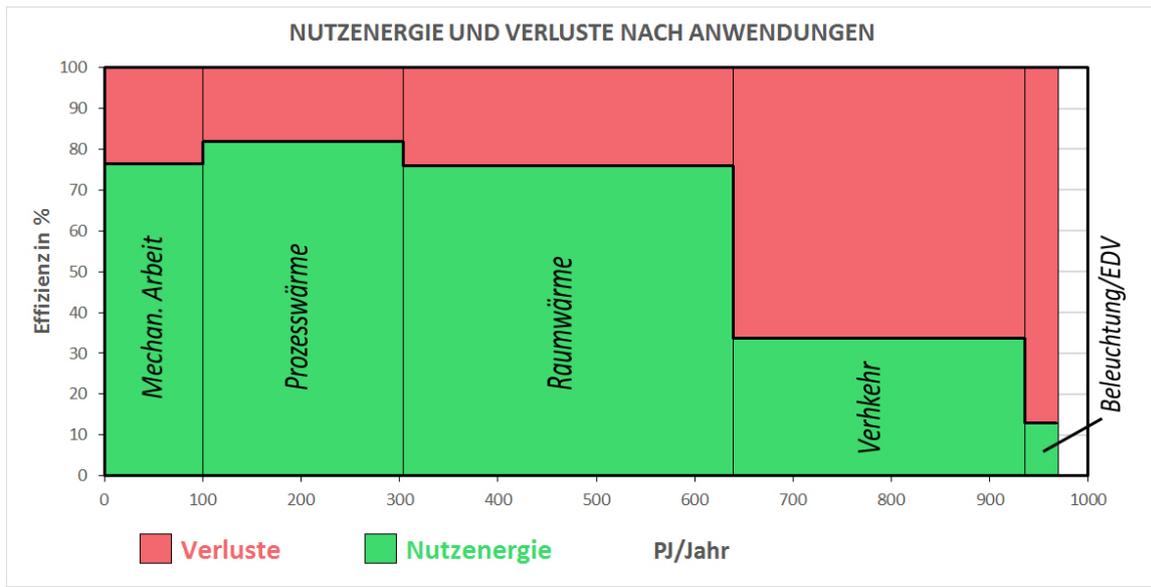


Abb. 2.6: Endenergie, Nutzenergie und Endenergieverluste je Verwendungszweck, vergl. Quelle: [12]

Die Nutzenergiekosten für die Jahre 2009 bis 2016 sind sehr ähnlich und aus Tabelle 2.2 zu entnehmen.

Jahr	Nutzenergie in PJ/Jahr							
	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016
Mechanische Arbeit	112	119	121	122	123	118	110	112
Prozesswärme	152	156	160	160	163	164	177	180
Raumwärme	307	336	309	309	322	282	295	306
Verkehr	366	378	371	365	380	377	387	395
Licht	30	31	31	31	32	32	33	34
Gesamtnutzenergie	966	1020	991	987	1019	973	1003	1026

Tab. 2.2: Nutzenergieverbrauch in Österreich nach Sektoren in den Jahren 2009 - 2016, Quelle: [18]

## 2.3 Energiesystem in Österreich

Der Aufbau eines Energiesystems leitet sich aus dem Angebot und dem Bedarf an Energie her. Die Versorgung wird vorrangig durch die Bereitstellung von Primärenergieträgern gewährleistet.

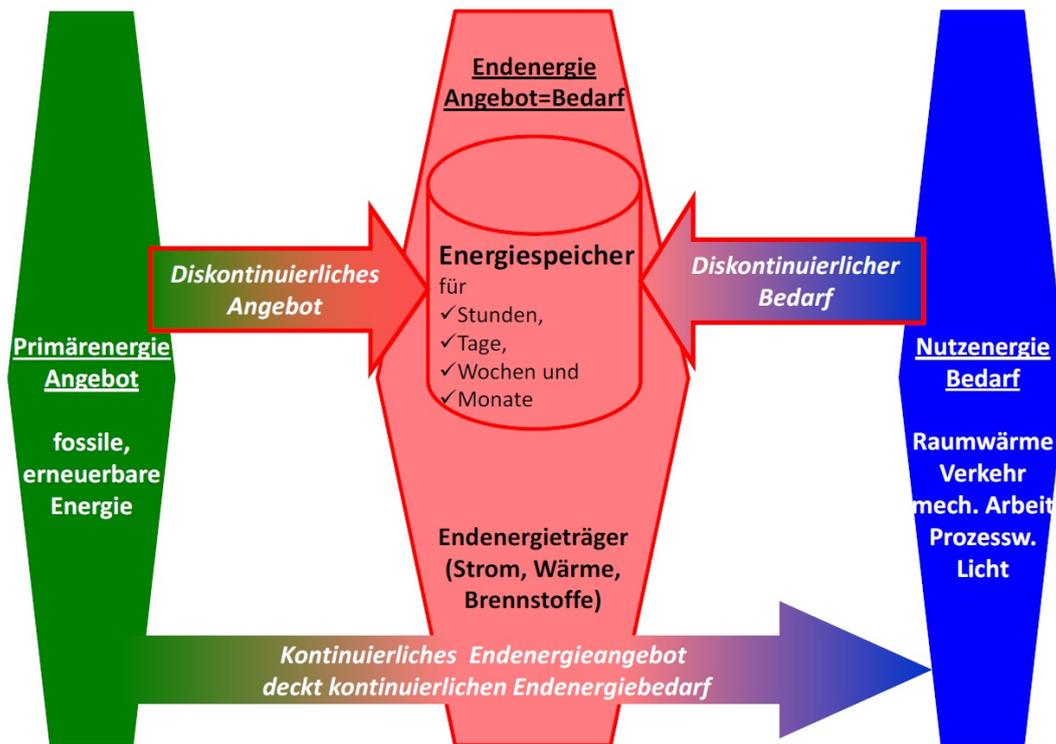


Abb. 2.7: Energiespeicher im Kontext eines Energiesystems, Quelle: [12]

Die Intention hinter dem globalen Energiesystem ist die Bereitstellung von Primärenergie, um den Bedarf an Nutzenergie zu gewährleisten. Der Prozess von der Gewinnung der Primärenergieträger bis hin zu der Nutzenergie, die dem Konsumenten und der Industrie zur Verfügung gestellt wird, erfordert nach Felberbauer et al. [12] folgende Schritte und ist in Abbildung 2.7 veranschaulicht.

1. Gewinnungsprozess der Primärenergie (z.B. Bergbau, Kraftwerke, Förderprozesse)
2. Primärenergieträger (Primärenergieangebot: fossiler und erneuerbarer Herkunft)
3. Transformation der Primärenergieträger zu Endenergieträgern
4. Erfordernis einer bestimmten Nutzenergie, aus welcher sich ein Endenergiebedarf entwickelt

5. Das kontinuierliche Endenergie-Grundangebot deckt dabei den kontinuierlichen Endenergiebedarf ab
6. Entsteht zwischenzeitlich eine Fluktuation zwischen Endenergieangebot und Endenergiebedarf werden unter anderem Energiespeicher für den Ausgleich eingesetzt
7. Umwandlung des Endenergieangebots zu Nutzenergie (Raumwärme, Verkehr, Prozesswärme)

Aufgrund des diskontinuierlichen Angebots und Bedarfs, sind Energiespeicher für eine stetige Energieversorgung unerlässlich und spielen, wie in Abbildung 2.7 ersichtlich ist, eine zentrale Rolle im Energiesystem. Diese Diskontinuität bei der Nachfrage von Nutzenergie resultiert kurzfristig gesehen einerseits durch den Lebensrhythmus der Bevölkerung, da unter anderem in der Nacht weniger Energie benötigt wird als tagsüber. Langfristig betrachtet haben die Jahreszeiten einen immensen Einfluss auf den Energiebedarf, allem voran auf die Raumwärme.

Der Vergleich von Abbildung 2.8 mit Abbildung 2.9 ist beispielhaft für diese Diskrepanz an Angebot und Bedarf. Abbildung 2.8 bildet den Nutzenergiebedarf für Raumwärme in Österreich für das Jahr 2009 ab. Die insgesamt für das Heizen und Kühlen benötigte Energiemenge von 229 PJ/a ist über das gesamte Jahr sehr volatil verteilt und erreicht im Jänner mit etwa 45 PJ das Jahresmaximum und ein Jahrestief von 3,6 PJ im Juli.

Ein Teil der benötigten Nutzenergie für Raumwärme in Österreich wird durch Solarwärme bereitgestellt. Das Energieangebot im Jahr 2009 beträgt etwa 5 PJ/a und der Verlauf verhält sich indirekt proportional zu dem der Raumwärme. Aufgrund der jahreszeitabhängigen Strahlungsintensität hat die Solarwärme mit etwa 0,7 PJ im Juni ihr Maximum und im Dezember mit 0,1 PJ das Minimum erreicht.

Das Beispiel verdeutlicht den Bedarf an Energiespeichern aufgrund von einem diskontinuierlichen Energieaufkommen, speziell bei erneuerbaren Energien wie Sonne, Wind und Photovoltaik. In vielen Bereichen der Industrie, Verkehr und Beheizung von Gebäuden herrscht noch ein großes Potential Prozesse durch den gezielten Einsatz von Energiespeicherlösungen effizienter zu gestalten.

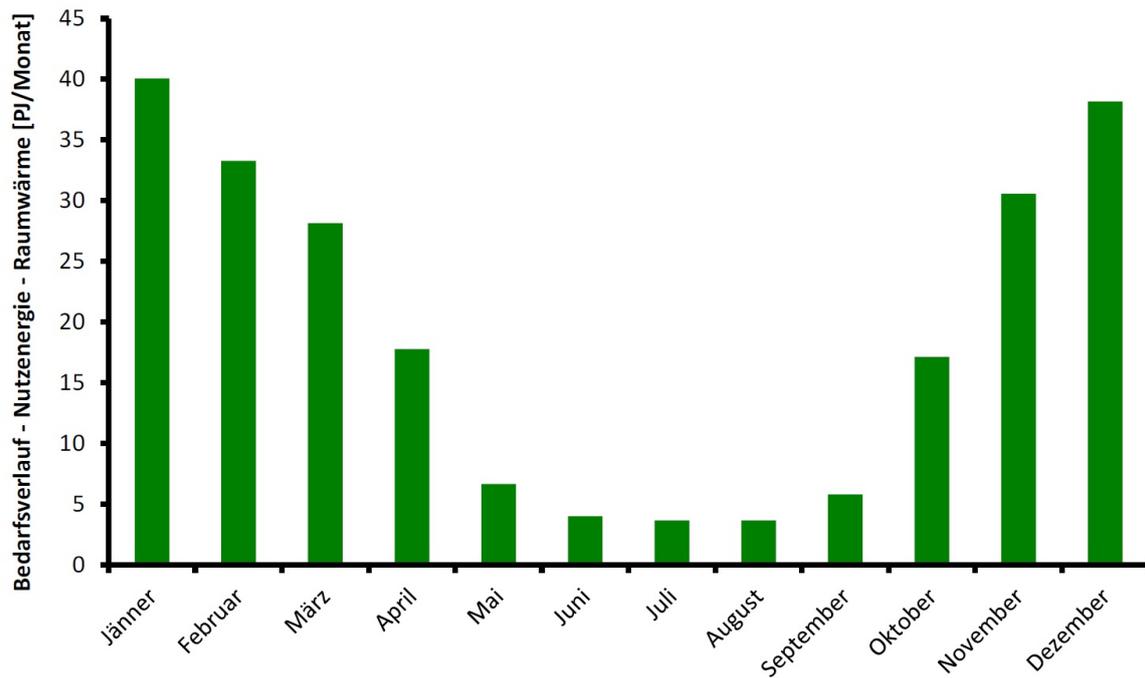


Abb. 2.8: Bedarfsverlauf Nutzenergie Raumwärme im Jahr 2009 von 229 PJ/a, Quelle: [12]

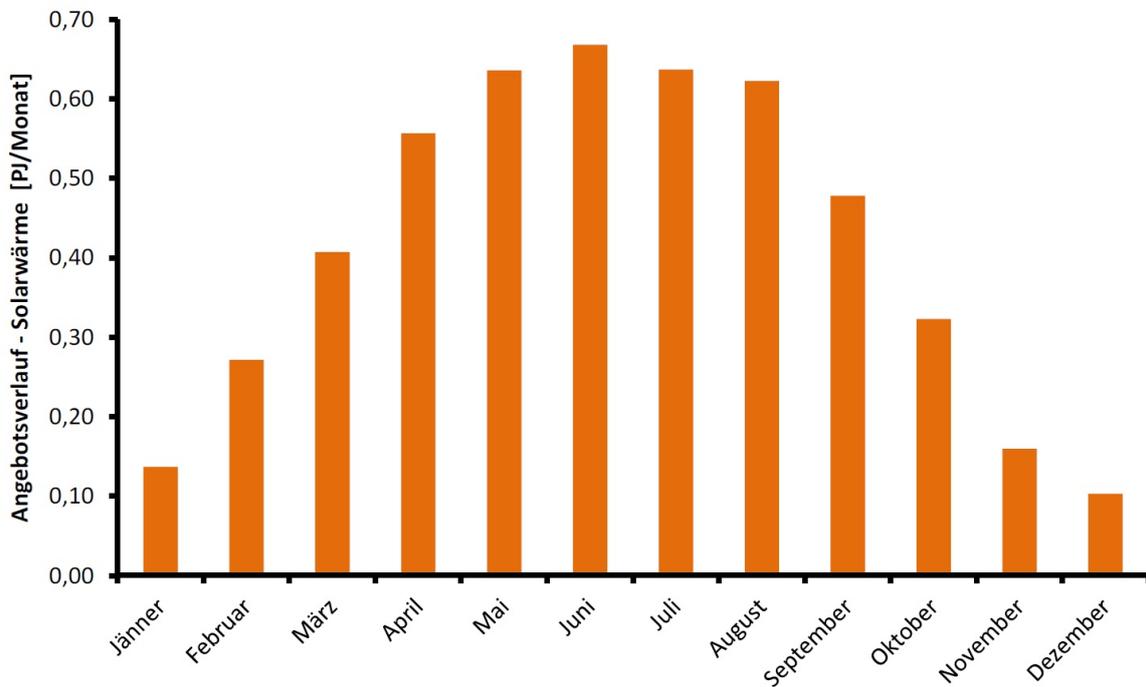


Abb. 2.9: Angebotsverlauf Solarwärme von 5 PJ/a, Quelle: [12]

## 2.4 Überblick und Grundlagen der Energiespeicherung

Die Anforderungen an Energiespeichersysteme variieren abhängig von den Anwendungsgebieten und den verschiedenartigen Einsatzzwecken und Aufgaben die sie erfüllen sollen. Solche Anforderungen können Parameter wie die Speicherkapazität, der Wirkungsgrad sowie Zugriffszeiten und Leistungsdaten sein. Eine genaue Auflistung der Kenngrößen von Energiespeichern ist in Tabelle 2.3 dargestellt.

Die Hauptaufgaben von Speichersystemen sind [43]:

- Bevorratung von Energie
- Ausgleich von Angebot und Bedarf
- Gewährleistung der Versorgungssicherheit und Qualität der Energiebereitstellung
- Deckung von kurzfristig hohen Nachfragen im Energiesystem
- Bereitstellung von Energie für mobile Energieverbraucher

## 2.5 Arten von Energiespeicherung

Die Funktion eines Energiespeichers besteht darin, einen zeitlichen Ausgleich zwischen Angebot und Nachfrage zu schaffen, indem Energie kurz beziehungsweise langfristig gespeichert wird [48]. Laut Rummich [43] versteht man unter dem Begriff Energiespeicher energietechnische Einrichtungen, welche die ihnen zugeführte Energie („Ladevorgang“) möglichst verlustfrei über eine bestimmte vorgebbare Zeitdauer speichern und diese bei Bedarf wieder kontrolliert abgeben („Entladevorgang“). Im vollgeladenen Zustand besitzt der Speicher den maximalen Energieinhalt, im vollständig entladenen Zustand ist die nutzbare Energie beziehungsweise die nutzbare Menge des Energieträgers null.

Energiespeicher können nach der gespeicherten Energieform klassifiziert und nach dem Anwendungsgebiet eingeteilt werden. Die Einteilung erfolgt in die vier Hauptenergieformen [41]:

1. Mechanische Energiespeicher
2. Chemische Energiespeicher
3. Elektrische beziehungsweise elektromagnetische Energiespeicher
4. Thermische Energiespeicher

Anforderungen	Einheit	Erläuterungen
Speicherkapazität	[J] oder [Wh]	Gibt die nutzbare Energie eines Energiespeichers an.
Speicherleistung	[W]	Gibt die maximale abrufbare Energie eines Energiespeichers pro Zeiteinheit an.
Nutzungsgrad	[%]	Gibt das Verhältnis von abgegebener zu zugeführter Energie über einen bestimmten Zeitraum an.
Be- und Entladezeit	[s], [h], [d], [m]	Gibt die Zeit an, die benötigt wird, um eine bestimmte Energiemenge zuzuführen oder zu entnehmen.
Speicherzyklus	[s], [h], [d], [m]	Die Dauer eines Speicherzyklus ergibt sich aus der Summe von Lade-, Halte- und Entladezeit.
Entladetiefe	[%]	Gibt die maximal entnommene Energiemenge eines Zyklus bezogen auf die Speicherkapazität in Prozent an.
Verluste	[%/Tag]	Verluste können bei der Ladung und Entladung auftreten und treten meist zeitabhängig als Selbstentladeverluste auf.
Zugriffszeiten	[ms],[s], [min]	Beschreiben die Zeitspanne in der das System in der Lage ist 50 % seiner Leistung abzugeben.
Volumetrische und gravimetrische Energiedichte	[Wh/l], [Wh/kg]	Gibt das Verhältnis des nutzbaren Energieinhalts zu seiner Masse oder seinem Volumen an. Dementsprechend spricht man von der spezifischen gravimetrischen [Wh/kg] beziehungsweise der volumetrischen Energiedichte [Wh/l].
Leistungsdichte	[W/l], [W/kg]	Gibt das Verhältnis der maximalen Entladeleistung bezogen auf die Masse [W/kg] oder das Volumen [W/l] des Speichermediums an.
Lebensdauer	Zyklenanz., [d], [m], [a]	Die Zyklenlebensdauer wird angegeben, wenn bei den Lade- und Entladeprozessen Verschleißerscheinungen auftreten.
Leistungsgradient	[W/s], [kW/h]	Gibt an wie schnell ein System seine Leistungsabgabe variieren kann. Er wird in der Einheit [W/s] angegeben.

Tab. 2.3: Kenngrößen von Energiespeichern, vrgl. Quelle: [49]

Weiters gibt es zusammengesetzte Energieformen wie die thermochemische und elektrochemische Energiespeicherung.

In der Abbildung 2.10 wird die genaue Einteilung der Energiespeicher dargestellt (entnommen und angepasst von Andreas Pörtsch [40])

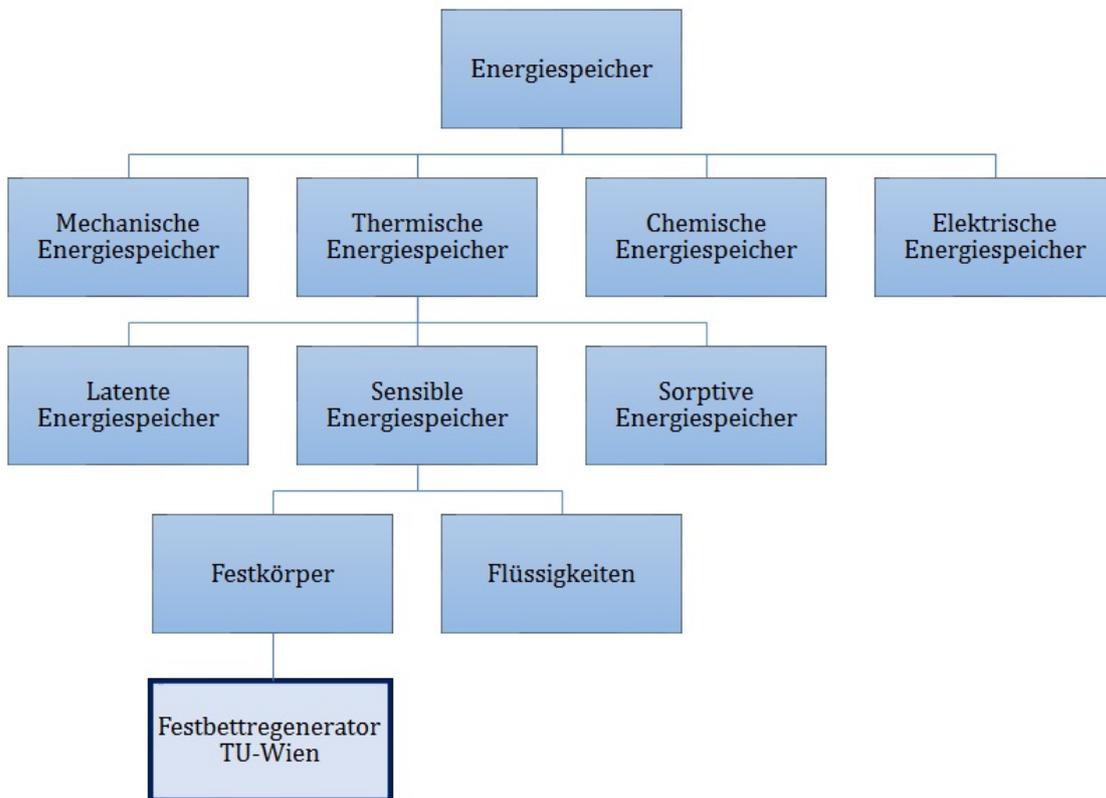


Abb. 2.10: Einteilung der Energiespeicher, Quelle: vergl. [40]

### Mechanische Energiespeicher

Die Prinzipien der mechanischen Energiespeicherung beruhen auf der klassischen Newton'schen Mechanik und somit auf der Grundlage der Physik. Es wird zwischen der Speicherung von Energie in kinetischer und potenzieller Form unterschieden.

Pumpspeicherkraftwerke speichern Höhenenergie, daher potentielle Energie des Wassers und sind zurzeit die am weitesten verbreitete Form von großtechnischer Energiespeicherung. Vor allem Österreich hat bereits eine sehr hohe Ausbaustufe von Speicherkraftwerken erreicht. Bei Energieüberschuss wird Wasser in ein höher gelegenes Becken gepumpt und bei Bedarf können Sie ihre volle Leistung nach etwa einer Minute zur Verfügung stellen und das bei Wirkungsgraden zwischen 70 und 80 %. [48] Weitere Möglichkeiten sind

die Speicherung von komprimierter Luft in Druckluftspeicherkraftwerken beziehungsweise auch als kinetische Energie in Schwungradmassenspeichern, sowie stationäre und mobile Speicher für stoffliche Energieträger. [38]

### Chemische Energiespeicher

Thermische Energie kann durch reversible chemische exothermische/endothymische Reaktionen gespeichert werden. Wichtig ist bei der Vielzahl möglicher Reaktionen, dass die Produkte risikolos gespeichert werden können und die Reaktionen kontrolliert ablaufen.

Das Einspeichern ist zwar mit teils erheblichen Energieverlusten verbunden, jedoch ist dies aufgrund der vorhandenen Gas- und Kraftstoffinfrastruktur eine Möglichkeit zur Langzeitspeicherung von erneuerbaren Energien. Chemische Energiespeicher in allen Aggregatzuständen wie Holz, Kohle, Erdöl und Erdgas sind die weltweit meist genutzten Energieträger. Zukünftig werden chemische Energiespeicher einen bedeutenden Beitrag für die Langzeitspeicherung am Stromsektor als Kraftstofflieferant für Mobilität und Wärme leisten müssen, um die Umstellung auf regenerative Energien zu schaffen. [54]

Zu den bekanntesten chemischen Energiespeichern zählen Akkumulatoren (wiederaufladbare Batterien) mit den unterschiedlichsten Speichertechnologien wie Blei-Säure-, Lithium-Ionen-, Metall-Luft- sowie nickelbasierte Akkumulatoren. [38]

### Elektrische Energiespeicher

Elektrische Energie hat die höchste Wertigkeit und lässt sich mittels geeigneter Prozesse in alle anderen Energieformen umwandeln. Die tragenden Säulen für die Vollendung der Energiewende werden Wind- und Solarenergie sein. Strom wird zukünftig ein bedeutender Primärenergieträger werden. Da diese Quellen am ökonomischsten über die Stromerzeugung zu nutzen sind, ist ihre direkte Speicherung in Form von elektrischer Energie naheliegend [48]. Eine direkte Speicherung von elektrischer Energie ist beispielsweise durch Doppelschichtkondensatoren möglich. Diese Speichertechnologie ist zur Speicherung von großen Energiemengen jedoch nicht von Bedeutung. [41]

Abbildung 2.11 gibt auf Basis der technologiefokussierten Betrachtung einen Gesamtüberblick über die verschiedenen Energiespeichersysteme hinsichtlich der Speicherkapazität und Entladedauer. Das oft in der Öffentlichkeit diskutierte Problem der Energiespeicherung von erneuerbaren Energien lässt sich mit dem Ausbau dieser Technologien lösen.

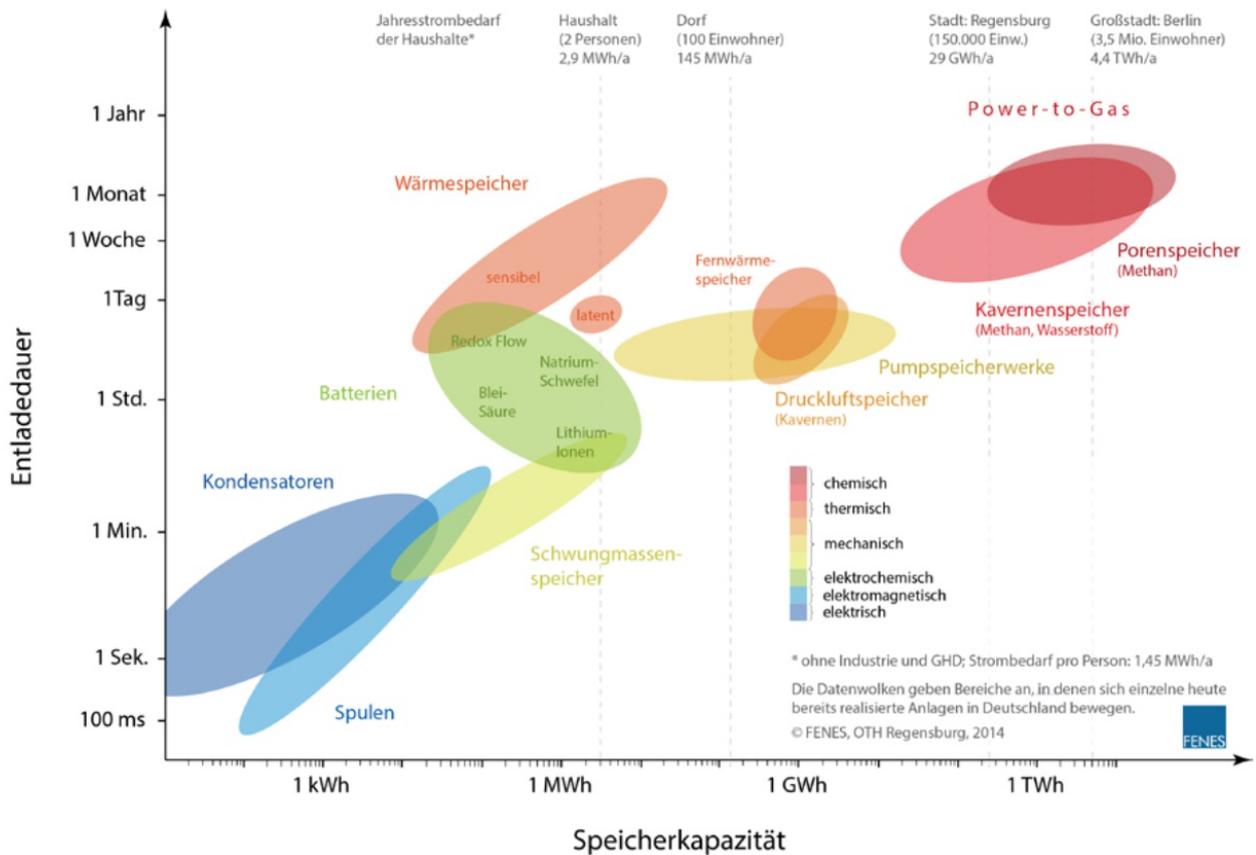


Abb. 2.11: Speicherarten im Vergleich nach Speicherkapazität und Ausspeicherdauer (Ragone-Diagramm): Die Datenwolken repräsentieren in Deutschland existierende Anlagen im Jahr 2013. Quelle: [47]

## 2.6 Thermische Energiespeicher und Einsatzgebiete

Auf dem Weg zu einer regenerativen und effizienten Energieversorgung spielen thermische Energiespeicher eine bedeutende Rolle. Mit einem Anteil von 50 % macht der Wärme- und Kältesektor den größten Endenergieverbrauch in Europa aus.

Seit Beginn des 19. Jahrhunderts bis heute werden in der Stahl- und Glasindustrie Regeneratoren zur Vorwärmung von Brennluft eingesetzt. Durch den Einsatz von temperaturfesten Materialien wie Hochleistungskeramik können Temperaturen von bis zu 1600°C gespeichert werden. [9]

Die Funktion von thermischen Energiespeichern besteht darin durch Energiezufuhr ih-

ren Energieinhalt (Laden) zu erhöhen, diesen über einen bestimmten Zeitraum möglichst verlustfrei zu behalten (Speichern) und bei Bedarf diese Energie wieder abzugeben (Entladen). Die zuvor beschriebenen thermodynamischen Grundlagen der thermischen Energiespeicherung sind in Abbildung 2.12 veranschaulicht. [48]



Abb. 2.12: Thermodynamische Grundlagen bei thermischen Energiespeichersystemen, Quelle: [48]

Der Begriff thermische Energiespeicher umfasst sowohl Wärme- als auch Kältespeicher, welche ein entgegengesetztes Funktionsprinzip aufweisen. Während ein Wärmespeicher die zugeführte Energie beim Einspeichern aufnimmt, gibt der Kältespeicher hierbei Energie in Form von Wärme ab. Die Wärmezufuhr in das Speichermedium während des Einspeichervorgangs bewirkt eine Erhöhung der inneren Energie. Beim Ausspeichern gibt das Speichermedium die zuvor aufgenommene Energie wieder ab. Findet die Einspeicherung bei einem Temperaturniveau unterhalb der Umgebungstemperatur statt handelt es sich um einen Kältespeicher und oberhalb der Umgebungstemperatur um einen Wärmespeicher. Aufgrund des Fourierschen Gesetzes bildet sich ein Wärmestrom nur dann, wenn eine Temperaturdifferenz zwischen dem Speichermedium und dem Übertragungsmedium gegeben ist. [50]

Thermische Energiespeicher können nach Rummich [43] in drei Grundarten unterteilt werden :

- Latentwärmespeicher
- thermochemische Speicher
- sensible Wärmespeicher

Diese Speichertechnologien können für die Kurzzeit- bis hin zu saisonalen Speichern eingesetzt werden. Im Niedertemperaturniveau können diese Speicher zu Brauchwassererwärmung oder für die Raumbeheizung und bei höheren Temperaturen in der Elektrizitätserzeugung beispielhaft bei solarthermischen Kraftwerken eingesetzt werden.

Zu den wichtigsten Aufgaben von thermischen Energiespeichern zählen [22]:

- Ausgleich von Lastschwankungen
- Kompensation von Netzspannungsschwankungen
- Entkoppelung von tages- und jahreszeitlichen Schwankungen in der Energiebereitstellung

Ein weiteres Einsatzgebiet ist im Bereich der Restabgasenergienutzung bei Kraftwerksprozessen gegeben. In den meisten thermischen Kraftwerken wird die benötigte Wärme zur Verdampfung von Wasser durch Verbrennung eines fossilen Energieträgers erzeugt. Die Umwandlung von thermischer in mechanische Energie ist nicht vollständig möglich und nach der Expansion in der Turbine ist im Abgas eine bestimmte Restwärme vorhanden.

Zur Erreichung eines optimalen Energieeinsatzes im Produktionsprozess ist eine Abwärmenutzung, also die Nutzung der Abgasenthalpie, ein maßgeblicher Bestandteil des betrieblichen Energiemanagements. Die Nutzung der Abwärme erfolgt physikalisch immer durch Wärmeübertragung, außer der Abgasvolumenstrom enthält chemisch gebundene Enthalpie.

Häufig wird diese Abgasenthalpie zur Vorwärmung des Einsatzgutes eingesetzt, indem der Abgasvolumenstrom über das Einsatzgut geleitet wird (Rekuperator) oder durch einen thermischen Energiespeicher, der die Wärme zwischenspeichert und bei Bedarf die Verbrennungsluft vorwärmt.

Die Enthalpie im Abgas wird wieder in den Prozess eingebracht und reduziert die Bilanzgröße Einsatzenergie und daher den Brennstoffverbrauch. [44]

### 2.6.1 Latentwärmespeicher

Bei Latentwärmespeichern erfolgt die Speicherung der thermisch zugeführten Energie latent indem sich der Aggregatzustand des Speichermediums ändert und daher die Umwandlungswärme eines Phasenübergangs gespeichert wird. Bestimmt durch die Wärmeleitfähigkeit schmilzt das Medium bei der Einspeicherung und erstarrt bei der Ausspeicherung. Abhängig von den Anforderungen können Stoffe mit unterschiedlichen Schmelztemperaturen verwendet werden. Von Wasser mit 0°C bis Salze wie NaCl mit 810°C, können geeignete Speichermaterialien, auch PCM genannt (Phase Change Material), für beinahe jeden Temperaturbereich gefunden werden. [49]

Eine besondere Eigenschaft von Latentwärmespeicher ist, dass Wärme bei konstanter Temperatur ein- und ausgespeichert werden kann. [48]

In Abbildung 2.13 ist der Verlauf der gespeicherten Wärmemenge über die Temperatur als Vergleich einer sensiblen mit einer latenten Wärmespeicherung dargestellt.

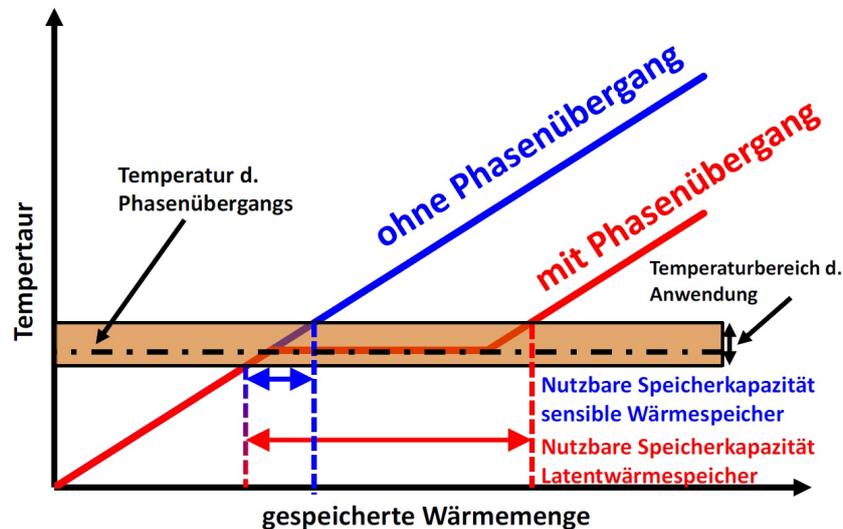


Abb. 2.13: Prinzipien der latenten und sensiblen Wärmespeicherung im Vergleich, Quelle: [35]

Latentwärmespeicher haben in vielen Bereichen bereits ihre Marktreife erreicht und werden unter anderem in der Gebäude- und Bautechnik verwendet. [38]

## 2.6.2 Thermochemische Energiespeicher

Bei thermochemischen Energiespeichern wird die Reaktionsenergie und die zugeführte thermische Energie mittels reversiblen chemischen Prozessen gespeichert. Die größte Vorteile ergeben sich aufgrund der nicht vorhandenen Wärmeverluste bei langen Speicherzeiten sowie der höheren Energiedichte. [16]

Die Einteilung von thermochemischen Energiespeichern erfolgt in Speicher mit reversiblen chemischen Bindungen und Sorptionsspeicher. Bei thermochemischen Energiespeichern auf Basis von reversiblen Bindungen wird die Bindungsenergie von Molekülen genutzt, indem bei der Beladung des Speichers chemische Verbindungen in ihre Basisverbindungen zerlegt werden. Bei der Entladung des Speichers reagieren diese Basisverbindungen miteinander und Wärme wird freigesetzt. In Sorptionsspeichern hingegen lagern sich Fremdmoleküle in beziehungsweise an Festkörpern oder Flüssigkeiten ab. [29]

Thermochemische Energiespeicher sind in der Lage bereits bei geringen Temperaturdifferenzen eine relativ große Wärmemenge pro Speichervolumen über eine definierte Zeitspanne zu absorbieren und beliebig lang verlustfrei zu speichern. [49]

### 2.6.3 Sensible Wärmespeicher

Eine große Gruppe zur Speicherung von thermischer Energie, vor allem von Prozessabwärme, stellen sogenannte sensible oder auch fühlbare Wärmespeicher dar, bei denen die Energieaufnahme und -abgabe durch eine Temperaturänderung der Speichermasse erfolgt.

*„Als sensible Wärme wird die Wärmeaufnahme oder -abgabe bezeichnet, die mit einer fühlbaren Änderung der Temperatur verbunden ist.“ [16]*

Gleichung (2.1) beschreibt den Zusammenhang zwischen Wärmemenge und Temperaturänderung.

$$Q = \int_{T_1}^{T_2} m c_p dT = m_S \bar{c}_p \Delta T \quad (2.1)$$

Die Wärmemenge hängt von der herrschenden Temperaturdifferenz  $\Delta T$ , der Stoffmasse  $m$  und der spezifischen Wärmekapazität  $\bar{c}_p$  des verwendeten Schüttungsmaterials ab. Die spezifische Wärmekapazität eines Stoffes ist eine seiner physikalischen Stoffeigenschaften und gibt an, welche Energie man einer bestimmten Masse eines Stoffes zuführen muss, um seine Temperatur um ein Kelvin zu erhöhen.

Daher können bei gleicher Masse Materialien beziehungsweise Stoffe mit einer hohen spezifischen Wärmekapazität einen höheren Anteil an Wärmeenergie speichern, als welche mit niederen Werten.

Jedoch kann nicht aufgrund von Wärmeverlusten dieselbe Menge an Energie gespeichert werden wie zuvor eingespeichert wurde. Umso größer die Temperaturdifferenz zwischen Speicher und Umgebung ist, desto höher ist der Exergiegehalt und damit die Wertigkeit der Wärme. Die an die Umgebung durch Wärmeverluste, da eine adiabate Isolierung nicht möglich ist, abgegebene und somit nicht mehr nutzbare Wärme wird als Anergie bezeichnet. Der Anergiegehalt erhöht sich beim Beladungs-, Speicher- und Entladevorgang eines thermischen Energiespeichers und zugleich sinkt der Exergiegehalt, wobei die Summe aus Anergie- und Exergiegehalt begründet durch den 1. Hauptsatz der Thermodynamik gleich bleibt.

Der Exergiegehalt wird nach Gleichung (2.2) berechnet [48]:

$$E_{Exergie} = Q \frac{T_S - T_U}{T_S} = Q \left(1 - \frac{T_U}{T_S}\right) \quad (2.2)$$

Der Bruch  $\frac{T_U}{T_S}$  entspricht dem Carnot'schen Wirkungsgrad und ist in jedem Fall größer als null. Er gibt die maximale Arbeitsfähigkeit die in der Wärme enthalten ist an.

Zur Beurteilung von sensiblen Wärmespeichern wird in der Praxis oft auch deren Volumen bezogene Wärmekapazität herangezogen. [38]

Eine Ausführungsvariante von sensiblen Energiespeichern stellen Regeneratoren dar. Aufgrund der Bedeutsamkeit für die vorliegende Arbeit werden diese in Kapitel 3 detailliert angeführt.

Neben Regeneratoren beziehungsweise Rekuperatoren mit festen Speichermaterialien werden Wärmespeicher mit Fluiden als Speichermedium eingesetzt, die sich meist im Untergrund befinden. Hauer [20] teilt diese in folgende Varianten ein:

- Erdwärmesonden-Speicher (vertikale Bohrungen in einem großen Erdvolumen)
- Aquiferspeicher (Grundwasserleiter mit Lade- und Entladebrunnen)
- Kies/Wasserspeicher (Kiesgefülltes Becken mit Wasser geflutet)
- Wasserspeicher (gedämmter Behälter mit Wasser gefüllt)

### **Sensible Wärmespeicher für Solarthermische Kraftwerke**

Als Einsatzgebiet für sensible Wärmespeicher wird beispielhaft die Integration in solarthermische Anlagen angeführt.

Solche Solarwärmekraftwerke sind für eine nachhaltige Energieversorgung basierend auf erneuerbaren Energieträgern unverzichtbar. Experten schätzen das Potential für Solarthermie am Wärmebedarf, speziell für industrielle Niedertemperaturwärme und Raumwärme, bei Temperaturen kleiner als 250°C in Europa bis 2050 auf einen Deckungsgrad bis zu 47 %. [24]

Durch die Verwendung von geeigneten Energiespeichersystemen ist eine Entkopplung von Sonneneinstrahlung und der Wärmebereitstellung möglich. Die über den Tag solar erzeugte, aber für die Stromproduktion nicht sofort verbrauchte Wärme kann im Speicher „zwischengelagert“ werden. Damit unter tags ein Überschuss an Wärme vorliegt, also momentane Erzeugung abzüglich des Verbrauchs, muss die Größe des Solarkollektorfeldes

überdimensioniert werden. Die Entkoppelung ermöglicht eine höhere Betriebsdauer der Anlage und eine Verbesserung des Nutzungsgrades der Turbine. [13]

Die Integration von thermischen Energiespeichern ermöglicht den durchgehenden Betrieb auch bei wolkenbedecktem Himmel und daher eine kontinuierliche und planbare Stromerzeugung aus Sonnenenergie. Bei dem Vergleich einer 100 MW Anlage ohne einem thermischen Energiespeicher mit einer 50 MW Anlage mit einer Speichermöglichkeit wird diese Notwendigkeit demonstriert. Das 100 MW solarthermische Kraftwerk ohne Speicher liefert 2000 Volllaststunden pro Jahr, wobei das 50 MW Kraftwerk durch die Speichermöglichkeit 4000 Volllaststunden ermöglicht. Beide Kraftwerke produzieren die selbe Menge an elektrischer Energie, die 50 MW Anlage hat aber die deutlich geringeren Errichtungs-, Wartungs- und laufenden Kosten. [39]

Bei den sensiblen thermischen Energiespeichern gibt es noch reichlich Entwicklungspotential, um die Effizienz zu steigern und folglich die Energieverluste zu minimieren. Vor allem der Ausbau der Feststoffspeicherung soll künftig in solarthermischen Kraftwerken und im Bereich der Prozessspeicherung forciert werden. [3]

## 3 | Regeneratoren

Regeneratoren gehören zu den sensiblen Wärmespeichern und werden heutzutage in zahlreichen Prozessanlagen bei den unterschiedlichsten Temperaturbereichen eingesetzt.

*„Unter Regeneratoren versteht man Wärmeübertrager mit einer Speichermasse, durch die zwei unterschiedliche Gase im zeitlichen Wechsel hindurchströmen und in denen die zu übertragende Wärme vorübergehend gespeichert wird.“ [51]*

Der Einsatz von Regeneratoren umfasst die kurz bis mittelfristige Wärmespeicherung. Daher werden sie häufig bei Industrieöfen oder zur Brennluftvorwärmung in Kraftwerken eingesetzt. Das Einsatzgebiet und die individuellen Anforderungen definieren die Bauweise, Bauform und das Material beziehungsweise die Form der darin befindlichen Speichermasse. Als Speichermaterialien kommen hier beispielsweise Beton, Sand, Erde, Kies, Keramiken, Salze oder Gusseisen und als Wärmeträgermedium meist Luft in Frage.

Die Erläuterung des Funktionsprinzips eines Regenerators und Rekuperators zur Abgasrückgewinnung, sowie des Unterschieds zwischen diesen beiden Technologien erfolgt anhand eines Industrieofens in Abbildung 3.1.

Der Brennraum des Industrieofens mit dem zu erwärmenden Nutzgut wird mit einem Gasbrenner erwärmt und das Abgas verlässt den Ofen mit einer hohen Temperatur. Das erhitzte Abgas überträgt anschließend in dem nachgeschalteten Wärmeübertrager einen Teil seiner Wärme an die angesaugte Brennluft, bevor es die Anlage verlässt. Dadurch können hohe Wärmeverluste vermieden und ein höherer Gesamtanlagenwirkungsgrad erzielt werden. Als Wärmeübertrager kommen Rekuperatoren (Abb. 3.1, Option a) oder Regeneratoren (Abb. 3.1, Option b) zum Einsatz.

Beim Rekuperator strömen beide Gase gleichzeitig durch das Gehäuse und die Wärmeübertragung findet über eine feste Wand zwischen den beiden Medien statt. Im Gegensatz zu dem Rekuperator wird beim Regenerator die Wärme des Gases zuerst an das Speichermedium abgegeben, für eine bestimmte Zeit zwischengespeichert und im nächsten Schritt an die Brennluft übertragen.

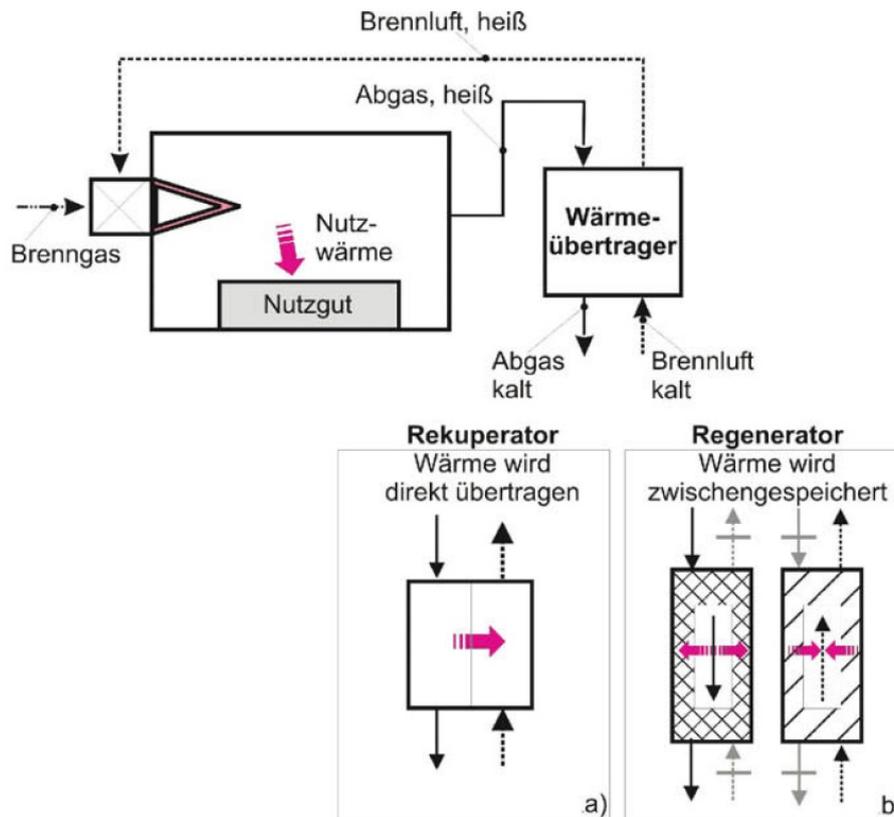


Abb. 3.1: Schematische Darstellung eines Industrieofens mit Wärmeübertrager zur Wärmerückgewinnung, Quelle: [51]

Das Innere des Regenerators kann im Vergleich zum Rekuperator mit thermisch belastbareren Materialien wie Keramik aufgebaut sein. Dies führt zu einem höheren Wirkungsgrad und macht den Einsatz speziell bei der Wärmerückgewinnung an Hochtemperatur-Prozessanlagen und eine Effizienzsteigerung des gesamten Prozesses möglich.

Für einen kontinuierlichen Betrieb werden mindestens zwei Einheiten an Regeneratoren benötigt, da in einer die Abwärme aus dem Ofenabgas gespeichert und in der anderen die Brennluft vorgewärmt wird. Die Speichermasse absorbiert in der Heizperiode die Wärme des heißen durchströmenden Mediums und überträgt sie mit einer zeitlichen Differenz in der Kühlperiode bei der entgegengesetzten Durchströmung an das kalte Medium, welches meist von der Umgebung angesaugt wird. Der Brenner muss somit die bereits vom Regenerator vorgewärmte Brennluft nur mehr um eine geringere Temperaturdifferenz aufwärmen. Daraus lässt sich ein nicht zu unterschätzender Anteil an Heizenergie und damit verbundenen Heizkosten, welche in der Industrie einen signifikanten Anteil ausmachen, einsparen.

An einem Hochtemperatur-Industrieofen aus Abbildung 3.2 wird die Funktionsweise einer typischen Regeneratoranlage am Beispiel des so genannten Regenerator-Brenner-Systems erläutert. Das System funktioniert mit mindestens zwei Regeneratoren, wobei es bei Bedarf paarweise erweitert werden kann. Die Speichermasse einer der beiden Regeneratoren wird mit der heißen Brennluft aus der Brennkammer des Industrieofens durchströmt und nimmt dessen Wärmeenergie auf. Zeitgleich überträgt die bereits aufgeheizte Speichermasse im zweiten Regenerator dessen thermische Energie an die entgegengesetzt strömende kalte Luft, bevor diese dem Brenner zugeführt wird. Im Brenner wird die bereits vorgewärmte Luft auf das benötigte Temperaturniveau gebracht und danach der Ofenkammer zugeführt. Periodisch wird nun das Mehrwege-Ventil umgeschaltet und die Funktion der beiden Regeneratoren dreht sich um. Der mit dem Abgas erhitze Regenerator gibt nun seine Wärme an die kalte Luft ab, wohingegen der „kalte“ Regenerator erneut durch den heißen Abgasstrom aus dem Ofen aufgeheizt wird.

Ein adiabater Betrieb ist in der Realität aufgrund der thermodynamischen Grundgesetze nicht möglich und daher fallen in den Rohrleitungen und in den Regeneratoren Verluste an. In Folge dessen sind die Verbindungsleitungen zwischen Regenerator, Brenner und dem Ofen so kurz wie möglich auszuführen und sehr gut zu isolieren.

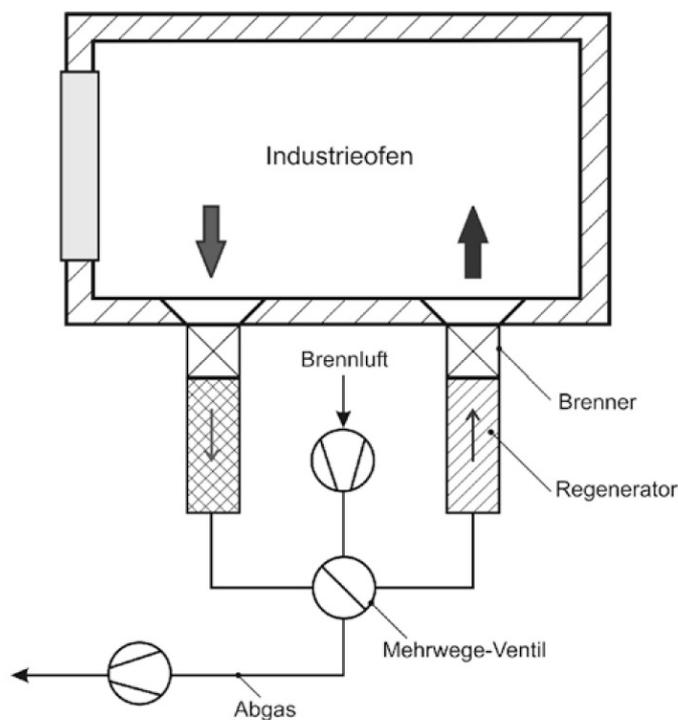


Abb. 3.2: Wirkungsweise von Regeneratoren am Beispiel eines Hochtemperatur-Industrieofens, Quelle: [51]

Das Energieeinsparungspotential bei Schmiede- und Walzwerksöfen bei Prozesstemperaturen von über 1200°C ist aufgrund der hohen Abgastemperatur enorm. Heutzutage wird bei solchen Industrieanlagen eine rekuperative Brennluftvorwärmung, beispielsweise ein System aus Regeneratoren, zur Wärmerückgewinnung eingesetzt. Diese erreichen systembedingt Brennlufttemperaturwerte von ca. 400°C [33]. Wird die Luft aus der Umgebung beispielhaft bei 20°C angesaugt und durch einen Regenerator in den Brennraum geleitet, muss der Brenner nur mehr eine, in diesem Fall, um 380°C verringerte Temperaturdifferenz von 800°C anstatt 1180°C ausgleichen. Es muss, wie im Anhang B3 berechnet wurde, um 32 % weniger Energie und damit Brennstoff zugeführt werden.

### 3.1 Bauarten und Geometrien von Regeneratoren

Bei den Bauarten von Regeneratoren wird in feststehende und bewegte (drehende) Systeme unterschieden. Das feststehende Regeneratorsystem ermöglicht, wie bereits erwähnt, keine durchgängige Wärmeübertragung und es wird zwischen Laden und Entladen diskontinuierlich umgeschaltet. Beim bewegten Regeneratorsystem ist entweder die Speichermasse feststehend und wird über umlaufene Flügelhauben abwechselnd von warmen und kalten Gas durchströmt oder die Speichermasse ist drehend ausgeführt.

Zusätzlich können Regeneratoren, abhängig vom Aufstellungsort, in zentrale und dezentrale Systeme unterteilt werden.

Wie in Kapitel 3.5 beschrieben wird, hängen die Wärmeverluste von der Oberfläche des Speichers ab, wohin gegen die gespeicherte Wärmemenge proportional zum Volumen ist. Damit die Energieverluste möglichst gering ausfallen, ist das Verhältnis von Oberfläche zu Volumen zu reduzieren. Dies führt zu schlanken und langen Speichern die aus Festigkeitsgründen eine Zylinderform aufweisen. In der Praxis haben sich zylindrische Speicher mit einem Höhe-Durchmesser-Verhältnis von etwa 2:1 bis 5:1 etabliert. [16]

### 3.2 Wärmeübertragung in Regeneratoren

Allgemein werden bei der Wärmeübertragung drei Arten unterschieden:

- Konvektion
- Wärmestrahlung
- Wärmeleitung

Die **Konvektion**, welche auch als Wärmeströmung bezeichnet wird, beschreibt den Transport von Teilchen innerhalb eines strömenden Fluids, welche thermische Energie mitführen. Die Konvektion kann natürlich beziehungsweise frei oder erzwungen stattfinden. Wie der Name bereits vermuten lässt entsteht die natürliche Konvektion ohne dem Wirken von äußeren Einflüssen, zum Beispiel an der Mantelfläche des Regenerators. Man betrachte das ruhende Fluid mit konstanter Temperatur in der Wandnähe. Berührt das ruhende Fluid die heißere Oberfläche des Regenerators, führt die Temperaturerhöhung der Luft zu einer Dichteänderung, wobei diejenigen Fluidschichten mit der höheren Temperatur aufsteigen (kleinere Dichte) und diejenigen mit niedriger Temperatur (größere Dichte) absinken. Die erwärmte Luft steigt somit nach oben auf, wobei gleichzeitig kalte Luft von unten nachströmt [4]. Bei der erzwungenen Konvektion hingegen wird der Wärmeübergang durch die Temperaturunterschiede und die Strömung, die durch äußere Druckdifferenzen aufrechterhalten wird, bestimmt. Die Druckdifferenz wird mechanisch durch Pumpen oder wie bei der nachfolgend beschriebenen Versuchsanlage durch ein Gebläse hervorgerufen.

Die fundamentale Gleichung nach dem Newtonschen Ansatz für den konvektiven Wärmeübergang [25] lautet :

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \dot{q} = \alpha(\vartheta_W - \vartheta_U) \quad (3.1)$$

**Wärmestrahlung** ist elektromagnetische Strahlung, welche Materie aufgrund ihrer Temperatur aussendet. Bei den meisten technischen Anwendungen und bei thermischen Energiespeichern befindet sich die Wärmestrahlung im Infrarotbereich mit Wellenlängen von 780 Nanometer bis 1 Millimeter. Die Wärmestrahlung ist materialunabhängig und hängt nach dem Stefan-Boltzmann-Gesetz von der Temperatur  $T$ , der Oberfläche  $A$  und dem Emissionsgrad  $\varepsilon$  des abstrahlenden Körpers sowie von der Stefan-Boltzmann-Konstante  $\sigma$ , die den Wert  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$  hat, ab [32]:

$$\dot{Q} = \varepsilon \sigma A T^4 \quad (3.2)$$

Bei der **Wärmeleitung** betrachtet man die Übertragung kinetischer Energie zwischen zwei benachbarten Atomen oder Molekülen in Feststoffen oder ruhenden Fluiden. Im Gegensatz zur Konvektion gibt es keinen Materialtransport. Ein Temperaturunterschied führt zu einem Wärmefluss der laut 2. Hauptsatz der Thermodynamik immer vom wärmeren zum kälteren Medium fließt. Der Wärmestrom, der durch den Gegenstand fließt, ist neben der Temperaturdifferenz zwischen einer warmen und einer kalten Oberfläche

auch von der Fläche  $A$ , der Dicke  $s$  des Körpers sowie der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  abhängig [48]:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{s} A (T_w - T_k) \quad (3.3)$$

### 3.3 Speichermaterialien und Formen

Den größten Einfluss auf das dynamische Temperatur-Zeit Verhalten eines Regenerators haben, neben den beiden materialabhängigen Stoffparametern Dichte  $\rho$  und spezifische Wärmekapazität  $c_p$ , die Speichermassenform und die Speichermassendicke.

Bei der Auswahl des Speichermaterials ist auf folgende Eigenschaften ein besonderes Augenmerk zu legen:

- Temperatur- und Alterungsbeständigkeit
- hohe Wärmeleitfähigkeit wegen dynamischen Verhaltens
- Möglichst nicht toxisch, ökologisch unbedenklich
- Verfügbarkeit und möglichst niedrige Anschaffungskosten
- Materialbeständigkeit gegenüber anderen verwendeten Materialien

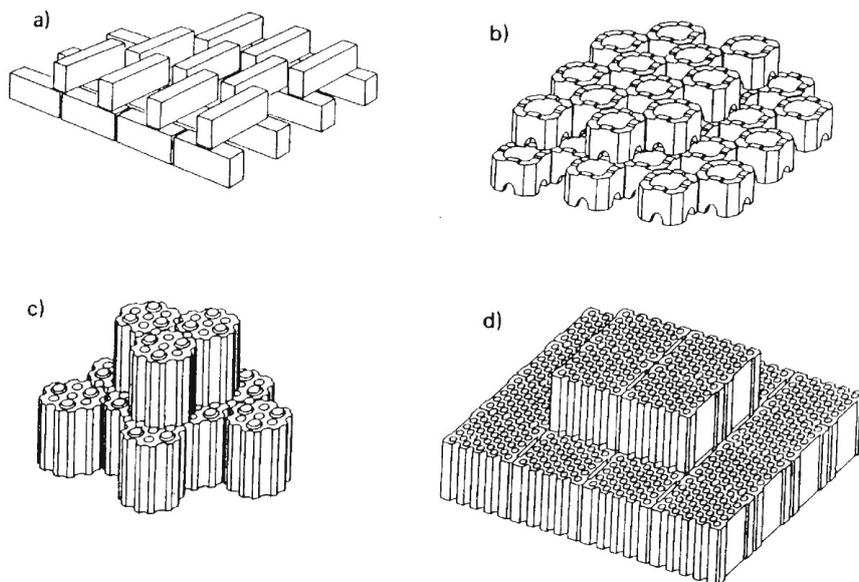


Abb. 3.3: Speichersteine für große Regeneratoren, Quelle: [51]

In der Glas- und Metallindustrie werden vorwiegend feuerfeste Keramikverbundwerkstoffe eingesetzt. Abhängig von den Anforderungen und der dementsprechenden Materialenauswahl, wird zwischen lang und kurz ausspeichernden Regeneratoren unterschieden.

In Abbildung 3.3 sind die am häufigsten verbauten Speichermassengeometrien größerer Regeneratoren abgebildet. Abbildung 3.3 b zeigt die in der Glasindustrie typisch verbaute Geometrie.

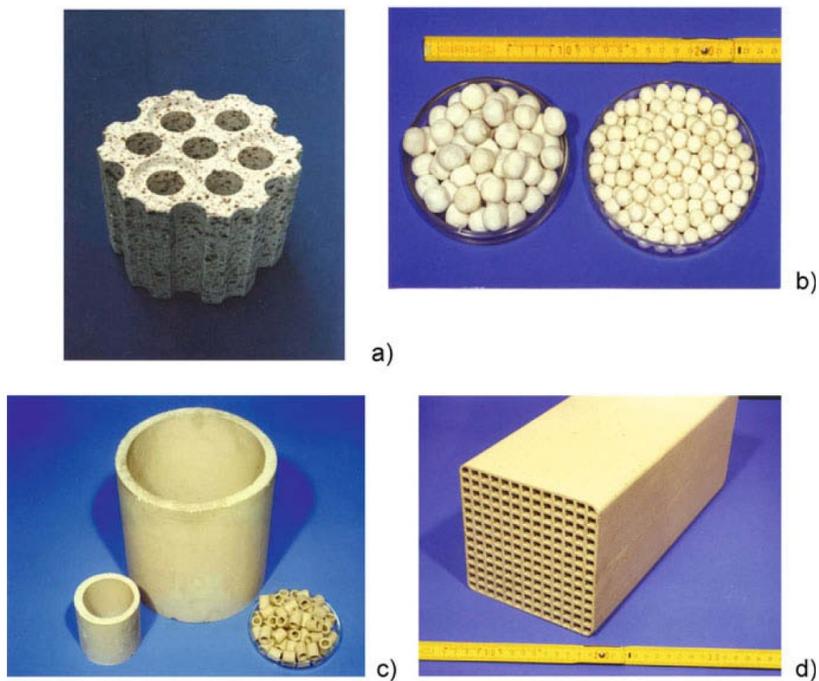


Abb. 3.4: Keramische Speichermassen für kleine Regeneratoren, Quelle: [51]

Die keramischen Speichermaterialformen für kleine Regeneratoren sind in Abbildung 3.4 veranschaulicht. Bei kleineren Regeneratoren werden unter anderem auch Schüttungen aus Kies oder Schotter verwendet, ersichtlich in Abbildung 3.4 b, da dies ein kostengünstiges Material mit guten Temperatureigenschaften darstellt.

Die massenspezifische und volumetrische Wärmekapazität für die gängigsten Wärmespeichermaterialien bei 20°C sind der Tabelle 3.1 zu entnehmen.

Medium	Temperaturbereich in °C	massenspezifische Wärmekapazität in kJ/kg K	volumetrische Wärmekapazität in kJ/m <sup>3</sup> K	Dichte in kg/m <sup>3</sup>
Wasser	0–100	4,19	4175	998
Kies, Sand	0–800	0,71	1278–1420	1800–2000
Granit	0–800	0,75	2062	2750
Beton	0–500	0,88	1672–2074	1900–2300
Ziegelstein	0–1000	0,84	1176–1596	1400–1900
Eisen	0–800	0,47	3655	7860
Wärmeträgeröl	0–400	1,6–1,8	1360–1620	850–900
Kies-Wasser-Schüttung (37 %Vol. -% Wasser)	0–100	1,32	2904	2200
Salzschmelze (53 KNO <sub>3</sub> + 40 NaNO <sub>2</sub> + 7 NaNO <sub>3</sub> )	150–450	1,3	1970–1725	2243–2561
Natrium	100–800	1,3	925–750	975–1203

Tab. 3.1: Spezifische und volumetrische Wärmekapazität von Wärmespeichermaterialien bei 20°C [16]

Die geometrischen Eigenschaften einer Speichermasse haben einen wesentlichen Einfluss auf die Wärmeübertragung und lassen sich nach VDI-Wärmeatlas [51] durch die folgenden vier Größen beschreiben:

- hydraulischer Durchmesser des Strömungskanals  $d_h$
- Anteil des freien Strömungsquerschnitts  $\varphi_d$
- spezifische Heizfläche bezogen auf 1 m<sup>3</sup> Speichermasse  $f_v$
- gleichwertige Wanddicke  $s_{gl}$  einer aus Platten aufgebauten Speichermasse

Wie Heiligenstaedt in [21] bereits zeigte, gelten zwischen den vier Größen folgende Beziehungen:

$$f_v = \frac{4 \varphi_d}{d_h} \quad (3.4)$$

$$s_{gl} = \frac{d_h(1 - \varphi_d)}{2\varphi_d} \quad (3.5)$$

Durch die Wahl von zwei Variablen werden die anderen beiden Größen festgelegt.

Die Beziehungen aus Gleichung (3.4) und (3.5) sind für übliche Speichermassen in den Diagrammen der Abbildung 3.5 graphisch dargestellt.

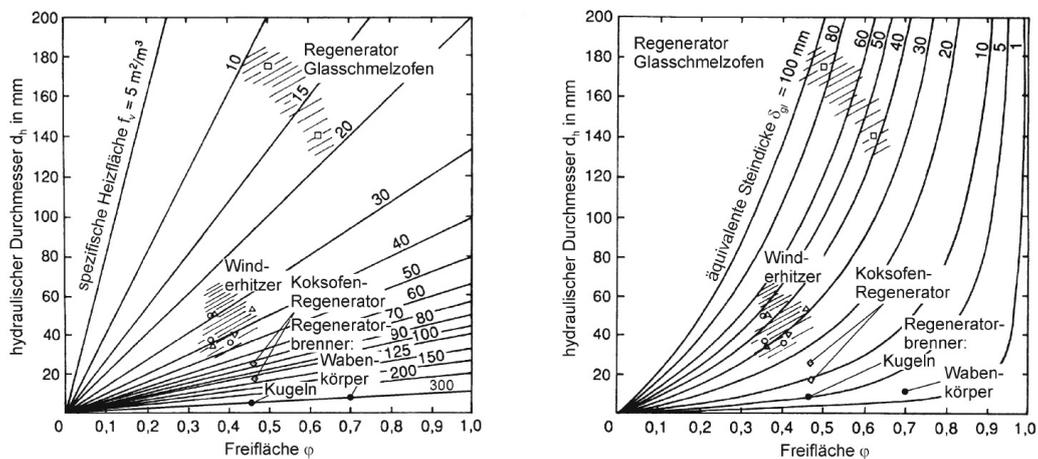


Abb. 3.5: Vergleich der geometrischen Größen verschiedener Speichermassen, Quelle: [51]

In den Diagrammen sind die Parameterkonfigurationen für die gängigsten Anwendungsbereiche vermerkt.

### 3.4 Porosität

Unter der Porosität versteht man die dimensionslose Messgröße  $\psi$  die das Verhältnis von Hohlraumvolumen ( $V_B - V_S$ ) zu Gesamtvolumen  $V_B$  eines Stoffes oder Stoffgemisches darstellt und ist durch Gleichung (3.6) [51] definiert.

$$\psi = \frac{V_B - V_S}{V_B} \quad (3.6)$$

Unendlich ausgedehnte regellose Schüttungen aus gleich großen Kugeln weisen eine Porosität von 0,36 bis 0,42 auf. Bei nicht gerüttelten („lockeren“) Schüttungen sind hingegen Werte von 0,40 bis 0,42 üblich.

Polydisperse Schüttungen haben immer eine kleinere Porosität als die eines vergleichbaren monodispersen Bettes. Zur ungefähren Vorausberechnung kann für Kugelschüttungen die empirische Formel (3.7) herangezogen werden.

$$\psi_{pd}/\psi_{\infty} = -0,112 \zeta^3 + 0,017 \zeta^2 - 0,259 \zeta + 1 \quad (3.7)$$

Wobei  $\psi_{pd}$  die gesuchte Porosität der regellosen polydispersen Kugelschüttung,  $\psi_{\infty}$  die Porosität des entsprechenden monodispersen Bettes und  $\zeta$  den korngrößenabhängigen Verteilungsparameter darstellt. Zahlreiche Messergebnisse zeigten jedoch, dass man diese Verteilungsfunktion gleich eins setzen darf und somit bei der Berechnung der Wärmeleitfähigkeit die polydisperse Schüttung genau wie eine monodisperse behandelt werden kann. [51]

### 3.5 Wärmeverluste von Regeneratoren

Bei sensiblen und latenten Wärmespeichern entstehen aufgrund der vorhandenen Temperaturdifferenz zwischen Speichermaterial und Umgebungstemperatur unvermeidbare Wärmeverluste an die Umgebung. Diese werden einerseits durch die Schichtdicke und dem Material der Wärmeisolierung und andererseits durch die Speichergeometrie bestimmt. Besonders das Verhältnis von Oberfläche, größter Einflussparameter bei der Wärmeübertragung, zu Volumen und damit Speicherkapazität haben beachtliche Auswirkungen auf die Wärmeverluste. [20]

Aufgrund der Proportionalität der Wärmeverluste zur Oberfläche des Speichers wird ein möglichst kleines Oberfläche-zu-Volumen-Verhältnis angestrebt. Dies ist bei großen Anlagen effizienter erreichbar und daher werden diese als Langzeitspeicher und kleinere Anlagen aufgrund des ungünstigeren Verhältnis oft als Kurzzeitspeicher eingesetzt. [38]

Die Wärmeverluste können durch die Verwendung von Wärmedämmmaterialien, wie Stein- oder Glaswolle reduziert werden. Der Wärmestrom durch eine mehrschichtige Wärmedämmung wird in Gleichung (3.8) beschrieben [16].

$$\dot{Q} = k A (\theta_{Spa} - \theta_U) \quad (3.8)$$

Die Wärmeverluste sind wie bereits erwähnt von der Oberfläche des Speichers  $A$ , der Temperaturdifferenz zwischen Ausentemperatur des Speicher  $\theta_{\text{Spa}}$  und Umgebung  $\theta_U$  und dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  abhängig.

Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  wird durch die Dicke  $s$  und der Wärmeleitfähigkeitszahl des Dämmmaterials, sowie den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$  und  $\alpha_a$  an der Außen- und Innenseite der Wand bestimmt. Er gibt den Wärmestrom pro  $\text{m}^2$  und Kelvin durch die Wärmedämmung an und lässt sich für Zylinder nach Gleichung (3.9) berechnen [23]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{d_a}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) + \frac{d_a}{d_i} \frac{1}{\alpha_i}} \quad (3.9)$$

Aufgrund der großen Oberfläche von Kies und kleinen Steinen sind diese sehr gut als Speichermaterial geeignet, da die Wärme schneller eindringen kann.

Bei ausreichender Wärmedämmung erwärmt sich die äußere Mantelfläche eines Regenerators geringfügig und die Verluste aufgrund von Strahlung können vernachlässigt werden.

## 4 | Versuchsanlage Festbettregenerator

Das folgende Kapitel gibt einen Überblick über die wichtigsten Anlagenkomponenten des Festbettregenerators und deren Eigenschaften.

Der Aufbau der Festbettregenerator-Versuchsanlage beruht auf der ursprünglichen Konstruktion und Auslegung von Drochter [10] und der darauffolgenden beziehungsweise Verbesserung durch Rasinger [42].

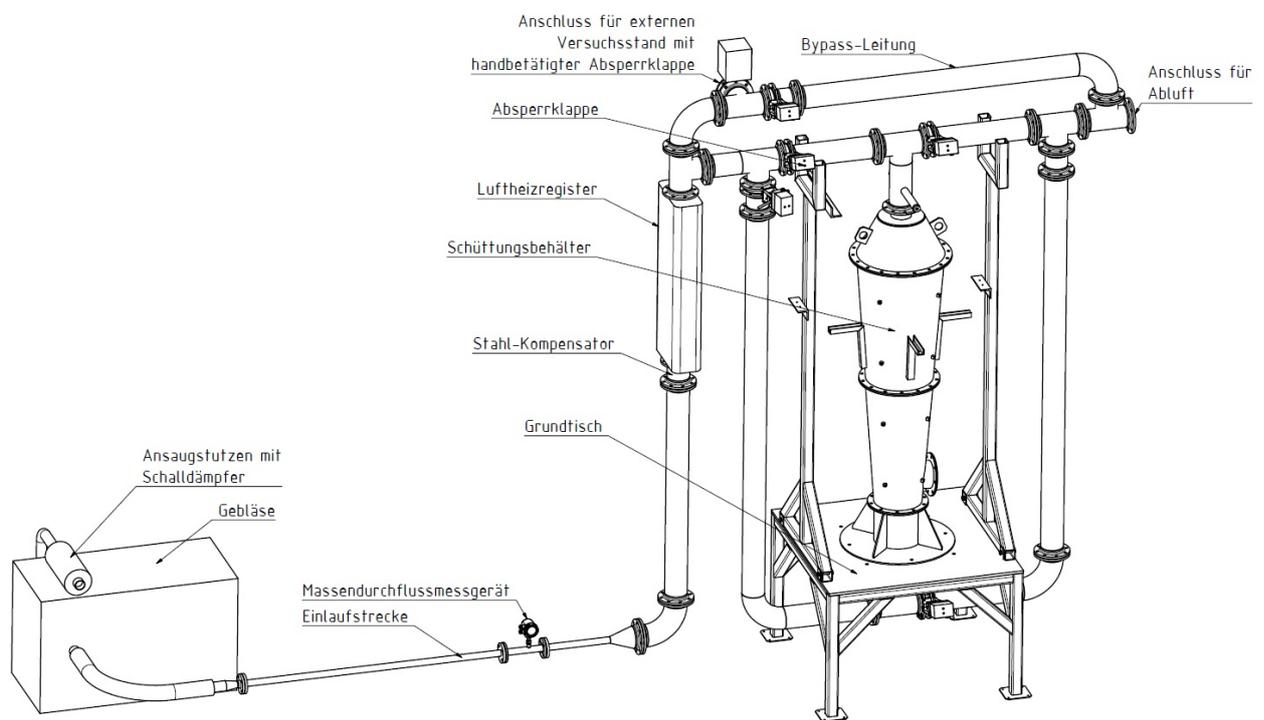


Abb. 4.1: Allgemeine Versuchsanlagendarstellung mit eingebautem Schüttungsbehälter, Ansicht ohne Isolierung und Rohrhalterungen, Quelle: [42]

Die Abbildungen 4.1 und 4.2 geben einen Überblick über den Anlagenaufbau des Festbettregenerators. In Abbildung 4.1 ist der Versuchsstand ohne Isolierung und Abluftleitung dargestellt. Der Schüttungsbehälter, genaue Bauform und Abmessungen sind der Abbildung 4.2 zu entnehmen, ist mit Kies gefüllt und über eine Keramikplatte mit dem Tisch verschraubt. Diese wurde bei der Überarbeitung des Anlagenkonzepts zwischen den massiv ausgeführten Tisch und der Behälterunterseite gelegt, um den Wärmeaustausch zu verringern, da sich der Tisch bei früheren Messungen deutlich erwärmte und somit einen großen Anteil zu den Wärmeverlusten beigetragen hat.

Ein Kernelement der Anlage ist das Gebläse, welches den Massenstrom des Wärmeträgermediums zur Verfügung stellt. Dieser strömt anschließend über die Einlauf- beziehungsweise Beruhigungsstrecke, welche mit 2 m Länge 40xDN entspricht, in das Masseudurchflussmessgerät und danach über die Auslaufstrecke in das Luftheizregister. Die Ein- und Auslaufstrecken sind notwendig und vom Hersteller des Messgeräts vorgegeben, damit die Turbulenzen im Messbereich so gering wie möglich ausfallen und die Messergebnisse zuverlässig sind. Die angesaugte Hallenluft wird im Luftheizregister auf über 300°C erwärmt, bevor sie den Schüttungsbehälter entweder von oben nach unten oder umgekehrt durchströmt. Die verschiedenen Betriebszustände und die dazugehörigen Flussrichtungen sind in Kapitel 6 genauer beschrieben. Die einzelnen Betriebszustände werden über elektrisch betätigte Absperrklappen gesteuert, die das Ein- und Ausspeichern in beide Richtungen erlauben. Die Rohrleitungen, das Luftheizregister und der Behälter unterliegen während des Betriebs Temperaturschwankungen.

Diese führen zu unterschiedlichen Ausdehnungen der Komponenten und einhergehend zu mechanischen Spannungen, welche zu einer Überbelastung beziehungsweise Zerstörung von Anlagenbauteilen oder zu Undichtheiten bei den Flanschverbindungen führen können. Aus diesem Grund wurden mehrere Stahlkompensatoren in das Rohrleitungssystem eingebaut, die eine axiale Bewegung von  $\pm 20$  mm und eine laterale Bewegung von  $\pm 10$  mm ausgleichen können.

Die Flanschverbindungen in der Rohrleitung, sowie die Module des Schüttungsbehälters und des Luftheizregisters sind mit temperaturbeständigen Graphitdichtungen des Typs Novaphil SSTC XD der Firma Frenzelit gegen das Austreten von Luftströmen abgedichtet.

## 4.1 Baugruppen der Festbettregenerator-Versuchsanlage

Die wichtigsten Komponenten und deren Funktion werden in den folgenden Unterkapiteln kurz beschrieben. Für eine detaillierte Beschreibung wird auf die Diplomarbeit von Drochter [10] und Rasinger [42] verwiesen.

### 4.1.1 Luftheizregister

Das Luftheizregister erhitzt die angesaugte Umgebungsluft auf die vorgegebene Lufttrittstemperatur in den Behälter. Es hat eine maximale Heizleistung von  $15 \text{ kW}_{\text{th}}$ , wobei jede der zwölf verbauten Heizwendeln  $1250 \text{ W}_{\text{th}}$  erzeugt. Die Regelung erfolgt über den Stromfluss durch eine Thyristorsteuerung.

Der Hersteller begrenzt die maximale Betriebstemperatur auf  $650^\circ\text{C}$ . Damit diese Temperatur nie überschritten wird, wurde aus Sicherheitsgründen eine maximale Luftaustrittstemperatur von  $350^\circ\text{C}$  vorgegeben.

### 4.1.2 Wärmespeicherbehälter

Das Kernstück der Anlage ist der aus vier Modulen bestehende Schüttungsbehälter. In den beiden mittleren Modulen sind 16 Thermoelemente, verteilt auf vier Messebenen, mit einem Abstand von  $520 - 530 \text{ mm}$  eingeschraubt. Damit die Temperaturverteilung in der Schüttung möglichst genau abgebildet wird, werden pro Messebene vier Temperaturmesspunkte gemessen und in der Auswertung zu einer mittleren Messebenentemperatur gemittelt. Im untersten Modul ist ein Lochblech eingebaut damit die Schüttung nicht in das Rohrsystem gelangt. Die Erwärmung des Behälters führt aufgrund der Wärmeausdehnung zu einer Durchmesserergrößerung. Die Schüttung setzt sich nach und würde bei einer zylindrischen Form während der Abkühlphase zu extremen Spannungen in den Behälterwänden führen. Deshalb haben die Mantelflächen eine Steigung von  $4^\circ$  und es ergibt sich eine leicht konische Form. In Abbildung 4.2 sind die Hauptabmessungen, sowie die Positionen der Messebenen ersichtlich. Der Behälter hat ein Leergewicht von  $252 \text{ kg}$  und bei Raumtemperatur ein Fassungsvermögen von  $0,4 \text{ m}^3$ .

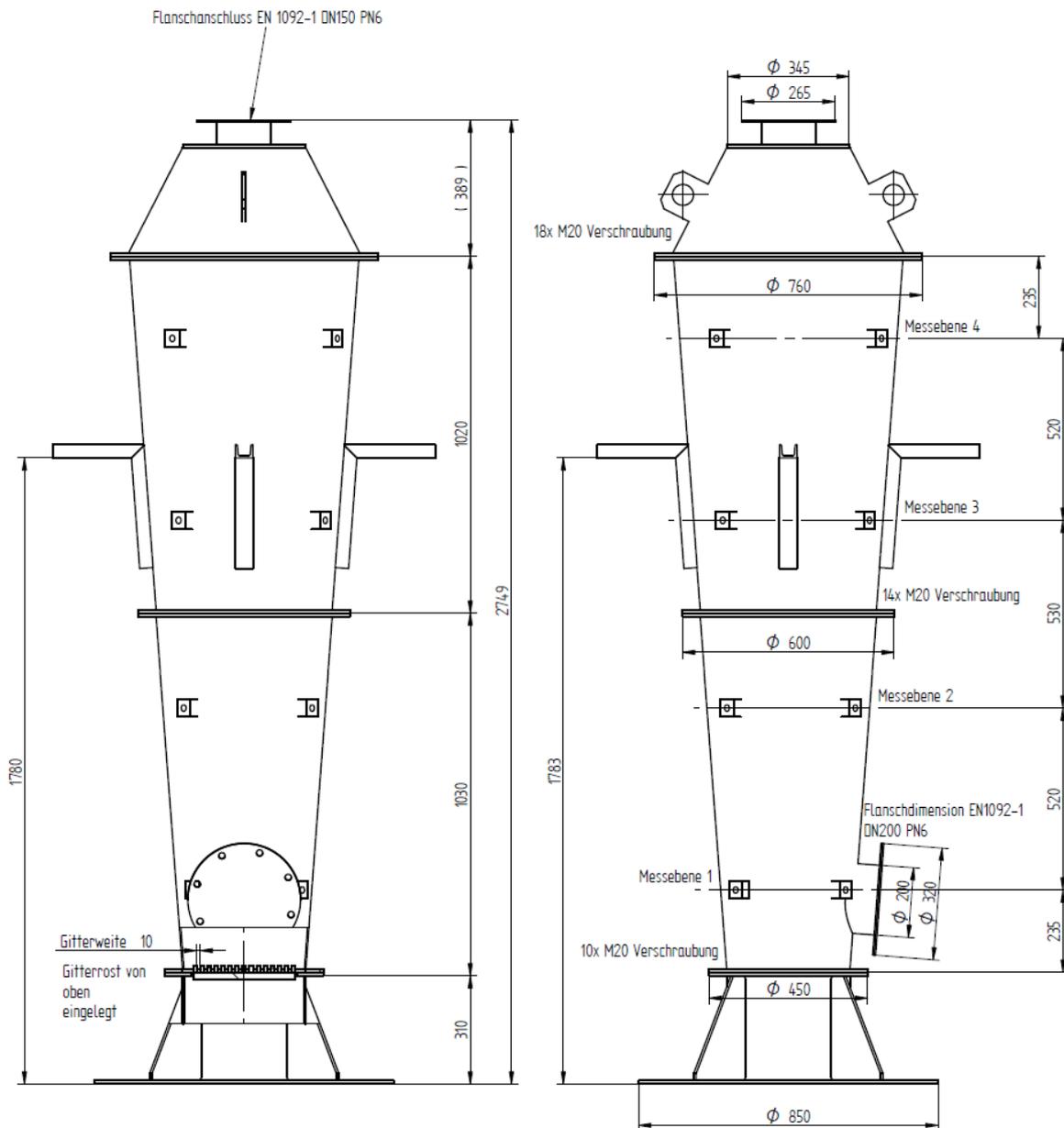


Abb. 4.2: Schüttbehälter mit Bemaßungen und Positionen der Messebenen, Anlagenplan aus Quelle: [10]

### 4.1.3 Gebläse

Zur Erzeugung des Luftmassenstroms wird das Gebläse der Firma Aerzener Maschinenfabrik GmbH mit angeschlossenem 3-Phasen-Motor verwendet. Mit einer Leistung von 15 kW und einer Fördermenge von maximal 7 m<sup>3</sup>/min bei 1450 U/min erfüllt dieses alle Anforderungen. Die Regelung des Gebläses und damit des Massenstroms erfolgt

über einen Frequenzumrichter der Firma VACON. Der nahezu lineare Zusammenhang zwischen Frequenz und Massenstrom ist in Abbildung 4.3 ersichtlich.

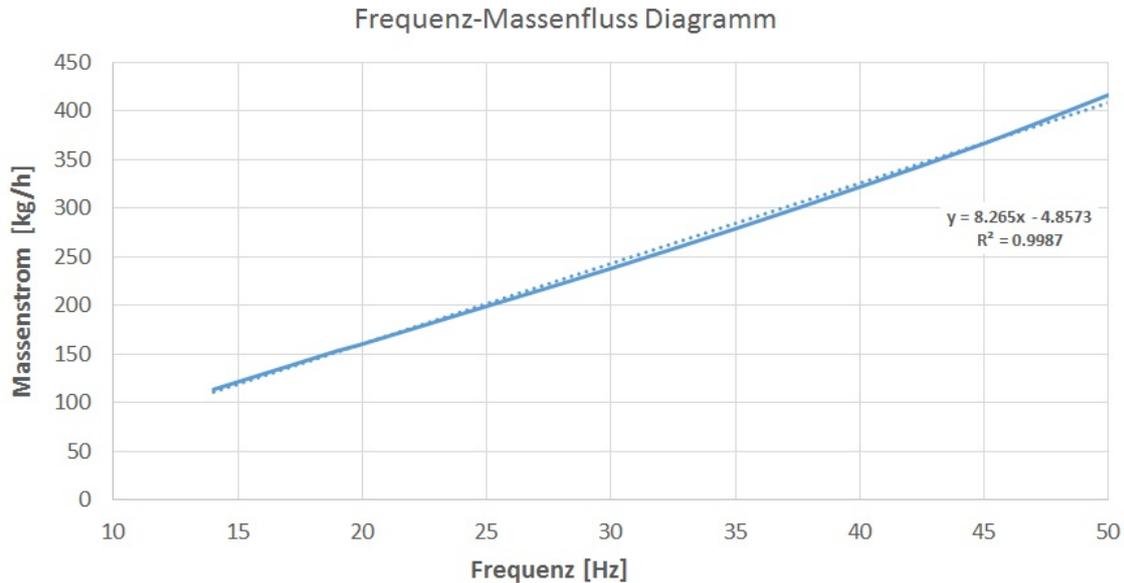


Abb. 4.3: Zusammenhang von Frequenz und Massenstrom, Quelle: [36]

#### 4.1.4 Isolierung

Die Isolierung ist notwendig, um die unvermeidbaren Wärmeverluste auf ein Minimum zu reduzieren und um Verbrennungen vom Personal vorzubeugen indem die Temperatur der Mantelflächen unter 50°C gehalten wird. Dazu wurde der Behälter und alle sich erwärmenden Rohrleitungen mit einer nicht entflammaren Steinwolle isoliert. Die Isolationsdicke wurde im Vergleich zu früheren Messungen bei den Rohren von 100 mm auf 200 mm und beim Behälter von 150 mm auf 300 mm erhöht. Die Steinwolle ist mit einer Aluminiumfolie ummantelt um die Strahlungsverluste und Oberflächentemperatur gering zu halten.

In Abbildung 4.4 ist der Dickenunterschied der Isolationsschicht auf den ersten Blick erkennbar. Auf der linken Seite des Bildes befindet sich der Behälter mit zwei Lagen Steinwolle und einer Schichtdicke von 150 mm, sowie er auch bei den früheren Messreihen isoliert war. Rechts hingegen wurden zwei weitere Isolationsschichten hinzugefügt und die Gesamtisolierungsdicke auf 300 mm erhöht. Auch im oberen Bereich des Behälters wurde eine erhöhte Menge an Steinwolle verwendet. Für eine Verdeutlichung wurde im rechten Bildbereich die Silhouette des linken Behälters in der Farbe Rot eingezeichnet.

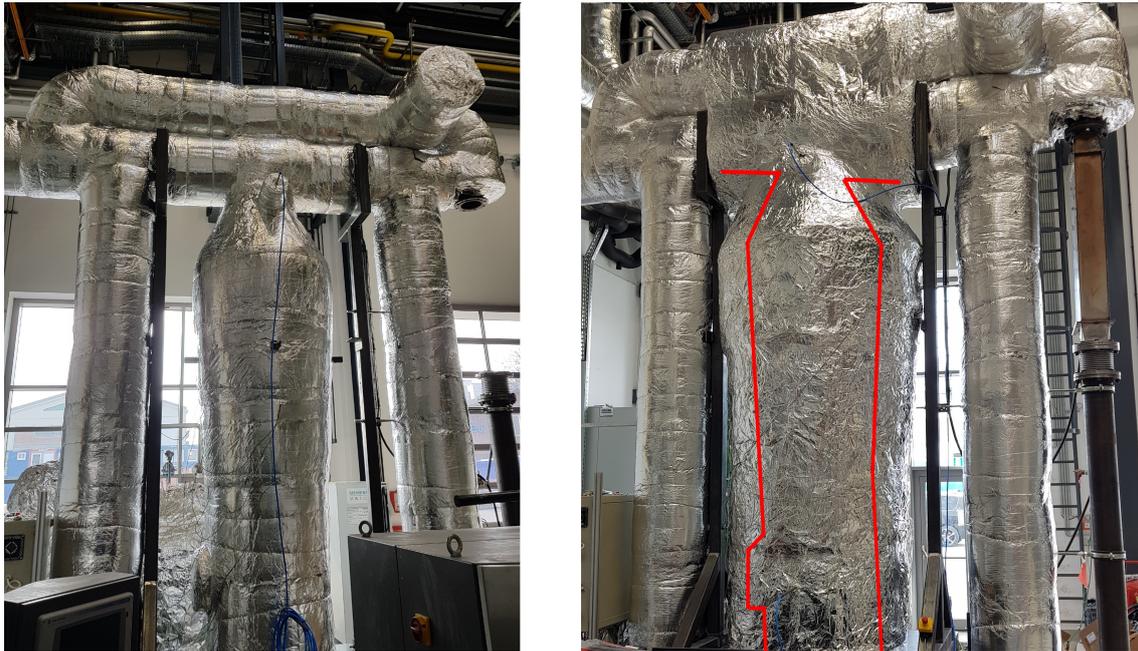


Abb. 4.4: Vergleich der Isolationsdicke vorher zu nachher

#### 4.1.5 Schüttung

Eines der Ziele dieser Forschungsarbeit ist neben der Ermittlung der Parameter für die Kies-Schüttung auch der Vergleich mit anderen Speichermaterialien, speziell mit dem Drainageschotter als Schüttung. Das transiente Verhalten der Versuchsanlage sowie die Materialeigenschaften der Schotter-Schüttung wurden bereits in den Arbeiten von Drochter [10], Michalka [36], Mascherbauer [34] und Rasinger [42] untersucht. Der wichtigste Unterschied der beiden Materialien liegt im Korndurchmesser der Steine. Während der Drainageschotter einen mittleren Partikeldurchmesser von 30 mm aufweist, hat der Kies mit 6 mm einen um den Faktor 5 kleineren Schüttungsdurchmesser. Dies hat besonders auf den Druckverlust über den Behälter einen enormen Einfluss, siehe Abschnitt 7.

Als Speichermasse wird handelsüblicher Kies mit einer Körnung von 4–8 mm verwendet. Eine genaue Auflistung der Materialeigenschaften, sowie der Vergleich mit dem Drainageschotter (vorherige Schüttung) sind der Tabelle 4.1 zu entnehmen.

Der Behälter ist, wie in Abbildung 4.5 (a) ersichtlich, bis etwa 10 cm unter den Rand des dritten Moduls mit dem Kies gefüllt.

	Kies	Schotter
mittlerer Schüttungsdurchmesser in mm	6	30
Rohdichte in $\text{kg/m}^3$	2590	2500
Porosität	0,375	0,378
Schüttungsdichte in $\text{kg/m}^3$	1593	1555
Speichermasse im Behälter in kg	595	594
spezifische Wärmekapazität in $\text{J}/(\text{kgK})$	840	840
Wärmeleitfähigkeit in $\text{W}/(\text{mK})$	1	1

Tab. 4.1: Materialeigenschaften der verwendeten Speichermasse Kies



(a) Kies



(b) Schotter

Abb. 4.5: Speichermaterial des Festbettregenerators

Im Vergleich zum Drainageschotter von den vorherigen Messreihen, dargestellt in Abbildung 4.5 (b), lässt sich eine feinere Struktur erkennen. Die Luftspalte zwischen den Steinen beim Kies sind wesentlich kleiner und der Druckverlust über die Schüttung um ein Vielfaches höher, siehe Kapitel 7.

## 4.2 Absperrklappen und das Problem der Undichtigkeit

Insgesamt sind fünf Absperrklappen der Firma AGS Stellantrieb in der Versuchsanlage verbaut. Die genaue Position ist einerseits im Verfahrensfließschema in Abbildung 5.1 und andererseits in den Abbildungen 6.1 – 6.5 aus dem Kapitel 6 Betriebszustände ersichtlich. Die Klappen werden, wie in Abbildung 4.6 veranschaulicht, mit Schraubverbindungen zwischen die Flasche der Rohre geklemmt und mit Graphitdichtungen ab-

gedichtet. Die Absperrklappen wurden für die ursprüngliche Anlage mit einer anderen Schüttung vor dem ersten Umbau und für folgende Spezifikationen ausgewählt:

- Luftmassenstrom mit maximal 350°C
- Differenzdruck bis 50 mbar
- Nennweite von DN150
- Massenstrom von maximal 400 kg/h

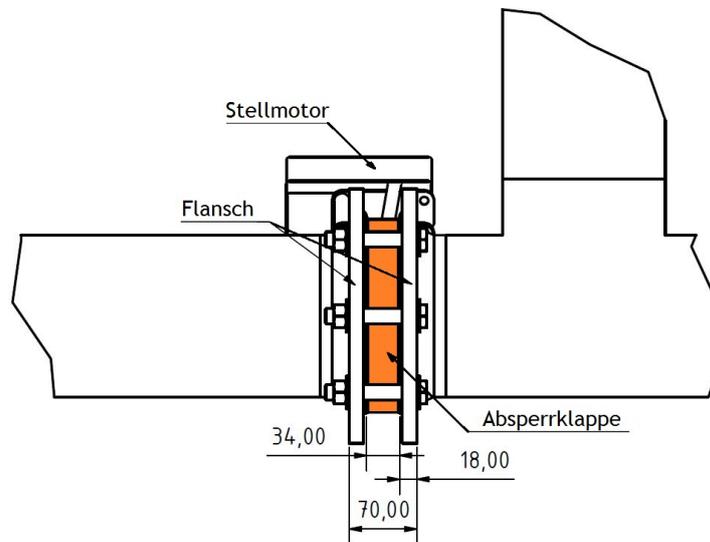


Abb. 4.6: Absperrklappe im eingebautem Zustand zwischen den zwei Flanschen (ohne Dichtungen)

Wie sich im Verlauf der Messungen herausstellte, waren die Klappen bereits bei dem Auslegungsdruck von 47 Pa bei einer Raumtemperatur von  $T_U = 22^\circ\text{C}$  und einem Massenstrom von 150 kg/h, siehe Drochter [10], der groben Schüttung mit Drainageschotter und einem Partikeldurchmesser von 30 mm undicht. Die neue, deutlich feinere Schüttung mit Kies und einem durchschnittlichen Korndurchmesser von 6 mm hat bei  $300^\circ\text{C}$  und einem Massenstrom von 300 kg/h einen maximalen Druckverlust von 4212 Pa, Berechnung siehe Anhang B2.2. Zum Vergleich hat die Schotter-Schüttung nur einen Druckabfall von 390 Pa bei  $300^\circ\text{C}$  und 300 kg/h. Der Hersteller gibt in den technischen Daten, siehe Tabelle 4.2, eine Leckage von 0,5 % vom  $Kv_{90^\circ}$ -Wert an. Unter der Annahme, dass der  $Kv_{90^\circ}$ -Wert dem eingestellten Massenstrom bei geöffneten Ventil entspricht, wurde anfangs fälschlicherweise von einem Leckagemassenstrom von 0,5 % des aktuellen Massenstroms ausgegangen. Dies würde bei 300 kg/h einer Leckage von 1,5 kg/h entsprechen und war somit vernachlässigbar klein.

Hersteller	AGS Stellantriebe GmbH
Produkt	Ringdrosselklappe RDO-54, DN150
Temperatur	Für Heißluft bis max 350°C
Druck	Betriebsdruck max. 500 mbar
Leckage	Leckage ca. 0,5 % vom Kv90°-Wert
Dichtung	Wellenabdichtung Grafit-Stopfbuchse
Antrieb	Schwenkantrieb mit 40 Nm und selbsthemmend

Tab. 4.2: Technische Daten der Absperrklappe, Quelle: [17]

### 4.2.1 Berechnung des maximalen Leckagestroms

Die ersten Messungen lieferten unrealistische Daten und es begann eine systematische Eingrenzung des Problems, genaueres im Kapitel 8.6. Nach mehreren Versuchen durch die Variation der Strömungsrichtung im Regenerator, einmal durchgängig von unten und das andere Mal von oben be- und entladen, konnte der Fehler auf die Absperrklappen eingegrenzt werden. Der Ausbau und die Begutachtung der Klappen auf mögliche Verunreinigungen der Dichtflächen beziehungsweise die manuelle Betätigung und Überprüfung auf das korrekte Schließen, brachten keine Verbesserungen der Ergebnisse. Auf Nachfrage beim Klappenhersteller stellte sich heraus, dass der Kv90°-Wert dem maximalen Massenstrom, auch Durchflusskoeffizient genannt, bei vollständig geöffnetem Ventil entspricht. Bei der Ausführung mit DN150 beträgt dieser 1990 kg/h, entnommen aus Anhang C, und ist somit um ein Vielfaches höher als der tatsächlich vorliegende Massenstrom mit 300 kg/h. Der Leckagestrom kann abhängig von der Druckdifferenz vor und hinter der Klappe mithilfe der Gleichung (4.1) berechnet werden.

$$\dot{m}_{leakage} = \rho_L(T) \frac{Kv \cdot 514}{\sqrt{\frac{G}{dp} \cdot \frac{T}{p^2}}} \quad (4.1)$$

Das Ergebnis bei 300°C und einem Differenzdruck von 3000 Pa ist eine Leckage von über 41 kg/h pro Klappe und bestätigt unsere Messungen aus Kapitel 8.6. Als Vergleich wird hier der 4-fache kleinere Leckagemassenstrom der vorherigen Schüttung mit 11 kg/h angeführt. Die detaillierte Berechnung des Leckagestroms ist dem Anhang B6 zu entnehmen.

#### 4.2.2 Lösung: Abblenden der Klappe mit Blindscheiben

Der Austausch der Klappen durch Modelle mit 100 % Dichtheit wäre mit enormen Kosten verbunden, da der Preis solcher Komponenten in dieser Dimension ein Vielfaches beträgt. Eine weitere Möglichkeit wäre den Rohrdurchmesser in dem Bereich der Absperrklappen deutlich zu reduzieren und günstigere abermals dichte Klappen oder Ventile zu kaufen. Diese Variante ist jedoch mit erheblichen Umbaukosten und Schweißarbeiten verbunden und wurde aus Zeit- und Kostengründen verworfen. Als Lösung, um mit den Messreihen fortfahren zu können, wurden die Klappen V1, V2 und V5, dargestellt im Verfahrensfließschema in Abbildung 5.1, mit Blindscheiben verschlossen. Zwischen dem Flansch und der Absperrklappe wird eine Graphitdichtung und eine Blindscheibe geklemmt. Die eigentliche Funktion der Klappe zur Öffnung und Schließung der Rohrleitung wird dadurch unbrauchbar und diese fungiert nur noch als Platzhalter. Eine schematische Darstellung ist in Abbildung 4.7 dargestellt.

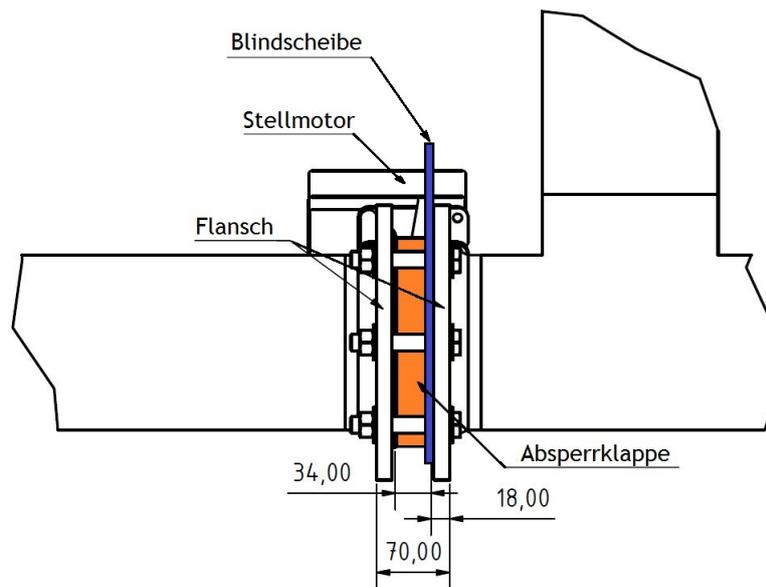


Abb. 4.7: Absperrklappe im eingebauten Zustand mit Blindscheibe als Verschluss

# 5 | Messtechnik und Automatisierung

Die Messungen an dem Festbettregenerator können, abhängig von der Zykluszahl und den geforderten Temperaturbereich, mehrere Tage in Anspruch nehmen. Die Versuchsanlage musste in der Vergangenheit aufgrund der fehlenden Automatisierung und dem manuellen Umschalten der Absperrklappen und des Heizregisters dauerhaft beaufsichtigt werden. Aus diesem Problem heraus wurde im Zuge der Überarbeitung des Festbettregenerators von Rasinger [42] der Versuchsstand mittels Bernecker und Rainer Steuerung X20 CP1585 automatisiert. Die Anlage ist aufgrund der Auswertung der Messsignale in der Lage, Fehler während der Messung zu erkennen und vordefinierte Aktionen zu setzen. Die Funktionen beinhalten von der Fehlermeldung durch ein akustisches Signal bis hin zu der automatischen Abschaltung samt Nachkühlung des Luftheizregisters sämtliche Sicherheitsanforderungen. Neben den softwaretechnischen Sicherheitsvorkehrungen durch die Überwachung mit der SPS wurden sicherheitsrelevante Anlagenkomponenten auch als hartverdrahtete Sicherheitsschaltungen mit Relais ausgeführt.

## 5.1 Messtechnik

In der Automatisierungstechnik arbeitet man mit Einheitssignalen. Geräte mit diesen Signalen haben für das Eingangs- und Ausgangssignal die Auswahl zwischen einigen genormten Signalspannungen.

Die eingesetzten Messgeräte liefern Strom- und Spannungssignale. Stromsignale weisen bei größeren Entfernungen zwischen Messwandler und Auswertegerät und bei möglichen elektromagnetischen Störungen im Gegensatz zu Spannungssignalen eine geringe Störempfindlichkeit auf. Dabei stellt der Grundwert des Signals von 4 mA den Nullwert und 20 mA den maximalen Messwert dar. Bei einem Leiterbruch oder sonstigen Signalen von  $<4$  mA können diese sofort als Fehler gewertet und Maßnahmen eingeleitet werden. Im Folgenden werden jene Bauteile der Messtechnik genauer beschrieben deren Messergebnisse den höchsten Stellenwert in der Auswertung haben.

In der Versuchsanlage sind vorwiegend Thermoelemente, Drucksensoren und ein Massendurchflussmessgerät verbaut. Die vollständige Auflistung aller Messelemente ist in der Tabelle 5.1 ersichtlich. Das Verfahrensfliesschema ist in der Abbildung 5.1 und vergrößert inklusive Legende in Anhang A dargestellt und gibt einen Gesamtüberblick über die Messpositionen der Sensoren. In der Festbettregeneratoranlage sind insgesamt 27 Messstellen vorhanden, die kontinuierlich die Messwerte erfassen und an die B&R Steuerung weitergeben.

Anzahl	Art	Modell/Typ	Bemerkung
16	Thermoelement	Typ K (NiCr-Ni, Klasse2)	-200 – 600°C
2	Widerstandstemperaturfühler	Pt100	-70 – 500°C
2	Thermoelemente	im LHR integriert	0 – 650°C
1	Massendurchflussmessgerät	t-mass A 150	0 – 555 kg/h
2	Druckdifferenzsensor	Kalinsky DS1-420	± 25 mbar
1	Relativdrucksensor	Bürkert Typ 8323	0 – 100 mbar

Tab. 5.1: Auflistung der Messsensoren in der Versuchsanordnung

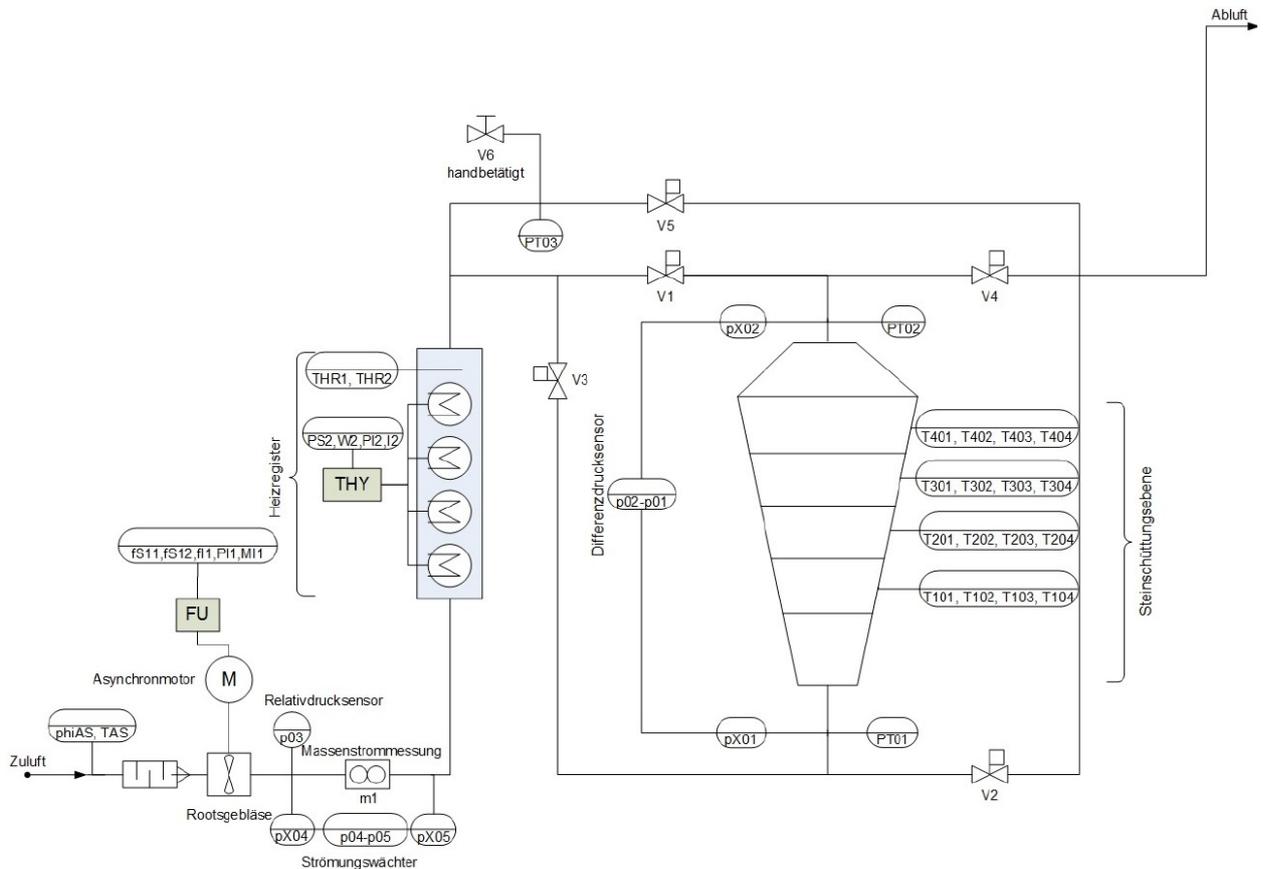


Abb. 5.1: Verfahrensfliessschema mit den einzelnen Messpunkten, Quelle: [42]

### 5.1.1 Temperatursensoren

Für die Temperaturmessungen in der Schüttung werden Thermoelemente des Typs K, welche Spannungssignale im Millivoltbereich liefern, verwendet. Die insgesamt 16 Thermolemente sind über vier Ebenen verteilt und mit den in der Behälterwand vorhandenen Schweißnippeln verschraubt. Die Abdichtung erfolgt durch eine Kupferdichtung. Die genaue Position der Messebenen sind der Abbildung 4.2 zu entnehmen. Pro Ebene sind somit vier Thermolemente mit einem Winkelversatz von  $90^\circ$  zueinander verbaut, um die mittlere Temperatur der Schüttung abbilden zu können. Abbildung 5.2 dient zur Veranschaulichung der Einbaulage der Thermolemente in den Zwischenräumen der Schüttungssteine. In der Abbildung ist eine gröbere Schüttung im Vergleich zum aktuellen Speicher material dargestellt. Die Ansicht von oben zeigt die Thermolemente und deren reale reduzierte Einbaulänge aufgrund der Wandstärke des Schüttungsbehälters von 75 mm. Die Thermolemente wurden mit einem geeichten Kalibrierofen kalibriert. Genauere Details ist dem Kalibriervorgang von Rasinger [42] zu entnehmen.



Abb. 5.2: Einbaulage der Thermolemente einer Messebene anhand einer groben Schüttung dargestellt (Drainageschotter), Quelle: [36]

Die Temperaturerfassung am Eintritt beziehungsweise Austritt des Behälters erfolgt durch je einen Widerstandsthermometer Pt100. Bei einem solchen Temperatursensor wird der physikalische Effekt ausgenutzt, dass der elektrische Widerstand mit der Temperatur variiert.

### 5.1.2 Massendurchflussmessgerät

Das thermische Messprinzip des verwendeten Massenstromdurchflussmessgerätes beruht auf der Abkühlung eines aufgeheizten Widerstandsthermometers Pt100 dem durch das vorbeiströmende Gas Wärme entzogen wird. Im Messabschnitt strömt das Gas an den zwei verbauten Widerstandsthermometern Pt100 vorbei. Eines der Beiden wird als Temperaturfühler verwendet, während das andere als Heizelement dient. Der Temperaturfühler überwacht und erfasst die effektive Prozess-temperatur, während dem anderen Widerstandsthermometer, welches als Heizelement dient, durch den vorbeiströmenden Gasmassenstrom Wärme entzogen und durch die Regelung des vom Heizelement verbrauchten elektrischen Stroms auf eine konstante Differenztemperatur gegenüber der gemessenen Prozesstemperatur gehalten wird. Je größer der strömende Gasmassenstrom ist, umso größer ist die Abkühlung und damit auch die zur Aufrechterhaltung einer konstanten Differenztemperatur erforderliche Stromstärke. Am gemessenen Heizstrom lässt sich somit der Massendurchfluss des Fluids ablesen.

### 5.1.3 Drucksensoren

Am Auslassstutzen des Gebläses befindet sich ein Relativdrucksensor, um den Druck bei den unterschiedlichen Betriebszuständen zu messen und zu vergleichen. Wie Rasinger [42] ermitteln konnte, hat der Betriebsmodus keinen großen Einfluss auf den Druck am Gebläsestutzen. In dem Verfahrensfließschema, Abbildung 5.1, ist der Relativdrucksensor an der Position p03. Um den auftretenden Druckverlust an der Schüttung zu ermitteln wird am Eintritt (px02) und Austritt (px01) des Behälters eine Differenzdruckmessung durchgeführt. Der Druckverlust über die Schüttung bei 40°C und einem maximalen Massenstrom von 260 kg/h liegt rechnerisch bei 2200 Pa (siehe Anhang B2.2) und damit außerhalb des Messbereichs von  $\pm 1250$  Pa des Differenzdrucksensors. Aus diesem Grund wurde dieser durch einen Sensor mit einem Messbereich von  $\pm 2500$  Pa ersetzt. Als redundante Messung des Luftmassenstroms ist am Anfang der Einlaufstrecke und am Ende der Auslaufstrecke des Massendurchflussmessgeräts ebenfalls eine Differenzdruckmessstelle vorhanden. Aufgrund der Druckdifferenz kann auf den Massenstrom geschlossen werden und in der Steuerung muss ein unterer Grenzwert erreicht werden, damit ein Betrieb des Luftheizregisters möglich ist (Position px04 und px05).

## 5.2 Automatisierung

Die Automatisierung des Festbettregenerators wird durch eine Steuerung von Bernecker und Rainer realisiert. Dabei werden nicht nur die Handlingsprozesse der Absperrklappen, des Heizregisters und des Gebläses von der Steuerung ausgeführt, sondern auch der eigentliche Mess- und Prüfvorgang. Hierzu werden die vorhandenen Messsensoren über geeignete I/O-Module in die SPS integriert und somit optimal mit dem Handling abgestimmt. Der Vorteil ist eine integrierte Datenerfassung, Auswertung und Speicherung mit der dazugehörigen Software B&R Automation Studio. [5]

Das Heizregister wird über einen Thyristor-Leistungssteller und das Gebläse über einen Frequenzumrichter geregelt und gesteuert. Die Regelung der einzelnen Komponenten erfolgt durch 4 mA bis 20 mA Strom beziehungsweise über 24 V Spannungssignale. Es ist somit möglich einen konstanten Massenstrom zu erzeugen sowie die Lufteintrittstemperatur auf demselben Niveau zu halten. Die Absperrklappen V1, V2 und V5 (siehe Abbildung 5.1) sind mit Blindscheiben verschlossen und dürfen durch die Steuerung nicht geöffnet werden. Bei unabsichtlicher Betätigung steigt das Drehmoment im Stellmotor bis zu einem maximalen Sicherheitsmoment an und die Klappe zeigt eine Fehlermeldung an. Die Klappen V3 und V4 hingegen müssen immer geöffnet sein um den Massendurchfluss durch den Behälter zu gewährleisten und einen Hitzerückstau im Heizregister zu verhindern.

Weiters sind in der Steuerungssoftware verschiedene Szenarien für möglich auftretende Probleme hinterlegt, wie zum Beispiel für einen Stromausfall. Eine genauere Beschreibung der Software sowie der Sicherheitsfunktionen ist der Arbeit von Rasinger [42] zu entnehmen.

Die Software erlaubt aufgrund der Automatisierung und der Beachtung aller Sicherheitsvorschriften einen Fernzugriff auf das Bedienmenü für die Anlagenüberwachung, dargestellt in Abbildung 5.3. Beispielhaft lässt sich das Luftheizregister nur einschalten, wenn ein Mindestmassenstrom von 125 kg/h vorherrscht.

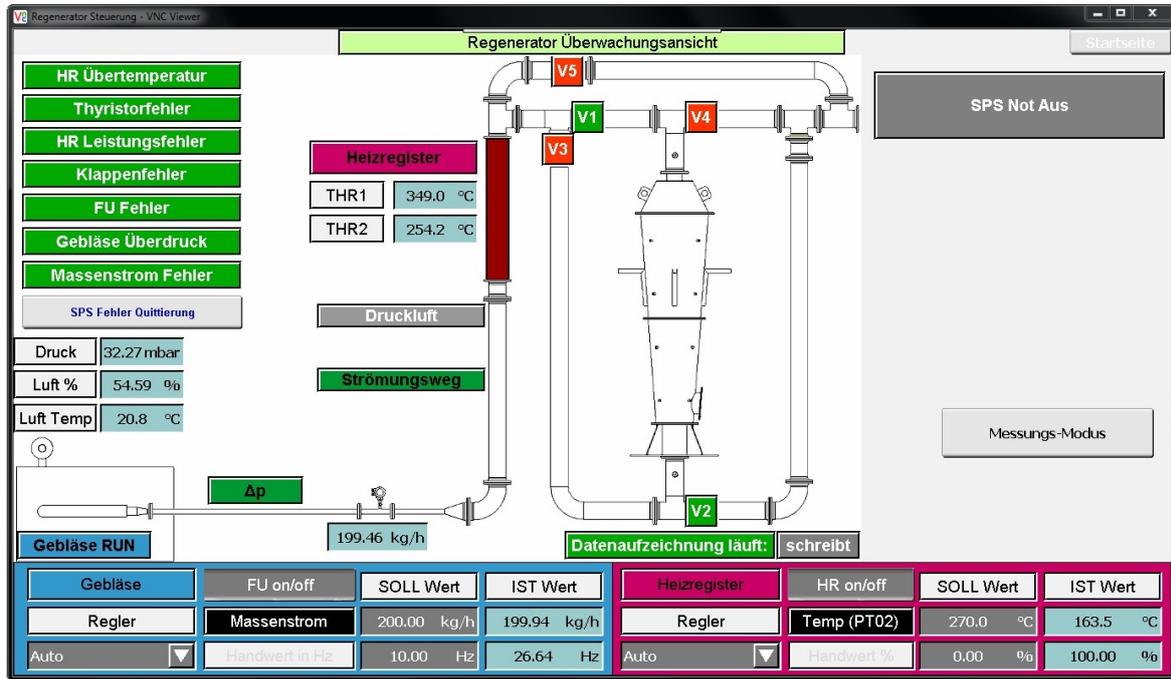


Abb. 5.3: Darstellung der Anlagenüberwachung

In dem Messprogramm werden die Sensorsignale unter Berücksichtigung der Kalibrier-  
 tabellen in ihre physikalische Einheit umgerechnet. Für die Datenaufzeichnung wird aus  
 den erhaltenen Messwerten der Mittelwert zwischen zwei Aufzeichnungspunkten gebil-  
 det. Das standardmäßige Aufzeichnungsintervall wurde auf 60 Sekunden festgelegt, kann  
 jedoch jederzeit beliebig verändert werden.

### 5.3 Anpassung der Software

Die Software der Steuerung des Regenerators musste an die neuen Bedingungen der  
 Versuchsanlage angepasst werden. Das Be- und Entladen erfolgt nur mehr von unten,  
 also der Massenstrom durchströmt den Speicherbehälter von unten nach oben, wie in  
 Abbildung 6.4 und 6.5 visualisiert ist. Daher müssen die Absperrklappen V1, V2 und V5  
 immer geschlossen und V3 und V4 durchgehend geöffnet bleiben. Somit wird während  
 einer Messung keine der fünf Klappen betätigt. Aufgrund der anlagebedingten nur noch  
 in eine Richtung durchströmbaren Schüttung, mussten die Kriterien für den Umschalt-  
 vorgang zwischen Be- und Entladevorgang in der Anlagensteuerung geändert werden.  
 Der Wert des oberen Temperatursensors PT02 ist für das Umschalten ausschlaggebend  
 und definiert die obere sowie auch die untere Grenztemperatur, bei der ein Wechsel  
 des Betriebszustands durchgeführt wird. Diese beiden elementaren Temperaturen einer

Messung werden im Messungsmodus, visualisiert in Abbildung 8.1, unter „Aufladen bis PT02“ und „Entladen bis PT02“, definiert.

## 5.4 Dichtheitsprüfung der Versuchsanlage

Die Dichtheitsprüfung hat das Ziel eine Leckrate der gesamten Anlage von unter 2 Pa/s zu erreichen. Es musste zuerst festgestellt werden wie undicht die Anlage nach dem Aufbau ohne Nachbesserungsmaßnahmen ist.

Die Prüfung dient zum Nachweis der Dichtheit der Versuchsanlage und wurde mittels Überdruckverfahren und Druckdifferenzmessung durchgeführt. Bei der Differenzdruckprüfung wird das Referenzvolumen mit einem Druck beaufschlagt und die Differenz zum konstanten Hallendruck gemessen. Nach einer kurzen Beruhigungszeit wird die Druckluftversorgung abgetrennt und nach einer weiteren Messzeit wird die Druckdifferenz erneut ermittelt. Werden die beiden Messwerte über die Messzeit gemittelt, erhält man die durchschnittliche Leckrate. Die fünf Absperrklappen befinden sich innerhalb des Testvolumens und waren während der Dichtheitsmessungen dauerhaft geöffnet. Daher wurde die Dichtheit der Klappen im geschlossenen Zustand nicht überprüft.

Nach der ersten Messung stellte sich ein Druckverlust von 6,2 Pa/s ein. Bei der Überprüfung der Flanschstellen wurde ein Leck entdeckt und abgedichtet, sowie die Schrauben von 2 Flanschverbindungen nachgezogen und der Anfangsdruck reduziert.

Nach weiteren Prüfungen und der Abdichtung des Heizregisters konnte eine Leckrate von 1,94 Pa/s erreicht werden. Die Berechnung der Leckrate auf Basis der Messungen sind im Anhang B1 zu finden.

Die Messungen wurden mit dem am Institut vorhandenen Differenzdruckmessgerät Testo 312-4 durchgeführt.

## 6 | Betriebszustände

Aufgrund der Probleme mit der Undichtheit der Absperrklappen, nachzulesen in Kapitel 4.2, mussten alle Messreihen mit der neuen Anlagenkonfiguration wiederholt werden. Die ursprünglichen Betriebszustände A (für ALT) können mit den komplett mit Blindscheiben abgedichteten Absperrklappen V1, V2 und V5 nicht realisiert werden. Daher werden neue Betriebszustände N (für NEU) eingeführt. Um die Unterschiede zwischen den verschiedenen Messmethoden zu erläutern, werden daher im Folgenden einerseits die alten Betriebszustände A der ersten Messreihen sowie die Betriebszustände N der neuen Messreihen beschrieben.

### 6.1 Betriebszustände A

Der Betriebszustand ist die aktuelle Situation in der sich der Festbettregenerator befindet. Wie bereits in Kapitel 5 beschrieben, wird der Luftmassenstrom für die Betriebszustände vorwiegend durch die automatisierte Steuerung der Absperrklappen V1 – V5 geregelt. Bei Problemen oder speziellen Experimenten kann aber trotzdem auf einen manuellen Betrieb umgeschaltet werden. Hierbei ist jedoch penibel auf die einzelnen Klappenstellungen und Nachkühlzeiten des Luftheizregisters zu achten, damit alle Sicherheitsanforderungen eingehalten werden. Die Ventilkombination V1 & V3 & V5 beziehungsweise V2 & V4 & V5 darf niemals gleichzeitig geschlossen sein, da es sonst zu einem Wärmerückstau beim Luftheizregister und in weiter Folge zu einer Beschädigung kommt. Es werden folgende Betriebszustände unterschieden:

- A-Laden
- A-Entladen
- A-Bypassleitung
- A-Speichern

### 6.1.1 Betriebszustand: A-Laden

Beim Betriebszustand LADEN sind die Klappen V1 und V2 geöffnet und die Klappen V3, V4 und V5 geschlossen. Die vom Luftheizregister erwärmte Luft strömt von oben nach unten durch den Behälter (siehe Abbildung 6.1) und gibt die Wärme an die Schüttung im Behälter ab. Im Wesentlichen hängt die Ladezeit vom eingestellten Luftmassenstrom  $\dot{m}_L$  und von der geforderten Luftaustrittstemperatur ab. Die maximale Ladetemperatur des Luftmassenstroms am Eintritt des Behälter wird durch die maximale Leistung des Luftheizregisters, den Wärmeverlusten in der Verrohrung und dem Massenstrom begrenzt, siehe Kapitel 8.3. Wie in Kapitel 4.1.3 bereits erwähnt, erfolgt die Regelung des Luftmassenstroms durch einen Frequenzumrichter. Der für den sicheren Betrieb des Luftheizregisters erforderliche Luftmassenstrom ist mit 125 kg/h definiert und wird wie bereits in Kapitel 5.2 durch mehrere Sicherheitsmaßnahmen gewährleistet.

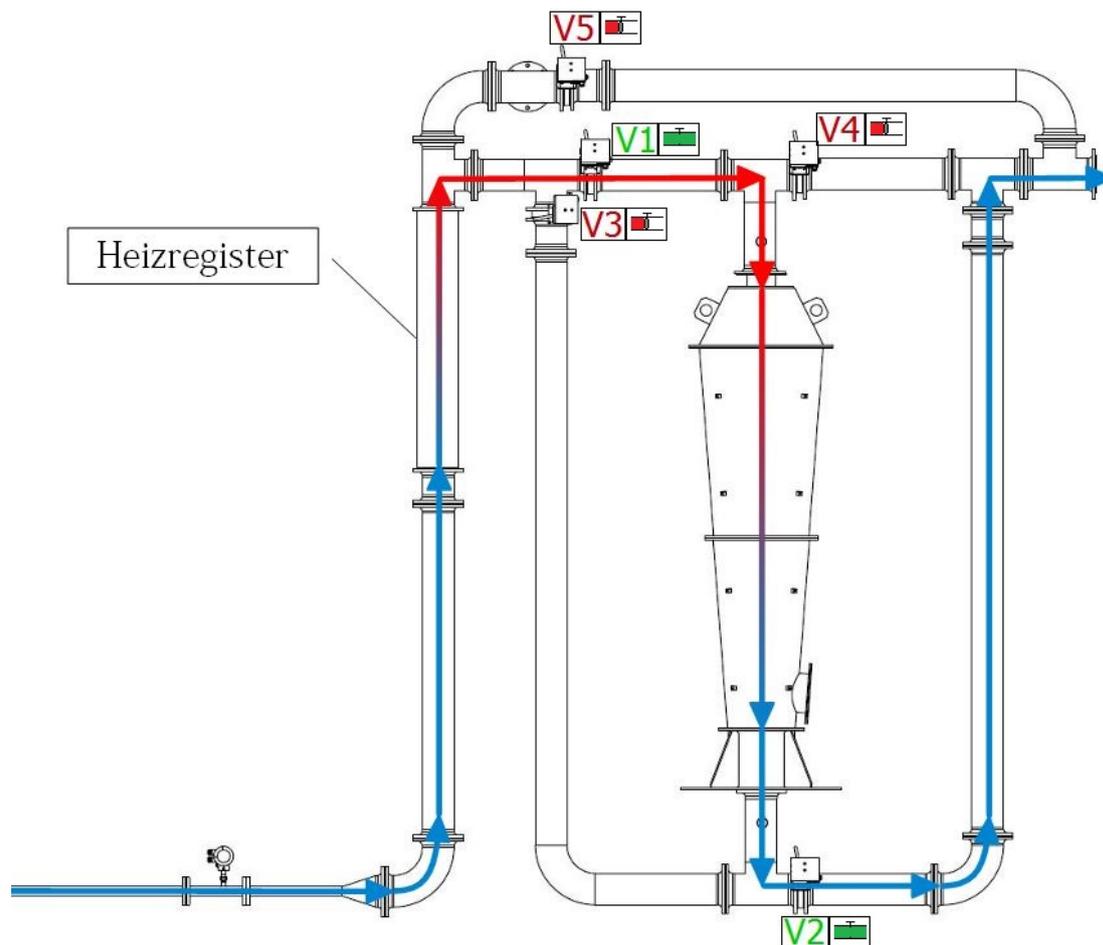


Abb. 6.1: Betriebszustand A-Laden, Quelle: eigene Darstellung, anlehnd an [42]

### 6.1.2 Betriebszustand: A-Entladen

Am Beginn des Betriebszustands ENTLADEN, auch Ausspeichern genannt, muss das Luftheizregister nachgekühlt werden. Hat das Luftheizregister die in der Steuerung vorgegebene Temperatur THR 1 und THR 2 von  $50^{\circ}\text{C}$  unterschritten wird auf den Zustand Entladen umgeschaltet. Die Klappen V1 & V2 & V5 sind während des Entladens gesperrt. Der angesaugte kalte Luftmassenstrom strömt, wie in Abbildung 6.2 veranschaulicht, von unten nach oben durch den Behälter. Die spezifische Wärme der Schüttung wird kontinuierlich an die angesaugte Hallenluft abgegeben und verlässt die Anlage über das Abgasrohr. Die zusätzlich senkrechte Verrohrung ermöglicht das Entladen des Regenerators mit einem vorgeheizten Luftmassenstrom.

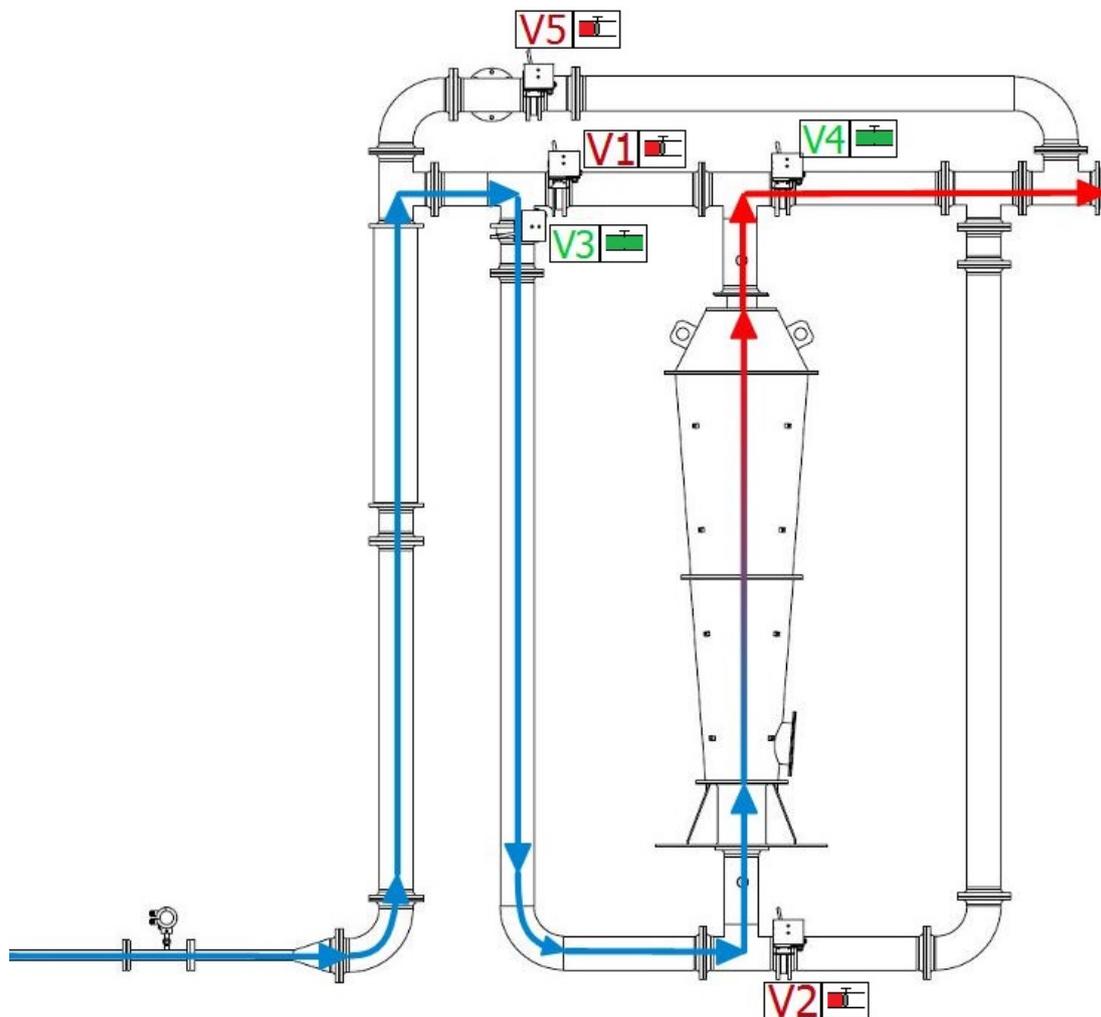


Abb. 6.2: Betriebszustand A-Entladen, Quelle: eigene Darstellung, anlehnd an [42]

### 6.1.3 Betriebszustand: A-Bypassleitung

Damit die Temperaturmessungen am Ein- und Austritt sowie in der Schüttung nicht beeinflusst werden, wird die Luft durch die Bypassleitung am Speicherbehälter vorbeigeleitet. Die Ventile V1 – V4 sind in diesem Zustand, wie in Abbildung 6.3 dargestellt, geschlossen und V5 ist geöffnet. Durch diesen Betriebszustand ist es möglich das Luftheizregister und die Rohrleitungen vor dem ersten Ladezyklus vorzuheizen, ohne den Luftmassenstrom durch die Schüttung zu leiten. Dieser Zustand wird benötigt, um das Luftheizregister und die Rohrleitungen vor dem ersten Ladevorgang auf die gewünschte Ladetemperatur vorheizen zu können ohne dass die Temperatur der Schüttung beeinflusst wird. Nach dem Laden und beim Abschaltvorgang muss das Luftheizregister auf unter 100°C nachgekühlt werden, um mögliche Schäden durch passives nachheizen zu vermeiden. Zu diesem Zweck wird die Bypassleitung geöffnet, um erneut die Messergebnisse im Behälter nicht zu beeinflussen.

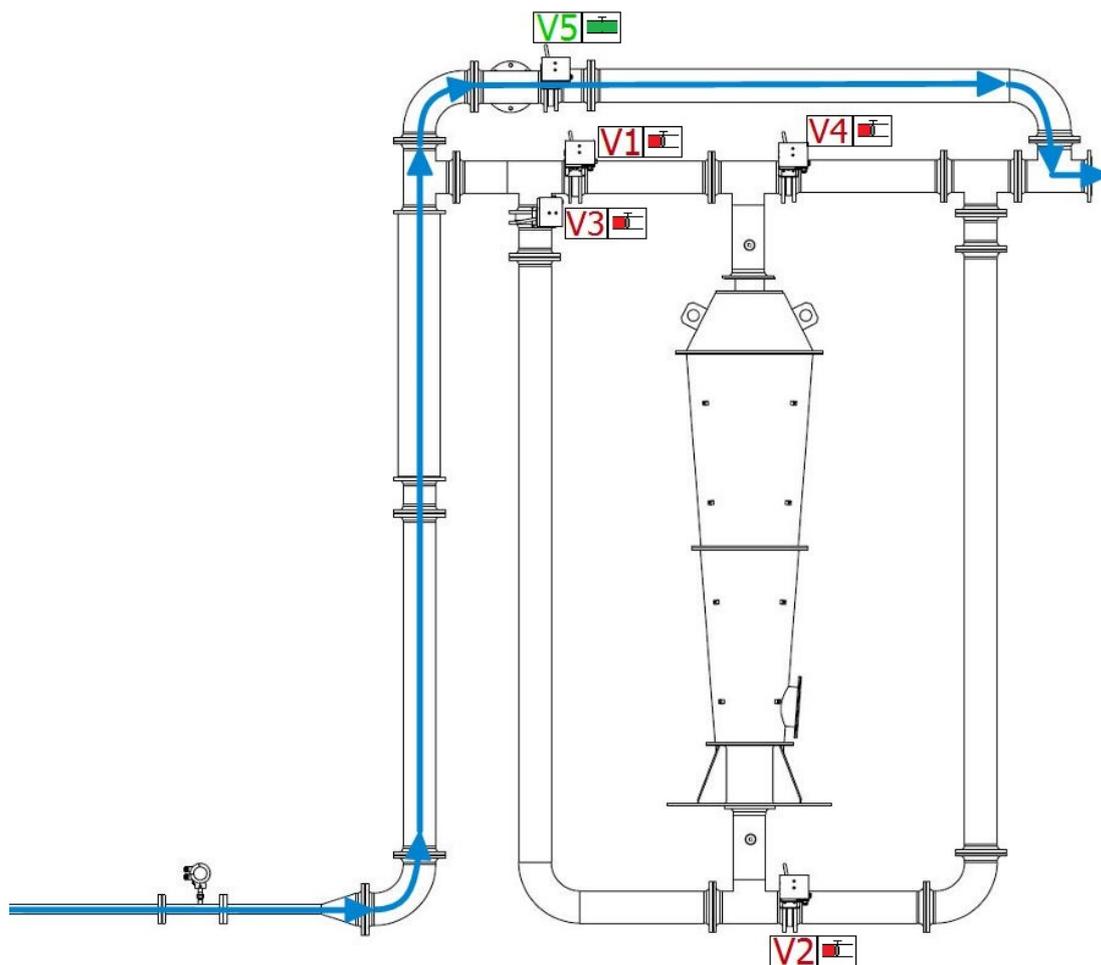


Abb. 6.3: Betriebszustand A-Bypass, Quelle: eigene Darstellung, anlehnd an [42]

### 6.1.4 Betriebszustand: A-Speichern

In diesem Zustand wird kein Luftmassenstrom durch die Schüttung geleitet. Nach dem Ladevorgang werden die Absperrklappen V1 – V4 geschlossen und mit dem Nachkühlvorgang des Luftheizregisters über die Bypassleitung begonnen. Die Klappen werden erst nach der vordefinierten Speicherzeit, in Abbildung 8.1 unter „Ladung halten“, wieder geöffnet und der Entladevorgang gestartet.

## 6.2 Betriebszustände N

Alle Messungen deren Namen mit N beginnt, wurden mit den Betriebszuständen N durchgeführt, wobei das N hierbei für NEU steht. Die Regelung erfolgt durch die automatisierte Steuerung wie bei den Betriebszuständen A.

Nach den ersten Messungen konnte eine unzulässige Undichtheit der Absperrklappen festgestellt werden. Nach dem Verschließen der Klappen V1, V2 und V5 mittels einer Blindscheibe, genaueres ist dem Kapitel 4.2 zu entnehmen, mussten die Betriebszustände angepasst werden. Der Betriebszustand Bypassleitung kann aufgrund der verschlossenen Klappe V5 nicht mehr eingestellt werden. Folglich werden folgende neue Betriebszustände unterschieden:

- N-Laden
- N-Entladen

### 6.2.1 Betriebszustand: N-Laden

Beim Betriebszustand N-Laden sind die Klappen V3 und V4 geöffnet und die Klappen V1, V2 und V5 mit Blindscheiben abgeblendet. Die vom Luftheizregister erwärmte Luft strömt von unten nach oben durch den Behälter (siehe Abbildung 6.4) und gibt die Wärme an die Schüttung im Behälter ab.

Die Möglichkeit den Luftmassenstrom wie beim Betriebszustand A-Laden vorzuheizen und erst bei erreichter Ladetemperatur den Massenstrom durch den Behälter zu leiten entfällt aufgrund der fehlenden Bypassleitung.

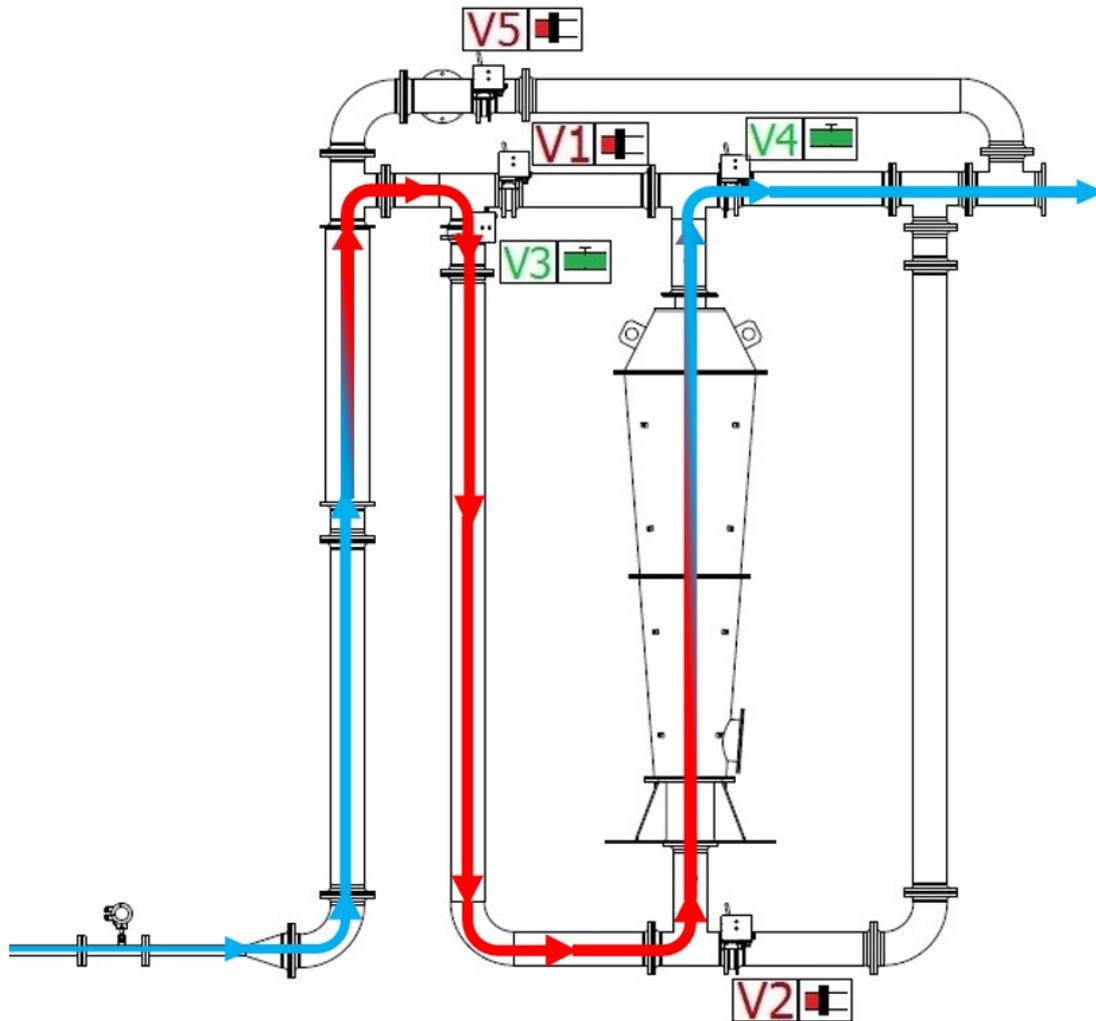


Abb. 6.4: Betriebszustand N-Laden

### 6.2.2 Betriebszustand: N-Entladen

Am Beginn des Betriebszustands N-Entladen, auch Ausspeichern genannt, muss das Luftheizregister durch den Luftmassenstrom nachgekühlt werden. In der neuen Konfiguration kann die Nachkühlphase nicht mehr von dem Entladevorgang getrennt werden. Somit wird nach dem Umschalten von Laden auf Entladen das Heizregister am Anfang des Entladens mitgekühlt. Das Luftheizregister unterschreitet die in der Steuerung vorgegebene Temperatur THR 1 und THR 2 von 50°C in etwa 10 Minuten und danach wird in der Software der richtige Zustand Entladen eingeleitet. In diesen 10 Minuten wird nicht mit der eingestellten Entladetemperatur entladen, sondern mit der Abkühlkurve des Heizregisters. Die Klappen V1 & V2 & V5 sind während des Entladens gesperrt und verschlossen. Der angesaugte kalte Luftmassenstrom strömt, wie in Abbildung 6.5

veranschaulicht, von unten nach oben durch den Behälter. Die spezifische Wärme der Schüttung wird kontinuierlich an die angesaugte Hallenluft abgegeben und verlässt die Anlage über das Abgasrohr. Die zusätzlich senkrechte Verrohrung ermöglicht das Entladen des Regenerators mit einem vorgeheizten Luftmassenstrom.

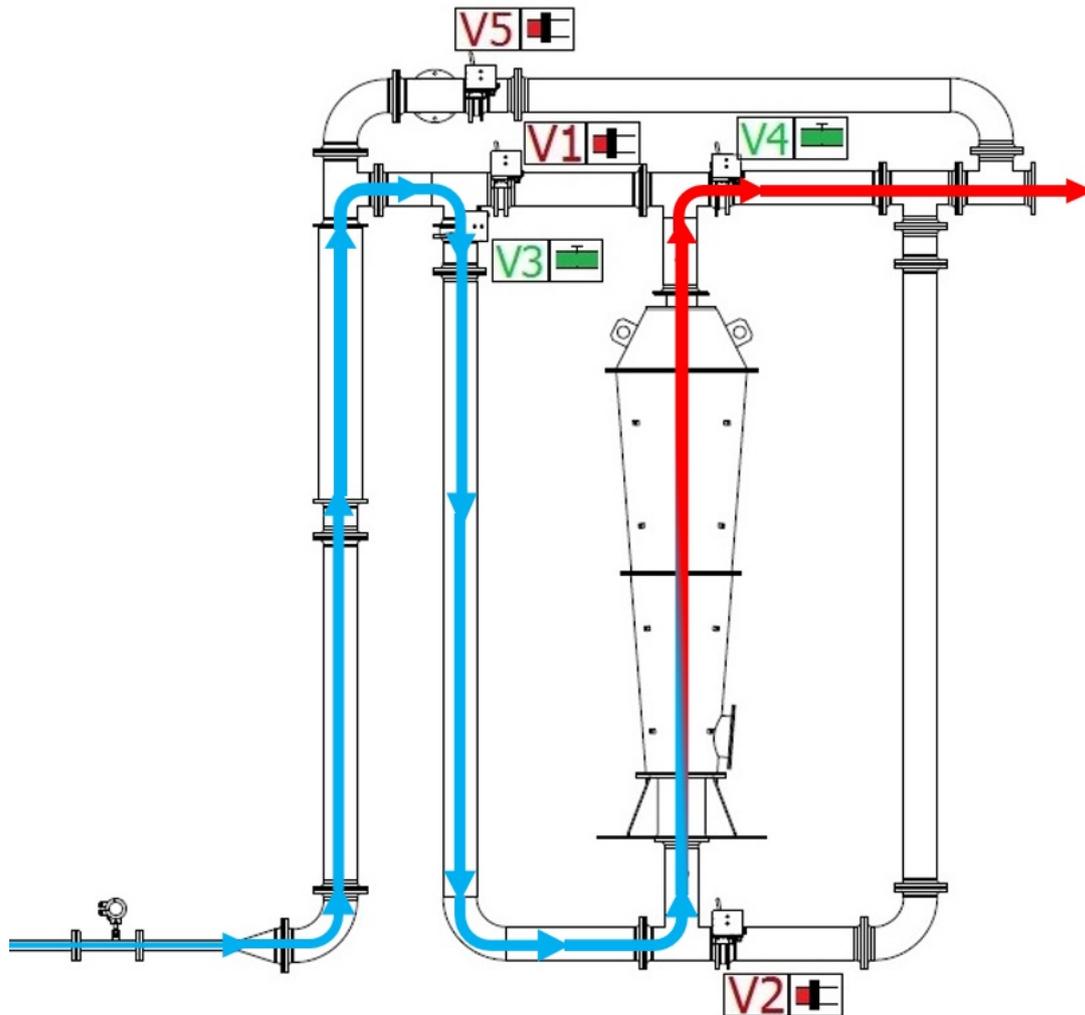


Abb. 6.5: Betriebszustand N-Entladen

# 7 | Bestimmung des Druckverlusts

## 7.1 Berechnung des Druckverlusts

### 7.1.1 Druckverlust in durchströmten Schüttungen

Die Berechnung erfolgt nach dem VDI [51]: L1.6 - Kapitel 3.

Das Festbett des Regenerators besteht aus einer Anhäufung von einzelnen Partikeln, die von einem Fluid, in diesem Fall von Luft, durchströmt werden. In der durchströmten Schüttung tritt beim Durchgang des Fluids ein Druckverlust  $\Delta p$  auf, der sich aus der inneren Reibung des Gases, der Reibung an den Feststoffteilchen und der Störung des Strömungsverhaltens an festen Einbauten zusammensetzt. [45]

Molerus [37] leitete die Druckverlustbeziehung basierend auf der Umströmung von Einzelpartikeln her. Auf jedes der umströmten Partikel wird vom Fluid eine Widerstandskraft  $W_1$  ausgeübt. Die Summe der Einzelkräfte aller Partikel steht im Gleichgewicht zur Druckkraft. Für die Berechnung des Druckverlusts über das Festbett wird die Euler-Zahl definiert. Sie entspricht dem dimensionslosen Strömungswiderstand  $W_1$  eines einzelnen Partikels in einem Festbett das mit einer mittleren Zwischenraumgeschwindigkeit durchströmt wird.

Mithilfe der Navier-Stokes-Gleichung zur Analyse der Umströmung von einzelnen Partikeln und der Auswertung von Druckverlustmessungen ergibt sich die Gleichung (7.1) für die Euler-Zahl (VDI [51], L1.6, Glg (10)):

$$Eu = \frac{24}{Re} \left[ 1 + 0,692 (\xi + 0,5 \xi^2) \right] + \frac{4}{\sqrt{Re}} \left[ 1 + 0,12 \xi^{1,5} \right] + \left[ 0,4 + 0,891 \xi Re^{-0,1} \right] \quad (7.1)$$

wobei  $\xi$  wie in Gleichung (7.2) durch die Porosität bestimmt ist

$$\xi = \left[ \frac{0,95}{\sqrt[3]{1-\psi}} - 1 \right]^{-1} \quad (7.2)$$

Die Schüttung hat laut Hersteller eine Korngrößenverteilung von 4–8 mm und der Mittelwert beträgt daher 6 mm. Die Messungen des Druckverlustes bei 40°C decken sich annähernd mit der Berechnung, wenn mit einem durchschnittlichen Durchmesser von 5 mm gerechnet wird. Dies kann unter anderem an der Annahme von ideal umströmten Kugelpartikeln liegen. In der Realität sind die einzelnen Steine des Kies unterschiedlich geformt mit Ecken und Kanten und es kommt zu einem erhöhten Druckabfall über die Schüttung. In der gesamten Berechnung wird deshalb mit einem mittleren Durchmesser von  $d_s = 5$  mm gerechnet. Der Druckabfall über das Festbett bei 40°C und einem Massenstrom von 150 kg/h beträgt mit 990 Pa über das 12-fache im Vergleich zu der alten Schüttung mit  $d_s = 30$  mm und einer Druckdifferenz von 72 Pa (Berechnung Anhang B2.1). Die 40°C entsprechen etwa dem niedrigsten Wert der Temperatur einer Ebene während den Messreihen. Der berechnete Zusammenhang (siehe Anhang B2) vom mittleren Korndurchmesser und dem Druckabfall ist in Abbildung 7.1 dargestellt. Dies zeigt den enormen Einfluss des Korndurchmessers auf den Druckverlust über das Festbett.

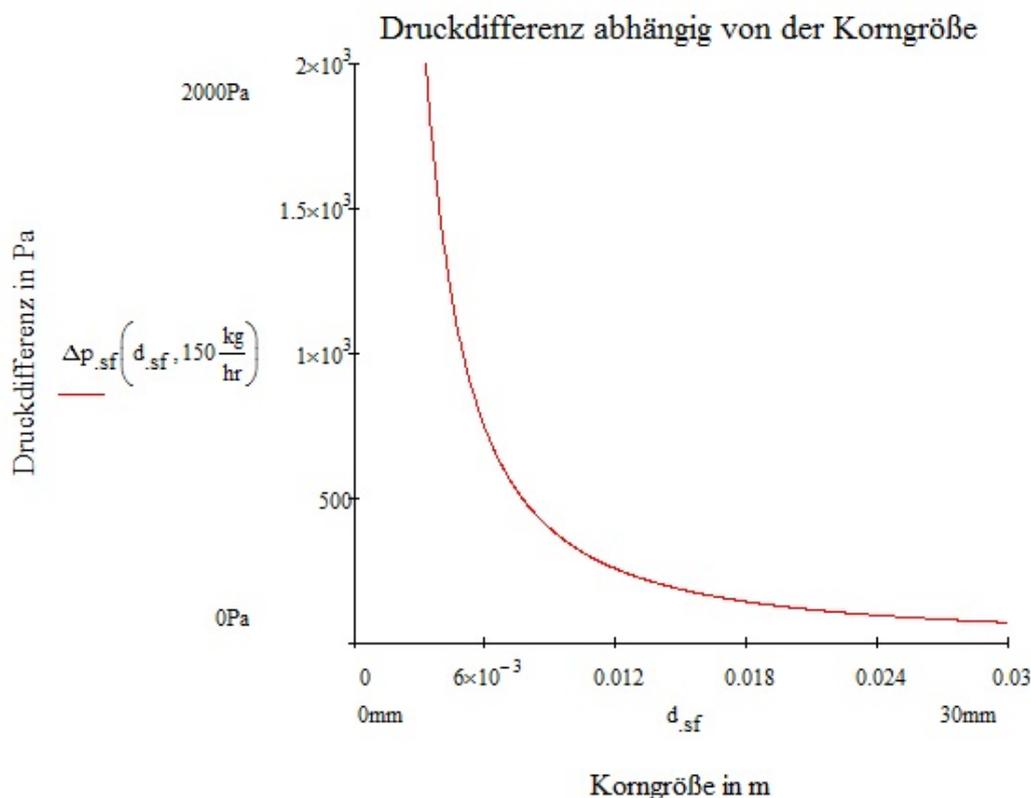


Abb. 7.1: Druckverlust abhängig vom mittleren Korndurchmesser bei 40°C

### 7.1.2 Druckverlust bei der Durchströmung von Lochblechen

Lochbleche stellen, wenn auch im gewissen Maße luftdurchlässig, ein Hindernis dar. Dies führt, neben der Schüttung zu einem weiteren Druckverlust in der Anlage. Das in Gleichung (7.3) ermittelte Polynom zeigt die Abhängigkeit des Druckverlusts vom Lochblech über den Massenstrom. Die Daten zur Erstellung des Polynoms stammen von einer Druckverlustmessung aus der Vergangenheit, die am Institut für Energietechnik und Thermodynamik durchgeführt wurden. Das Polynom bildet den Verlauf des Druckverlust über den Massenstrom mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,98 in dem Bereich von 100 - 300 kg/h ab.

$$\Delta p_{LB}(\dot{m}_L) = 4,2233 - 0,0209 \dot{m}_L + 0,0003 \dot{m}_L^2 \quad (7.3)$$

Der maximale Druckverlust bei  $\dot{m}_L=300$  kg/h hervorgerufen durch das Lochblech beträgt 25 Pa und ist im Verhältnis zum Druckabfall der Schüttung vernachlässigbar klein.

## 7.2 Messung des tatsächlichen Druckabfalls in der Anlage

Der Druckabfall über die Schüttung wurde für die relevanten Massenströme ermittelt. In Abbildung 7.2 ist der gemessene und der berechnete Druckverlust des Behälters samt Lochblech bei einer Temperatur des Wärmeträgermediums von 40°C beziehungsweise 300°C für einen Korndurchmesser von 5 mm abgebildet. Aufgrund des limitierten Messbereichs des Differenzdrucksensors von  $\pm 2500$  Pa konnte die Messung des Differenzdrucks für Massenströme  $>210$  kg/h bei 300°C nicht durchgeführt werden.

Die Druckdifferenz in der Schüttung wird zwischen Luftein- und Luftaustritt beim Behälter gemessen. Der Druckverlust den das Lochblech verursacht, muss dementsprechend zu den berechneten Werten addiert werden, um die Berechnung (Anhang B2.1) mit der Messung vergleichen zu können.

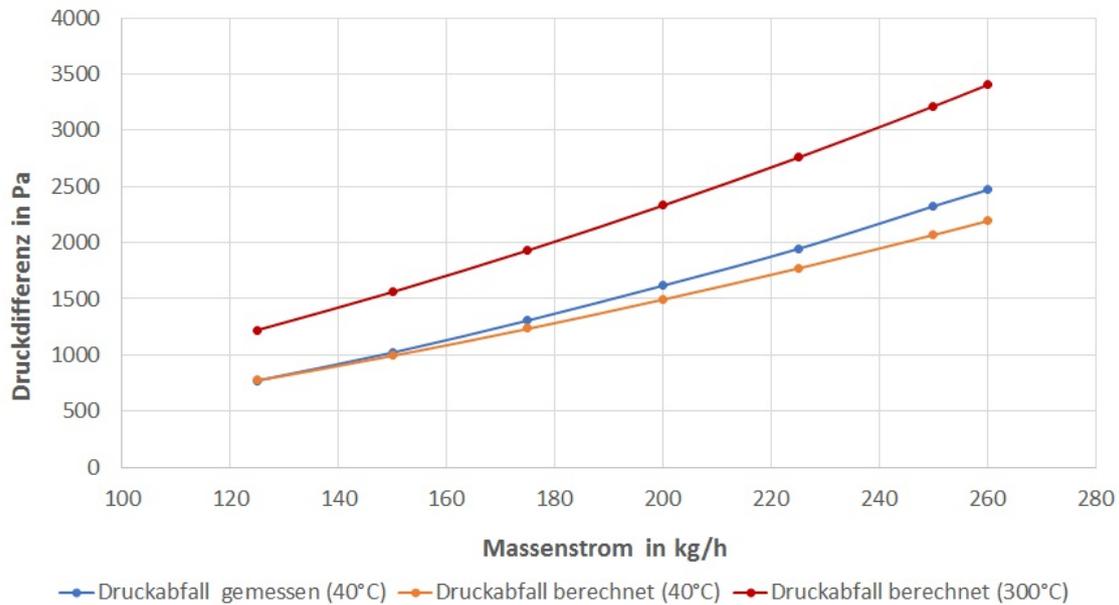


Abb. 7.2: Darstellung der Abhängigkeit zwischen Druckverlust und Massenstrom

Der Zusammenhang zwischen dem Druckabfall über die Schüttung bei 40°C (geringstes Temperaturniveau aller Messreihen) und dem Luftmassenstrom kann durch Approximation der Messkurve aus Abbildung 7.2 mithilfe von Gleichung (7.4) beschrieben werden.

$$\Delta p = 0.3532 \dot{m}_L^{1.5916} \quad (7.4)$$

Die Luftdichte  $\rho_L$  hängt von der Temperatur ab und kann mithilfe der thermischen Zustandsgleichung, wie in Gleichung (7.5), für ideale Gase angegeben werden.

$$\rho_L = \frac{p}{R_L T_L} \quad (7.5)$$

In Verbindung mit der Gleichung (7.6) für den Massenstrom lässt sich in Gleichung (7.7) der Zusammenhang von der Temperatur mit der Strömungsgeschwindigkeit zeigen. Bei steigender Lufttemperatur erhöht sich die Geschwindigkeit der Luft im Festbett und dies führt zu einem höheren Druckabfall über die Schüttung.

$$\dot{m}_L = w_L A \rho_L \quad (7.6)$$

$$w_L = \frac{R_L T_L \dot{m}_L}{A p} \quad (7.7)$$

## 8 | Messkonzept

In diesem Kapitel wird das Messkonzept am Festbettregenerator erläutert. Dabei erfolgt die Auswertung und Untersuchung der einzelnen Messreihen um die wichtigsten Parameter zu erforschen. Für eine genaue Analyse der Messwerte zur Ermittlung der konstitutiven Parameter, um eine Aussage über die Speicherfähigkeit treffen zu können, wird auf das Kapitel 10 verwiesen. Diese Kenngrößen sind ein Teil der Zieldefinition und vor allem für den Vergleich mit anderen Speichersystemen von großer Bedeutung.

Eine sorgfältige Versuchsplanung stellte die Basis zur Untersuchung der thermischen Dynamik der Anlage dar. Dazu wurden die Eingangs- und Ausgangstemperaturen, die Lade- und Entladetemperatur, sowie der Massenstrom und einhergehend die Ein- und Ausspeicherzeiten je Zyklus variiert, mit dem Ziel einen Beharrungszustand zu erreichen. Bereits nach den ersten Messungen zeigte sich, dass der stationäre Zyklus bereits nach dem zweiten bis dritten Zyklus erreicht wird. Dementsprechend wurde die Mindestzykluszahl je Messreihe auf den Wert 3 festgelegt.

Durch die in Kapitel 5 beschriebene Automatisierung mitsamt Sicherheitsfunktionen, ist der 24 Stunden Betrieb der Versuchsanlage ohne Beaufsichtigung möglich. Das Interface für die Parameter die eine Messreihe definieren, ist in Abbildung 8.1 dargestellt und in Tabelle 8.1 erläutert. Die Messwerte werden alle 60 Sekunden in eine CSV-Datei geschrieben. Das Aufzeichnungsintervall kann jedoch auch beliebig verändert werden.

Alle Versuchsreihen wurden mit dem in Kapitel 4.1.5 spezifizierten Speichermaterial am neuen Laborstandort des Instituts für Energietechnik und Thermodynamik am Arsenal durchgeführt.

Aufgrund der Problematik mit den Absperrklappen, nachzulesen in Kapitel 4.2, mussten alle Messreihen nach dem Einbau der Blindscheiben erneut durchgeführt werden. Die Messungen vor dem Einbau sind mit einem A vor dem Namen gekennzeichnet und wurden mit den Betriebszuständen A aus Kapitel 6.1 umgesetzt, wie z.B. die Messung AM1-Z1.

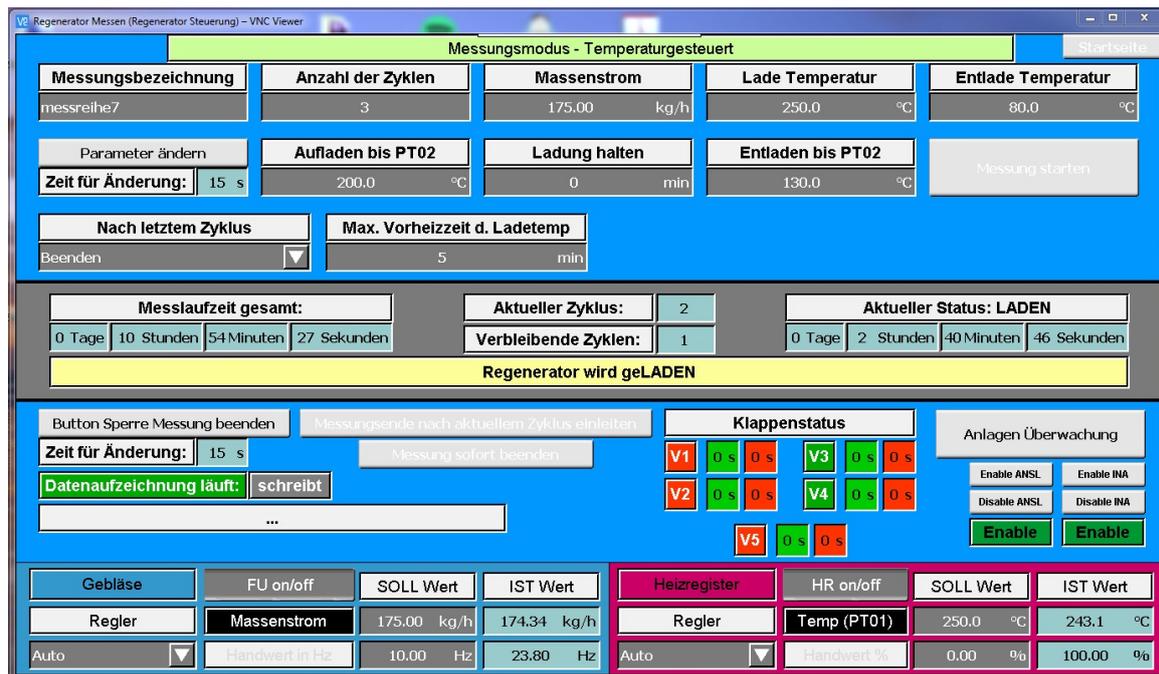


Abb. 8.1: Visualisierung des temperaturgesteuerten Messungsmodus

Parameter	Erklärung
Anzahl der Zyklen	Anzahl der Zyklen die gefahren werden. Ein Zyklus besteht aus einem vollständigen Lade- und Entladevorgang.
Massenstrom in kg/h	Auf diesen Wert geregelter Massenstrom in kg/h mit der die Messung durchgeführt wird.
$T_{\text{laden}}$ in °C	Temperatur in °C mit der der Speicher geladen wird.
$T_{\text{entladen}}$ in °C	Temperatur in °C mit der der Speicher entladen wird.
Aufladen bis PT02	Luftaustrittstemperatur in °C am oben angebrachten Widerstandsthermometer PT02 bis zu der der Speicher geladen wird. Die Temperatur <i>PT02 oben</i> dient gleichzeitig als Maß für die Ladetiefe.
Entladen bis PT02	Luftaustrittstemperatur in °C am oben angebrachten Widerstandsthermometer PT02 bis zu der der Speicher entladen wird. Die Temperatur <i>PT02 oben</i> dient gleichzeitig als Maß für die Entladetiefe.
Ladung halten	Zeit in Minuten zwischen dem Lade- und Entladevorgang des Speichers in der der Speicher nicht durchströmt wird. Nach Ablauf dieser Zeit wird der Speicher entladen.

Tab. 8.1: Parameter, durch die eine Messung definiert wird

## 8.1 Messreihenplanung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden mit der Festbettregenerator-Versuchsanlage verschiedene Messreihen gefahren, mit dem Ziel den Ein- und Ausspeichervorgang bei variierenden Temperaturdifferenzen und unterschiedlichen Lade- und Entladetemperaturen zu untersuchen. Die Ergebnisse der Analyse der einzelnen Messreihen von den wichtigsten Parametern wie Leistung, Energiedichte, Nutzungsgrad und Entladetiefe sowie der Vergleich mit Drainageschotter als Schüttung, vergl. mit [36], sind in den Kapiteln 9.1 und 9.2 in den Tabellen 9.2 und 9.5 aufgelistet. In der Tabelle 10.2 aus Kapitel 10.3 sind die Parameter aller Messreihen zur besseren Übersicht zusammengefasst angeführt. Eine Messreihe umfasst bis zu fünf Zyklen, wobei ein vollständiger Zyklus immer aus einem Lade- und Entladevorgang mit einem definierten, konstantem Massenstrom und den jeweiligen Temperaturdifferenzen, sowie Lade- und Entladetemperaturen besteht. Die Tabellen 8.2 und 9.3 geben einen Überblick über die durchgeführten Messreihen. Bei den Messreihen NM2-Z1 bis NM2-Z5 aus Tabelle 8.2 wurde als einziger Parameter der Massenstrom variiert.

Die Planung der Messreihen wurde teilweise mit denselben Parametern, wie bei den Langzeitversuchen mit Drainageschotter als Schüttung von Rasinger [42] und Michalka [36], durchgeführt, um die beiden Schüttungen vergleichen zu können.

Messreihe	NM1-Z1	NM2-Z1	NM3-Z2	NM4-Z1
Zyklen	4	3	3	3
Massenstrom in kg/h	146,4	126; 150; 175; 200; 250	150	150
$T_{\text{laden}}$ in °C	310	230	310	310
$T_{\text{entladen}}$ in °C	20	50	20	20
$T_{\text{laden,bisPT02}}$ in °C	265	185	265	200
$T_{\text{entladen,bisPT02}}$ in C°	50	80	200	150
Ladezeit in h	11,7	5,67; 4,83; 4,27; 4,03; 4,63	15,65	5,15
Entladezeit in h	6,95	5,90; 4,85; 4,07; 3,47; 2,63	3,62	3,88
Zyklusdauer in h	18,65	11,70; 9,68; 8,33; 7,50; 7,27	19,27	9,03

Tab. 8.2: Parameterübersicht der Messreihen beim Festbettregenerator

## Der eingeschwungene Zustand

Um die Zyklen vergleichbar zu machen, muss das System den eingeschwungenen Zustand erreichen. Dieser stellt sich ein, wenn über einen bestimmten Zeitraum die Zyklen konstant bleiben. In der Abbildung 8.2 sind die Ein- und Austrittstemperaturen des Wärmeträgerfluids aller vier Zyklen von der Messreihe AM1-Z1 (durchgeführt mit den Betriebszuständen A und mit denselben Parametern wie NM1-Z1) dargestellt. Der stationäre Beharrungszustand stellt sich bei dem Festbettregenerator bereits nach dem zweiten Zyklus ein. Am Anfang der Messreihe herrscht im gesamten Behälter Raumtemperatur, wodurch der Messfühler PT01 unten eine Abweichung im ersten Zyklus im Vergleich zu den anderen Zyklen aufweist.

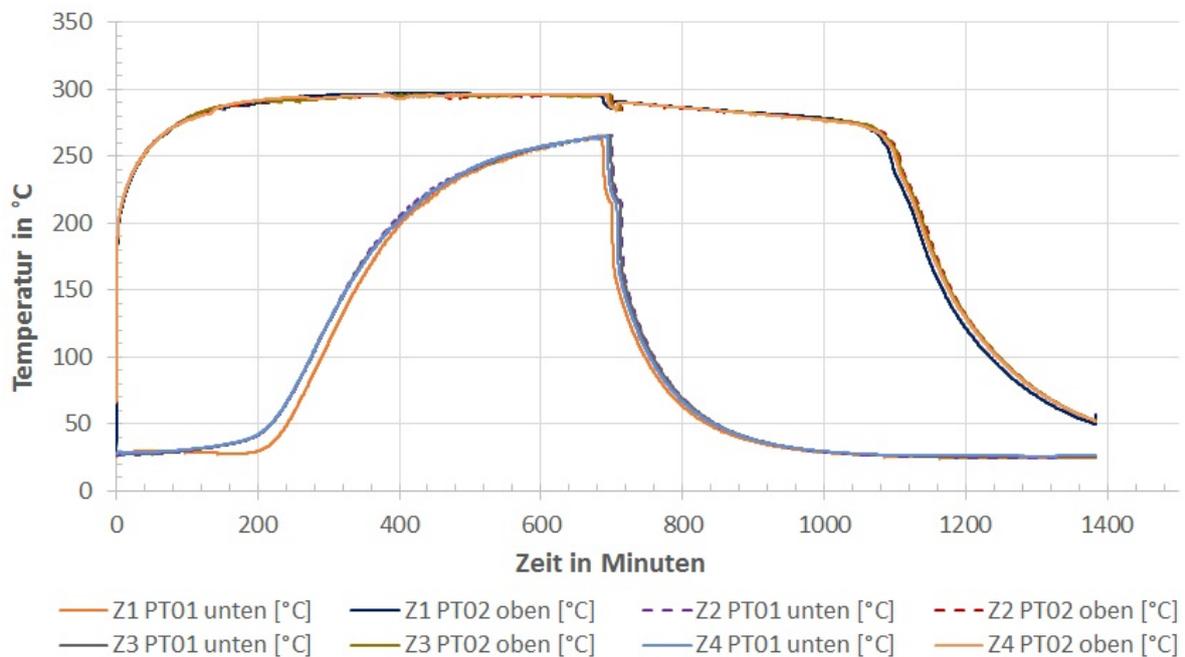


Abb. 8.2: Temperaturverlauf des Wärmeträgerfluids an den Messstellen PT01 unten und PT02 oben aller vier Zyklen der Messreihe AM1-Z1

## Massenstrom während einer Messreihe

Der Massenstrom des Wärmeträgerfluids wird durch die B&R Steuerung auf den zyklenspezifischen, vordefinierten Wert geregelt. Für den fehlerfreien Betrieb der Anlage und um ein Überhitzen des Luftheizregisters zu vermeiden, darf ein Mindestmassenstrom von 125 kg/h nicht unterschritten werden. In Abbildung 8.3 ist der Massenstrom und die Druckdifferenz über die Schüttung der Messreihe NM1-Z1 dargestellt.

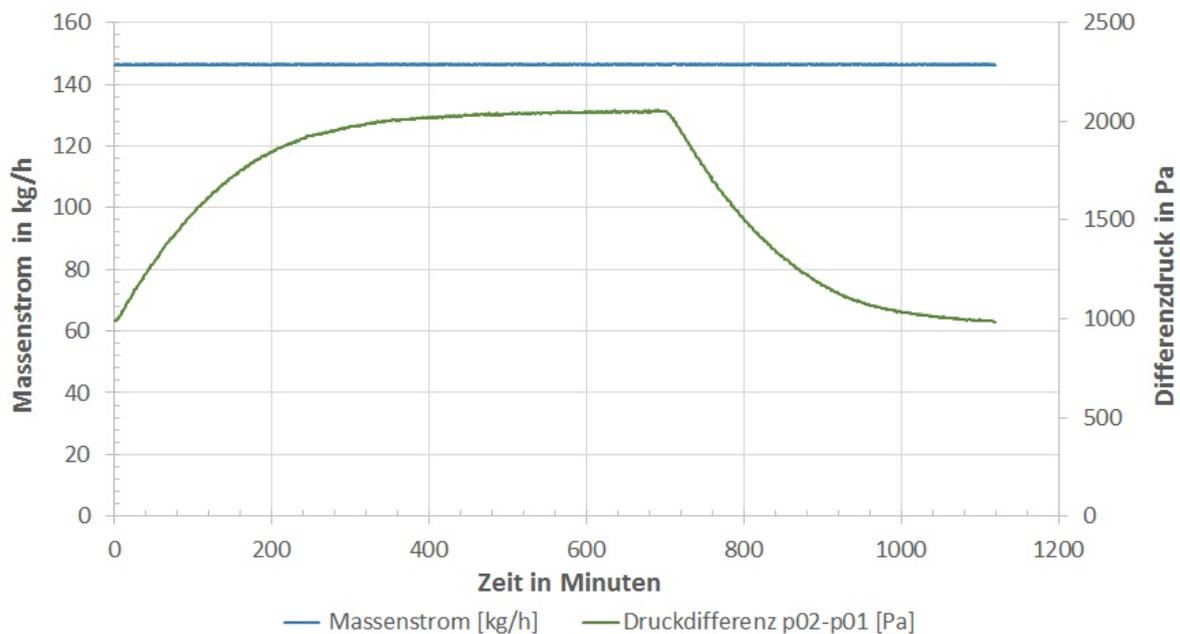


Abb. 8.3: Massenstromverlauf und Druckdifferenz der Messreihe NM1-Z1 eines Zyklus

Der Massenstrom des Wärmeträgermediums wird durch die Steuerung beinahe exakt auf den eingestellten Wert, in diesem Fall 146,4 kg/h, geregelt. Die Druckdifferenz steigt während des Ladevorgangs aufgrund der Erwärmung der Schüttung und der damit verbundenen Erhöhung der Durchströmgeschwindigkeit aufgrund der Ausdehnung des Luftmassenstroms kontinuierlich an.

## 8.2 Abweichungen der Messbedingungen zu vorherigen Messreihen

Aufgrund der Messergebnisse aus vorherigen Bachelor- und Masterarbeiten wurden nach dem Übersiedlungsprozess zu dem neuen Standort am Arsenal geringe Umbauarbeiten an der Versuchsanlage durchgeführt. Durch die Probleme mit den undichten Absperrklappen, resultierten folgende Abweichungen zu den Messbedingungen der vorangegangenen Arbeiten:

- Erhöhung der Isolierungsdicke
- Entkopplung der Wärmeübertragung zwischen dem Behälter und dem Tisch
- Erhöhter Druckabfall über die Schüttung aufgrund der kleineren Partikelgröße

- Be- und Entladen nur von einer Richtung möglich
- Benutzung der Bypassleitung nicht möglich
- Vorheizen und Nachkühlen nur durch den Behälter möglich

Die Dicke der Isolierung wurde beim Speicherbehälter von 150 mm auf 300 mm und bei den Rohrleitungen von 100 mm auf 200 mm verdoppelt, siehe Abbildung 4.4. Der maximale Wärmeverluststrom konnte nach der Berechnung aus Anhang B5 um mehr als 40 % reduziert werden.

Um eine thermische Entkopplung zwischen dem Speicherbehälter und der Tischkonstruktion zu gewährleisten, wurde eine 20 mm dicke Keramikplatte zwischen diesen beiden Anlagenkomponenten angeordnet.

Der geringere Körnungsdurchmesser führt zu einer enormen Steigerung des Druckabfalls über die Schüttung. Um mit den Messungen fortfahren zu können, mussten drei der fünf undichten Absperrklappen abgeblendet werden. Der Massenstrom im Speicherbehälter kann nur mehr von unten nach oben geleitet werden. Die Bypassleitung kann aufgrund der verschlossenen Klappe V5 ebenfalls nicht durchströmt werden. Während des Vorheizens und der Nachkühlphase strömt der Massenstrom durch den Behälter. Es kommt zu Verzerrungen in den Temperaturkurven und den Messergebnissen im Vergleich zu den Ergebnissen von vorangegangenen Forschungsarbeiten. Dies spielt wie in Kapitel 9.1 erläutert wird aufgrund der Undichtheit der Absperrklappen bei geringen Drücken eine untergeordnete Rolle.

### **8.3 Maximale Vorlauftemperatur**

Das Luftheizregister kann seine maximale Leistung von  $15 \text{ kW}_{\text{th}}$  kontinuierlich an die durchströmende Luft abgeben. Abhängig vom benötigten Luftmassenstrom sind die maximalen Lade- und Entladetemperaturen des Speichers begrenzt. Beim Vorheizvorgang im Betriebszustand Bypass des Heizregisters kann durch die begrenzte Leistung die Temperatur nach einer bestimmten Zeit nicht mehr ansteigen. Bei steigendem Massenstrom wird mehr Leistung abgeführt da auch mehr Luftmasse erwärmt werden muss und nachdem diese begrenzt ist, kann die Temperatur nicht weiter ansteigen. Der Zusammenhang zwischen dem Massenstrom und der maximalen Vorlauftemperatur ist in Abbildung 8.4 ersichtlich.

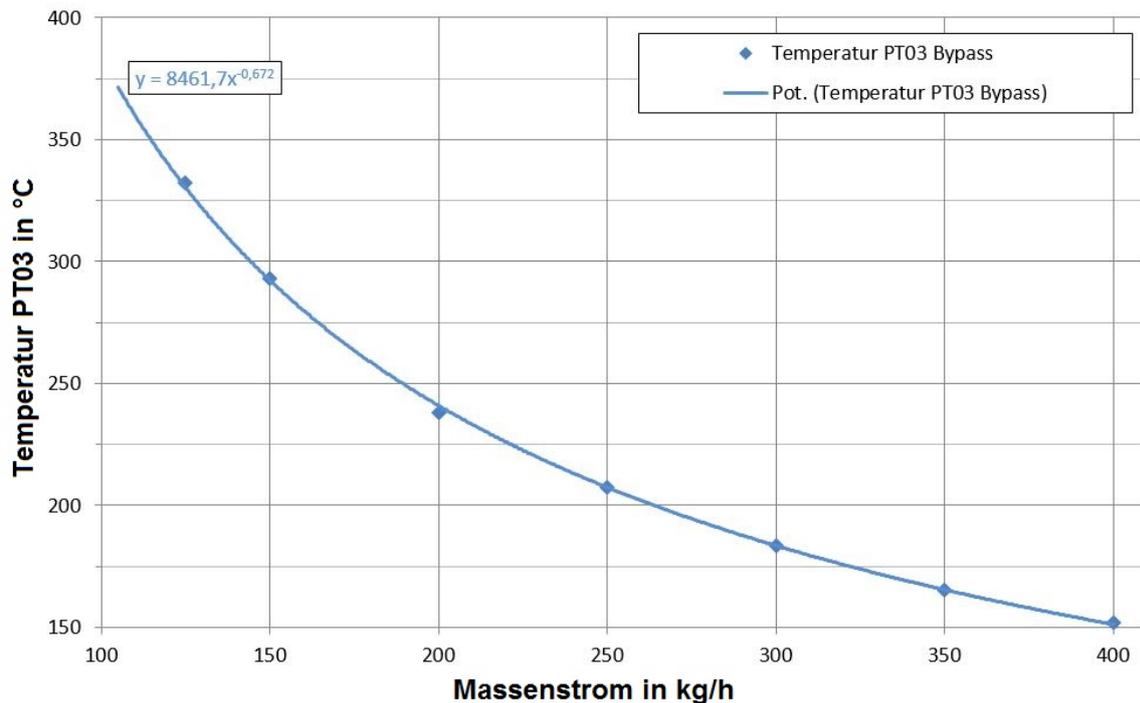


Abb. 8.4: Maximale Vorlauftemperatur des Wärmeträgermediums (PT03) in Abhängigkeit vom Massenstrom bei 100 % Heizleistung, Quelle: [42]

Die maximale Vorlauftemperatur zu jedem Massenstrom kann mithilfe von Gleichung (8.1) berechnet werden, wobei der Luftmassenstrom  $\dot{m}_L$  in kg/h eingesetzt wird.

$$T_{Vorlauf} = 8461,7 \dot{m}_L^{-0,672} \quad (8.1)$$

## 8.4 Differenzdruck

Zur Ermittlung des auftretenden Druckverlusts in der Schüttung wird der Differenzdruck mit einem Differenzdrucksensor gemessen. Die Messstellen px01 und px02 befinden sich, wie in Abbildung 5.1 ersichtlich ist, direkt vor beziehungsweise nach dem Schüttungsbehälter.

Die Abbildung 8.5 zeigt den Differenzdruck über die Schüttung während der gesamten Messreihe AM1-Z1, durchgeführt mit den Betriebszuständen A. Hierbei ist deutlich der Nulldurchgang beim Wechsel der Strömungsrichtung zu erkennen. Beim Entladevorgang herrscht ein geringerer Widerstand als beim Laden des Behälters. Dies lässt sich durch

die kalte einströmende Luft und der begünstigten Geometrie und des Luftmassenstroms durch natürliche Konvektion erklären.

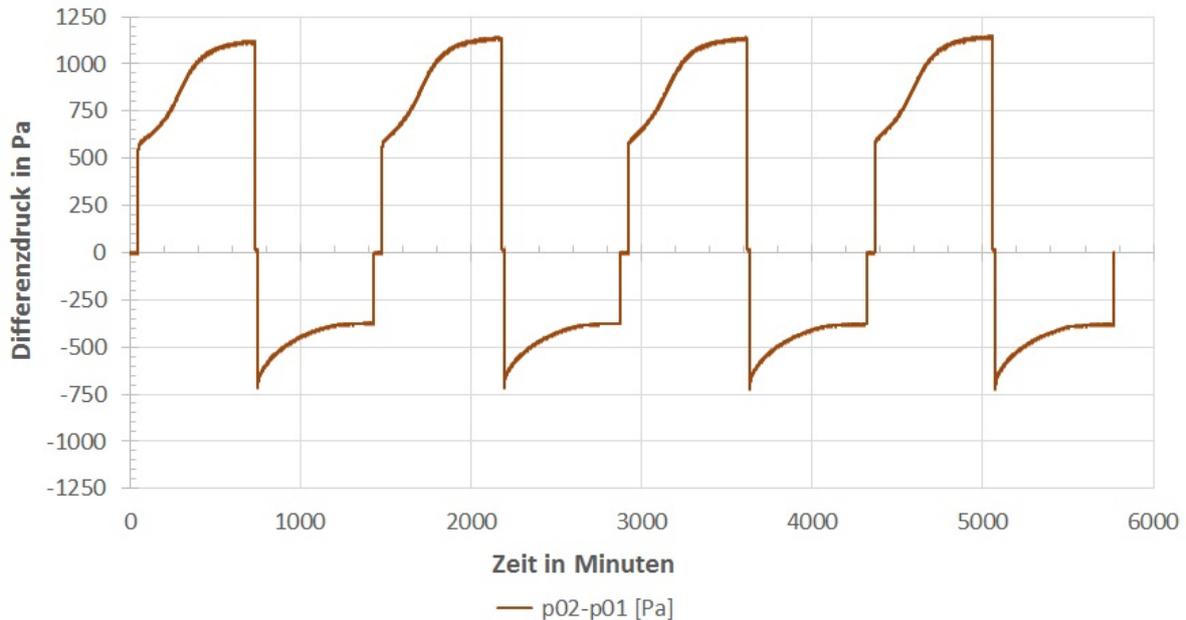


Abb. 8.5: Differenzdruck der Schüttung der Messreihe AM1-Z1 bei einem Massenstrom von 146 kg/h und den Betriebszuständen A

Im Vergleich dazu zeigt die Darstellung 8.6 den Druckabfall über die Schüttung bei den Betriebszuständen N mit einseitiger Durchströmung. Das Vorzeichen des Drucks erfährt somit keinen Wechsel. Der Messbereich des Druckdifferenzsensors von  $\pm 2500$  Pa wird bei diesem geringen Massenstrom von 146 kg/h nicht überschritten. Der begrenzte Messbereich des Sensors ist für den Großteil der Messungen, die bei einem Massenstrom von 150 kg/h durchgeführt wurden, ausreichend. Am Beginn des Ladevorgangs steigt der Druckverlust sofort auf 1000 Pa an. Während des Ladens dehnt sich die Luft aufgrund der stetig steigenden Temperatur weiter aus und die erhöhte Strömungsgeschwindigkeit bewirkt einen Anstieg des Differenzdrucks auf ein Maximum von 2020 Pa. Die Berechnung bei  $300^{\circ}\text{C}$  und  $\dot{m}_L=150$  kg/h, siehe Anhang B2.2, ergibt einen etwas kleineren Druckverlust von 1560 Pa.

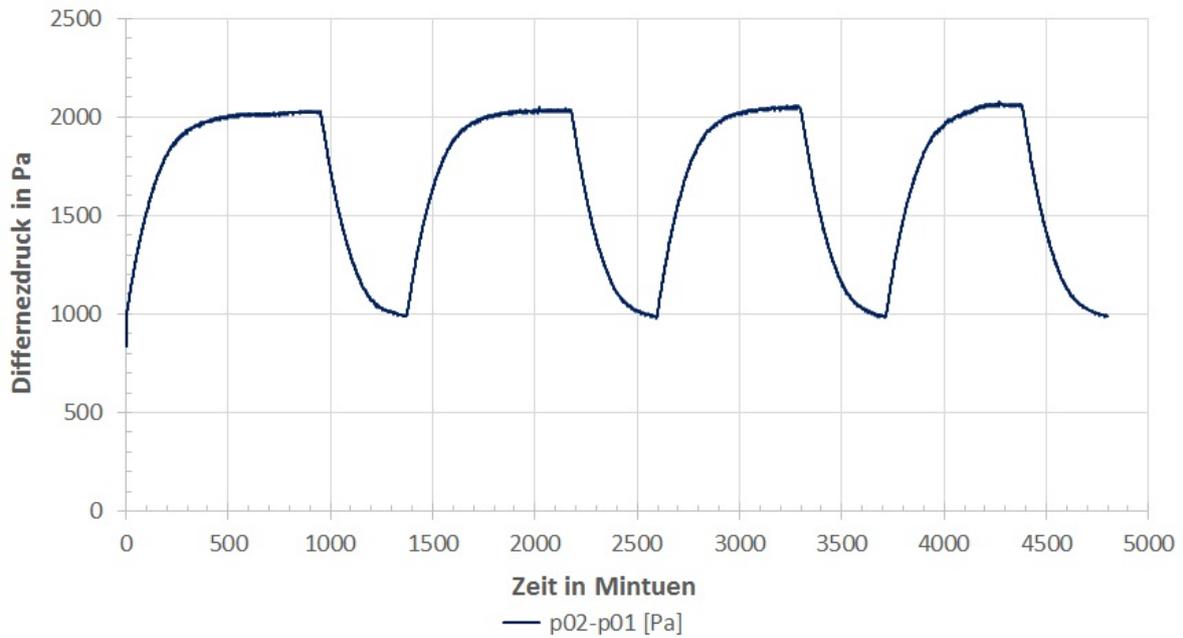


Abb. 8.6: Differenzdruck der Schüttung der Messreihe NM1-Z1 bei einem Massenstrom von 146 kg/h und den Betriebszuständen N

Der Umschaltvorgang von Laden zu Entladen ist deutlich durch das rapide Absinken des Drucks in Abbildung 8.6 zu erkennen.

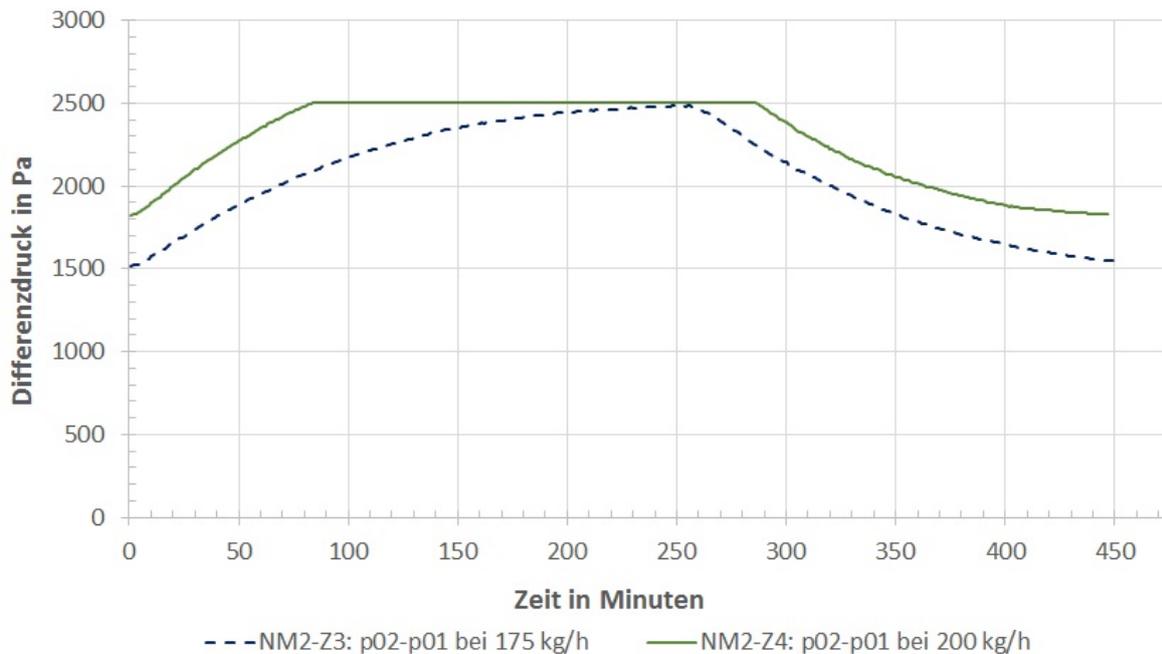


Abb. 8.7: Differenzdruck der Schüttung der Messreihe NM2-Z3 und NM2-Z4 bei den Massenströmen 175 kg/h und 200 kg/h

In der Abbildung 8.7 ist der Druckabfall über die Schüttung der Messreihe NM2-Z3 und NM2-Z4 mit einem Massenstrom von 175 kg/h beziehungsweise 200 kg/h abgebildet. Das Überschreiten der oberen Messgrenze des verbauten Drucksensors ist anhand der waagrechten grünen Linie der Messreihe NM2-Z4 bei einem Massenstrom von 200 kg/h zu erkennen. Der tatsächliche Druckverlauf ähnelt dem der Messreihe NM2-Z3 mit einem Offset von 300 Pa. Die Messreihe NM2-Z5 ist jene Reihe mit dem höchsten Massenstrom von 250 kg/h. Um den gesamten Verlauf aller aktuellen und zukünftigen Messreihen darstellen zu können, müsste der Sensor mindestens einen Messbereich von  $\pm 5000$  Pa aufweisen.

## 8.5 Radiale Temperaturverteilung

Bei einer gleichmäßigen Durchströmung der Schüttung durch das Wärmeträgermedium wird von einer homogenen Temperaturverteilung ausgegangen. Jedoch widerlegen die ersten Messungen diese Annahme. Bestimmte Bereiche in der Schüttung wiesen teilweise deutliche Abweichungen von den anderen Temperatursensoren derselben Ebene auf. In jeder der vier Messebenen wird die mittlere Messebenentemperatur aus dem arithmetischen Mittel der vier Thermoelemente gebildet. Die Messstellen sind um  $90^\circ$  versetzt und entlang des Behälterdurchmessers, wie in Abbildung 8.10 veranschaulicht, angeordnet. In der Abbildung 8.8 ist die Differenz  $\Delta T_{401} - \Delta T_{404}$  der vier einzelnen Thermoelemente T401 – T404 der Ebene 4, bezogen auf die mittlere Messebenentemperatur T4 Mittel, dargestellt. Das Thermoelement T402 weist mit etwa  $40^\circ\text{C}$  die größte Abweichung von der Mitteltemperatur auf.

Dieser Effekt lässt sich bei genauerer Betrachtung sogar noch deutlicher an der Messebene 2 in der Abbildung 8.9 erkennen. Zwischen den Sensoren herrschen Temperaturdifferenzen bis zu  $65^\circ\text{C}$  ( $\Delta T_{202}$  zu  $\Delta T_{204}$ ). In dem einen Sektor mit den Temperatursensoren an der Position 2 (bei T102, T202, T302 und T402) bildet sich ein außermittiger Luftkanal wie in Abbildung 8.10 aus, der zu dieser erhöhten Differenz bezogen auf die Mitteltemperatur führt.

Diese inhomogene Temperaturverteilung im Speicher kann sich negativ auf die maximale einspeicherbare Energie auswirken. Während der Massenanteil im Strömungskanal zum Umschaltzeitpunkt bereits die vorgegebene Temperatur erreicht hat, ist der Rest der Schüttung auf einem niedrigeren Temperaturniveau. Die Wärmeübertragung zwischen dem Luftmassenstrom und dem Kies würde bei einem homogenen Temperaturfeld in der gesamten Schüttung zwar nicht ansteigen, jedoch könnte durch die längere Ladedauer bei gleicher Leistung noch mehr Energie eingespeichert werden.

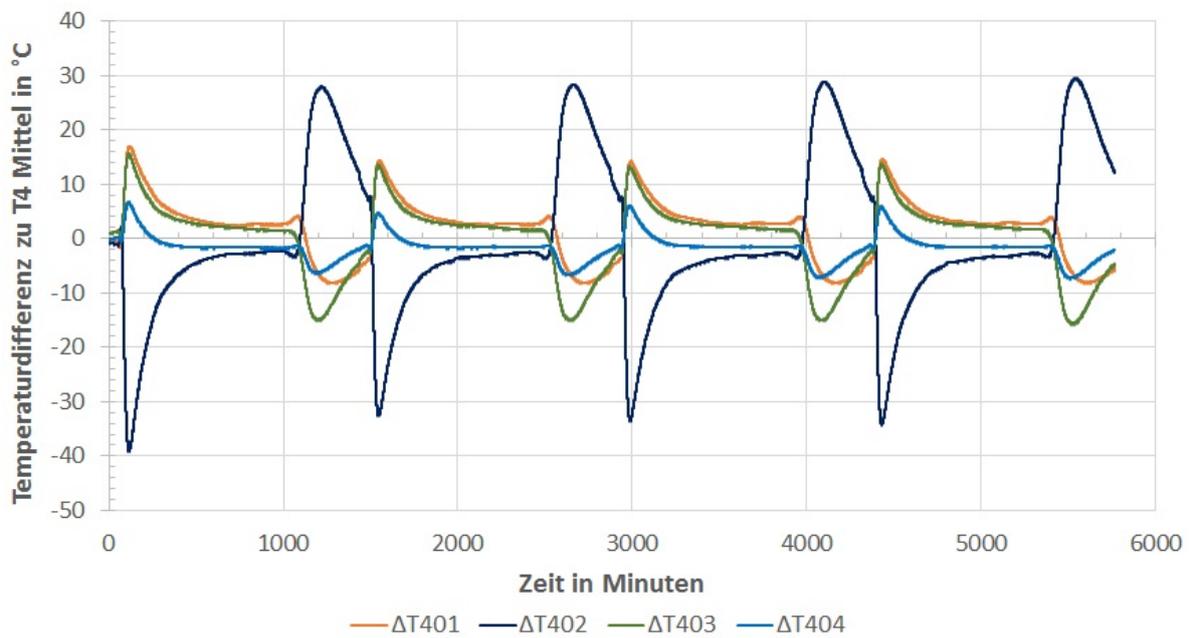


Abb. 8.8: Abweichung der Speichertemperaturen von der mittleren Messebenentemperatur der Ebene 4

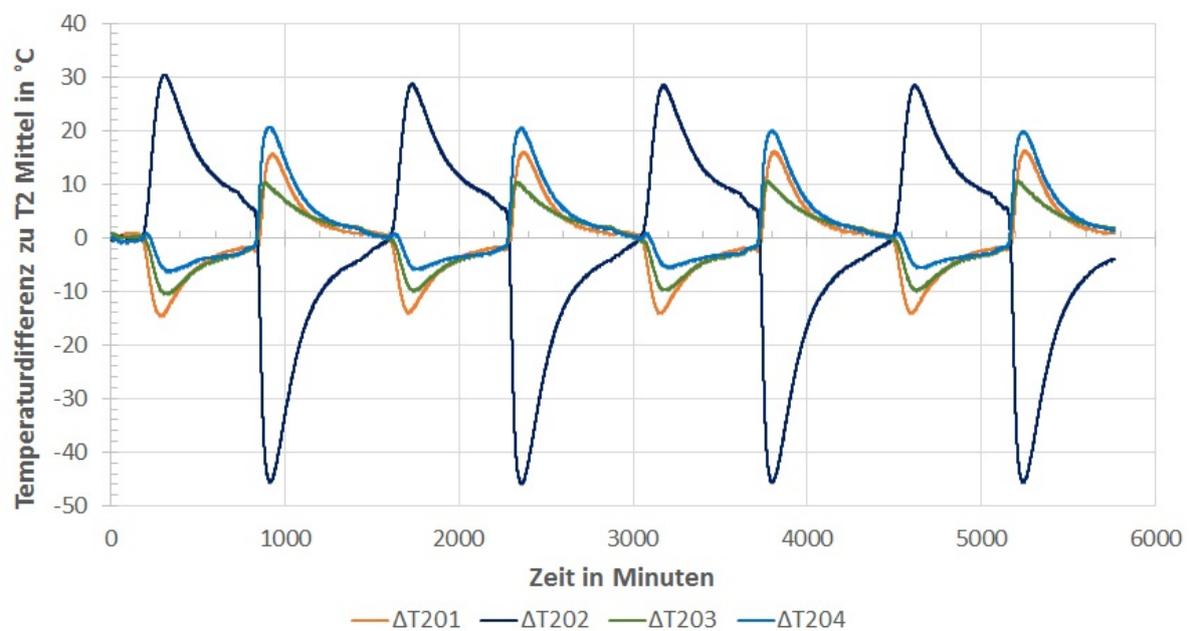


Abb. 8.9: Abweichung der Speichertemperaturen von der mittleren Messebenentemperatur der Ebene 2

In den Temperaturverläufen des Speichermaterials in den Bildern 9.2 bis 9.20 hat die obere Messstelle PT02 oben beim Laden eine höhere Temperatur als die darunterliegende Messebene 4.

Aufgrund des Luftkanals, in Abbildung 8.10 als gelber Kreis dargestellt, hat lediglich das Thermoelement T402 der Ebene 4 eine höhere Temperatur als PT02 oben. Die anderen drei Temperatursensoren befinden sich außerhalb vom Kern des Luftkanals. Das Temperaturniveau der mittleren Messebenentemperatur T4 Mittel liegt somit unter jenem der obersten Temperaturmessstelle PT02 oben.

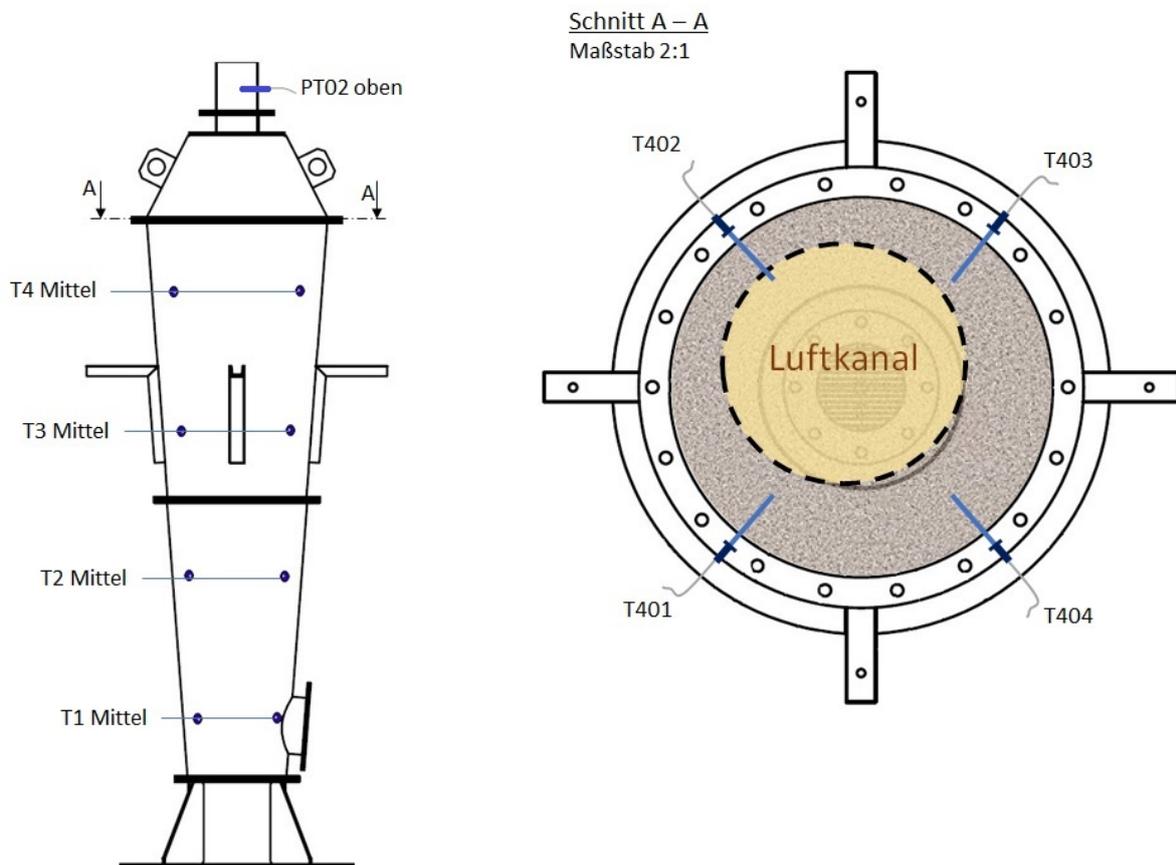


Abb. 8.10: Ausbildung eines Luftkanals dargestellt anhand von Ebene 4

## 8.6 Messungen als Beweis für die Undichtheit der Absperrklappen

Wie bereits in Kapitel 4.2 beschrieben, lieferten die ersten Messergebnisse unrealistische Messwerte. Diese werden im folgenden Abschnitt anhand vom Energieverlauf und den Energiebilanzen analysiert und auf die Problematik der undichten Absperrklappen hingewiesen.

### 8.6.1 Messreihe AM1-Z1

Die erste durchgeführte Messreihe AM1-Z1 und deren Probleme werden nachfolgend erläutert. Der Versuch besteht aus vier Zyklen und wurde mit den Betriebszuständen A aus Kapitel 6.1 und mit denselben Parametern, wie die Messreihe NM1-Z1 aus Tabelle 8.2, durchgeführt. Der Behälter wird während der Vorwärmung der Verrohrung und der Nachkühlphase des Luftheizregisters nicht durchströmt und daher wurden diese Messdaten aus der Abbildung 8.11 und 8.12 entfernt.

Anhand des Temperaturverlaufs aus Abbildung 8.11 lassen sich am ersten Blick keine Unregelmäßigkeiten erkennen. Der Verlauf der vier Zyklen ist nahezu ident und bestätigt das Erreichen des stationären Betriebszustandes bereits nach dem zweiten Zyklus.

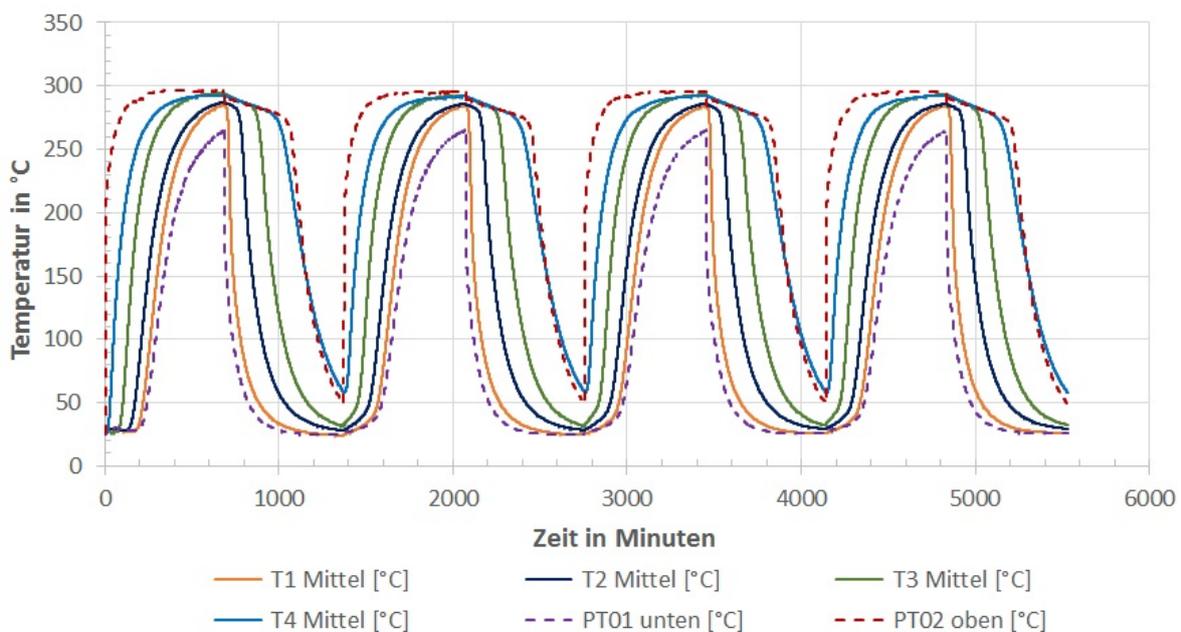


Abb. 8.11: Temperaturverlauf aller Messebenen der Messreihe AM1-Z1 von vier Zyklen

Bei genauere Betrachtung der Messreihe AM1-Z1 anhand des Energieverlaufs in Abbildung 8.12 wird sofort die Problematik ersichtlich. Bei jedem Zyklus wird mehr Energie aus- als eingespeichert. Dies widerspricht allen physikalischen Gesetzen und den Hauptsätzen der Thermodynamik.

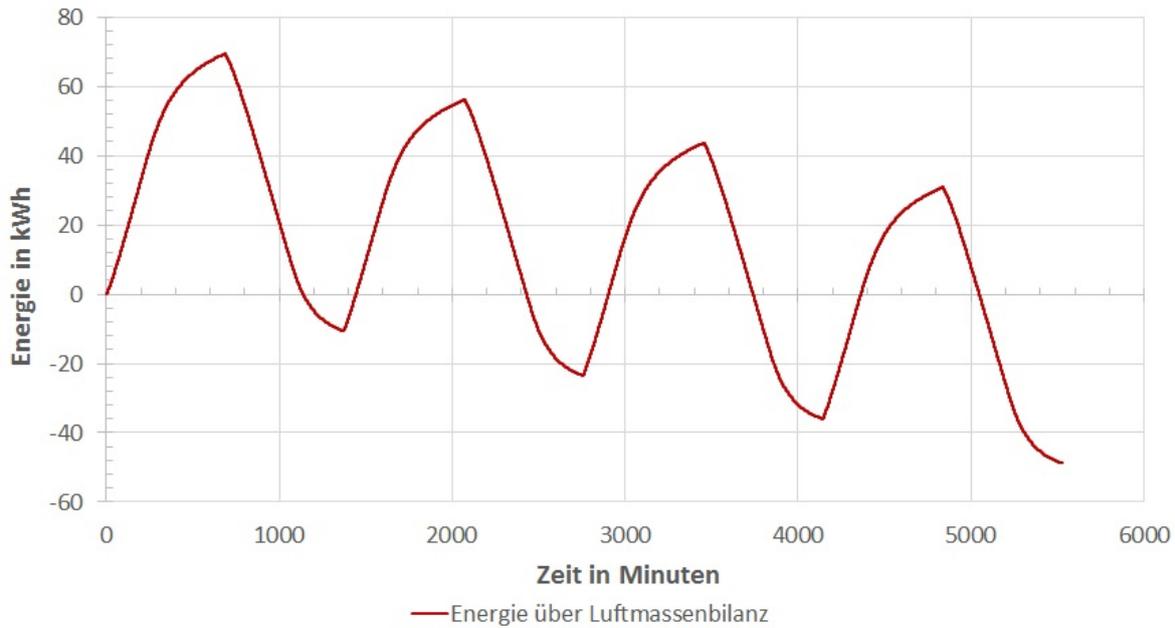


Abb. 8.12: Energieverlauf der Messreihe AM1-Z1 aller vier gefahrenen Zyklen

Zusätzlich erfolgte die Aufstellung und Berechnung der Energiebilanz als zweite Überprüfung der Messergebnisse. Die vom Wärmeträgermedium abgegebene Energie  $Q_L$  lässt sich wie in Gleichung (8.2) in die Energieverluste  $Q_V$ , der Energie  $Q_{St}$ , welche die Stahlkomponenten wie Behälter und Verrohrung aufnimmt, sowie in die Energie der Schüttung  $Q_S$  unterteilen.

$$Q_L = Q_V + Q_{St} + Q_S \quad (8.2)$$

Die gespeicherte Energie in der Schüttung kann mittels gemessener Temperatur in der Messebene nach Gleichung (8.3) berechnet werden. Die Anteile  $T_{mx}$  von  $\Delta T_S$  entsprechen der Temperaturdifferenz zwischen der aktuellen Schüttungstemperatur und der Anfangstemperatur  $T_{mxa}$  je Messebene eines Zyklus, wobei  $x$  für die Messebene 1–4 steht.  $\Delta T_S$  wird nach Gleichung 8.4 berechnet.

$$Q_S = m_S c_{pS} \Delta T_S \quad (8.3)$$

Diese Methode liefert die tatsächliche gespeicherte Energie im Behälter. Aufgrund der konischen Bauform des Speicherbehälters ist die Schüttungsmasse nicht gleichmäßig über die Höhe verteilt. Die Massenverhältnisse je Ebene sind in Abbildung 8.13 dargestellt und wurden anhand des Schrägungswinkels der Behälterwand von  $\gamma = 4^\circ$  berechnet. Die Berechnung der Energie in der Schüttung ergibt sich daher zu:

$$\Delta T_S = 0,1502 \Delta T_{m1} + 0,2237 \Delta T_{m2} + 0,3013 \Delta T_{m3} + 0,3248 \Delta T_{m4} \quad (8.4)$$

Die Energie  $Q_{St}$ , welche die Stahlkomponenten wie der Behälter, die Anbauteile sowie die Verrohrung speichert, wird nach demselben Prinzip wie die Schüttungsenergie aus Gleichung (8.3), jedoch mit der Stahlmasse und der dazugehörigen spezifischen Wärmekapazität berechnet.

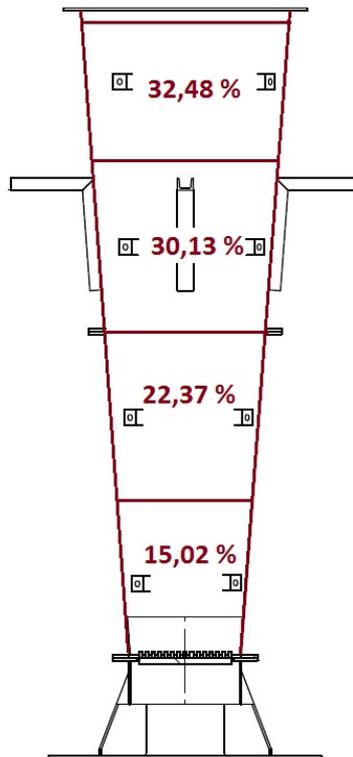


Abb. 8.13: Massenverteilung im Speicherbehälter

Die Messreihen AM1-Z1 und NM1-Z1 wurden mit den selben Parametern durchgeführt. Der einzige Unterschied ist in der Versuchsdurchführung durch die verschiedenen Betriebszustände gegeben. Während der Versuch AM1-Z1 mit den Betriebszuständen A, nachzulesen in Kapitel 6.1, samt Vorheiz- und Nachkühlphase durchgeführt wurde, erfolgte die Realisierung der Messreihe NM1-Z1 mit den Betriebszuständen N aus

Kapitel 6.2. In den Abbildungen 8.14 und 8.15 ist die Energiebilanz eines Zyklus der beiden Messreihen für den Vergleich angeführt.

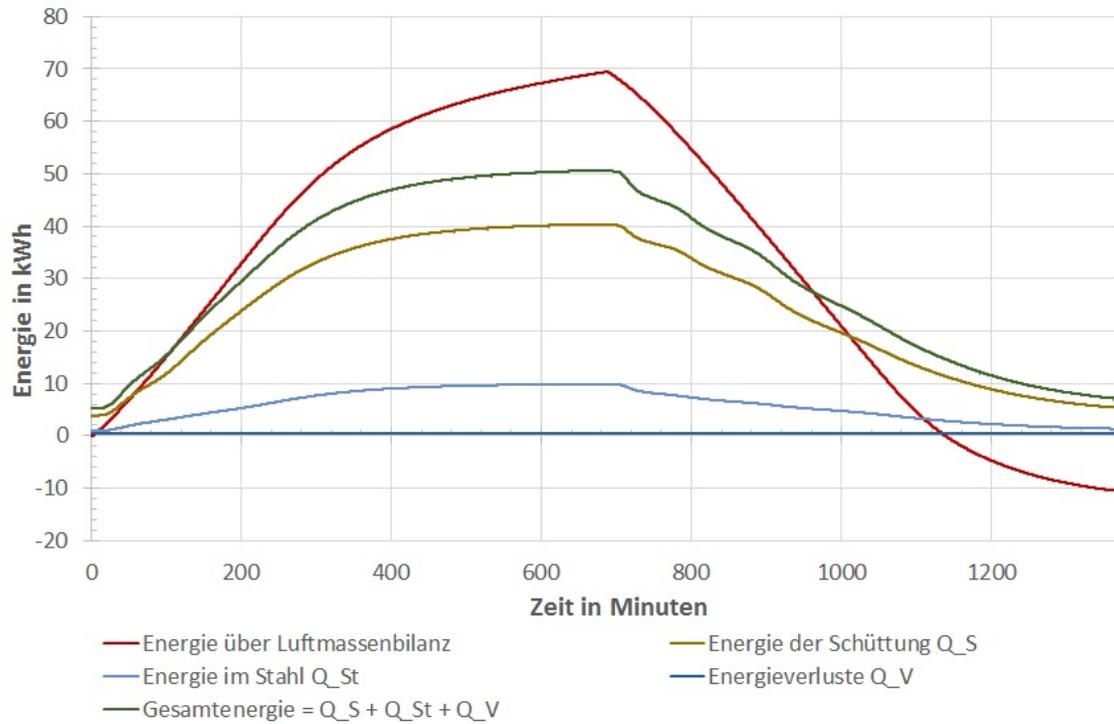


Abb. 8.14: Energiebilanz mit den einzelnen Energieverläufen der Messreihe AM1-Z1

Wie in Abbildung 8.14 ersichtlich ist, kann Gleichung (8.2) nicht erfüllt werden. Zwischen der roten Linie (Energie, welche die Luft abgegeben hat) und der grünen Linie (Summe der Einzelenergien von Schüttung, Stahl und Verluste) ist eine deutliche Abweichung von etwa 20 kWh zu erkennen. Diese Differenz von 40 % (bezogen auf die 50 kWh reale Energie) an nicht vorhandener Energie bestätigt die Berechnungen des Leckagestroms der Absperrklappen laut Herstellerangaben aus Kapitel 4.2.1.

Die Messung des Massenstroms erfolgt nur vor dem Eintritt in das Luftheizregister, siehe Abbildung 4.1. Daher kann nicht überprüft werden, welche Menge an Massenstrom tatsächlich durch den Behälter strömt und welcher Anteil aufgrund von undichten Absperrklappen direkt in den Abluftkanal gelangt. Bei der Auswertung und der graphischen Darstellung des Energieverlaufs wird in der Berechnung der Energie durch die Integration der Leistung, angeführt in Kapitel 10.1.2, mit dem falschen Massenstrom gerechnet. Im ungünstigsten Fall strömt der gesamte Massenstrom direkt in das Abluftrohr und der Behälter wird nicht durchströmt. Jedoch wird trotzdem mit dem vollständigen Massenstrom gerechnet, da von einer dichten Versuchsanlage aufgrund der Dichtheitsmessungen ausgegangen wird.

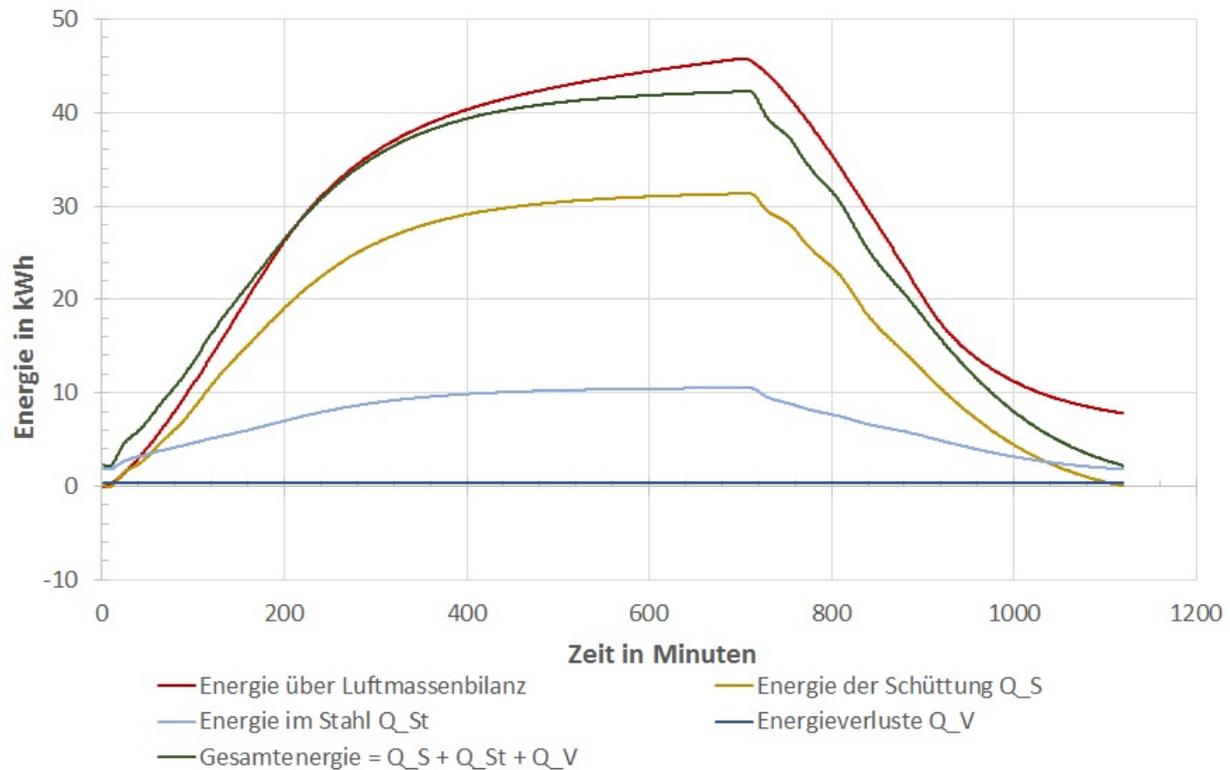


Abb. 8.15: Energiebilanz mit den einzelnen Energieverläufen der Messreihe NM1-Z1

Abbildung 8.15 zeigt die Energiebilanz nach dem Einbau der Blindscheiben bei den Klappen V1, V2 und V5. Somit wurde sichergestellt, dass der gesamte Luftmassenstrom den Behälter durchströmt. Die Summe von  $Q_V$ ,  $Q_{St}$  und  $Q_S$  ist annähernd gleich der Energie über die Luftbilanz gerechnet. Die geringe Abweichung kann einerseits durch die Nichtberücksichtigung der Energie, welche die Isolierung aufnimmt und andererseits durch die vereinfachte Annahme von konstanten Verlusten, welche bei genauerer Betrachtung temperaturabhängig sind, begründet werden. Die Messung NM1-Z1 nach dem Abblenden von den drei Klappen liefert nun physikalisch richtige Ergebnisse und hat die zuvor als Problem vermutete Undichtheit der Absperrklappen bestätigt. Alle weiteren Messungen wurden mit den verschlossenen Klappen und den Betriebszuständen N, deswegen auch das N als erster Buchstabe im Messreihennamen, durchgeführt.

## 8.7 Messung der Wärmeverluste

Für die Ermittlung der realen Wärmeverluste der gesamten Regenerator-Versuchsanlage wurde der Energieverlauf der Schüttung bei ausgeschaltetem Gebläse nach voller Bela-

derung durchgeführt. Alle fünf Absperrklappen waren während des gesamten Auskühlvorgangs geschlossen.

Die Beladung des Regenerators erfolgte bis zu einer mittleren Messebenentemperatur je Ebene von  $T_{m1-4} = 285^\circ\text{C}$ . Das Gebläse wird außer Betrieb genommen und alle Absperrklappen geschlossen, um die Verluste durch natürliche Konvektion in den Rohren gering zu halten. Zwischen der Schüttung und der im Behälter befindlichen Luft entsteht somit keine erzwungene Konvektion, wie sie sonst beim Be- und Entladen auftritt.

Der Verlauf der mittleren Temperaturen der vier Messebenen, sowie die Summe der Energie in der Schüttung und der Stahlkonstruktion (schwarze dicke Linie) wird in Abbildung 8.16 veranschaulicht. Die Temperaturverläufe der oberen drei Ebenen, sowie der Energieverlauf zeigen ein annähernd lineares Gefälle. Jedoch flachen die Kurven aufgrund der abnehmenden Temperaturdifferenz zur Umgebung mit fortschreitender Zeit immer weiter ab. Bei der Betrachtung des Zyklus 3 von der Messreihe NM1-Z1 ergibt sich ein mittlerer Verlustwärmestrom von 418,83 W. Dieser deckt sich beinahe vollständig mit den berechneten Verlusten aus Anhang B5 von 414,37 W.

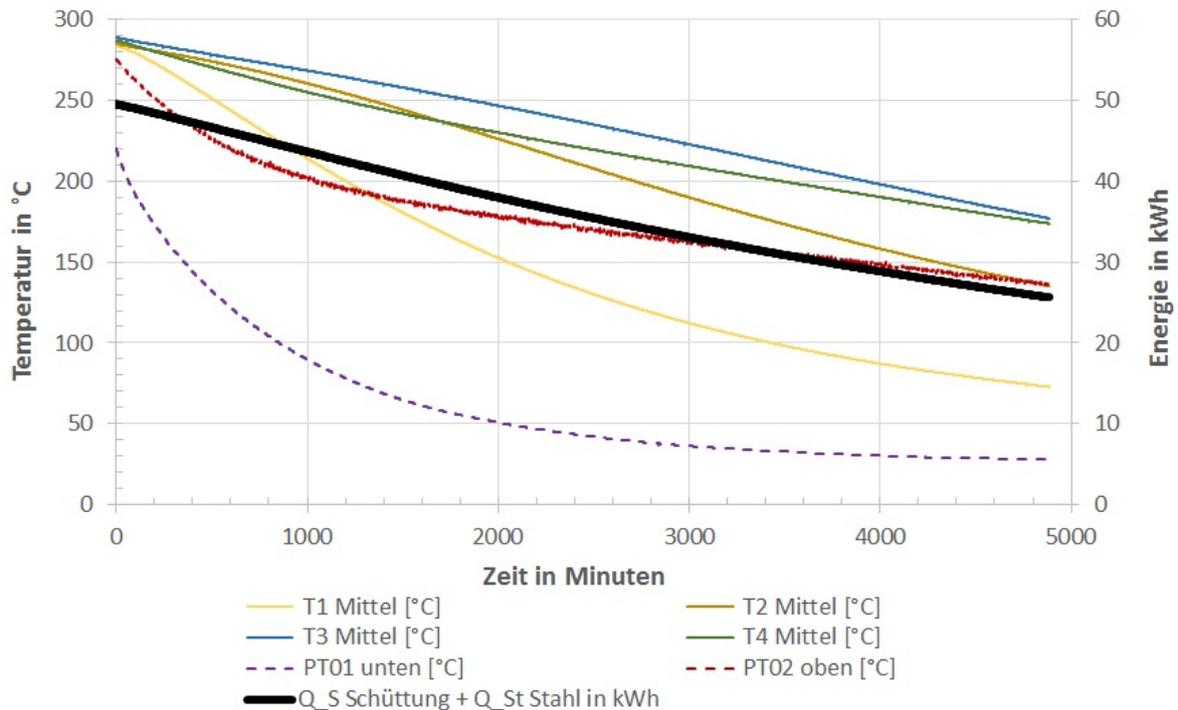


Abb. 8.16: Temperatur- und Energieverlauf in der Schüttung nach vollständiger Beladung und einem Massenstrom von  $\dot{m}_L = 0 \text{ kg/h}$

## 9 | Messreihen

### 9.1 Messreihe NM1-Z1

Die erste, nach den neuen Betriebszuständen N durchgeführte, Messreihe wird in diesem Kapitel erläutert und dient zum Vergleich der Messung, die bereits mit der Schotter-Schüttung realisiert wurde. Bei dieser Messung wird die maximale Temperaturdifferenz der Luftaustrittstemperatur über einen vollständigen Zyklus bei gleichzeitig passabler Zyklusdauer von maximal 12 Stunden erreicht. Bei diesem Versuch wird bis zu einer oberen Luftaustrittstemperatur  $PT02 = 265^{\circ}\text{C}$  eingespeichert und anschließend bis zum Erreichen der Temperatur  $PT02 = 50^{\circ}\text{C}$  ausgespeichert. Somit steht diese Messreihe mit einer Temperaturdifferenz von  $215^{\circ}\text{C}$  für ein vollständiges Laden und Entladen mit maximalen erreichbaren Schüttungstemperaturen.

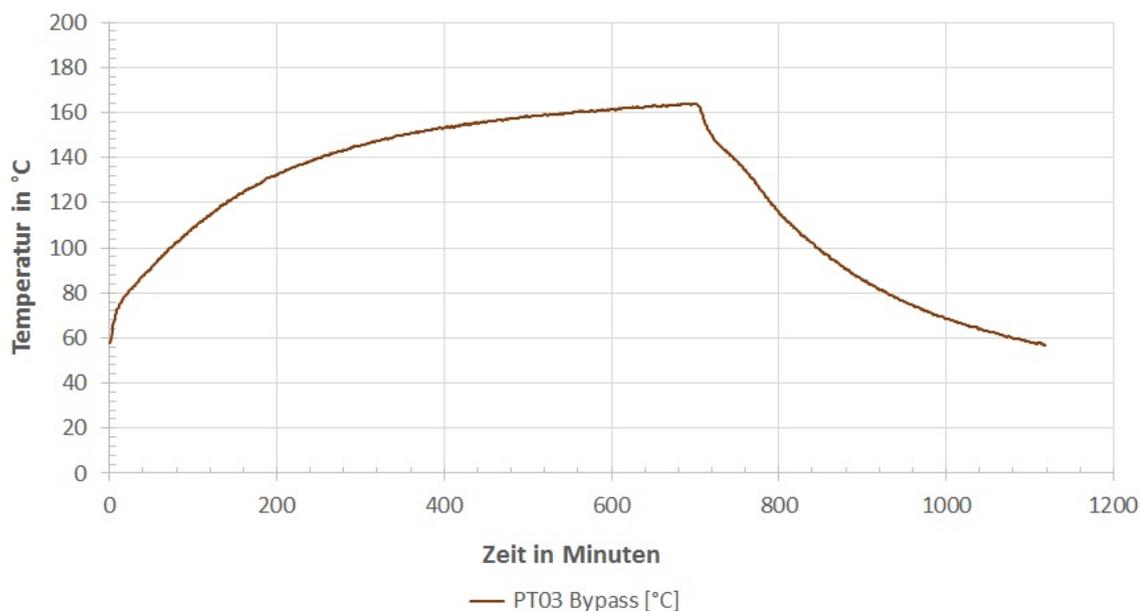


Abb. 9.1: Temperaturverlauf der Bypassleitung während eines Zyklus der Messreihe NM1-Z1

Trotz der Verdoppelung der Isolierdicke, konnte die ursprünglich angedachte Ladetemperatur von 330°C, sowie ein Beladen bis 290°C nicht erreicht werden. In Abbildung 9.1 ist die Erwärmung der Bypassleitung auf ein Temperaturniveau von bis zu 165°C deutlich zu erkennen. Die Energie, welche durch die Wärmeleitung in der Bypassverrohrung verloren geht, bewirkte das Herabsetzen der maximalen Ladetemperatur bei einem Massenstrom von 146 kg/h auf 295°C und eine Beladung bis 265°C, um die Zykluszeit in einem akzeptablen Bereich zu halten.

Die automatische Steuerung mit sämtlichen Sicherheitsmechanismen ermöglicht das periodische Be- und Entladen der Versuchsanlage, um den stationären Betriebszustand zu erreichen. Der Temperaturverlauf aller vier Zyklen ist in Abbildung 9.2 dargestellt.

Für den Vergleich der beiden Schüttungen wurde die Messreihe M1-Z1 mit denselben Parametern, ersichtlich in Tabelle 8.2, wie die Referenzmessung TU290-TO50 von Rasinger [42] durchgeführt. In Abbildung 9.3 ist der Temperaturverlauf der Schotter-Schüttung, von den Versuchen die Rasinger [42] durchgeführt hat, angeführt. An dieser Stelle sind unbedingt die unterschiedlichen Messbedingungen der beiden Messreihen anzumerken. Die Messreihe der Kies-Schüttung (Abbildungen 9.2, 9.4, 9.6) wurde mit den Betriebszuständen N und den Unterschieden aus Kapitel 8.2 ausgeführt. Wohingegen die Versuchsdurchführung mit der Schotter-Schüttung (Abbildungen 9.3, 9.5, 9.7) mit den Betriebszuständen A mit gegenläufiger Durchströmungsrichtung beim Be- und Entladen erfolgte. Die fehlende Möglichkeit der Richtungsumkehr des Massenstroms ist besonders in der Darstellung 9.2 an der Überschneidung der Messebenentemperaturen bei jedem Umschaltvorgang zu erkennen.

Der eingeschwungene Zustand stellt sich bei der Messreihe NM1-Z1 nach dem dritten vollständigen Zyklus ein und wird für die Auswertung in Kapitel 10 herangezogen. Die Lade- und Entladezeiten sind in Tabelle 9.1 für alle vier gefahrenen Zyklen angegeben.

Zyklus	Ladezeit in min	Entladezeit in min
1	950	421
2	802	419
3	700	417
4	684	419

Tab. 9.1: Lade- und Entladezeiten der Messreihe NM1-Z1

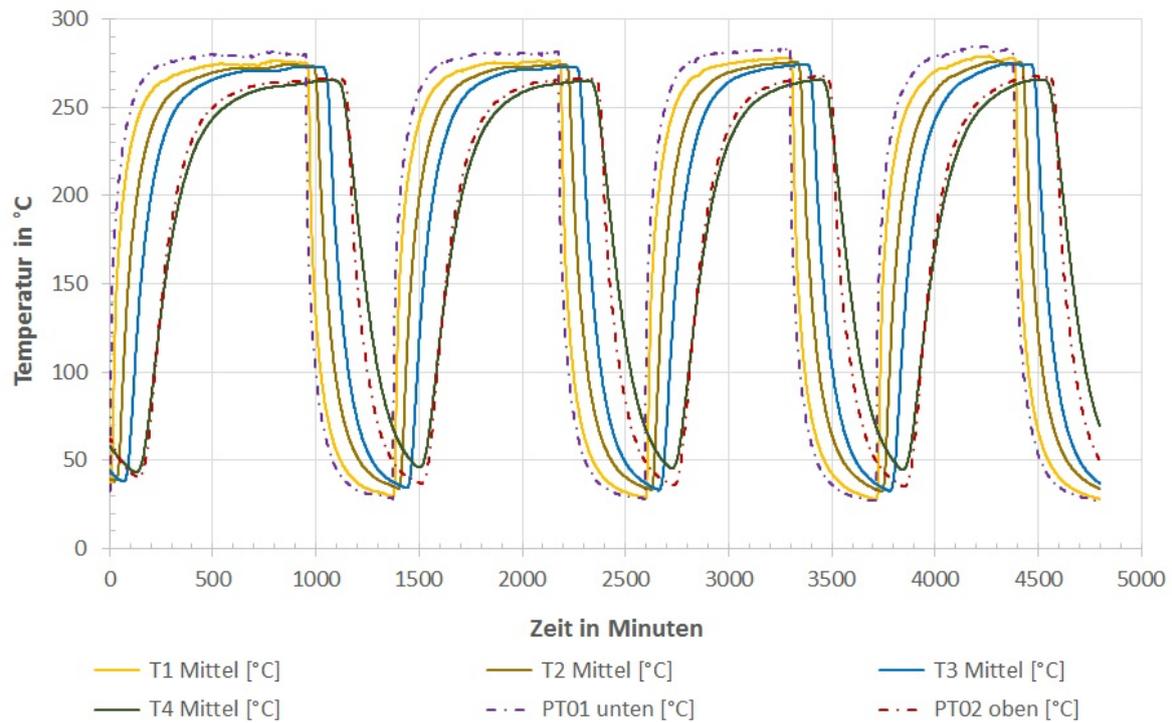


Abb. 9.2: Temperaturverteilung in der Kies-Schüttung der vier Zyklen der Messreihe NM1-Z1

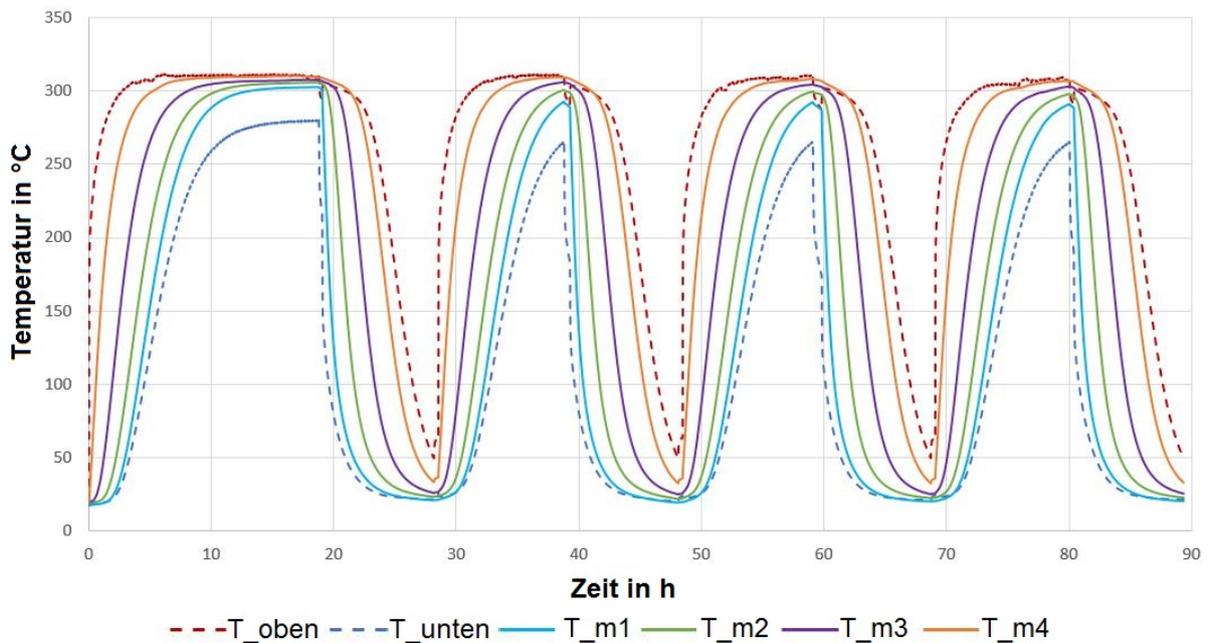


Abb. 9.3: Temperaturverteilung in der Schotter-Schüttung der vier Zyklen TU290-TO50 mit denselben Parametern wie von Messreihe NM1-Z1, Quelle: [42]

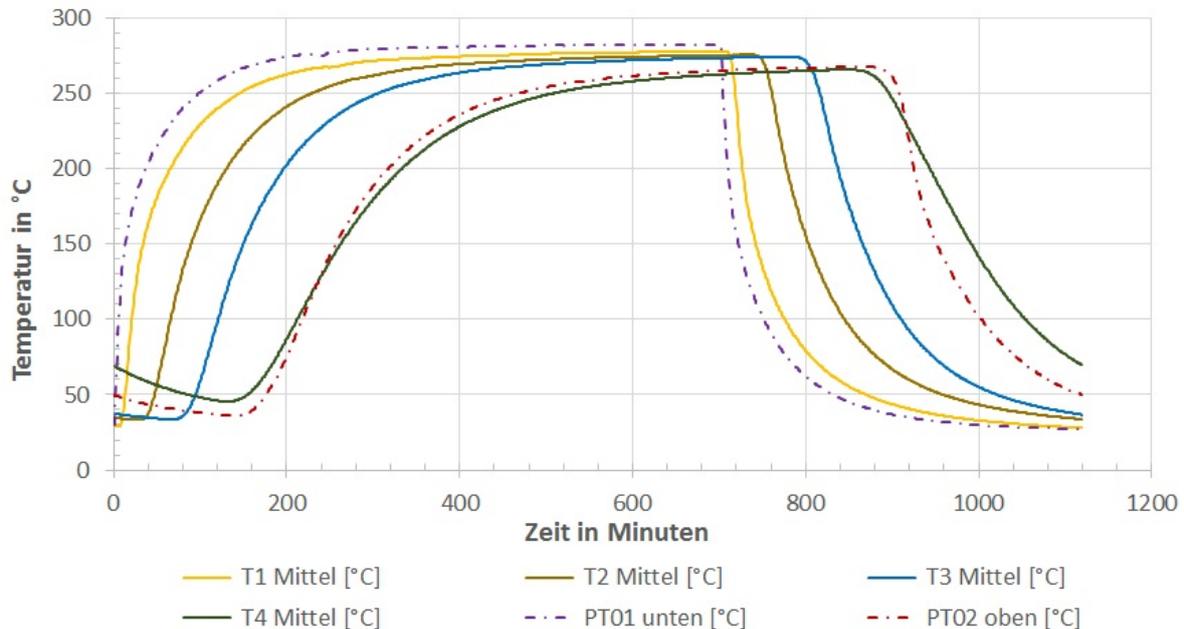


Abb. 9.4: Temperaturverteilung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM1-Z1

Der Umschaltvorgang nach dem Erreichen der definierten Temperatur „Aufladen bis PT02“ ist deutlich in Abbildung 9.4 an dem plötzlichen Absinken der Temperatur *PT01 unten* erkennbar. Mit einer zeitlichen Verzögerung aufgrund der thermischen Trägheit beginnen die Temperaturen der Messebenen 1–4 nach aufsteigender Reihenfolge ebenfalls zu fallen. Diese Reihenfolge wird, anders als bei gegengleicher Durchströmungsrichtung beim Be- und Entladen der Schotter-Schüttung in Abbildung 9.5, auch bei erneutem Umschalten eingehalten. Die Ebene 1 bei der Kies-Schüttung nimmt zuerst die Wärme des Luftmassenstroms auf und mit zeitlichem Versatz beginnen die Temperaturen der darüberliegenden Schüttungsebenen gleichermaßen zu steigen. In Abbildung 9.5 ist die Nachkühlphase des Luftheizregisters an den zwei senkrechten schwarzen Linien zu erkennen. In diesem Bereich wird der Behälter nicht durchströmt.

In Abbildung 9.4 ist ab etwa einem Drittel des Ladevorgangs die erhöhte Temperatur des obersten Sensors PT02 oben (die rot gestrichelte Linie) im Vergleich zu der darunterliegenden Messebenentemperatur *T4 Mittel* (grüne Linie) zu erkennen. Beim Entladen dreht sich dieser Effekt um und die Messstelle PT02 oben weist eine geringere Temperatur auf als *T4 Mittel*, obwohl die Messebene 4 früher vom kalten Massenstrom durchströmt wird. Dies ist eine Folge aufgrund der Ausbildung eines Luftkanals und der inhomogenen Temperaturverteilung in der Schüttung und ist in Kapitel 8.5 detaillierter beschrieben.

Die Messebene 1 erreicht relativ schnell das gewünschte Temperaturniveau da diese mit 15 % den geringsten Anteil an Schüttungsmasse beinhaltet und als erste Ebene vom erhitzten Wärmeträgermedium durchströmt wird. Diese ist danach bis zum Ende des Ladezyklus relativ konstant und hat immer die höchste Temperatur der vier Ebenen. Die oberen Messebenen erwärmen sich ebenso nach einer gewissen Reaktionszeit und nähern sich mit sinkendem Temperaturgradienten von Ebene 1–4 der Ladetemperatur an.

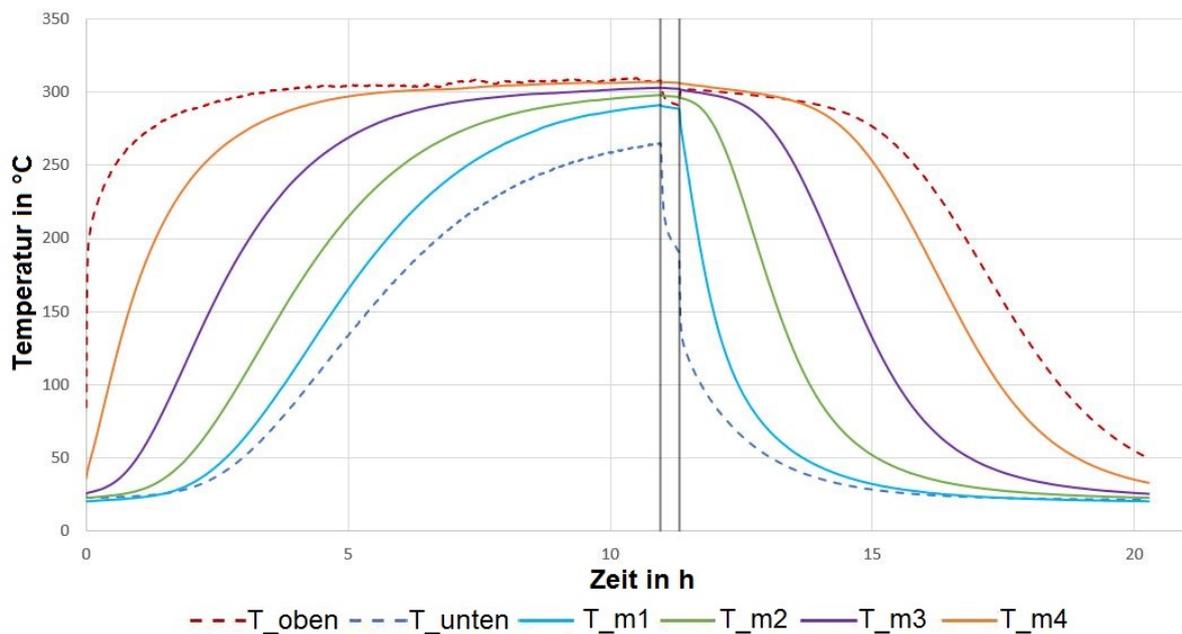


Abb. 9.5: Temperaturverteilung in der Schotter-Schüttung des eingeschwungenen Zyklus TU290-TO50, Quelle: [42]

Die Energie und Leistung für den repräsentativen dritten Zyklus sind in Abbildung 9.6 dargestellt. Die Leistung erreicht, bedingt durch die Durchströmung der Schüttung während der Vorheiz- und Nachkühlphase, erst nach etwa einem Drittel der Zeit ihr Maximum. Danach nimmt diese kontinuierlich bis zum nächsten Betriebszustandswechsel ab. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Ladevorgang fast doppelt so lang dauert wie der Entladevorgang, die maximale Leistung jedoch annähernd konstant ist. Der Leistungsgradient beim Entladen ist mit 1,43 kW/h beinahe doppelt so groß wie der beim Beladen von 0,77 kW/h.

Im ersten Abschnitt des Be- und Entladezyklus steigt die Energiekurve stark an bevor sie sich dem Zyklusende nähernd immer weiter, hervorgerufen durch die fallende Leistung, abflacht. Da diese Messung mit der größten Temperaturdifferenz zwischen Be- und Entladetemperatur erfolgt, definiert diese Messung die maximale Beladung mit ei-

ner nutzbaren Energie von 45,78 kWh. Dieser Wert wird bei den anderen Messungen als Vergleichswert für die Entladetiefe herangezogen.

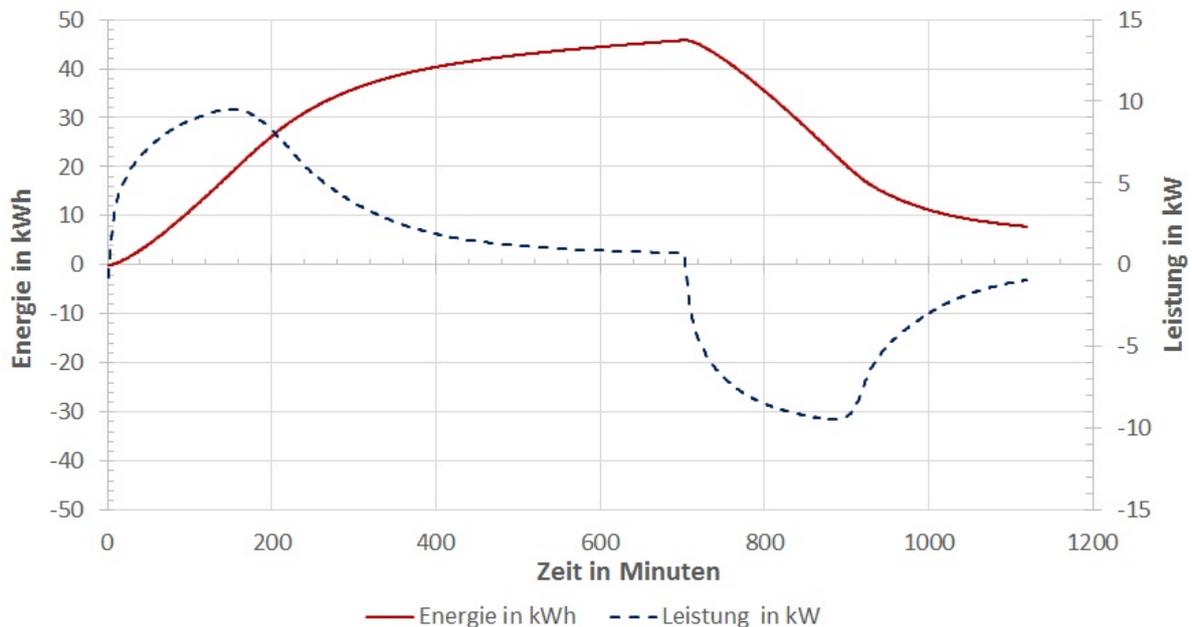


Abb. 9.6: Energie- und Leistungsverlauf des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM1-Z1

### 9.1.1 Vergleich von Kies und Schotter nicht zulässig

Zum Vergleich wird an dieser Stelle der Energie- und Leistungsverlauf der Schotter-Schüttung in Abbildung 9.7 angeführt. Der prinzipielle Verlauf ähnelt stark dem der Kies-Schüttung. Lediglich der kurze leistungslose Bereich zwischen den schwarzen Linien und die Maximalwerte der Energie unterscheiden sich. Während bei der Schotter-Schüttung beinahe 70 kWh eingespeichert werden, sind es bei der Kies-Schüttung mit knapp 46 kWh mehr als ein Drittel weniger. Dies kann durch die undichten Absperrklappen begründet werden, welche bei der Schotter-Schüttung laut Berechnung vom Hersteller pro Klappe eine Undichtheit von etwa 11 kg/h aufweisen. Drei der fünf Absperrklappen sind während des Ladezyklus geschlossen und der Leckagestrom summiert sich auf 33 kg/h. Dies entspricht bei einem Massenstrom von 146 kg/h etwa 22,6 % und ist vermutlich für den größten Anteil der Differenz verantwortlich.

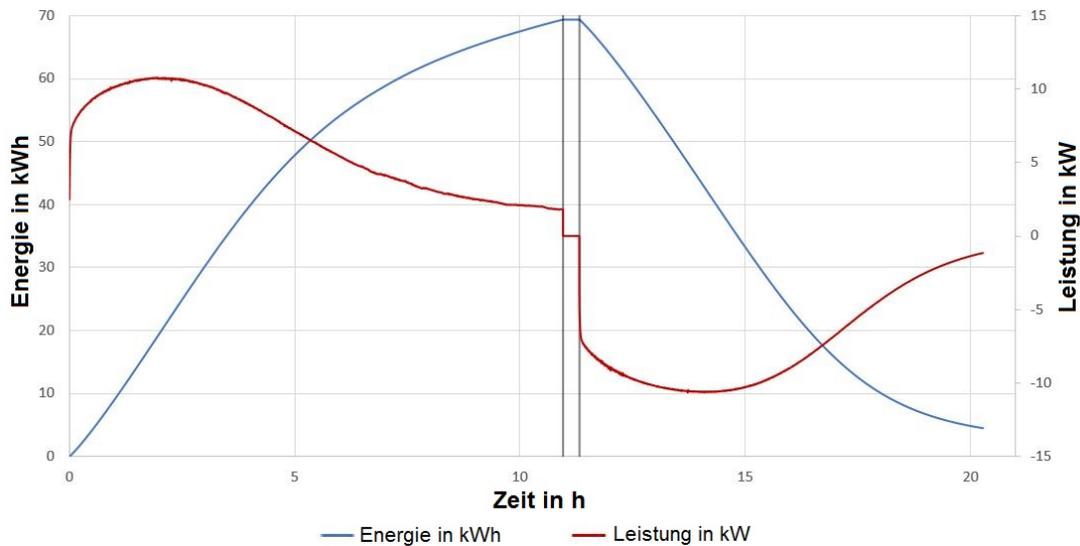


Abb. 9.7: Energie- und Leistungsverlauf in der Schotter-Schüttung des eingeschwungenen Zyklus TU290-TO50 mit denselben Parametern wie von Messreihe NM1-Z1, Quelle: [42]

Um die Messdaten auf ihre Plausibilität zu überprüfen kann die maximale einspeicherbare Energie des Luftmassenstroms, wie in Gleichung (8.2), berechnet werden. In die Gleichung (8.3) für die Energie in der Schüttung werden die spezifische Wärmekapazität, die Masse des Speichermaterials sowie die Temperaturdifferenz bei der Messreihe TU290-TO50 von 240°C eingesetzt:

$$Q_S = \frac{0,840 \text{ kJ/kgK} \cdot 595 \text{ kg} \cdot 240 \text{ K}}{3600 \text{ s}} = 33,32 \text{ kWh} \quad (9.1)$$

Die Energie in der Stahlkonstruktion wird mit +30 % (Vergleichswert der Kies-Schüttung) und der Verlustwärmestrom von 0,721 kW über die Messdauer von 19,9 h hinzugerechnet und es ergibt sich eine Gesamtenergie von:

$$Q_{ges} = 33,32 \text{ kWh} \cdot 1,3 + 0,721 \text{ kW} \cdot 19,9 \text{ h} = 57,66 \text{ kWh} \quad (9.2)$$

Die bei der Messung TU290-TO50 von Rasinger eingespeicherte Energie beträgt hingegen 69,32 kWh. Dieser Abweichung von 11,66 kWh entsprechen 20,22 % von  $Q_{ges}$  und ist beinahe deckungsgleich mit dem Leckagestrom von 22,6 %. Wie bereits anhand des Vergleichs der Energien von Abbildung 8.14 mit 8.15 dargestellt, wurden die vergangenen Messreihen aufgrund der undichten Absperklappen falsifiziert.

Die Energie  $E_{\text{aus}}$ , welche beim Ausspeichervorgang bei NM1-Z1 an den Luftmassenstrom abgegeben wird, beträgt in diesem Zyklus 37,97 kWh.

Die genaue Auswertung der wichtigsten Parameter erfolgt in Kapitel 10. An dieser Stelle wird kurz auf den Nutzungs- und Wirkungsgrad eingegangen.

Der Nutzungsgrad, genauer erläutert in Kapitel 10.2.1, für diesen Zyklus beträgt laut Gleichung (10.4) etwa 83 %.

Der Wirkungsgrad berücksichtigt die gesamte dem System zugeführte Energie  $E_{\text{zu}}$  und setzt diese in das Verhältnis zur abgeführten Energie  $E_{\text{ab}}$ . Die zugeführte Energie ergibt sich aus der konstanten Leistung des Luftheizregisters von 15 kW<sub>th</sub> über eine Einspeicherzeit von 11,7 h zu 175,44 kWh. Dies entspricht nach Gleichung (9.3) einem Wirkungsgrad von lediglich 22,64 %. Jedoch ist der Wirkungsgrad für sensible Wärmespeicher von geringer Bedeutung, da die zugeführte Energie meist durch einen vorgelagerten Prozess (z.B. ein Ofen oder eine Turbine) ohnehin schon vorhanden ist.

$$\eta = \frac{E_{\text{ab}}}{E_{\text{zu}}} \quad (9.3)$$

Aus der Differenz zwischen ein- und ausgespeicherter Energie geteilt durch die Zykluszeit kann der durchschnittliche Verlust des Speichers bestimmt werden.

Parameter	Einheit	Kies	Schotter	Veränderung in %
mittl. Massenstrom	kg/h	146,40	146,40	0,00 %
$E_{\text{aus}}$	kWh	37,97	64,87	-41,47 %
$E_{\text{ein}}$	kWh	45,78	69,32	-33,96 %
$P_{\text{ausmax}}$	kW	9,45	11,12	-14,98 %
$P_{\text{einmax}}$	kW	9,53	11,08	-13,96 %
Nutzungsgrad	%	82,94	93,58	-11,37 %
Ladezeit	h	11,70	10,95	+6,85 %
Entladezeit	h	6,95	8,95	-22,35 %
Zyklusdauer	h	18,65	19,90	-6,28 %
Entladetiefe	%	82,94	93,58	-11,37 %
Verluste	%/h	0,91	0,51	80,71 %
Energiedichte	kWh/kg	0,0638	0,1092	-41,57 %
Leistungsdichte	kWh/m <sup>3</sup>	0,0160	0,0187	-15,12 %

Tab. 9.2: Vergleich der Schüttungsparameter zwischen Kies und Schotter

In Tabelle 9.2 werden die wichtigsten Parameter der Kies- mit der Schotter-Schüttung verglichen. Dabei sind die unterschiedlichen Messbedingungen bezüglich Betriebszustände, Isolierung und der Ausbildung eines Strömungskanals wiederholt zu erwähnen. Die Veränderung der Werte in % werden auf die Schotter-Schüttung bezogen. Die Daten der Schotter-Schüttung wurden der Arbeit von Rasinger [42] der Messreihe TU290-TO50 entnommen.

Auf den ersten Blick fällt sofort die signifikant geringere maximale speicherbare Energie  $E_{\text{ein}}$  auf. Die unterschiedlichen Messbedingungen aus Abschnitt 8.2 bestimmt einen Einfluss auf die hohe Diskrepanz. Eine größere Bedeutsamkeit wird dem Massenstrom zugesprochen, da dieser maßgeblich in die Berechnung der Leistung und Energie eingeht und lediglich vor dem Behälter gemessen wird. Der reale Luftmassenstrom im Schüttungsbehälter wird durch die undichten Absperrklappen reduziert. In Folge dessen wird fälschlicherweise mit einem deutlich höheren Massenstrom gerechnet als tatsächlich durch die Schüttung strömt und es resultieren deutlich höhere Energiebeträge.

Daher ist die Gegenüberstellung nicht aussagekräftig und der Vergleich zwischen Kies und Schotter bleibt für die anderen Messreihen aus. Für einen plausiblen Vergleich müssen die Messungen mit dem Schotter an der dichten Versuchsanlage wiederholt werden.

## 9.2 Messreihen NM2-Z1 bis NM2-Z5

Die Messreihen NM2-Z1 bis NM2-Z5 sollen Erkenntnisse über die Auswirkungen eines veränderlichen Massenstroms hervorbringen. Aus diesem Grund wurden alle Parameter der fünf Messungen, wie in Tabelle 9.3 ersichtlich ist, konstant gehalten und nur der Massenstrom variiert.

Messreihe	NM2-Z1	NM2-Z2	NM2-Z3	NM2-Z4	NM2-Z5
Zyklen	3	3	3	3	3
Massenstrom in kg/h	150	200	250	200	250
$T_{\text{laden}}$ in °C	230	230	230	230	230
$T_{\text{entladen}}$ in °C	50	50	50	50	50
$T_{\text{laden,bisPT02}}$ in °C	185	185	185	185	185
$T_{\text{entladen,bisPT02}}$ in C°	80	80	80	80	80
Ladezeit in h	5,67	4,83	4,27	4,03	4,63
Entladezeit in h	5,90	4,85	4,07	3,47	2,63
Zyklusdauer	11,57	9,68	8,33	7,50	7,27

Tab. 9.3: Parameterübersicht der Messreihe M2 bei der Variation des Massenstroms

Für die Auswertung wurde jeweils der dritte Zyklus jeder Messreihe herangezogen, da dieser dem eingeschwungenen Zustand entspricht.

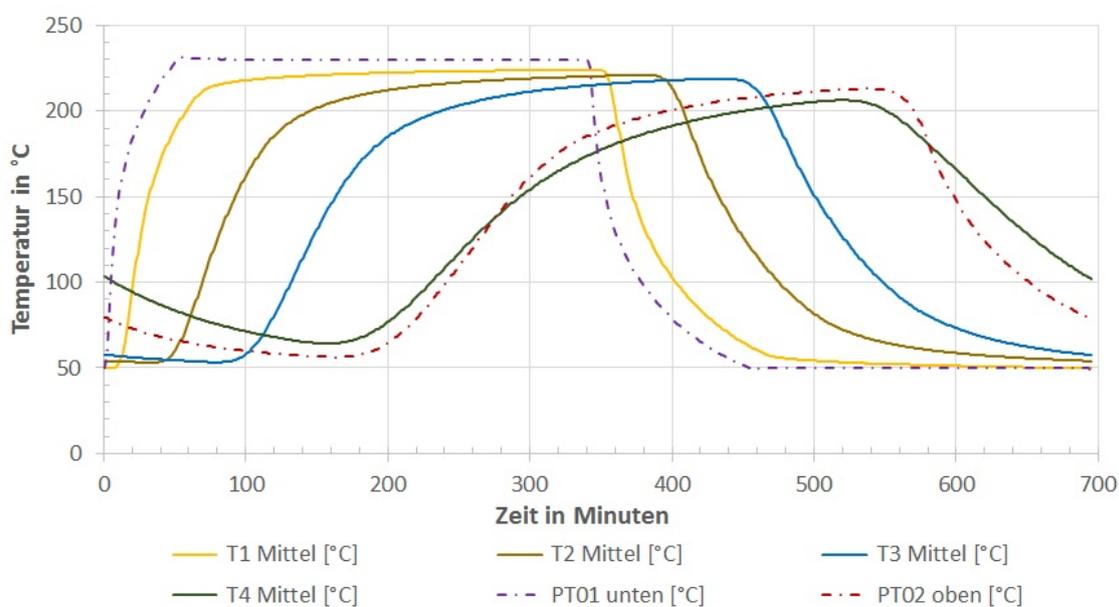


Abb. 9.8: Temperaturverteilung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM2-Z1, Massenstrom: 126 kg/h

In den Abbildungen 9.8–9.12 sind die Temperaturverläufe der fünf Messreihen NM1-Z1 bis NM1-Z5 für die unterschiedlichen Massenströme dargestellt. Bei dem Vergleich dieser Graphiken ist die Verkürzung der Zyklusdauer und die Zunahme der Temperaturgradienten in den einzelnen Schüttungsebenen bei ansteigendem Massenstrom erkennbar.

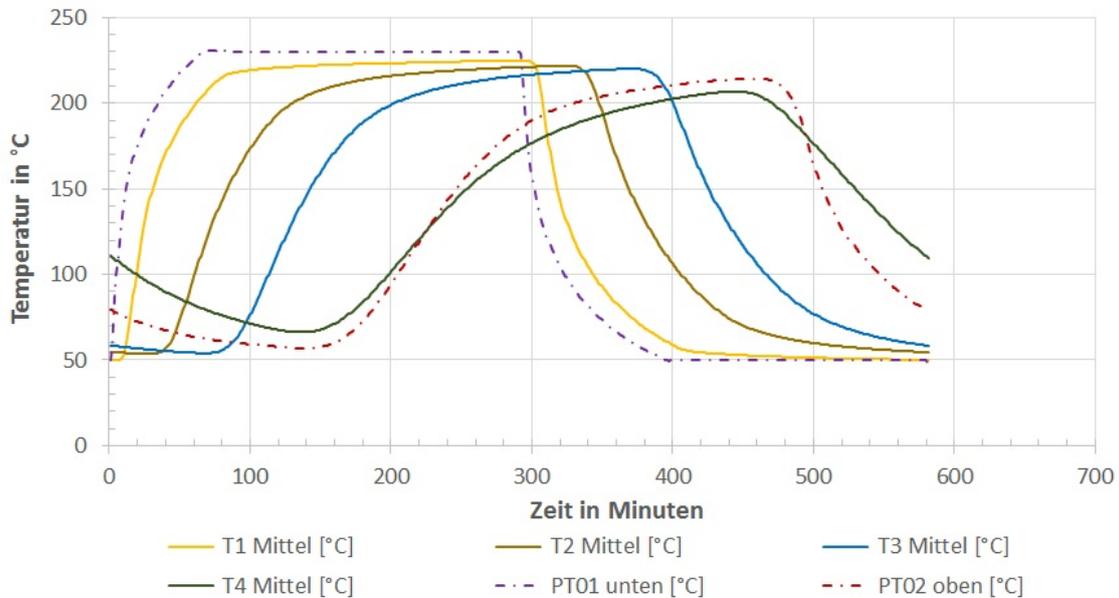


Abb. 9.9: Temperaturverteilung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM2-Z2, Massenstrom: 150 kg/h

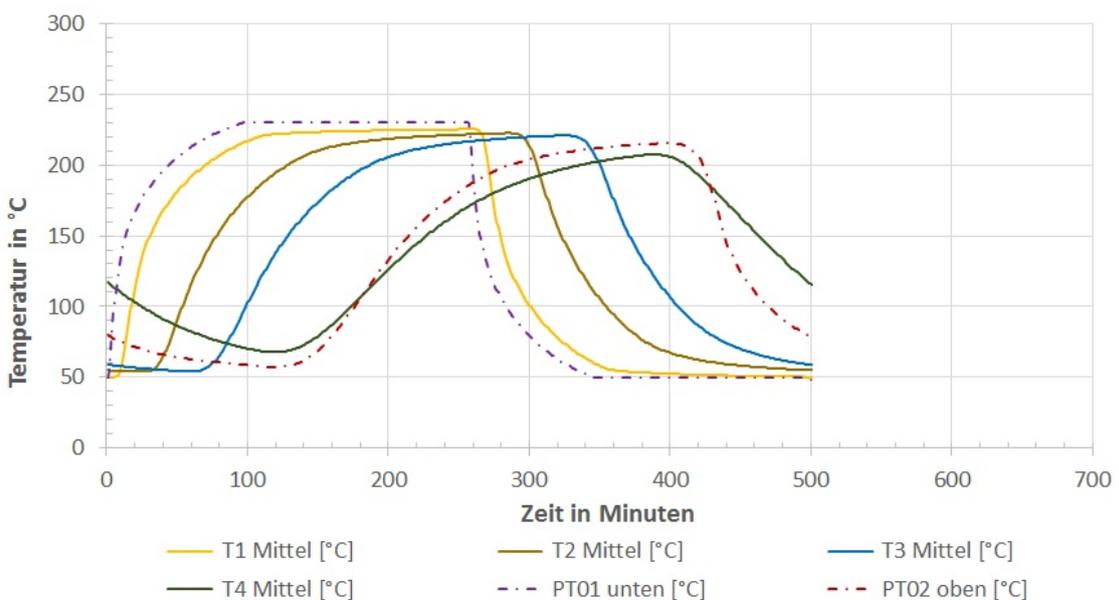


Abb. 9.10: Temperaturverteilung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM2-Z3, Massenstrom: 175 kg/h

Werden die Verläufe aus den Graphiken 9.11 und 9.12 verglichen, kann der Anstieg der Ladezeit ab einem Massenstrom von 200 kg/h erkannt werden. Genauer zu diesem Verhalten wird anhand von Tabelle 9.4 und Abbildung 9.13 erläutert.

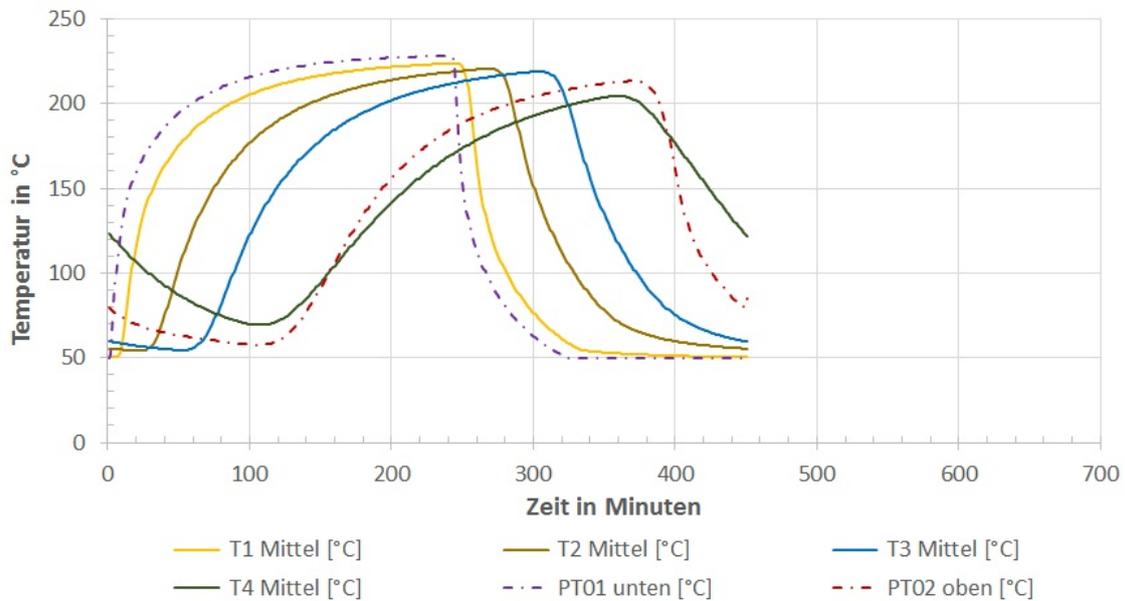


Abb. 9.11: Temperaturverteilung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM2-Z4, Massenstrom: 200 kg/h

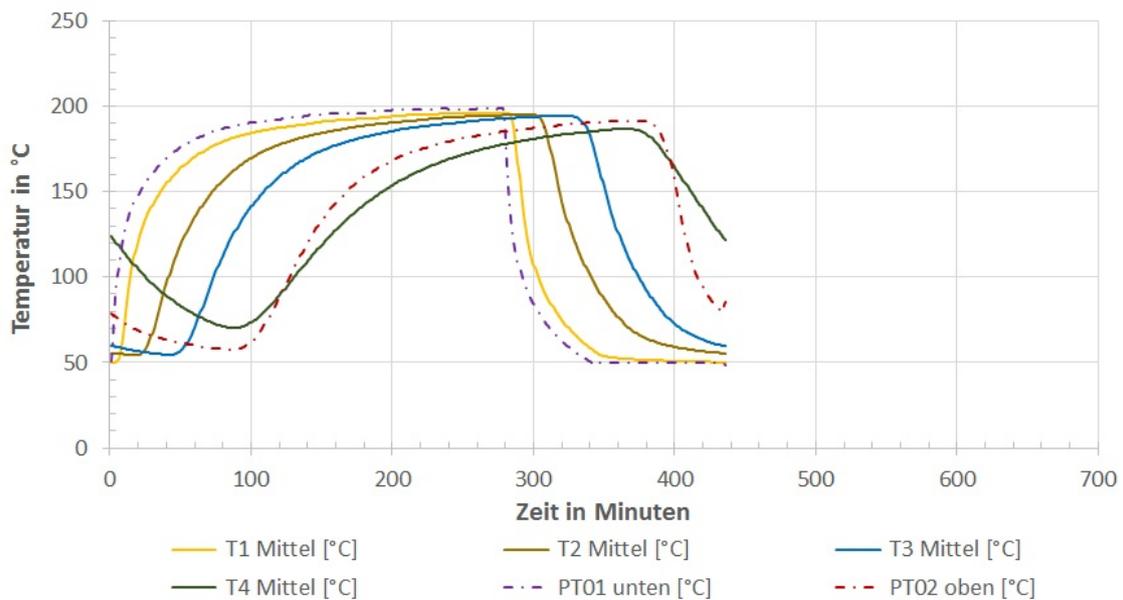


Abb. 9.12: Temperaturverteilung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM2-Z5, Massenstrom: 250 kg/h

In der Tabelle 9.4 und Abbildung 9.13 ist deutlich zu erkennen, dass im Bereich von 125 – 200 kg/h eine Erhöhung des Massenstroms die Lade- und Entladezeiten bei beiden Schüttungsvarianten verkürzt. Die Ladezeit hingegen beginnt ab einem Massenstrom von 200 kg/h merklich zu steigen. Dies lässt sich durch die begrenzte Heizleistung des Luftheizregisters von 15 kW<sub>th</sub> begründen. Aus Abbildung 8.4 kann eine maximale Lade-temperatur  $T_{\text{laden}} = 210^{\circ}\text{C}$  bei einem Durchfluss von 250 kg/h abgelesen werden. Daher ist die Temperaturdifferenz beim Laden mit einem Massenstrom von 250 kg/h deutlich geringer als bei den anderen Messreihen und es kommt zu einer Verlängerung des Ladezyklus zwischen NM1-Z4 und NM1-Z5 um etwa 15 %.

Messreihe	NM2-Z1	NM2-Z2	NM2-Z3	NM2-Z4	NM2-Z5
Massenstrom in kg/h	126	150	175	200	250
Ladezeit-Kies in min	340	290	256	242	278
Entladezeit-Kies in min	354	291	244	208	158
Ladezeit-Schotter in min	514	432	370	325	-
Entladezeit-Schotter in min	498	425	371	327	-

Tab. 9.4: Lade- und Entladezeiten der Kies- und Schotter-Schüttung bei verschiedenen Massenströmen, Quelle der Daten für die Schotter-Schüttung: [42]

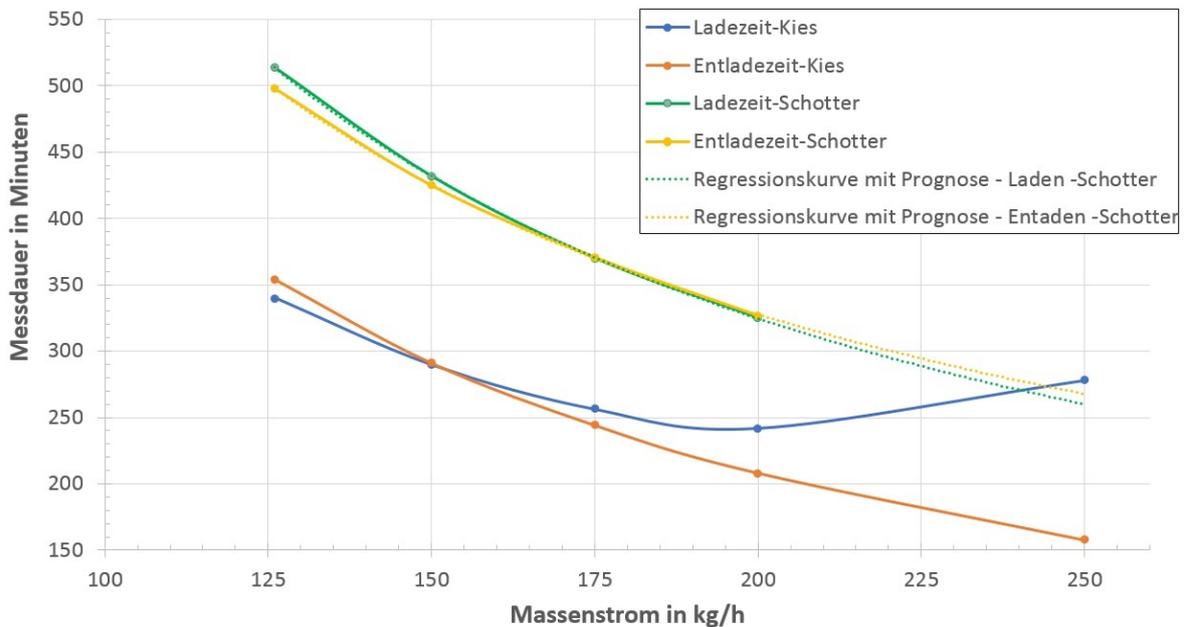


Abb. 9.13: Lade- und Entladezeiten in Abhängigkeit vom Massenstrom der Kies- und Schotter-Schüttung

Die Entladezeit wiederum verkürzt sich auch noch bei einer weiteren Steigerung des Massenstroms, da erst bei weit über 500 kg/h die Vorlauftemperatur für das Entladen in dieser Messreihe von  $T_{\text{entladen}} = 50^\circ\text{C}$  unterschritten wird. Die Gleichung (8.1) für den Zusammenhang zwischen Vorlauftemperatur und Massenstrom liefert bei einer Temperatur von  $50^\circ\text{C}$  einen Massenstrom von weit über 2000 kg/h, berechnet im Anhang B7. Die geringere Vorlauftemperatur wirkt sich auf die Luftdichte, somit auf die Durchströmungsgeschwindigkeit der Schüttung und in weiterer Folge auf die Wärmeübertragung zwischen Wärmeträgermedium und Speichermaterial aus.

Die Daten der Schotter-Schüttung wurden der Arbeit von Rasinger [42] entnommen und in die Auswertung, um den Vergleich zu veranschaulichen, integriert.

Die Be- und Entladezeit ist bei der Kies-Schüttung in der Messreihe NM2-Z2 (Massenstrom von 150 kg/h) nahezu ident. Mit diesen Parametern wäre die Versuchsanlage für einen kontinuierlichen Betrieb mit mindestens zwei Speichereinheiten geeignet, da in einer zum Beispiel die Abwärme aus Ofenabgas gespeichert und in der anderen die Brennluft für einen Ofen vorgewärmt wird.

Generell lässt sich beim Betrachten der Tabelle 9.4 und Abbildung 9.13 sofort der deutliche Unterschied bei den Lade- und Entladezeiten zwischen den beiden Schüttungen erkennen.

Die Be- und Entladezeiten der Schotter-Schüttung sind unabhängig vom Massenstrom um mehr als die Hälfte länger als jene der Kies-Schüttung. Die unterschiedlichen Messbedingungen aus Abschnitt 8.2 haben einen gewissen Einfluss auf die hohe Diskrepanz. Jedoch kann, wie bereits bei der Messreihe NM1-Z1 aus Kapitel 9.1 bewiesen wurde, von unkorrekten Messwerten der Schotter-Schüttung ausgegangen werden. Der Massenstrom, welcher maßgeblich in die Berechnung der Leistung und Energie eingeht, wird vor dem Luftheizregister gemessen. Die undichten Absperrklappen reduzierten den realen Luftmassenstrom im Schüttungsbehälter. Somit wird mit einem deutlich höheren Massenstrom gerechnet als tatsächlich durch die Schüttung strömt. In Kombination mit den signifikant längeren Lade- und Entladezeiten ist die maximale eingespeicherte Energie beim Drainageschotter eklatant höher.

Der Energie- und Leistungsverlauf des eingeschwungenen Zyklus aller fünf Messreihen ist in den Abbildungen 9.14 und 9.15 dargestellt.

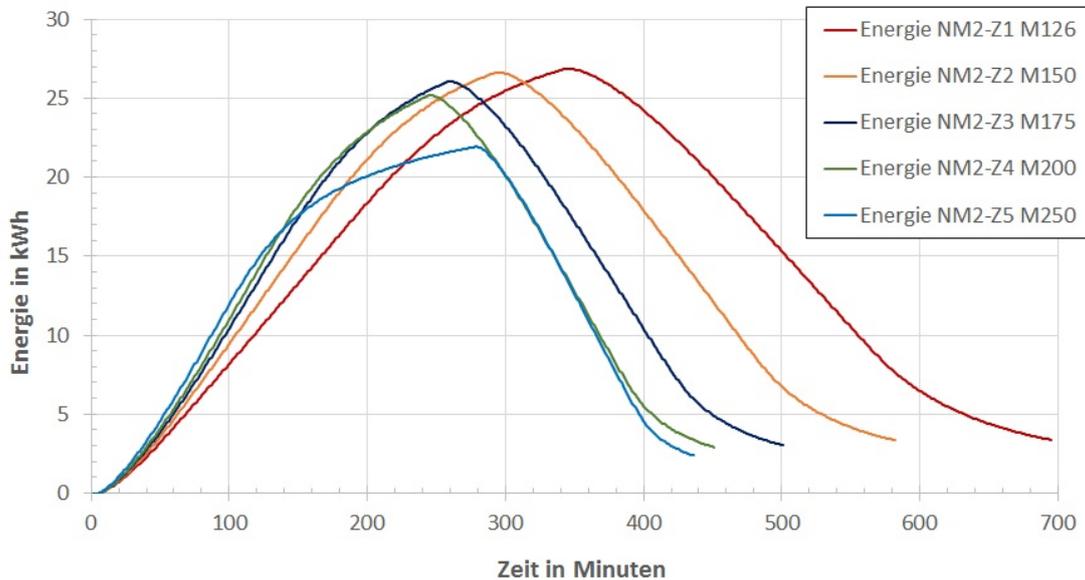


Abb. 9.14: Energieverläufe der Messreihe NM2 bei unterschiedlichen Massenströmen

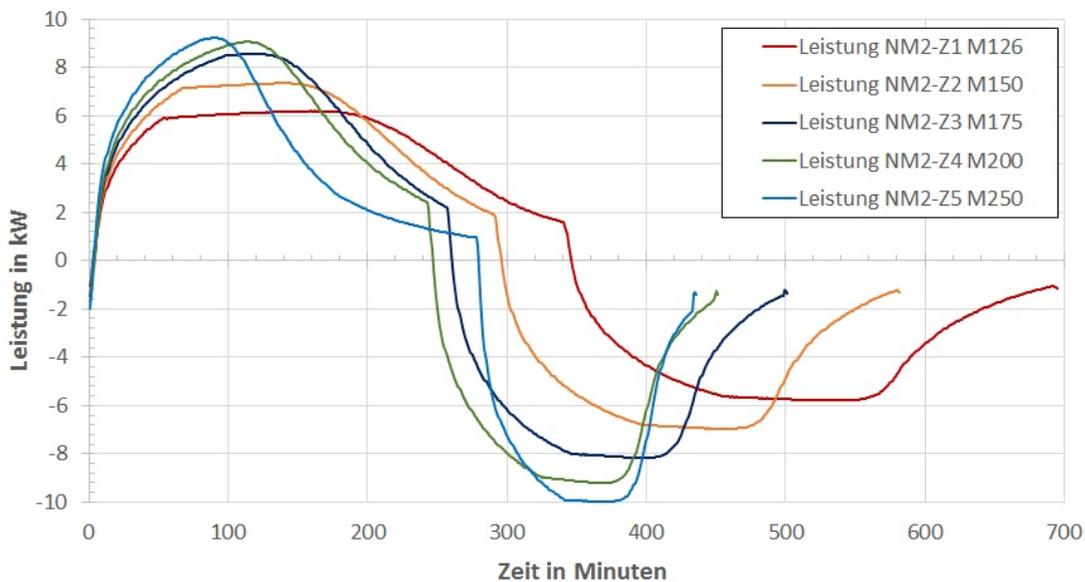


Abb. 9.15: Leistungsverläufe der Messreihe NM2 bei unterschiedlichen Massenströmen

Die Leistung beziehungsweise die Leistungsgradienten steigen proportional zur Erhöhung des Massenstroms und der Verkürzung der Zyklusdauer bis zu einem bestimmten Massenstrom an. Bei der Messreihe NM2-Z5, dargestellt in hellblauer Farbe, ist in beiden Abbildungen die Begrenzung der Heizleistung zu erkennen. Bis etwa 100 Minuten

ist die Leistung und Energie von NM2-Z5 dauerhaft höher als die von NM2-Z4. Danach flacht die Energiekurve aufgrund der sinkenden Vorlauftemperatur und der damit einhergehenden geringeren Temperaturdifferenz zwischen Ladetemperatur und Schüttungstemperatur deutlich ab. Es stellt sich bei  $\dot{m}_L = 250$  kg/h, bis auf die fehlende Spitze, der selbe Verlauf ein wie bei  $\dot{m}_L = 200$  kg/h. Eine neuerliche Anhebung des Massenstroms ab 200 kg/h führt zu keiner Leistungssteigerung beim Laden. Jedoch kann die Leistung beim Entladen und die Entladezeit durch eine weitere Erhöhung des Massenstroms vergrößert und die Zugriffszeit reduziert werden.

In Tabelle 9.5 werden die wichtigsten Parameter der Messreihen NM2-Z1 bis NM2-Z5 miteinander verglichen. Dabei ist als einzige Variable der Massenstrom bei sonst gleichen Messbedingungen erneut zu erwähnen.

Parameter	Einheit	NM2-Z1	NM2-Z2	NM2-Z3	NM2-Z4	NM2-Z5
mittl. Massenstrom	kg/h	126,06	149,96	174,79	199,72	249,28
$E_{\text{aus}}$	kWh	23,49	23,29	23,02	22,26	19,52
$E_{\text{ein}}$	kWh	26,86	26,62	26,05	25,17	21,92
$P_{\text{aus}}$	kW	4,10	4,87	5,81	6,36	7,61
$P_{\text{ausmax}}$	kW	5,80	6,97	8,18	9,22	9,98
$P_{\text{ausmin}}$	kW	1,05	1,19	1,21	1,24	1,31
$P_{\text{ein}}$	kW	4,80	5,55	6,25	6,28	4,84
$P_{\text{einmax}}$	kW	6,19	7,34	8,55	9,06	9,21
$P_{\text{einmin}}$	kW	1,61	1,92	2,24	2,44	0,96
Nutzungsgrad	%	87,47	87,46	88,39	88,44	89,09
Ladezeit	h	5,67	4,83	4,27	4,03	4,63
Entladezeit	h	5,90	4,85	4,07	3,47	2,63
Zyklusdauer	h	11,57	9,68	8,33	7,50	7,27
Entladetiefe	%	51,32	50,86	50,29	48,63	42,65
Verluste	%/h	1,08	1,30	1,39	1,54	1,50
Zugriffszeit	min	18	16	13	11	8
Energiedichte	kWh/kg	0,0395	0,0391	0,0387	0,0374	0,0328
Energiedichte	kWh/m <sup>3</sup>	98,71	97,84	96,73	93,54	82,04
Leistungsdichte	kW/kg	0,0097	0,0117	0,0137	0,0155	0,0168
Leistungsgradient -	kW/h	0,94	1,43	2,07	2,91	4,01
Leistungsgradient +	kW/h	0,81	1,20	1,75	2,00	2,00

Tab. 9.5: Charakteristische Parameter der Messreihen NM2-Z1 bis NM2-Z5 bei variablem Massenstrom

Die Variation des Massenstroms in dieser Messreihe zeigt dessen Einfluss auf die Parameter, insbesondere auf die Lade- und Entladezeiten sowie auf die Leistungsgradienten. Zusammenfassend kann man sagen, dass sich eine Erhöhung des Massenstroms positiv auf die Zykluszeiten und den Nutzungsgrad auswirkt. Um ein Absinken der Vorlauftemperatur bei steigendem Luftmassenstrom zu vermeiden, wird ein Luftheizregister mit höherer Leistung benötigt.

### 9.3 Messreihe NM3-Z1 und NM3-Z2

Für einen besseren Vergleich wurde die Messreihe M3-Z1 anfangs mit denselben Parametern wie der Langzeitversuche TU290-TO250 von Michalka [36] geplant. Die höchst mögliche Vorlauftemperatur bei einem Massenstrom von 150 kg/h beträgt laut Abbildung 8.4 circa 292°C. Beim ersten Ladezyklus konnte nach über 60 Stunden heizen die gewünschte Ladetiefe von  $T_{\text{unten}} = 290 \text{ °C}$  nicht erreicht werden. Bei einer maximalen Temperatur aller Ebenen von 289°C und nach über zwei Tagen wurde der Versuch abgebrochen.

Bereits Rasinger [42] konnte aufgrund von Wärmeverlusten durch die unisolierte Bypassleitung eine Ladetemperatur von 290°C nicht erreichen. Die Bypassleitung wurde während der Umbauarbeiten darauf hin isoliert und die Isolationsdicke im gesamten oberen Bereich der Versuchsanlage erhöht. Obwohl der Rohrabschnitt während des Ladevorgangs nicht durchströmt wird, erreichte der unisolierte Bypass eine Temperatur von 220°C, wohingegen mit Isolierung die Wärmeverluste und Erwärmung der Bypassleitung auf 165°C reduziert werden konnten.

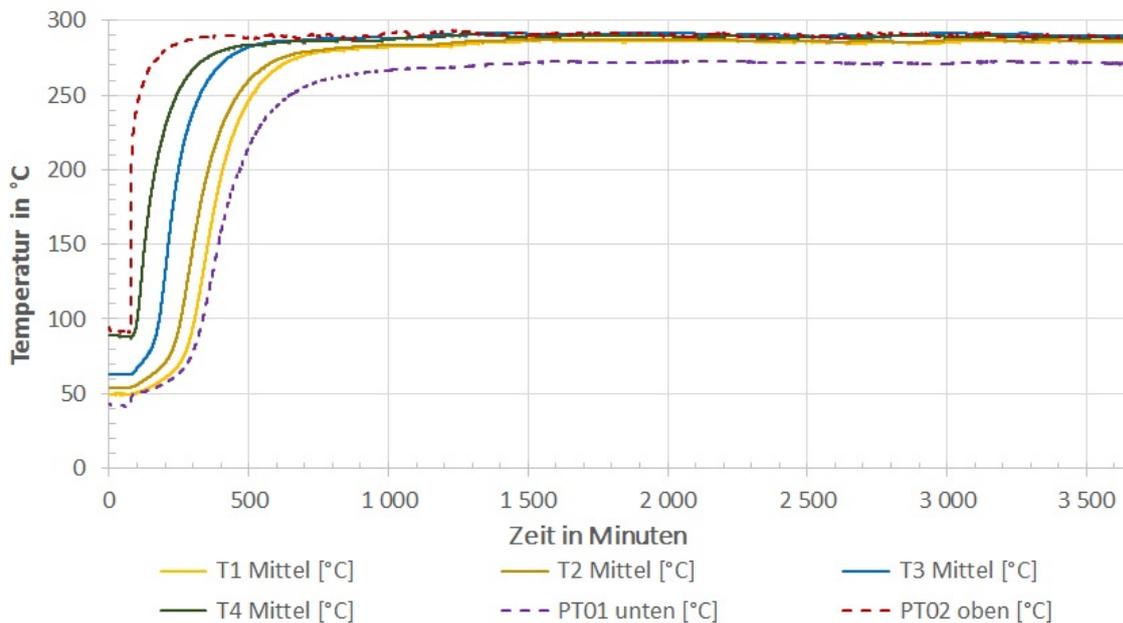


Abb. 9.16: Temperaturverlauf der abgebrochenen Messreihe AM3-Z1

Als Folge wurde die Ladetiefe der Messreihe auf  $T_{\text{laden,bisPT02}} = 265 \text{ °C}$  und die untere Umschalttemperatur auf  $T_{\text{entladen,bisPT02}} = 200 \text{ °C}$  reduziert, da alle Ebenen eine mittlere Temperatur von 265°C bereits nach 9 Stunden überschritten hatten. Der Temperaturverlauf ist in Abbildung 9.16 dargestellt und zeigt die abgebrochene Messreihe AM3-Z1, die

mit den Betriebszuständen A durchgeführt wurde. Aufgrund dieser akzeptablen Ladedauer wurde bei der Folgemessung die Luftaustrittstemperatur von 290°C beim Zyklus M3-Z1 auf 265°C im Zyklus M3-Z2 abgesenkt. Die Parameter der Messreihen M3-Z1 und M3-Z2 sind in Tabelle 9.6 aufgelistet.

Messreihe	M3-Z1 (geplant)	M3-Z2 (realisiert)
Zyklen	3	3
Massenstrom in kg/h	150	150
$T_{\text{laden}}$ in °C	310	290
$T_{\text{entladen}}$ in °C	20	20
$T_{\text{laden,bisPT02}}$ in °C	290	265
$T_{\text{entladen,bisPT02}}$ in C°	250	200
Ladezeit in h	>60	15,65
Entladezeit in h	-	3,62

Tab. 9.6: Parameter der Messreihe M3-Z1 und M3-Z2

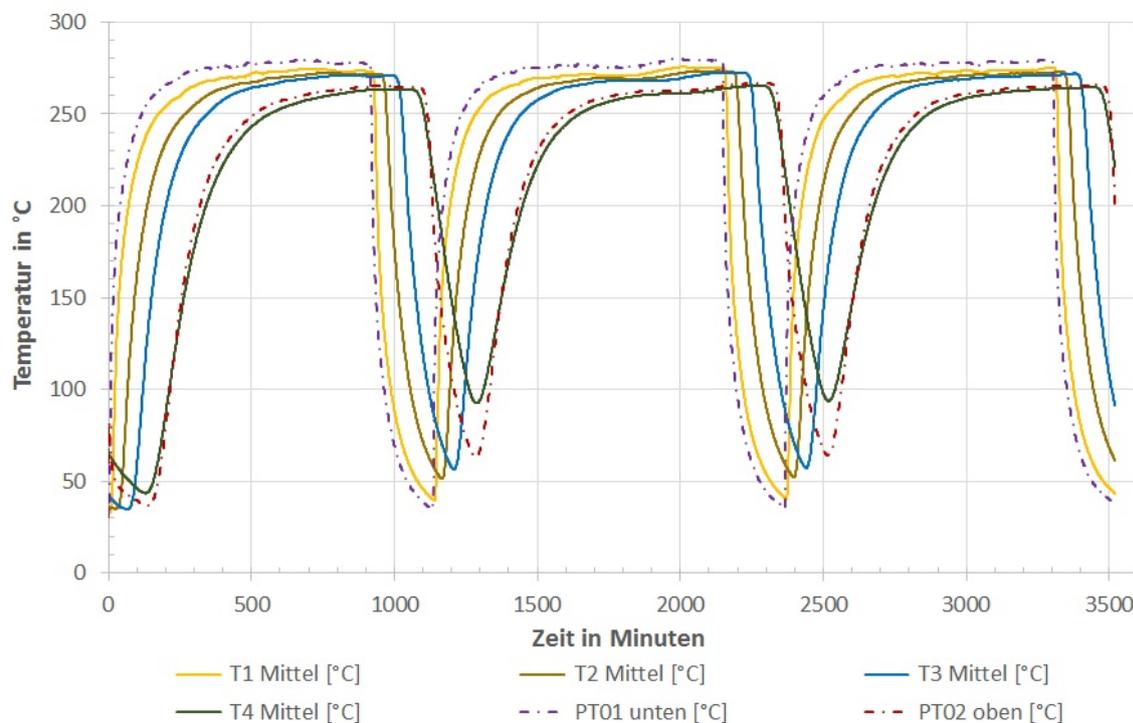


Abb. 9.17: Temperaturverteilung in der Kies-Schüttung der drei Zyklen der Messreihe NM3-Z2

In den Abbildungen 9.17 und 9.18 ist erneut das Phänomen der Ausbildung einer Strömung in der Schüttung aus Kapitel 8.5 zu erkennen. Die Temperatur des Sensors PT02 oben steigt bereits nach dem ersten Drittel über jene der vierten Messebene  $T_{m4}$ . Bei einer homogenen Temperaturverteilung in der Schüttung wäre dies nicht möglich.

In Abbildung 9.17 lässt sich aufgrund des Be- und Entladevorgangs von der selben Richtung das „Wandern“ des Temperaturniveaus nach jedem Betriebszustandswechsel von der untersten bis zur obersten Ebene beobachten.

Die Darstellung 9.18 zeigt den Effekt des Temperaturversatzes deutlich am Absinken der Temperaturen der Messebenen 3–4 in den ersten Minuten des Ladezyklus. Am Beginn des Entladezyklus sinken die Temperaturen in der untersten Ebene 1 als erstes rapide ab, da diese zuerst von dem kühlen Massenstrom durchströmt wird und desweiteren den geringsten Massenanteil aufweist. Bei dem nächsten Umschaltzeitpunkt auf den Betriebszustand Laden liegen die unteren Messebenen bereits deutlich unter  $100^{\circ}\text{C}$ , wohingegen die oberste Messebene 4 die  $200^{\circ}\text{C}$  erreicht hat. Beim nächsten Ladevorgang gibt die Ebene 1 erneut ihre niedrige Temperatur mit einem zeitlichen Versatz in aufsteigender Reihenfolge an die darüberliegenden Messebenen ab und es stellt sich der Temperaturverlauf aus Abbildung 9.17 ein. Trotz der geringen Temperaturdifferenz von  $65^{\circ}\text{C}$  zwischen den Umschaltzeitpunkten nimmt die Messebene 1 Temperaturen beginnend bei  $35^{\circ}\text{C}$  bis  $275^{\circ}\text{C}$  an.

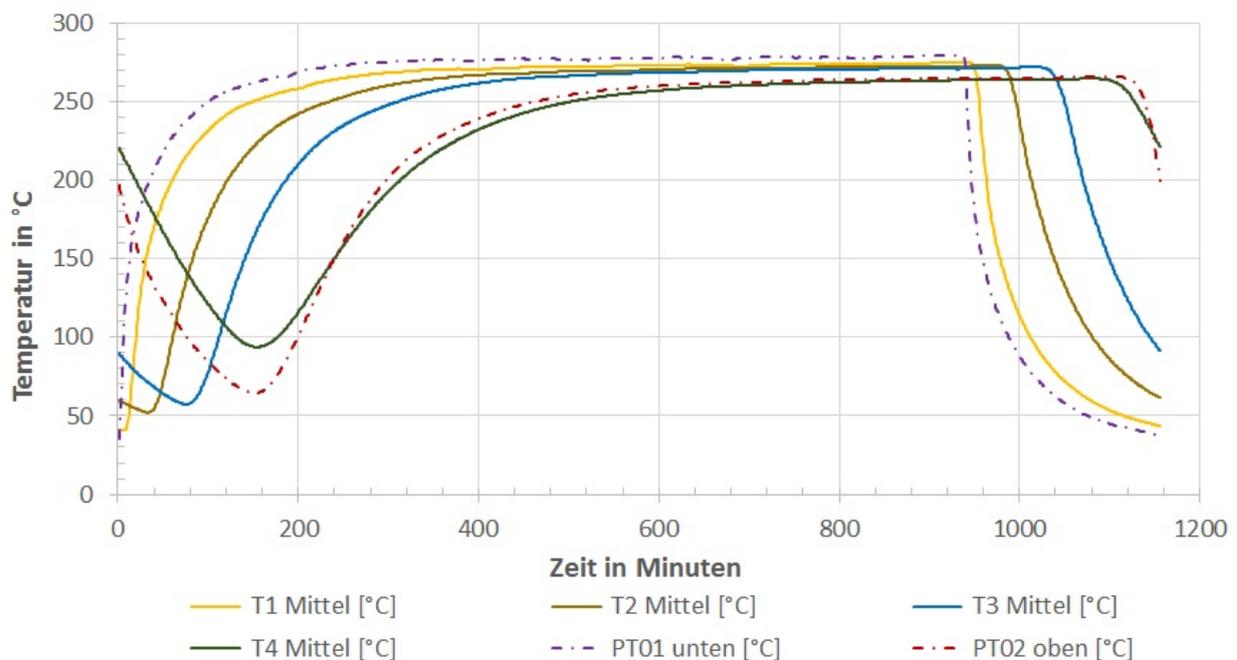


Abb. 9.18: Temperaturverlauf des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM3-Z2

Die maximale Leistung wird, wie in Abbildung 9.19 ersichtlich ist, nach etwa 150 Minuten erreicht, wenn der Temperaturgradient aller Messebenen positiv ausgerichtet ist, ganz besonders jener von Ebene 4. Jedoch flachen die Gradienten der darunterliegenden Ebenen zu diesem Zeitpunkt stark ab und die Leistung nimmt ebenfalls bis zum Ende des Ladezyklus ab. Besonders das Verhältnis von Be- und Entladezeit von 4:1 ist bei dieser Messreihe sehr auffällig.

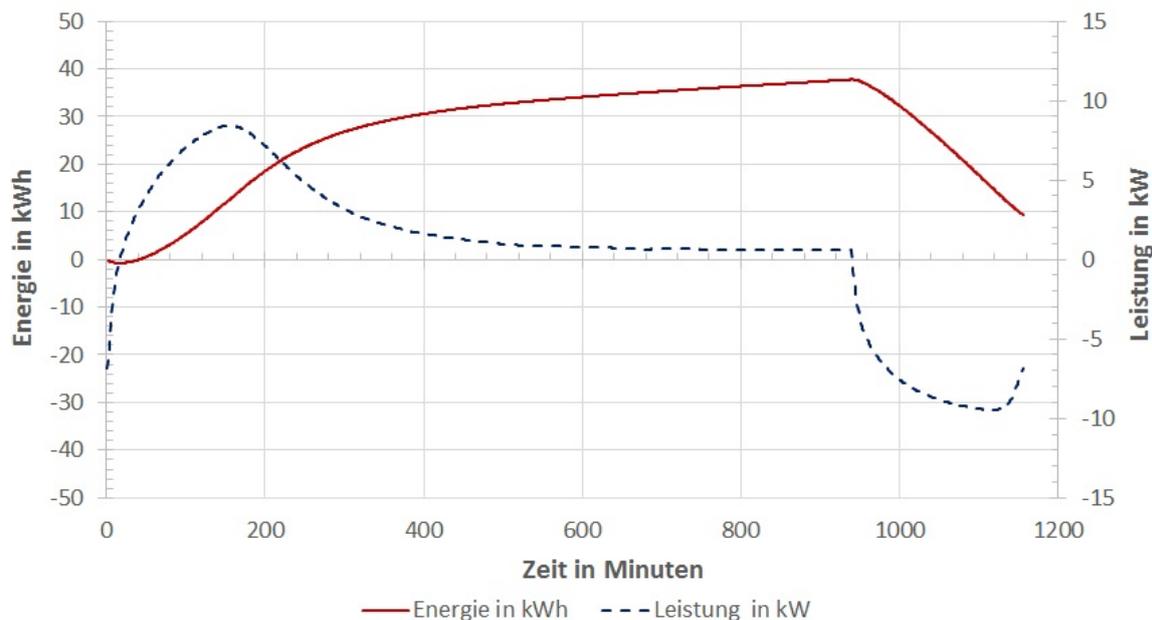


Abb. 9.19: Energie- und Leistungsverlauf des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM3-Z2

Bei dieser Messreihe haben die einzelnen Ebenen, trotz geringer Temperaturdifferenz von  $65^{\circ}\text{C}$  zwischen den Umschaltpunkten, eine Spannweite der Temperaturen von  $175^{\circ}\text{C}$  (Ebene 4) bis zu  $240^{\circ}\text{C}$  (Ebene 1).

## 9.4 Messreihe NM4-Z1

Bei der Messreihe NM4-Z1 wurde, wie bereits bei der Messreihe NM3-Z2, eine Temperaturdifferenz von  $50^{\circ}\text{C}$  zwischen den Umschaltzeitpunkten beim Wechsel des Betriebszustandes definiert.

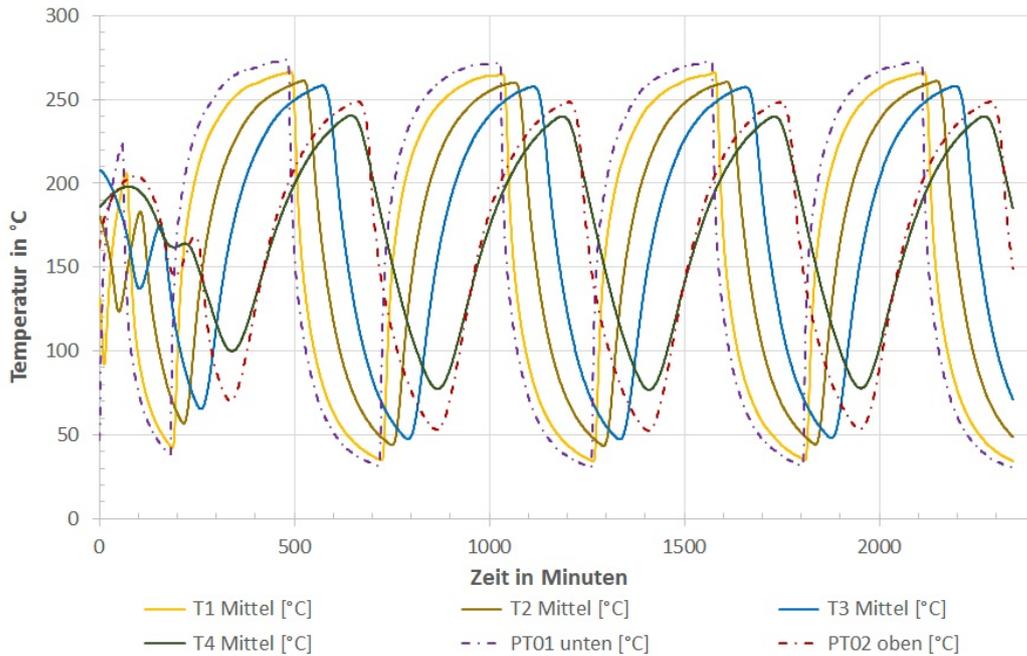


Abb. 9.20: Temperaturverteilung in der Kies-Schüttung der fünf Zyklen der Messreihe NM1-Z1

Die Temperaturen liegen mit  $T_{\text{laden,bisPT02}} = 200^{\circ}\text{C}$  und  $T_{\text{entladen,bisPT02}} = 150^{\circ}\text{C}$  in einem Temperaturbereich bei dem die Temperaturgradienten am steilsten sind. In Abbildung 9.20 sind alle fünf gefahrenen Zyklen dargestellt. Diese Messreihe NM4-Z1 wurde sofort nach dem letzten Entladezyklus der Messreihe NM3-Z2 gestartet und daher unterscheidet sich der erste Zyklus komplett von den anderen und wird in der weiteren Auswertung nicht berücksichtigt. Der eingeschwungene Zustand stellt sich bereits nach dem zweiten vollständigen Zyklus ein.

Im Vergleich zu dem Temperaturverlauf der Schotter-Schüttung aus Abbildung 9.21 fällt sofort die Überschneidung der einzelnen Temperaturebenen auf. Wie bereits bei der Messreihe NM3-Z2 fluktuieren die Temperaturen beginnend bei der Messebene 4 um mehr als  $150^{\circ}\text{C}$  bis hin zur Ebene 1 um  $220^{\circ}\text{C}$ , obwohl die Differenz der Umschalttemperaturen gerade einmal  $50^{\circ}\text{C}$  beträgt. Das Herabsetzen des Temperaturniveaus von  $265^{\circ}\text{C}$  (NM3-Z2) auf  $200^{\circ}\text{C}$  (NM4-Z1) bewirkt beinahe keine Änderung der Minimal-

beziehungsweise Maximaltemperatur der einzelnen Ebenen. Die Ladedauer jedoch wird erheblich verkürzt, da der Bereich mit der konstant niedrigen Leistung aufgrund der geringen Temperaturdifferenz zwischen Lade- und Messebenentemperatur vor dem Umschaltzeitpunkt ausbleibt.

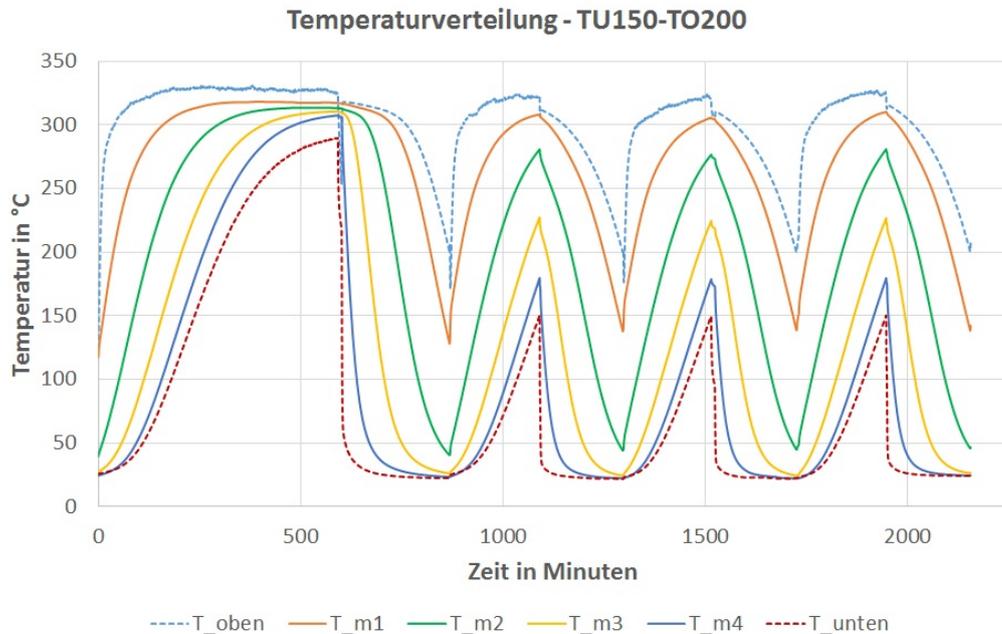


Abb. 9.21: Temperaturverteilung in der Schotter-Schüttung der vier Zyklen der Messreihe TU150-TO200, Quelle: [36]

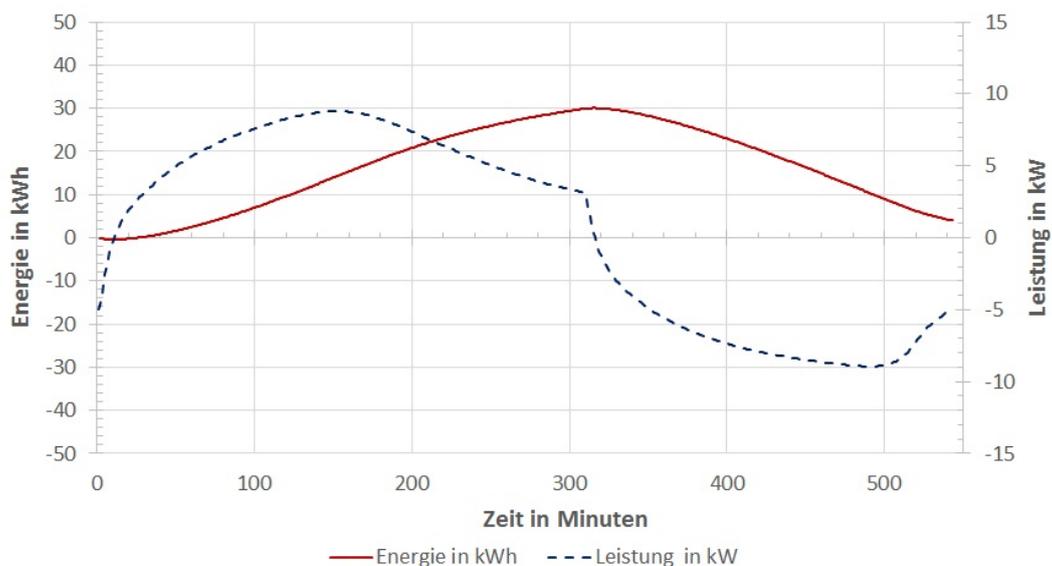


Abb. 9.22: Energie- und Leistungsverlauf des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM4-Z1

Die Energiezunahme aus Abbildung 9.22 kann im Vergleich zu den anderen Messreihen nahezu als konstant beschrieben werden. Die Gegenüberstellung der Abbildung 9.22 mit den Verläufen der Schotter-Schüttung in Abbildung 9.23 zeigt, dass eine gegengleiche Be- und Entladerichtung eine annähernd konstant hohe Leistung mit einem linearen Energieverlauf ermöglicht. Die Be- und Entladedauer der Messreihe NM4-Z1 nähert sich einem gemeinsamen Wert an. Wird diese gemeinsame Zeitspanne zum Beispiel durch das Absenken der Temperaturdifferenz beziehungsweise der Umschalttemperaturen erreicht, können zwei Regeneratoren im Wechselbetrieb für eine kontinuierliche Energiespeicherung eingesetzt werden.

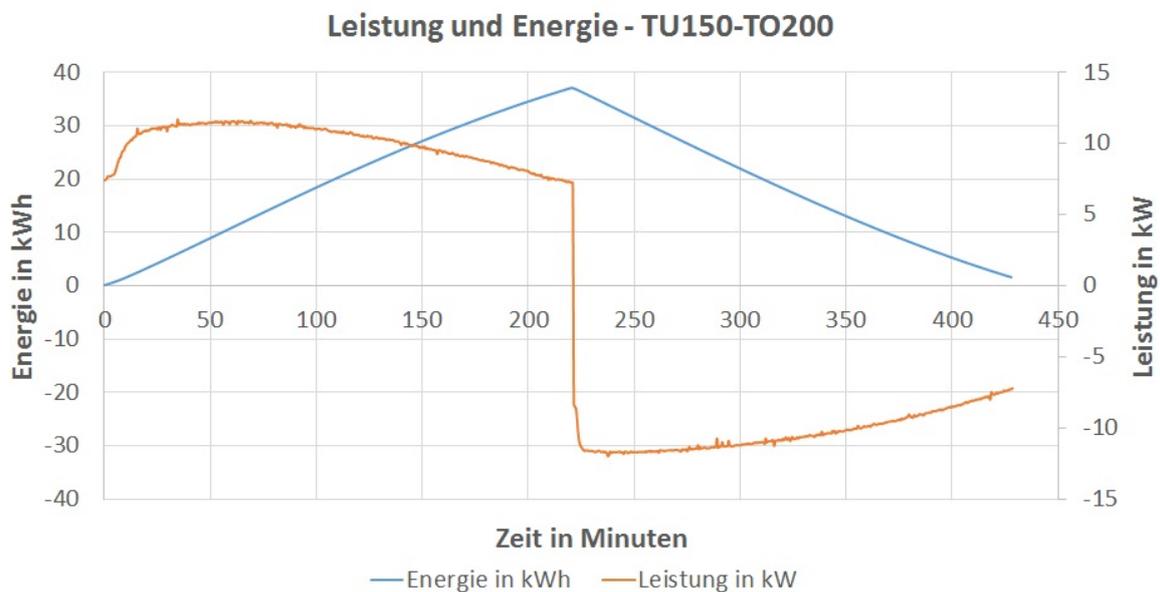


Abb. 9.23: Energie- und Leistungsverlauf in der Schotter-Schüttung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe TU150-TO200, Quelle: [36]

Das mittlere Temperaturniveau von 150–200°C der Messreihe NM4-Z1 führt zu einer dauerhaft hohen Leistung, wie in Abbildung 9.22 zu erkennen ist. Dies liegt beim Beladen an der dauerhaft hohen Temperaturdifferenz zwischen Vorlauftemperatur und Schüttung und beim Entladen an der Differenz zwischen der Schüttungstemperatur und der beim Ausspeichern angesaugten Hallenluft.

Wie bereits bei der Messreihe NM3-Z2 nehmen die einzelnen Messebenen, trotz geringer Temperaturdifferenz zwischen den Umschaltpunkten von 50°C, Temperaturen im Bereich von 35–265°C an.

# 10 | Analyse der Messdaten

In diesem Kapitel werden die Messreihen aus Abschnitt 8 unter dem Aspekt der Ziele, die durch die neue Schüttung und den Umbau erreicht werden sollten, analysiert. Dazu werden für den Vergleich mit der alten Schüttung (Drainageschotter) und mit anderen Energiespeichersystemen die wesentlichsten Parameter ermittelt. Diese charakteristischen Parameter und deren Ermittlung beziehungsweise Berechnung werden zunächst erklärt und in Tabelle 10.2 aufgelistet. Danach erfolgt der Vergleich mit dem Drainageschotter als Schüttung von früheren Messreihen.

## 10.1 Energie und Leistung

Wie in Kapitel 10.1.2 genauer beschrieben wird, wird die Energie durch die Integration der Leistung über die Zeit berechnet.

Für die Berechnung der Energie und Leistung muss die spezifische Enthalpie  $h$  für Luft berechnet werden. Es können die zwei verschiedenen Berechnungsansätze nach Bertsch [28] und nach FDBR-Handbuch [7] herangezogen werden.

Bei beiden Methoden wird die Ein- und Austrittstemperatur des Behälters zur Berechnung der spezifischen Enthalpie verwendet. Auf die abgeführte Energie kann dann mithilfe des Massenstroms und der Zeit geschlossen werden. Ein weiterer Unterschied von FDBR zu Bertsch ist die Berücksichtigung der Luftfeuchtigkeit im Polynom.

Wie Mascherbauer [34] bereits berechnet hat, ergibt sich bei der Berechnung der Energie zwischen Bertsch und FDBR-Handbuch je nach Zyklus eine marginale Abweichung im Bereich von 0,5 %. Es sind trotz Einbezug der Luftfeuchtigkeit keine signifikanten Unterschiede zu erkennen. Zur Ermittlung der Parameter und bei der Erstellung der Diagramme aus Kapitel 8 wurde der Berechnungsansatz nach Bertsch herangezogen.

### 10.1.1 Polynom nach Bertsch - spezifische Enthalpie

Für die Berechnung der spezifischen Enthalpie  $h(T)$  wird der Ansatz nach Bertsch [28] herangezogen. Die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Enthalpie ist durch das Polynom in Gleichung (10.1) gegeben. Dabei wird mit der spezifischen Gaskonstante von Luft  $R_L = 287,102 \text{ J/kgK}$  gerechnet. Die Luftfeuchtigkeit wird nicht berücksichtigt. Die Koeffizienten des Polynoms sind in Tabelle 10.1 angeführt.

$$h(T) = \left( a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_8}{T} \right) R_L T \quad (10.1)$$

$a_1$	3,688341
$a_2$	-0,001566066 K <sup>-1</sup>
$a_3$	3,86692 · 10 <sup>-6</sup> K <sup>-2</sup>
$a_4$	-2,50102 · 10 <sup>-9</sup> K <sup>-3</sup>
$a_5$	4,89126 · 10 <sup>-13</sup> K <sup>-4</sup>
$a_8$	-971,9848 K

Tab. 10.1: Koeffizienten nach Bertsch, Quelle: [28]

### 10.1.2 Leistung

Durch das Polynom nach Bertsch sind die temperaturabhängigen, spezifischen Enthalpien definiert. Die zu- beziehungsweise abgeführte Leistung lässt sich für jeden Zeitschritt mit dem Massenstrom und den Temperaturmessungen am oberen und unteren Ende des Behälters berechnen, siehe Gleichung (10.2).

$$P = \dot{m}_L \left( h(T_{oben}) - h(T_{unten}) \right) \quad (10.2)$$

Die Integration der Leistung über die Zeit liefert die in den Behälter ein- beziehungsweise ausgespeicherte Energie. Der Zeitschritt  $\Delta t = t_1 - t_0$  entspricht dem Messintervall von einer Minute.

$$E = \int_{t_0}^{t_1} P dt \quad (10.3)$$

Die Speicherleistung beim Ausspeichern wird mit  $P_{\text{aus}}$  bezeichnet und ist vom betrachteten Zeitpunkt und der Temperaturdifferenz des Wärmeträgermediums zwischen PT02 (oberhalb des Behälters) und PT01 (unterhalb des Behälters) abhängig und wird daher als Mittelwert angegeben.  $P_{\text{ein}}$  ist die durchschnittliche Speicherleistung beim Einspeichern und wird in Abbildung 10.1 veranschaulicht. Zusätzlich werden in Tabelle 10.2 die Minimal- und Maximalwerte  $P_{\text{aus min}}$ ,  $P_{\text{aus max}}$ ,  $P_{\text{ein min}}$  und  $P_{\text{ein max}}$  für die Leistung beim Ein- und Ausspeichervorgang angegeben und ebenfalls in Abbildung 10.1 gezeigt.

Als Minimalleistung  $P_{\text{min}}$  während eines Zyklus wird die Leistung kurz vor dem Betriebszustandswechsel herangezogen.

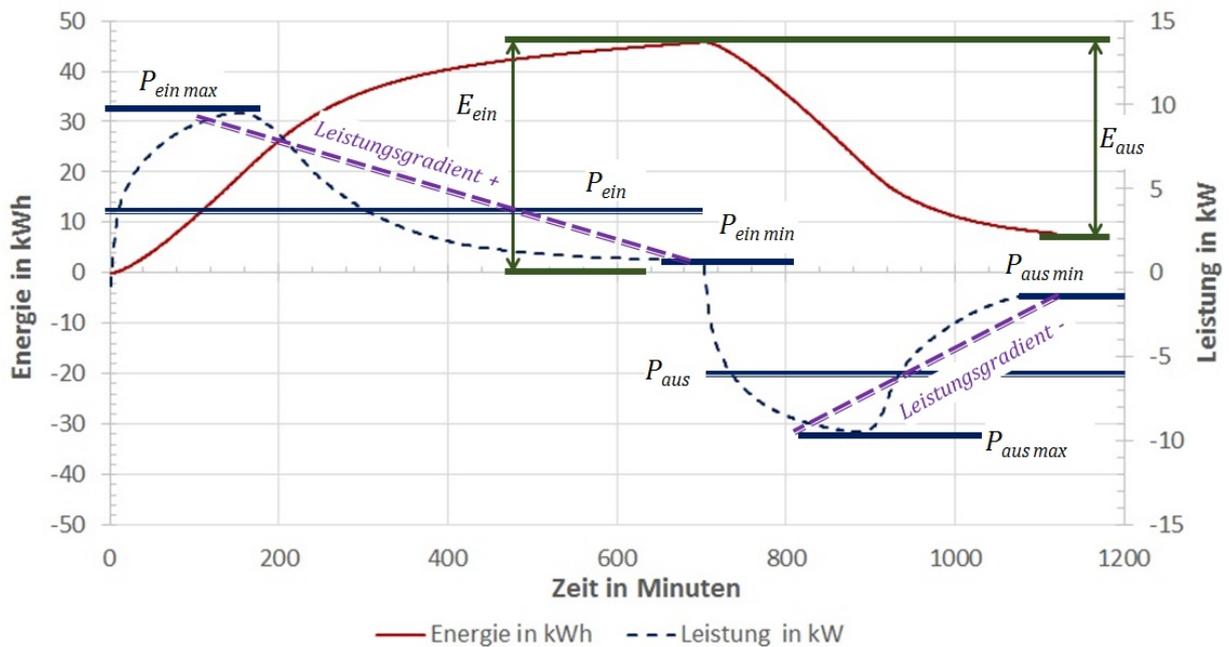


Abb. 10.1: Leistungs- und Energieanalyse

### 10.1.3 Speicherbare Energie

Bei der Dimensionierung eines Wärmespeichers ist die speicherbare Energie einer der wichtigsten Parameter. Sie gibt Aufschluss darüber, wie lange ein Speicher eine gewisse Leistung abgeben kann. Bei sensiblen Wärmespeichern ist jedoch nicht nur die speicherbare Energie interessant, sondern vor allem die Energie im brauchbaren Bereich.

Dieser ist bei der Versuchsanlage mit Kies-Schüttung im Bereich von  $50^{\circ}\text{C}$  bis  $265^{\circ}\text{C}$ . Prinzipiell hängt der Temperaturbereich von der Art der Anwendung ab.

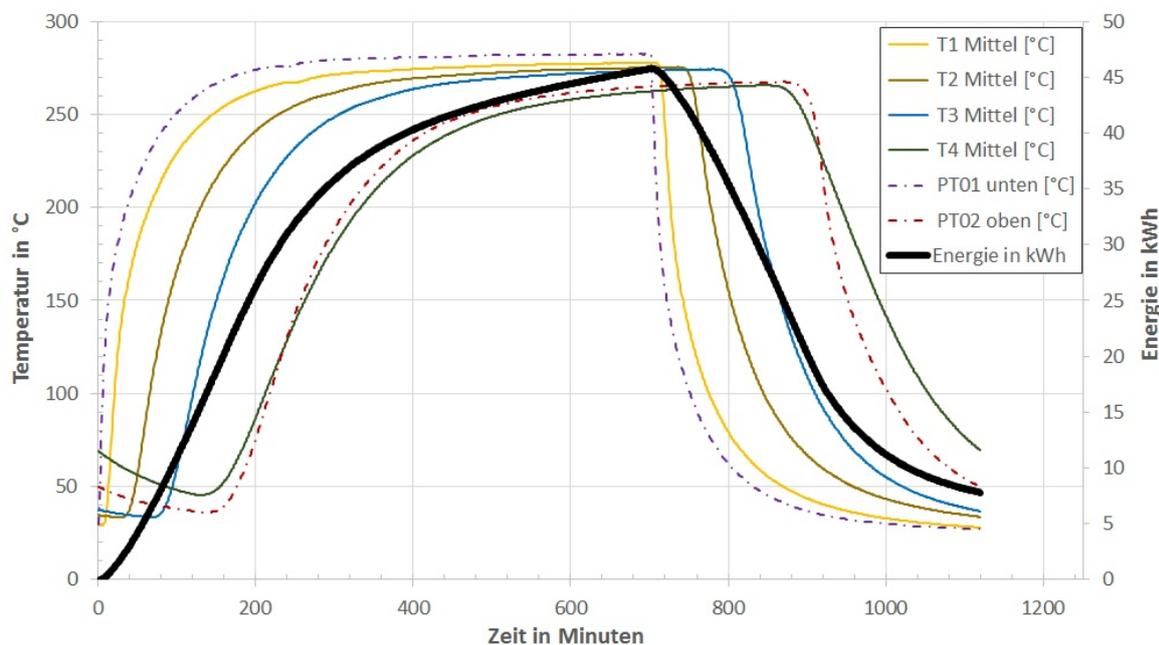


Abb. 10.2: Energie- und Temperaturverlauf beim Aufheizen von Raumtemperatur

In Abbildung 10.2 ist der Temperatur- und Energieverlauf der Kies-Schüttung beim Aufheizen von Raumtemperatur mit maximaler Vorlauftemperatur dargestellt. Die maximale speicherbare Energie im nutzbaren Bereich (in der Graphik 10.2 als schwarze Linie dargestellt) beträgt zwischen  $50^{\circ}\text{C}$  bis  $265^{\circ}\text{C}$  bei der Messreihe NM1-Z1 etwa  $45,78\text{ kWh}$  und wurde nach Gleichung (10.3) berechnet.

#### 10.1.4 Nutzbare Energie

Der Energieverlauf über einen gesamten Zyklus in Abbildung 10.3 gibt Aufschluss über die Energie im nutzbaren Temperaturverlauf. Als nutzbare Energie wird die maximal erreichte Energiemenge beim Ausspeichern angegeben. Bei den Messreihen in dieser Arbeit liegt diese zwischen  $37,97\text{ kWh}$  bei NM1-Z1 bis hin zu  $19,52\text{ kWh}$  bei der Messreihe NM2-Z5.

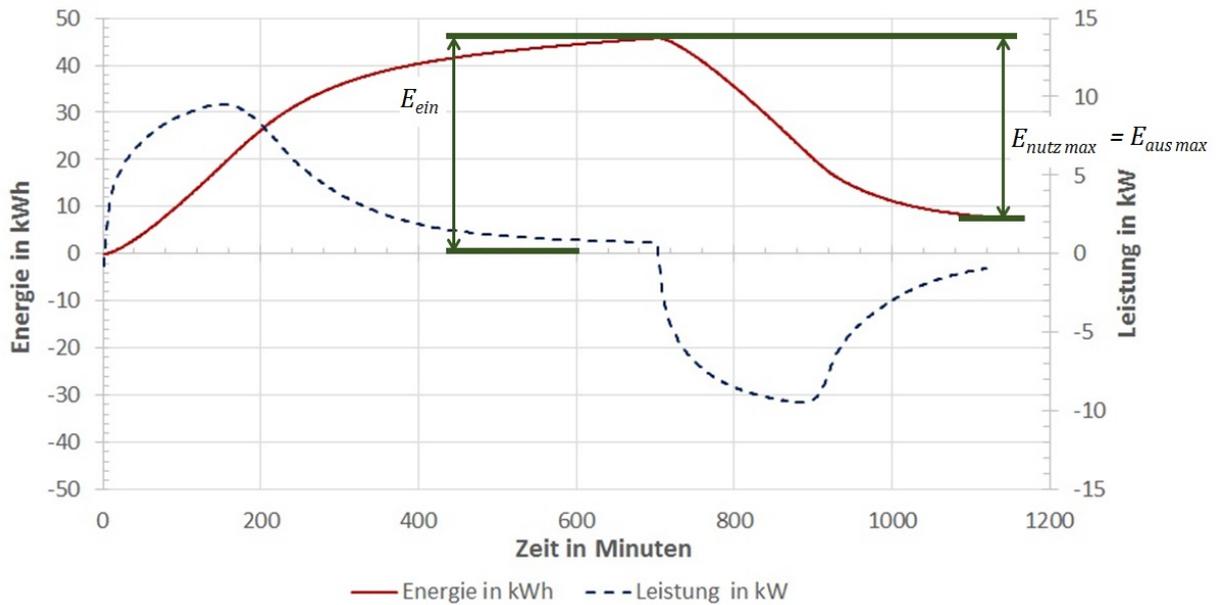


Abb. 10.3: Energie- und Leistungsverlauf beim Aufheizen von Raumtemperatur

## 10.2 Charakteristische Parameter

Neben der Energie und Leistung gibt es weitere charakteristische Parameter die berechnet wurden, um die Versuchsanlage mit ähnlichen Anlagen vergleichen zu können. Abhängig vom Anwendungsgebiet und der Prozessanforderung sind solche Parameter ausschlaggebend für die Auslegung und den Einsatz eines thermischen Energiespeichers. Die aussagekräftigsten Parameter sind in den Folgekapiteln 10.2.1 - 10.2.4 beschrieben. Ergänzend werden die in Tabelle 10.2 aufgelisteten zusätzlichen Parameter in Kapitel 10.2.5 erklärt.

### 10.2.1 Nutzungsgrad

Der Nutzungsgrad ist im Vergleich zum Wirkungsgrad, Gleichung (9.3), bei dieser Art von Versuchsanlage meistens interessanter. Er ist ein Maß dafür, wie viel der gespeicherten Energie in der Schüttung auch tatsächlich wieder abgegeben werden kann und dient besonders für den Vergleich mit andern Speichersystemen. Er wird durch Gleichung (10.4) bestimmt.

$$\eta_{nutz} = \frac{E_{aus}}{E_{nutz}} \quad (10.4)$$

Wobei die nutzbare Energie  $E_{\text{nutz}}$  der Energiedifferenz zwischen Ladeanfang und Ladeende entspricht, siehe Gleichung (10.5).

$$E_{\text{nutz}} = E_{\text{Ladenende}} - E_{\text{Entladenende}} \quad (10.5)$$

Bei allen Zyklen wird nach dem Ladevorgang und der notwendigen Nachkühlphase des Luftheizregisters sofort der Entladevorgang eingeleitet. Dadurch ist es möglich sehr hohe Nutzungsgrade von knapp 90 % zu erreichen und beinahe die gesamte gespeicherte Energie wieder an das durchströmende Medium abzugeben. Eine Speicherung der Energie zwischen Laden und Entladen würde zu einer Verringerung des Nutzungsgrades führen.

### 10.2.2 Entladetiefe

Die Entladetiefe, englisch Depth-of-Discharge (*DoD*), beschreibt das Verhältnis der entnommenen beziehungsweise nutzbaren Menge an Energie  $E_{\text{aus}}$  zur gesamten speicherbaren Energie, der sogenannten Nennkapazität von 45,78 kWh. Die Entladetiefe ist umso höher, je mehr der Speicher entladen wurde und wird in Prozent angegeben. Bei einer maximalen Entladetiefe von 100 % ist der Speicher im Bezug auf den nutzbaren Bereich von 50°C – 265°C vollständig leer.

$$DoD = \frac{E_{\text{aus}}}{45,78 \text{ kWh}} \quad (10.6)$$

### 10.2.3 Verluste

Aufgrund des Wärmeaustauschs mit der Umgebung, durch die thermodynamischen Grundsätze vorgegeben, kann die eingespeicherte Energie nicht vollständig wieder zurückgewonnen werden. Könnte man den Speicherbehälter perfekt adiabat isolieren, wäre die eingespeicherte Wärmeenergie äquivalent zu der ausgespeicherten Energie. Dies ist jedoch mit der aktuellen Technologie und den geltenden physikalischen Gesetzen nicht möglich. Die Verluste ergeben sich aus der Differenz zwischen der ein- und ausgespeicherten Energie  $E_{\text{ein}}$  und  $E_{\text{aus}}$ , siehe Gleichung (10.7).

$$\tau_{\text{Verlust}} = E_{\text{ein}} - E_{\text{aus}} \quad (10.7)$$

Den größten Teil der Verluste bildet der Verlustwärmestrom  $Q_V$  an die Umgebung aufgrund von konvektiver Wärmeübertragung und -strahlung. Ein kleiner aber nicht zu

unterschätzender Anteil führt zu einer Erwärmung der Stahlkomponenten (Verrohrung im Bypass, Speicherbehälter) und wird als  $Q_{St}$  bezeichnet.

Diese Energiedifferenz wird durch die eingespeicherte Energie  $E_{ein}$  und die Zyklusdauer dividiert. Damit ergeben sich die Verluste in Prozent pro Stunde.

### 10.2.4 Energie- und Leistungsdichte

Als Energiedichte wird die nutzbare Energiemenge je Massen- beziehungsweise Volumeneinheit bezeichnet. Sie wird in kWh/kg beziehungsweise in kWh/m<sup>3</sup> angegeben. Für die Berechnung, siehe Gleichung (10.8) und (10.9), wird die nutzbare Energie durch die Masse beziehungsweise das Volumen des Speichermediums dividiert.

$$\chi_{kWh/kg} = \frac{E_{Nutz}}{m_S} \quad (10.8)$$

$$\chi_{kWh/m^3} = \frac{E_{Nutz}}{V_S} \quad (10.9)$$

Die Leistungsdichte wird analog zur Energiedichte, siehe Gleichung (10.10), mit der maximalen Leistung beim Ausspeichern berechnet und in kW/kg angegeben. Als Bezugsmasse wird für die Energie- und Leistungsdichte das gemessene Gewicht der Schüttung von  $m_S = 595$  kg herangezogen.

$$\Phi_{kW/kg} = \frac{P_{aus\ max}}{m_S} \quad (10.10)$$

### 10.2.5 Weitere Parameter

Die **Lade- und Entladezeit** wird für den eingeschwungenen Zyklus der jeweiligen Messreihe ermittelt. Die Vorheizzeit des Luftmassenstroms und die Nachkühlphase des Luftheizregisters sind in diesen Zeiten aufgrund der Betriebszustände N enthalten.

Unter der **Zugriffszeit** wird jene Zeitspanne verstanden innerhalb welcher der Speicher 50 % seiner durchschnittlichen Entladeleistung vom Beginn des Entladezyklus erreicht.

Der **Leistungsgradient** gibt die Veränderung der Leistung über die Zeit an und wird in dieser Arbeit für den Lade- und Entladezyklus in kW/h angegeben. Bei der Berechnung wird ein linearer Leistungsgradient angenommen, der Mittelwert der Leistung am Beginn und am Ende des Ein- beziehungsweise Ausspeichervorgangs ermittelt, und durch die

Lade- beziehungsweise Entladezeit dividiert. Mit dem Erreichen von 90 % der maximalen Leistung wird der Beginn des Leistungsgradienten definiert. Bedingt durch die Verluste beim Beladevorgang ist der Leistungsgradient im Allgemeinen beim Ausspeichern höher als beim Einspeichern. Die positiven und negativen Leistungsgradienten für einen Zyklus sind in Abbildung 10.1 als violette gestrichelte Linie eingezeichnet.

### 10.3 Parameter der Kies-Schüttung

Die in Tabelle 10.2 angeführten Parameter der durchgeführten Messreihen wurden anhand der wichtigen Kenngrößen von Energiespeichern nach Neupert [49] (siehe Tabelle 2.3) erstellt und soll eine Basis für den Vergleich mit anderen Speichern und Systemen geben. Aus der Messreihe NM2 sind beispielhaft, aus Platzgründen, die Parameter der Reihen NM2-Z1 und NM2-Z5 mit dem niedrigsten und höchsten Massenstrom angeführt. Eine genaue Auflistung aller Variationen des Massenstroms der Messreihe NM2 ist durch die Tabelle 9.5 in Kapitel 9.2 gegeben.

Parameter	Einheit	NM1-Z1	NM2-Z1	NM2-Z5	NM3-Z2	NM4-Z1
mittl. Massenstrom	kg/h	146,40	126,06	249,28	150,00	150,00
$E_{\text{aus}}$	kWh	37,97	23,49	19,52	28,35	26,07
$E_{\text{ein}}$	kWh	45,78	26,86	21,92	37,76	30,04
$P_{\text{aus}}$	kW	5,45	4,10	7,61	7,80	6,64
$P_{\text{ausmax}}$	kW	9,45	5,80	9,98	9,47	8,95
$P_{\text{ausmin}}$	kW	0,93	1,05	1,31	0,74	0,70
$P_{\text{ein}}$	kW	3,91	4,80	4,84	2,51	6,07
$P_{\text{einmax}}$	kW	9,53	6,19	9,21	8,43	8,81
$P_{\text{einmin}}$	kW	0,73	1,61	0,96	0,43	2,57
Nutzungsgrad	%	82,94	87,47	89,09	75,08	86,77
Ladezeit	h	11,70	5,67	4,63	15,65	5,15
Entladezeit	h	6,95	5,90	2,63	3,62	3,88
Zyklusdauer	h	18,65	11,57	7,27	19,27	9,03
Entladetiefe	%	82,97	51,32	42,65	61,92	56,94
Verluste	%/h	0,91	1,08	1,50	1,29	1,46
Zugriffszeit	min	8	18	8	14	23
Energiedichte	kWh/kg	0,0638	0,04	0,0328	0,0476	0,0438
Energiedichte	kWh/m <sup>3</sup>	159,53	98,71	82,04	119,11	109,53
Leistungsdichte	kW/kg	0,0158	0,0097	0,0167	0,0159	0,0111
Leistungsgradient -	kW/h	1,43	0,94	4,010	0,84	1,61
Leistungsgradient +	kW/h	0,77	0,81	2,00	0,51	1,45

Tab. 10.2: Charakteristische Parameter der Kies-Schüttung für die fünf wichtigsten Zyklen

## 10.4 Vergleich mit thermischen Energiespeichern

Die Tabelle 3.1 von Felberbauer [29] soll eine Übersicht über den Stand der Technik der verschiedenartigen thermischen Energiespeicher geben. Die Originaltabelle wurde mit den Daten des Festbettregenerators mit Kies als Speichermaterial ergänzt. Für die Berechnung der Energiedichte der Kies-Schüttung wurde die nutzbare Energiemenge  $E_{\text{aus}}$  je Messreihe durch das Behältervolumen von  $0,387 \text{ m}^3$  dividiert. Unter der Berücksichtigung, auf welchem Temperaturniveaus die Speichersysteme arbeiten, hat der Festbettregenerator im Vergleich zu dem Kies-Wasser- und den Feststoff-Wärmespeicher eine deutlich höhere Energiedichte.

Thermische Energiespeicher	Energiedichte [kWh/m <sup>3</sup> ]	typische Größe [m <sup>3</sup> ]	typische Anwendungen
Kies-Wasser-Wärmespeicher	30-50	> 1000	Nahwärmenetze
Heißwasser-Wärmespeicher	60-80	50 - 6000	Warmwasser, Heizung
Erdsonden-Wärmespeicher	15-30	> 50000	Nahwärmenetze
Aquifer-Wärmespeicher	30-40	> 1000	Nahwärmenetze
Latentwärmespeicher	120-200	einige - 100	Warmwasser, Heizung, mobile Wärme
<b>Festbettregenerator mit Kies als Speichermaterial</b>	<b>82-160</b>		Solarthermische Kraftwerke, Prozesswärme
Sorptionsspeicher	100-500	> 10	Heizung, Nahwärmenetze, mobile Wärme
thermochem. Speicher mit reversiblen chemischen Bindungen	160-10500	-	Bisher nur im Labormaßstab erprobt
Feststoff-Wärmespeicher	20-50	600 - 12000	Solarthermische Kraftwerke, Prozesswärme
Warmwasserspeicher	60-80	0,2 - einige	Warmwasser, Heizung

Tab. 10.3: Vergleich mit anderen thermischen Energiespeichern, Quelle: vergl. [29]

# 11 | Zusammenfassung und Ausblick

Thermische Energiespeicher eignen sich für die zeitliche Entkopplung der Energieproduktion vom Energieverbrauch und werden in den kommenden Jahren eine wesentliche Rolle einnehmen. Der Einsatz und die Prozessintegration setzen ein umfassendes Verständnis dieser Technologie voraus. Besonders das Potential von Speichern zur Lastverschiebung, Lastglättung und Effizienzsteigerung durch die Nutzung von Restwärme in Abgasen in Industrieprozessen ist groß.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden verschiedene Messreihen an einem Festbettregenerator durchgeführt, mit dem Ziel das transiente Verhalten sowie die Parameter der Schüttung zu ermitteln. Dazu wurden die experimentell ermittelten Versuchsdaten von insgesamt acht Messreihen mit unterschiedlichen Ein- und Ausgangstemperaturen, Massenströmen sowie Lade- und Entladetemperaturen ausgewertet und analysiert.

Die Verbesserungsvorschläge, hauptsächlich die Erhöhung der Isolierdicke, von vorangegangenen Arbeiten an dieser Versuchsanlage, wurden vor den ersten Messungen umgesetzt und führten zu einem um 40 % reduzierten Verlustwärmestrom.

Die Auswertungen der ersten Messungen lieferten physikalisch unrealistische Daten und es begann die Fehlersuche durch das systematische Eingrenzen auf die Bauteile, welche den meisten Einfluss auf die Ergebnisse haben. Schlussendlich konnten die undichten Absperrklappen als Hauptproblem für die fehlerhaften Messergebnisse ausfindig gemacht werden. Bei dem hohen Druckabfall über die Schotter-Schüttung von mehreren tausend Pascal lieferten die Messungen eine Undichtheit von bis zu einem Drittel des Massenstroms. Der Leckagemassenstrom je Klappe wurde nach Rücksprache mit dem Klappenhersteller berechnet und von diesem auch bestätigt.

Da ein kurzfristiger Umbau auf komplett dichte Absperrklappen aus Kosten- und Zeitgründen nicht möglich war, wurden drei der fünf Klappen abgeblendet. Als Konsequenz kann der Luftmassenstrom nur mehr von einer Richtung, von unten nach oben, durch den Behälter beim Be- und Entladen geleitet werden. Die Bypassleitung kann somit nicht mehr beim Vorheizen und Nachkühlen des Luftheizregisters verwendet werden.

Die Software der Steuerung wurde an die neuen Betriebszustände für den 24 Stunden Betrieb angepasst.

Der Schüttungsbehälter ist mit 595 kg Kies als Speichermaterial gefüllt. Die speicherbare Energie im nutzbaren Bereich von 50–265°C beträgt 45,78 kWh bei einer maximalen Leistung während eines Zyklus von 9,98 kW.

Die Energiedichte im brauchbaren Temperaturbereich liegt bei 82–160 kWh pro m<sup>3</sup>. Bei den Versuchsreihen konnte ein maximaler Nutzungsgrad von 89.09 % bei der Messreihe NM2-Z5 mit dem höchsten Massenstrom des Wärmeträgermediums von 250 kg/h erreicht werden. Dies lässt sich durch die verkürzten Lade- und Entladezeiten aufgrund des Massenstroms und den damit geringeren Verlusten begründen. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass sich eine Erhöhung des Massenstroms positiv auf die Zykluszeiten und den Nutzungsgrad auswirkt. Jedoch erfordert eine konstante Vorlauftemperatur bei steigendem Massenstrom eine erhöhte Leistung des Luftheizregisters.

Der Kies (Korndurchmesser von 4–8 mm) hat im Vergleich zu den Messungen an der Schotter-Schüttung (30 mm) von Rasinger [42] einen um mehr als 12-fach höheren Druckabfall über die Schüttung. Der Differenzdruck zwischen Ein- und Austritt im Behälter liegt bei einem Massenstrom von 250 kg/h und 300°C bei über 3000 Pa.

Bei genauerer Betrachtung und Nachrechnung der Energiewerte der Schotter-Schüttung und dem Wissen über die undichten Absperrklappen wurden die Messergebnisse falsifiziert. Die Plausibilität der Zykluszeiten, der Energiewerte sowie weiterer Parameter wurde widerlegt. Daher ist die Gegenüberstellung der Kies- mit der Schotter-Schüttung nicht aussagekräftig und wurde zwecks Vollständigkeit trotzdem für die Messung NM1-Z1 angeführt.

In der Weiterentwicklung der Speicher- und Isolationsmaterialien steckt noch ein großes Potential. Hier geht es sowohl um die Verbesserung von Dämmeigenschaften, die Optimierung von Energiedichten, als auch um die bautechnische Auslegung. [38]

Ein Trend geht zu sogenannten Hybridspeichern, die einen Kurz- und Langzeitspeicher integrieren, um auf alle eintretenden Ereignisse, wie dem Ausgleich von Leistungsspitzen sowie der Aufrechterhaltung der Versorgungssicherheit mit elektrischer Energie vorbereitet zu sein.

Von großem Interesse ist bei der Nutzung erneuerbarer Energien daher zukünftig auch die gegenseitige Integration vom Strom- und Wärmesektor über die Kraft-Wärme-Kopplung, Wärmepumpen, Power-to-Heat und Power-to-Gas. Power-to-Heat zum Beispiel kann als bivalentes Element eines Hybrid-Systems die Möglichkeit der Integration erneuerbarer Stromüberschüsse für Wärmespeicher genutzt werden. [47]

Zur Minimierung von thermischen Verlusten existieren bereits Forschungsprojekte die den Einsatz von diversen Vakuum-Isolationsmechanismen untersuchen. (vgl. [1])

Für nachfolgende Arbeiten am Festbett-Regenerator sind zum Schluss noch Verbesserungsvorschläge zusammengefasst.

- Druckdifferenzsensor mit einem Messbereich von  $\pm 100$  mbar, damit der Massenstrom weiter erhöht werden kann
- Behebung des Problems der undichten Absperrklappen
- Anpassung der Steuerungssoftware, um ein Heizen mit konstanter Leistung zu ermöglichen.
- Anpassung der Steuerungssoftware, um den Zyklus über die Dauer des Lade- beziehungsweise Entladevorganges definieren zu können.
- Anpassung der Steuerungssoftware, um den Umschaltzeitpunkt anhand des Beladungsgrades zu definieren, z.B. beim Erreichen von 50 % Energiebeladung wird automatisch umgeschaltet.
- Massendurchfluss hinter beziehungsweise kurz vor dem Behälter messen, damit man den genauen Massenstrom, der durch die Schüttung strömt, kennt
- Für eine weitere Leistungssteigerung beim Laden ist ein Heizregister mit höherer Heizleistung notwendig. (Lediglich die Leistung beim Entladen kann durch eine weitere Erhöhung des Massenstroms gesteigert werden.)

# Literaturverzeichnis

- [1] F. Altenburger, Ch. Fink, und R. Hausner. *Theoretische Untersuchungen zur Entwicklung einer Vakuumdämmung für thermische Energiespeicher*, Heft 3-11. Zeitschrift für eine nachhaltige Energiezukunft, 2011.
- [2] P. Arce, M. Medrano, E Oro, A. Gil, und L.F. Cabeza. *Overview of thermal energy storage (TES) potential energy savings and climate change mitigation in Spain and Europe*, Applied Energy 88. Spain, 2011.
- [3] C. Bahl, D. Laing, M. Hempel, und A. Stückle. *Concrete Thermal Energy Storage for Solar Thermal Power Plants and Industrial Process Heat*. SolarPACES 2009, Berlin, 2009.
- [4] P. Böckh und Th. Wetzel. *Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis*, 4., bearbeitete Auflage. Springer, Berlin, 2011.
- [5] Bernecker und Rainer. B und R: Mess- und Prüftechnik, URL: <https://www.br-automation.com/de-at/branchen/mess-und-pruftechnik/>. 2018. (abgerufen am 14.05.2018).
- [6] BP Statistical Review of World Energy. *BP Statistical Review of World Energy June 2017*, Bericht. London, 2017.
- [7] F. Brandt. *FDBR-Handbuch: Wärmeübertragung in Dampferzeugern und Wärmeaustauschern*, Fachverband Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbau, 2. Auflage. Vulkan Verlag, Essen, 1995.
- [8] Bundeszentrale für politische Bildung. Verbrauch von Primärenergie pro Kopf, URL: <http://www.bpb.de/nachschlagen/zahlen-und-fakten/globalisierung/52758/verbrauch-pro-kopf>. 2018. (abgerufen am 20.04.2018).
- [9] L. F. Cabeza. *Advances in thermal energy storage systems: methods and applications*. Elsevier, Boston, MA, 2014.

- [10] Ph. Drochter. *Auslegung, Konstruktion und Errichtung eines Festbettregenerators*. Technische Universität Wien, Diplomarbeit, Himberg, 2016.
- [11] E-Control Austria. Energieträger , URL: <https://www.e-control.at/industrie/energiemaerkte-allgemein/energietraeger>. 2018. (abgerufen am 16.03.2018).
- [12] EEG – Energy Economics Group – TU Wien. *Statistik Austria, Energiebilanzen 1970-2008*. EEG-Datenbank TU Wien Stand 2010, Wien, 2010.
- [13] EurObserv'ER. *EurObserv'ER - Solar Thermal and Concentrated Solar Power Barometer*. 2013.
- [14] Eurostat. Eurostat - data explorer, online-datencode: nrg-100a, URL: [http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg\\_100a&lang=en](http://appsso.eurostat.ec.europa.eu/nui/show.do?dataset=nrg_100a&lang=en). 2018. (abgerufen am 20.04.2018).
- [15] Energieverbrauch – Statistics Explained. Energieverbrauch in Europa, URL: [http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/consumption\\_of\\_energy/de](http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/consumption_of_energy/de). 2017. (abgerufen am 20.04.2018).
- [16] N. Fisch, M. Bodmann, L. Kühl, C. Säße, und H. Schnürer. *Wärmespeicher*, 4., erweiterte und völlig überarbeitete Auflage. BINE - Informationspaket. Fachinformationszentrum Karlsruhe, Köln, 2005.
- [17] AGS Stellantriebe GmbH. *Dokumentation-Bedienungsanleitung: Ringdrosselklappen RDO-54, DN150*. Schloß Holte-Stukenbrock, 2016.
- [18] M. Gollner. *Energie-statistik austria 1993\_bis\_2016 nach nutzenergiekategorien für Österreich*, 2017.
- [19] A. Grübler. *Technology and Global Change*. Cambridge University Press, New York, Cambridge, 2008.
- [20] A. Hauer, St. Hiebler, und M. Reuß. *Wärmespeicher*, 5., vollständig überarbeitete Auflage. BINE-Fachbuch / BINE Informationsdienst, FIZ Karlsruhe. Fraunhofer IRB Verlag, Stuttgart, 2013.
- [21] W. Heiligenstaedt. *Wärmetechnische Rechnungen für Industrieöfen*. Stahleisen-Bücher. Stahleisen M.B.H., Düsseldorf, 1941.
- [22] R. Hofmann, M. Koller, und M. Haider. *Flexibilisierung von energieintensiven Industrieanlagen durch Integration zusätzlicher Technologien und*

- Einsatzoptimierung*. AIT Austrian Institute of Technology und Technische Universität Wien, Präsentation, Wien, 2016.
- [23] Institut für Energietechnik und Thermodynamik. *Formelsammlung*. Technische Universität Wien, Wien, 2015.
- [24] Institut für Nachhaltige Technologien. AEE INTEC, URL: <http://www.aee.at/aee/19-zeitschrift/zeitschriften/2010-01/78-potenzial-der-solarthermie-in-europa>. 2018. (abgerufen am 16.03.2018).
- [25] Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik. *Grundlagen der Wärmeübertragung - Erzwungene Konvektion*. Universität Stuttgart, Stuttgart, 2014.
- [26] International Energy Agency. *World Energy Outlook 2014*, Bericht. Paris, 2014.
- [27] Internationale Energie Agentur (IEA). Key world energy statistics, URL: <http://www.iea.org/statistics/>. 2017. (abgerufen am 21.04.2018).
- [28] Josef Bertsch Gesellschaft m.b.H. *Stoffdaten für Luft Excel Makros*, Version 1.7. Bludenz, 2007.
- [29] K.-P. Felberbauer, M. Kloess, G. Jungmeier, R. Haas, K. Könighofer, W. Prügler, J. Pucker, R. Reznia, M. Beermann und A. Wenzel. *Energiespeicher der Zukunft - Energiespeicher für erneuerbare Energie als Schlüssel- Technologie für zukünftige Energiesysteme*. Joanneum Research, Endbericht, Graz, 2012.
- [30] M. Kaltschmitt, W. Streicher, und A. Wiese. *Erneuerbare Energien: Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte*, 5., erweiterte Auflage, korrigierter Nachdruck. Springer Vieweg, Berlin, 2014.
- [31] Ökostrom Online. Was ist-was bedeutet sekundärenergieträger, URL: <http://www.oekostrom-online.com/lexikon/strom/s/sekundaerenergie-traeger.html>. 2018. (abgerufen am 11.04.2018).
- [32] D. Labuhn und O. Romberg. *Keine Panik vor Thermodynamik! Erfolg und Spaß im klassischen "Dickbrettbohrerfach" des Ingenieurstudiums*, 2., überarbeitete und erweiterte Auflage. Vieweg, Wiesbaden, 2006.
- [33] M. Velten et al. *VDEh-Betriebsforschungsinstitut GmbH - Energiewirtschaft und Industrieofentechnik in der Stahlindustrie*, Nummer 12. Düsseldorf, 2012.

- [34] Ph. Mascherbauer. *Entwicklung eines Programms zur Auswertung und zur Untersuchung zum dynamischen Verhalten eines Festbettregenerators*. Bachelorarbeit, Wien, 2018.
- [35] H. Mehling. *Überblick Leitprojekt „Innovative PCM-Technologie“*. Vortrag im Rahmen ZAE-Symposium 2004, Garching, 2004.
- [36] A. Michalka. *Experimentelle Untersuchungen zum dynamischen Verhalten eines Festbettregenerators*. Technische Universität Wien, Bachelorarbeit, Wien, 2016.
- [37] O. Molerus. *Fluid-Feststoff-Strömungen: Strömungsverhalten feststoffbeladener Fluide und kohäsiver Schüttgüter*. Springer, Berlin Heidelberg, 1982.
- [38] D. Oertel. *Energiespeicher – Stand und Perspektiven*. AB – Büro für Technikfolgen-Abschätzung beim Deutschen Bundestag, Berlin, 2008.
- [39] R. Pitz-Paal, K. Hennecke, P. Heller, und R. Buck. *Solar thermal power plants*. BINE Information Service, Bericht, Eggenstein-Leopoldshafen, 2013.
- [40] A. Prötsch. *Auslegung und Inbetriebnahme einer Latentwärmespeicher-versuchsanlage*. Technische Universität Wien, Diplomarbeit, Wien, 2012.
- [41] P. Radgen. *Zukunftsmarkt Elektrische Energiespeicherung*. Fraunhofer-Institut für System- und Innovationsforschung, Fallstudie im Auftrag des Umweltbundesamtes, Karlsruhe, 2007.
- [42] M. Rasinger. *Redesign und Automatisierung einer Festbett-Regenerator Versuchsanlage zur Speicherung thermischer Energie*. Technische Universität Wien, Diplomarbeit, Wien, 2017.
- [43] E. Rummich. *Energiespeicher: Grundlagen, Komponenten, Systeme und Anwendungen ; mit 22 Tabellen*. Expert Verlag, Renningen, 2009.
- [44] B. Schieferdecker, Ch. Fuenfgeld, und A. Bonneschky. *Energiemanagement-Tools: Anwendung im Industrieunternehmen*, 1. Auflage. Springer, Berlin, 2006.
- [45] D. Schulze. *Pulver und Schüttgüter: Fließeigenschaften und Handhabung*. Springer Science und Business Media, Heidelberg, 2009.
- [46] A. J. Schwab und St. Börnick. *Elektroenergiesysteme: Erzeugung, Transport, Übertragung und Verteilung elektrischer Energie*. Springer, Berlin, 2006.
- [47] M. Sterner. *Stand, Technik und Wirtschaftlichkeit der Energiewende*. Ostbayerische Technische Hochschule Regensburg - Forschungsstelle für Energienetze und Energiespeicher, Regensburg, 2014.

- [48] M. Sterner und I. Stadler. *Energiespeicher: Bedarf, Technologien, Integration*. Springer Vieweg, Berlin, 2014.
- [49] U. Neupert, Th. Euting, Th. Kretschmer, C. Notthoff, K. Ruhling und B. Weimert. *Aktuelle und zukünftige Möglichkeiten der Energiespeicherung*. Fraunhofer Institut Naturwissenschaftlich-Technische Trendanalysen, Euskirchen, 2009.
- [50] G. Urschitz. *Latentwärmespeicher-Einrohr-System (LESY) - Auslegung, Konstruktion, Montage sowie Messungen*. Technische Universität Wien, Diplomarbeit, Wien, 2013.
- [51] Verein Deutscher Ingenieure-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. *VDI-Wärmeatlas*, 11., bearbeitete und erweiterte Auflage. Springer Vieweg, Berlin, 2013.
- [52] Verivox. Weltenergiebedarf - die weltweit benötigte Menge an Primärenergie, URL: <https://www.verivox.de/themen/weltenergiebedarf/>. 2018. (abgerufen am 21.04.2018).
- [53] Wissenschaftlicher Beirat der Bundesregierung Globale Umweltveränderungen (WBGU). *Welt im Wandel: Gesellschaftsvertrag für eine Große Transformation*, 2., veränderte Auflage. Berlin, 2011.
- [54] R. Zahoransky und E. Bollin. *Energietechnik: Systeme zur Energieumwandlung ; Kompaktwissen für Studium und Beruf*, 3., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Vieweg Studium Technik, Wiesbaden, 2007.

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Primärenergieverbrauch weltweit nach Regionen in Millionen Tonnen Öleinheiten, Quelle: [27] . . . . .	5
2.2	Entwicklung der globalen Primärenergienachfrage zwischen 1800 und 2050 in Millionen Tonnen Öleinheiten, vergl. Quelle: [53] 1800–2008 ist der reale Primärenergiebedarf, ab dem Jahr 2010 der Bedarf nach dem GEA-Baseline-Szenario gezeigt. Die Emissionen, die mit einem solchen Szenario verbunden wären, würden mit einer Wahrscheinlichkeit von rund 99 % dazu führen, dass die 2 °C-Leitplanke überschritten wird. Der Temperaturanstieg würde etwa 5 °C betragen. Die hier dargestellte Entwicklung sollte daher unbedingt vermieden werden. Für den Klimaschutz muss gegenüber diesem Szenario sowohl die Primärenergienachfrage deutlich begrenzt als auch der Energiemix geändert werden. . . . .	6
2.3	Endenergieverbrauch, EU-28, 2015 (in % der Gesamtmenge, basierend auf Tonnen Rohöleinheiten), Quelle: [14] . . . . .	7
2.4	Jährliches Einsparungspotential durch thermische Energiespeicher in der EU-15 und EU-27 basierend auf den Zahlen des Jahres 2005, Quelle: [2] .	8
2.5	Energiewandlungskette, Quelle: [30] . . . . .	9
2.6	Endenergie, Nutzenergie und Endenergieverluste je Verwendungszweck, vergl. Quelle: [12] . . . . .	11
2.7	Energiespeicher im Kontext eines Energiesystems, Quelle: [12] . . . . .	12
2.8	Bedarfsverlauf Nutzenergie Raumwärme im Jahr 2009 von 229 PJ/a, Quelle: [12] . . . . .	14
2.9	Angebotsverlauf Solarwärme von 5 PJ/a, Quelle: [12] . . . . .	14
2.10	Einteilung der Energiespeicher, Quelle: vergl. [40] . . . . .	17

2.11	Speicherarten im Vergleich nach Speicherkapazität und Ausspeicherdauer (Ragone-Diagramm): Die Datenwolken repräsentieren in Deutschland existierende Anlagen im Jahr 2013. Quelle: [47]	19
2.12	Thermodynamische Grundlagen bei thermischen Energiespeichersystemen, Quelle: [48]	20
2.13	Prinzipien der latenten und sensiblen Wärmespeicherung im Vergleich, Quelle: [35]	22
3.1	Schematische Darstellung eines Industrieofens mit Wärmeübertrager zur Wärmerückgewinnung, Quelle: [51]	27
3.2	Wirkungsweise von Regeneratoren am Beispiel eines Hochtemperatur- Industrieofens, Quelle: [51]	28
3.3	Speichersteine für große Regeneratoren, Quelle: [51]	31
3.4	Keramische Speichermassen für kleine Regeneratoren, Quelle: [51]	32
3.5	Vergleich der geometrischen Größen verschiedener Speichermassen, Quelle: [51]	34
4.1	Allgemeine Versuchsanlagendarstellung mit eingebautem Schüttungsbehälter, Ansicht ohne Isolierung und Rohrhalterungen, Quelle: [42]	37
4.2	Schüttungsbehälter mit Bemaßungen und Positionen der Messebenen, Anlagenplan aus Quelle: [10]	40
4.3	Zusammenhang von Frequenz und Massenstrom, Quelle: [36]	41
4.4	Vergleich der Isolationsdicke vorher zu nachher	42
4.5	Speichermaterial des Festbettregenerators	43
4.6	Absperrklappe im eingebautem Zustand zwischen den zwei Flanschen (ohne Dichtungen)	44
4.7	Absperrklappe im eingebauten Zustand mit Blindscheibe als Verschluss	46
5.1	Verfahrensfließschema mit den einzelnen Messpunkten, Quelle: [42]	48
5.2	Einbaulage der Thermoelemente einer Messebene anhand einer groben Schüttung dargestellt (Drainageschotter), Quelle: [36]	49
5.3	Darstellung der Anlagenüberwachung	52

6.1	Betriebszustand A-Laden, Quelle: eigene Darstellung, anlehnend an [42]	55
6.2	Betriebszustand A-Entladen, Quelle: eigene Darstellung, anlehnend an [42]	56
6.3	Betriebszustand A-Bypass, Quelle: eigene Darstellung, anlehnend an [42]	57
6.4	Betriebszustand N-Laden	59
6.5	Betriebszustand N-Entladen	60
7.1	Druckverlust abhängig vom mittleren Korndurchmesser bei 40°C	62
7.2	Darstellung der Abhängigkeit zwischen Druckverlust und Massenstrom	64
8.1	Visualisierung des temperaturgesteuerten Messungsmodus	66
8.2	Temperaturverlauf des Wärmeträgerfluids an den Messstellen PT01 unten und PT02 oben aller vier Zyklen der Messreihe AM1-Z1	68
8.3	Massenstromverlauf und Druckdifferenz der Messreihe NM1-Z1 eines Zyklus	69
8.4	Maximale Vorlauftemperatur des Wärmeträgermediums (PT03) in Abhängigkeit vom Massenstrom bei 100 % Heizleistung, Quelle: [42]	71
8.5	Differenzdruck der Schüttung der Messreihe AM1-Z1 bei einem Massenstrom von 146 kg/h und den Betriebszuständen A	72
8.6	Differenzdruck der Schüttung der Messreihe NM1-Z1 bei einem Massenstrom von 146 kg/h und den Betriebszuständen N	73
8.7	Differenzdruck der Schüttung der Messreihe NM2-Z3 und NM2-Z4 bei den Massenströmen 175 kg/h und 200 kg/h	73
8.8	Abweichung der Speichertemperaturen von der mittleren Messebenentemperatur der Ebene 4	75
8.9	Abweichung der Speichertemperaturen von der mittleren Messebenentemperatur der Ebene 2	75
8.10	Ausbildung eines Luftkanals dargestellt anhand von Ebene 4	76
8.11	Temperaturverlauf aller Messebenen der Messreihe AM1-Z1 von vier Zyklen	77
8.12	Energieverlauf der Messreihe AM1-Z1 aller vier gefahrenen Zyklen	78
8.13	Massenverteilung im Speicherbehälter	79

8.14	Energiebilanz mit den einzelnen Energieverläufen der Messreihe AM1-Z1	80
8.15	Energiebilanz mit den einzelnen Energieverläufen der Messreihe NM1-Z1	81
8.16	Temperatur- und Energieverlauf in der Schüttung nach vollständiger Be- ladung und einem Massenstrom von $\dot{m}_L = 0$ kg/h . . . . .	82
9.1	Temperaturverlauf der Bypassleitung während eines Zyklus der Messrei- he NM1-Z1 . . . . .	83
9.2	Temperaturverteilung in der Kies-Schüttung der vier Zyklen der Messrei- he NM1-Z1 . . . . .	85
9.3	Temperaturverteilung in der Schotter-Schüttung der vier Zyklen TU290- TO50 mit denselben Parametern wie von Messreihe NM1-Z1, Quelle: [42]	85
9.4	Temperaturverteilung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM1-Z1	86
9.5	Temperaturverteilung in der Schotter-Schüttung des eingeschwungenen Zyklus TU290-TO50, Quelle: [42] . . . . .	87
9.6	Energie- und Leistungsverlauf des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM1-Z1 . . . . .	88
9.7	Energie- und Leistungsverlauf in der Schotter-Schüttung des eingeschwun- genen Zyklus TU290-TO50 mit denselben Parametern wie von Messreihe NM1-Z1, Quelle: [42] . . . . .	89
9.8	Temperaturverteilung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM2- Z1, Massenstrom: 126 kg/h . . . . .	92
9.9	Temperaturverteilung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM2- Z2, Massenstrom: 150 kg/h . . . . .	93
9.10	Temperaturverteilung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM2- Z3, Massenstrom: 175 kg/h . . . . .	93
9.11	Temperaturverteilung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM2- Z4, Massenstrom: 200 kg/h . . . . .	94
9.12	Temperaturverteilung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM2- Z5, Massenstrom: 250 kg/h . . . . .	94
9.13	Lade- und Entladezeiten in Abhängigkeit vom Massenstrom der Kies- und Schotter-Schüttung . . . . .	95

9.14	Energieverläufe der Messreihe NM2 bei unterschiedlichen Massenströmen	97
9.15	Leistungsverläufe der Messreihe NM2 bei unterschiedlichen Massenströmen . . . . .	97
9.16	Temperaturverlauf der abgebrochenen Messreihe AM3-Z1 . . . . .	100
9.17	Temperaturverteilung in der Kies-Schüttung der drei Zyklen der Messreihe NM3-Z2 . . . . .	101
9.18	Temperaturverlauf des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM3-Z2 .	102
9.19	Energie- und Leistungsverlauf des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM3-Z2 . . . . .	103
9.20	Temperaturverteilung in der Kies-Schüttung der fünf Zyklen der Messreihe NM1-Z1 . . . . .	104
9.21	Temperaturverteilung in der Schotter-Schüttung der vier Zyklen der Messreihe TU150-TO200, Quelle: [36] . . . . .	105
9.22	Energie- und Leistungsverlauf des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe NM4-Z1 . . . . .	105
9.23	Energie- und Leistungsverlauf in der Schotter-Schüttung des eingeschwungenen Zyklus der Messreihe TU150-TO200, Quelle: [36] . . . . .	106
10.1	Leistungs- und Energieanalyse . . . . .	109
10.2	Energie- und Temperaturverlauf beim Aufheizen von Raumtemperatur .	110
10.3	Energie- und Leistungsverlauf beim Aufheizen von Raumtemperatur . . .	111
A.1	Überarbeitetes Verfahrensflißschema . . . . .	II
C.1	Durchflusswerte und Kv- Wert des Herstellers AGS-Stellantriebe . . . . .	XXXIII

# Tabellenverzeichnis

2.1	Fossile und erneuerbare Energieträger, Quelle: [12] . . . . .	9
2.2	Nutzenergieverbrauch in Österreich nach Sektoren in den Jahren 2009 - 2016, Quelle: [18] . . . . .	11
2.3	Kenngößen von Energiespeichern, vrgl. Quelle: [49] . . . . .	16
3.1	Spezifische und volumetrische Wärmekapazität von Wärmespeichermate- ri-alien bei 20°C [16] . . . . .	33
4.1	Materialeigenschaften der verwendeten Speichermasse Kies . . . . .	43
4.2	Technische Daten der Absperrklappe, Quelle: [17] . . . . .	45
5.1	Auflistung der Messsensoren in der Versuchsanordnung . . . . .	48
8.1	Parameter, durch die eine Messung definiert wird . . . . .	66
8.2	Parameterübersicht der Messreihen beim Festbettregenerator . . . . .	67
9.1	Lade- und Entladezeiten der Messreihe NM1-Z1 . . . . .	84
9.2	Vergleich der Schüttungsparameter zwischen Kies und Schotter . . . . .	90
9.3	Parameterübersicht der Messreihe M2 bei der Variation des Massenstroms	92
9.4	Lade- und Entladezeiten der Kies- und Schotter-Schüttung bei verschie- denen Massenströmen, Quelle der Daten für die Schotter-Schüttung: [42]	95
9.5	Charakteristische Parameter der Messreihen NM2-Z1 bis NM2-Z5 bei va- riablem Massenstrom . . . . .	98
9.6	Parameter der Messreihe M3-Z1 und M3-Z2 . . . . .	101

10.1 Koeffizienten nach Bertsch, Quelle: [28] . . . . .	108
10.2 Charakteristische Parameter der Kies-Schüttung für die fünf wichtigsten Zyklen . . . . .	115
10.3 Vergleich mit anderen thermischen Energiespeichern, Quelle: vergl. [29] .	116

# A | R&I Fließschema

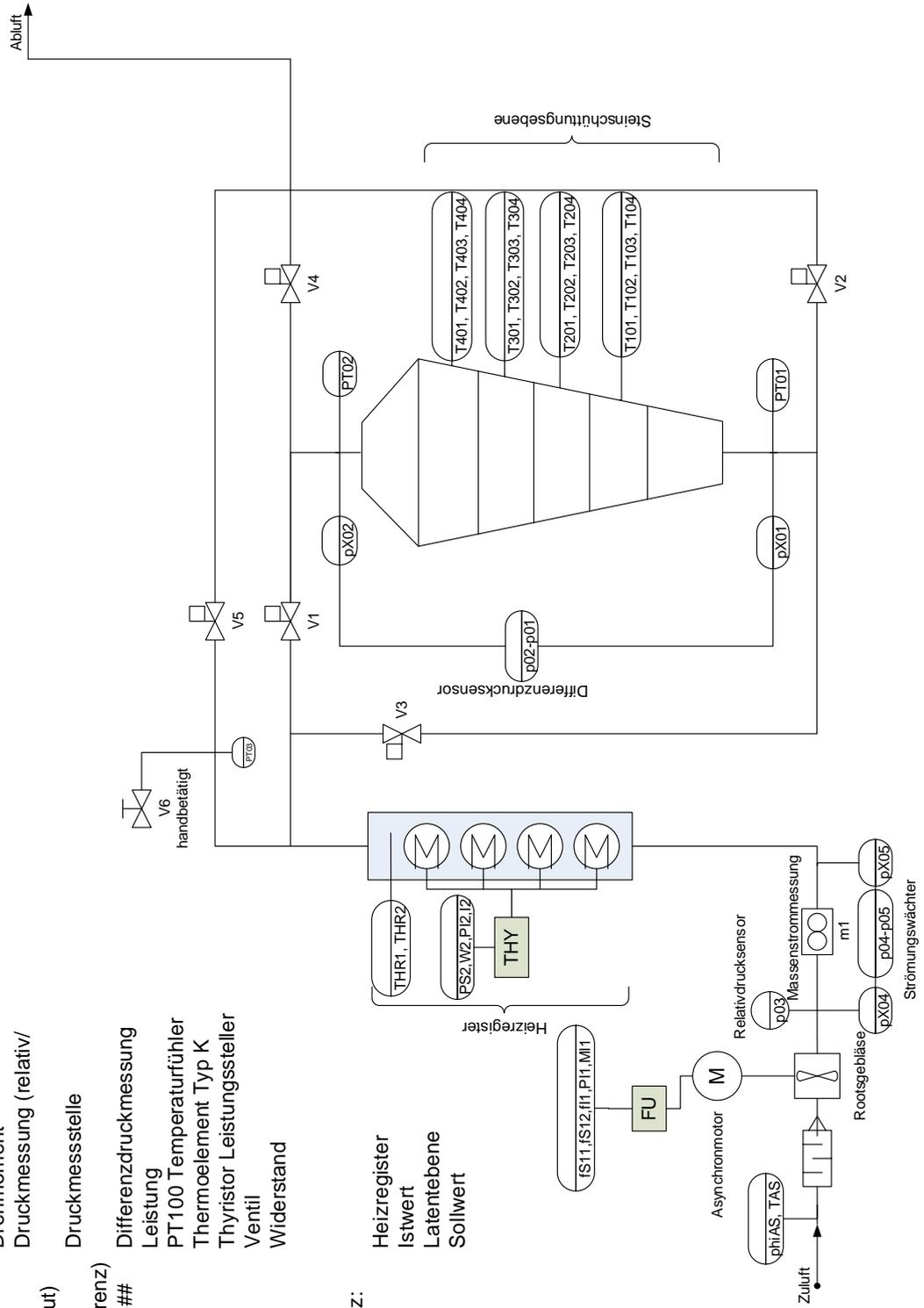
Variablen:

- f Frequenz
- FU Frequenzumrichter
- I Strom
- m Massenstrommessung
- M Drehmoment
- p Druckmessung (relativ/absolut)
- pX Druckmessstelle
- (Differenz)
- p##-p##
- P Leistung
- PT-100 Temperaturfühler
- T Thermoelement Typ K
- THY Thyristor Leistungssteller
- V Ventil
- W Widerstand

Zusatz:

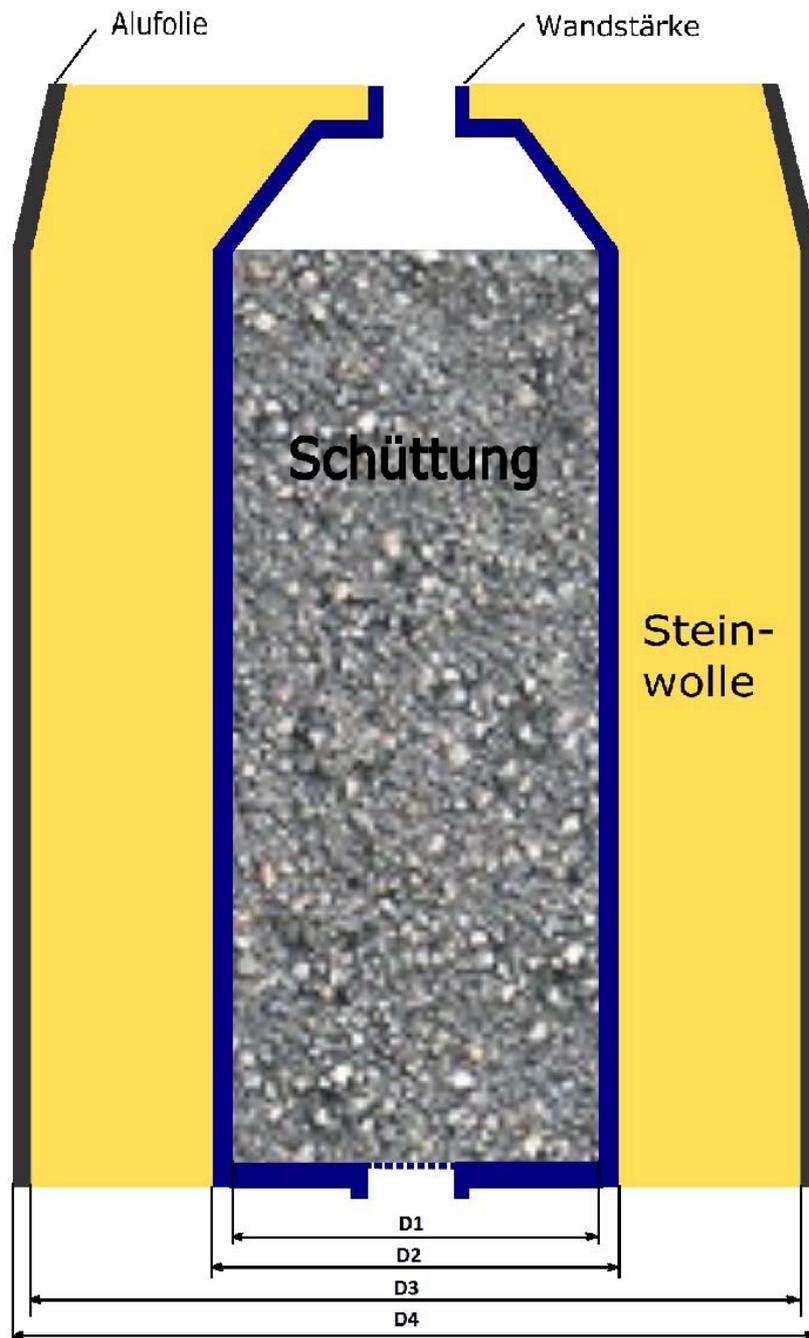
- HR Heizregister
- I Istwert
- L Latentebene
- S Sollwert

# R&I FESTBETT-REGENERATOR



## **B | Berechnungen**

# Berechnungen



Anmerkung des Verfassers: In den folgenden Berechnungen werden Punkte statt Kommas als Dezimaltrennzeichen verwendet. Beispielhaft 10.453 statt 10,453.

## Auszug der wichtigsten Indizes aus der Nomenklatur:

B	Behälter
L	Luft
LS	Luft-Schüttung
K	Kugel
SW	Steinwolle
St	Stahl der Behälterkonstruktion
Alu	Aluminium
S	Speichermaterial/Schüttung
R	Regenerator
A_Wand	Außenwandtemperatur
V	Verlust
D	Deckel
m	mittlere
a	außen
i	innen

## Einheitendefinitionen

$\text{kJ} := 1000\text{J}$	$\text{MJ} := 10 \cdot 10^6\text{J}$	$\text{GJ} := 10 \cdot 10^9\text{J}$
$\text{hPa} := 100\text{Pa}$	$\text{mbar} := 100\text{Pa}$	$\text{t} := 1000\text{kg}$
$\text{hr} := 3600\text{s}$	$\text{TW} := 10^{12}\text{W}$	$\text{MW} = 1 \times 10^6\text{W}$

---

## Isolation

---

Isolationsdicke der Stahlwolle alte Anlage:  $s_{\text{SW\_alt}} := 150\text{mm}$

Isolationsdicke der Stahlwolle:  $s_{\text{SW}} := 300\text{mm}$

Aluminiumfoliendicke :  $s_{\text{Alu}} := 1\text{mm}$

Wärmeleitkoeffizient von Aluminium :  $\lambda_{\text{Alu}} := 236 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$  VDI D6.1 , Tabelle 1 (Seite 629)

Wärmeleitkoeffizient von Steinwolle laut Hersteller (Anhang D):

Aus den Herstellerangaben wurde für die Temperaturwerte 50-400°C ein Ausgleichspolynom für die Wärmeleitfähigkeit der Steinwolle berechnet.

Das Ausgleichspolynom mit dem Grad  $m=2$  liefert eine ausreichend genaue Annäherung.

### Wärmeleitfähigkeit Polynom der Steinwolle:

$$\lambda_{\text{SW0}} := 0.035092 \quad \lambda_{\text{SW1}} := 0.0000827002 \quad \lambda_{\text{SW2}} := 2.80016 \cdot 10^{-7}$$

$$\lambda_{\text{SW}}(\theta) := \left[ \lambda_{\text{SW0}} + \lambda_{\text{SW1}} \cdot \frac{\theta}{\text{K}} + \lambda_{\text{SW2}} \cdot \left( \frac{\theta}{\text{K}} \right)^2 \right] \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$$

### ----- Schüttungsmaterialeigenschaften -----

Masse des Speichermaterials (gewogen):  $m_s := 595\text{kg}$

Dichte der Schüttung:  $\rho_s := 2590 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Schüttungsvolumen:  $V_s := \frac{m_s}{\rho_s} = 0.23 \cdot \text{m}^3$

spezifische Wärmekapazität der Speichermasse:  $c_s := 840 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials:  $\lambda_s := 1 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Schüttungsdurchmesser:  $d_s := 5\text{mm}$

Temperaturleitfähigkeit :  $a_s := \frac{\lambda_s}{\rho_s \cdot c_s} = 4.596 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Oberfläche Kugel (annähernd):  $A_K := d_s^2 \cdot \pi = 78.54 \cdot \text{mm}^2$

Volumen einer Kugel:  $V_K := \frac{A_K}{6} \cdot d_s = 6.545 \times 10^{-8} \cdot \text{m}^3$

Oberfläche der Schüttung:  $f_s := \frac{V_s}{V_K} \cdot A_K = 275.676 \text{m}^2$

### **Zum Vergleich die alte Schüttung Drainageschotter:**

Schüttungsdurchmesser:  $d_{s\_alt} := 30\text{mm}$

Oberfläche Kugel (annähernd):  $A_{K\_alt} := d_{s\_alt}^2 \cdot \pi = 2.827 \times 10^{-3} \text{m}^2$

Volumen einer Kugel:  $V_{K\_alt} := \frac{A_{K\_alt}}{6} \cdot d_{s\_alt} = 1.414 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3$

Oberfläche der Schüttung:  $f_{s\_alt} := \frac{V_s}{V_{K\_alt}} \cdot A_{K\_alt} = 45.946 \text{m}^2$

Oberflächenvergrößerung der Schüttung um Faktor:  $x_O := \frac{f_s}{f_{s\_alt}} = 6$

---

## Behälter

---

Zur Vereinfachung für die Berechnung wird der Behälter als ein Zylinder angenommen.

Stahldicke :	$s_{St} := 4\text{mm}$
mittlerer Innendurchmesser Behälter:	$D_1 := 497.5\text{mm}$
mittlerer Außendurchmesser Behälter:	$D_2 := D_1 + 2 \cdot s_{St} = 505.5\text{mm}$
mittlerer Außendurchmesser Isolierung:	$D_3 := D_2 + 2 \cdot s_{SW} = 1.105 \times 10^3\text{mm}$
mittlerer Außendurchmesser Alufolie:	$D_4 := D_3 + 2 \cdot s_{Alu} = 1.107 \times 10^3\text{mm}$
mittlerer Innenradius Behälter:	$r_i := \frac{D_1}{2} = 248.75\text{mm}$
mittlerer Außenradius Alufolie:	$r_a := \frac{D_4}{2} = 553.75\text{mm}$
Querschnitt innen (Stömungsquerschnitt):	$A_B := \frac{D_1^2 \cdot \pi}{4} = 0.194\text{m}^2$
Behälterhöhe 2040mm,	$l_{Bmax} := 2040\text{mm}$
Füllhöhe des Behälters: (bis 80 mm unter den Rand gefüllt, abzüglich Gitterrost + Lochblech von 50+20 = 70mm)	$l_B := 1890\text{mm}$
Behältervolumen:	$V_B := \frac{D_1^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_B = 0.367 \cdot \text{m}^3$
Porositätsfaktor:	$\psi := \frac{V_B - V_s}{V_B} = 0.375$
Gewicht des Behälters:	$m_B := 252\text{kg}$
Rohrdurchmesser:	$d_R := 150\text{mm}$
Gesamtrohrlänge :	$l_R := 17.5\text{m}$

## **B1 Dichtheitsmessung - Masseverlust**

Füllvolumen der Verrohrung:

$$V_R := \frac{d_R^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_R = 0.309 \cdot \text{m}^3$$

Füllvolumen Behälter:

$$V_B = 0.367 \cdot \text{m}^3$$

Füllvolumen Heizregister + Deckel des Behälters:

$$V_D := 0.1 \text{m}^3$$

Füllvolumen der gesamten Anlage:

$$V_{\text{Anlage}} := V_R + V_B + V_D = 0.777 \cdot \text{m}^3$$

Molmasse von trockener Luft:

$$\text{Mol} := 29 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$$

Umgebungstemperatur :

$$T_U := 293.15 \text{K}$$

Gaskonstante:

$$R_L := 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Ziel ist eine Leckrate von unter 2 Pa/s zu erreichen. Es musste zuerst festgestellt werden wieviel die Anlage ohne Veränderungen hat.

### **1. Prüfung**

Messdauer von 18,75 Minuten

gemessener Druck in der Anlage zum Zeitpunkt t=0:

$$p_1 := 170 \text{hPa}$$

gemessener Druck in der Anlage zum Zeitpunkt t=18,75:

$$p_2 := 100 \text{hPa}$$

Dauer der Messung:

$$t := 18.75 \text{min}$$

Luftmasse in der Anlage bei t=0:

$$m_1 := \frac{p_1 \cdot V_{\text{Anlage}}}{R_L \cdot T_U} = 0.157 \text{kg}$$

Luftmasse in der Anlage bei t=18,75:

$$m_2 := \frac{p_2 \cdot V_{\text{Anlage}}}{R_L \cdot T_U} = 0.092 \text{kg}$$

Verlorene Luftmasse bei t=18,75:

$$m_{\text{diff}} := m_1 - m_2 = 0.065 \text{ kg}$$

Leckrate :

$$j_1 := \frac{m_{\text{diff}}}{t} = 5.744 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$j_1 := \frac{p_1 - p_2}{t} = 6.222 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^3}$$

## **2. Prüfung**

Es wurde ein Leck entdeckt und abgedichtet sowie die Schrauben von zwei Flanschverbindungen nachgezogen sowie der Anfangsdruck reduziert.

Messdauer von 7,92 Minuten (7:55)

gemessener Druck in der Anlage zum Zeitpunkt t=0:

$$p_1 := 136 \text{ hPa}$$

gemessener Druck in der Anlage zum Zeitpunkt t=7,92:

$$p_2 := 116 \text{ hPa}$$

Dauer der Messung:

$$t := 7.92 \text{ min}$$

Luftmasse in der Anlage bei t=0:

$$m_1 := \frac{p_1 \cdot V_{\text{Anlage}}}{R_L \cdot T_U} = 0.126 \text{ kg}$$

Luftmasse in der Anlage bei t=7,92:

$$m_2 := \frac{p_2 \cdot V_{\text{Anlage}}}{R_L \cdot T_U} = 0.107 \text{ kg}$$

Verlorene Luftmasse bei t=7,92:

$$m_{\text{diff}} := m_1 - m_2 = 0.018 \text{ kg}$$

Leckrate :

$$j_2 := \frac{m_{\text{diff}}}{t} = 3.885 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$j_2 := \frac{p_1 - p_2}{t} = 4.209 \cdot \frac{\text{Pa}}{\text{s}}$$

## **3. Prüfung**

Es wurde das Heizregister neu abgedichtet, sowie die Schrauben von weiteren zwei Flanschverbindungen nachgezogen und der Anfangsdruck deutlich reduziert.

Messdauer von 12 Minuten

gemessener Druck in der Anlage zum Zeitpunkt t=0:

$$p_1 := 30 \text{ hPa}$$

gemessener Druck in der Anlage zum Zeitpunkt t=12:

$$p_2 := 16 \text{ hPa}$$

Dauer der Messung:

$$t := 12 \text{ min}$$

Luftmasse in der Anlage bei  $t=0$ :

$$m_1 := \frac{p_1 \cdot V_{\text{Anlage}}}{R_L \cdot T_U} = 0.028 \text{ kg}$$

Luftmasse in der Anlage bei  $t=12$ :

$$m_2 := \frac{p_2 \cdot V_{\text{Anlage}}}{R_L \cdot T_U} = 0.015 \text{ kg}$$

Verlorene Luftmasse bei  $t=12$ :

$$m_{\text{diff}} := m_1 - m_2 = 0.013 \text{ kg}$$

Leckrate :

$$j_3 := \frac{m_{\text{diff}}}{t} = 1.795 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$j_3 := \frac{p_1 - p_2}{t} = 1.944 \cdot \frac{\text{Pa}}{\text{s}}$$

$$j_3 < 2 \quad \rightarrow \text{OK}$$

### Stoffdaten von Luft:

FDBR 1997

Wärmeübertragung Grundlagen und Praxis

$$\text{Koeffizient : } \theta_L(T_L) := \frac{T_L}{1000\text{K}}$$

### Spezifische Wärmekapazität Polynom:

$$c_{\text{PL}0} := 1006.3$$

$$c_{\text{PL}3} := -334.5$$

$$c_{\text{PL}1} := 7.4$$

$$c_{\text{PL}4} := -195.2$$

$$c_{\text{PL}2} := 525.6$$

$$c_{\text{PL}5} := 175.6$$

$$c_{\text{PL}}(T_L) := \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \left( c_{\text{PL}0} + c_{\text{PL}1} \cdot \theta_L(T_L) + c_{\text{PL}2} \cdot \theta_L(T_L)^2 + c_{\text{PL}3} \cdot \theta_L(T_L)^3 \dots \right. \\ \left. + c_{\text{PL}4} \cdot \theta_L(T_L)^4 + c_{\text{PL}5} \cdot \theta_L(T_L)^5 \right)$$

### Wärmeleitfähigkeit Polynom von Luft:

$$p_0 := 0.2498583 \cdot 10^{-1}$$

$$p_3 := -0.1924248 \cdot 10^{-11}$$

$$p_1 := 0.6535367 \cdot 10^{-4}$$

$$p_4 := 0.1609980 \cdot 10^{-14}$$

$$p_2 := -0.7690843 \cdot 10^{-8} \quad p_5 := 0.2864430 \cdot 10^{-18}$$

$$\lambda_L(\theta) := \frac{W}{m \cdot K} \left( p_0 + p_1 \cdot \theta + p_2 \cdot \theta^2 + p_3 \cdot \theta^3 + p_4 \cdot \theta^4 + p_5 \cdot \theta^5 \right)$$

**Prandtl Polynom für Luft:**

$$Pr_0 := 0.6901183 \quad Pr_3 := -0.3534575 \cdot 10^{-10}$$

$$Pr_1 := 0.2417094 \cdot 10^{-5} \quad Pr_4 := 0.1717930 \cdot 10^{-13}$$

$$Pr_2 := 0.2771383 \cdot 10^{-7} \quad Pr_5 := -0.2989654 \cdot 10^{-17}$$

$$Pr_L(\theta) := Pr_0 + Pr_1 \cdot \theta + Pr_2 \cdot \theta^2 + Pr_3 \cdot \theta^3 + Pr_4 \cdot \theta^4 + Pr_5 \cdot \theta^5$$

**Kinematische Viskosität Polynom für Luft:**

$$\nu_{L0} := 13.53 \quad \nu_{L3} := -48.8$$

$$\nu_{L1} := 89.11 \quad \nu_{L4} := 28.6$$

$$\nu_{L2} := 111.36 \quad \nu_{L5} := -7.92$$

$$\nu_L(\theta) := \left[ \nu_{L0} + \nu_{L1} \cdot \frac{\theta}{1000} + \nu_{L2} \cdot \left( \frac{\theta}{1000} \right)^2 + \nu_{L3} \cdot \left( \frac{\theta}{1000} \right)^3 + \nu_{L4} \cdot \left( \frac{\theta}{1000} \right)^4 + \nu_{L5} \cdot \left( \frac{\theta}{1000} \right)^5 \right] \cdot \frac{m^2}{s} \cdot 10^{-6}$$

**Dynamische Viskosität Polynom für Luft:**

$$\eta_{PL0} := 0.1714237 \cdot 10^2 \quad \eta_{PL3} := 0.1811235 \cdot 10^{-7}$$

$$\eta_{PL1} := 0.4636040 \cdot 10^{-1} \quad \eta_{PL4} := -0.6744970 \cdot 10^{-11}$$

$$\eta_{PL2} := -0.2745836 \cdot 10^{-4} \quad \eta_{PL5} := 0.1027747 \cdot 10^{-14}$$

$$\eta_{PL}(\theta) := \left( \eta_{PL0} + \eta_{PL1} \cdot \theta + \eta_{PL2} \cdot \theta^2 + \eta_{PL3} \cdot \theta^3 \dots \right) \cdot \frac{kg}{m \cdot s} \cdot 10^{-6}$$

$$\left( + \eta_{PL4} \cdot \theta^4 + \eta_{PL5} \cdot \theta^5 \right)$$

### Dichte Luft:

$$\rho_L(\theta) := \frac{\eta_{PL}(\theta)}{\nu_L(\theta)}$$

### Andere Stoffdaten

Wärmeleitkoeffizient von Stahl :  $\lambda_{St} := 46 \frac{W}{m \cdot K}$

Temperaturmesswerte: 320

Luft Eintrittstemperatur :  $\theta_{ein} := 320$   $T_{ein} := \theta_{ein} \cdot K + 273.15K = 593.15 K$

Luft Austrittstemperatur :  $\theta_{aus} := 50$   $T_{aus} := \theta_{aus} \cdot K + 273.15K = 323.15 K$

Umgebungstemperatur der Halle:  $\theta_U := 20$   $T_U := \theta_U \cdot K + 273.15K = 293.15 K$

Temperatur Innenseite Wand,  
von Thermolement gemessen:  $\theta_H := 310 \text{ }^\circ\text{C}$

### Messdaten :

Lufttemp. der Druckmessung:  $\theta_{\Delta p} := 40$

Luftmassenstrom :  $m_{LH} := 250 \frac{kg}{hr}$  entspricht :  $m_L := \frac{m_{LH}}{3600 \frac{s}{hr}} = 0.069 \frac{kg}{s}$

Volumenstrom :  $V_L := \frac{m_L}{\rho_L(\theta_{\Delta p})} = 0.063 \frac{m^3}{s}$

Geschwindigkeit im Behälter :  $w_s := \frac{V_L \cdot 4}{(D_1^2 \cdot \pi)} = 0.325 \frac{m}{s}$

Geschwindigkeit in den Rohren :  $w_R := \frac{V_L \cdot 4}{(d_R^2 \cdot \pi)} = 3.581 \frac{m}{s}$

## B2 Druckverlustberechnung über die Schüttung

### B2.1 Druckverlustberechnung bei 40°C

Die Berechnung erfolgt nach VDI - L1.6 Kapitel 3

Leerrohrgeschwindigkeit  $w_{\text{leer}} := w_s = 0.325 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

mittlere Dichte über Temperaturbereich  $\rho_{L\_m} := \frac{1}{\theta_{\text{ein}} - \theta_{\text{U}}} \cdot \int_{\theta_{\text{U}}}^{\theta_{\text{ein}}} \rho_L(\theta_L) d\theta_L = 0.801 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$$\nu_{L\_m} := \frac{1}{\theta_{\text{ein}} - \theta_{\text{U}}} \cdot \int_{\theta_{\text{U}}}^{\theta_{\text{ein}}} \nu_L(\theta_L) d\theta_L = 3.237 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

mittlere Reynoldszahl in Schüttung. L1.6-Gl 12

$\psi = 0.375$   $\text{Re}_{\psi\_m} := \frac{w_{\text{leer}} \cdot d_s}{\nu_{L\_m} \cdot \psi} = 134.195$

Längenverhältnis L1.6-Gl 11  $\xi = \frac{r_0}{\delta} = \left( \frac{0.95}{\sqrt[3]{1 - \psi}} - 1 \right)^{-1}$

$$\xi := \left( \frac{0.95}{\sqrt[3]{1 - \psi}} - 1 \right)^{-1} = 9.013$$

Euler-Zahl des Festbettes nach L1.6 - Gl 10:

$$\text{Eu} := \frac{24}{\text{Re}_{\psi\_m}} \cdot \left[ 1 + 0.692 \cdot (\xi + 0.5 \cdot \xi^2) \right] + \frac{4}{\sqrt{\text{Re}_{\psi\_m}}} \cdot \left( 1 + 0.12 \cdot \xi^{1.5} \right) + \left( 0.4 + 0.891 \cdot \xi \cdot \text{Re}_{\psi\_m}^{-0.1} \right)$$

L1.6 - Gl 15 umgeformt:

$$\Delta p_s := \frac{3 \cdot l_B \cdot \rho_{L_m} \cdot w_{leer}^2 \cdot Eu \cdot (1 - \psi)}{4 \cdot d_s \cdot \psi^2} = 1.404 \times 10^3 \text{ Pa}$$

### Funktion: Druckverlust abhängig von der Korngröße und Massenstrom

$$m_{Lf} := 150 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Leerrohrgeschwindigkeit

$$w_{leerf}(m_{Lf}) := \frac{m_{Lf} \cdot 4}{\rho_L(\theta_{\Delta p}) \cdot D_1^2 \cdot \pi}$$

mittlere Reynoldszahl:

$$Re_{\psi\_mf}(d_{sf}, m_{Lf}) := \frac{w_{leerf}(m_{Lf}) \cdot d_{sf}}{\nu_{L_m} \cdot \psi}$$

L1.6-Gl 11

$$\xi = \frac{r_0}{\delta} = \left( \frac{0.95}{3\sqrt{1-\psi}} - 1 \right)^{-1}$$

$$\xi_f := \left( \frac{0.95}{3\sqrt{1-\psi}} - 1 \right)^{-1} = 9.013$$

Euler-Zahl des Festbettes nach L1.6 - Gl 10:

$$Eu_f(d_{sf}, m_{Lf}) := \frac{24}{Re_{\psi\_mf}(d_{sf}, m_{Lf})} \cdot \left[ 1 + 0.692 \cdot (\xi + 0.5 \cdot \xi^2) \right] + \frac{4}{\sqrt{Re_{\psi\_mf}(d_{sf}, m_{Lf})}} \cdot (1 + 0.12 \cdot \xi^{1.5}) \dots$$

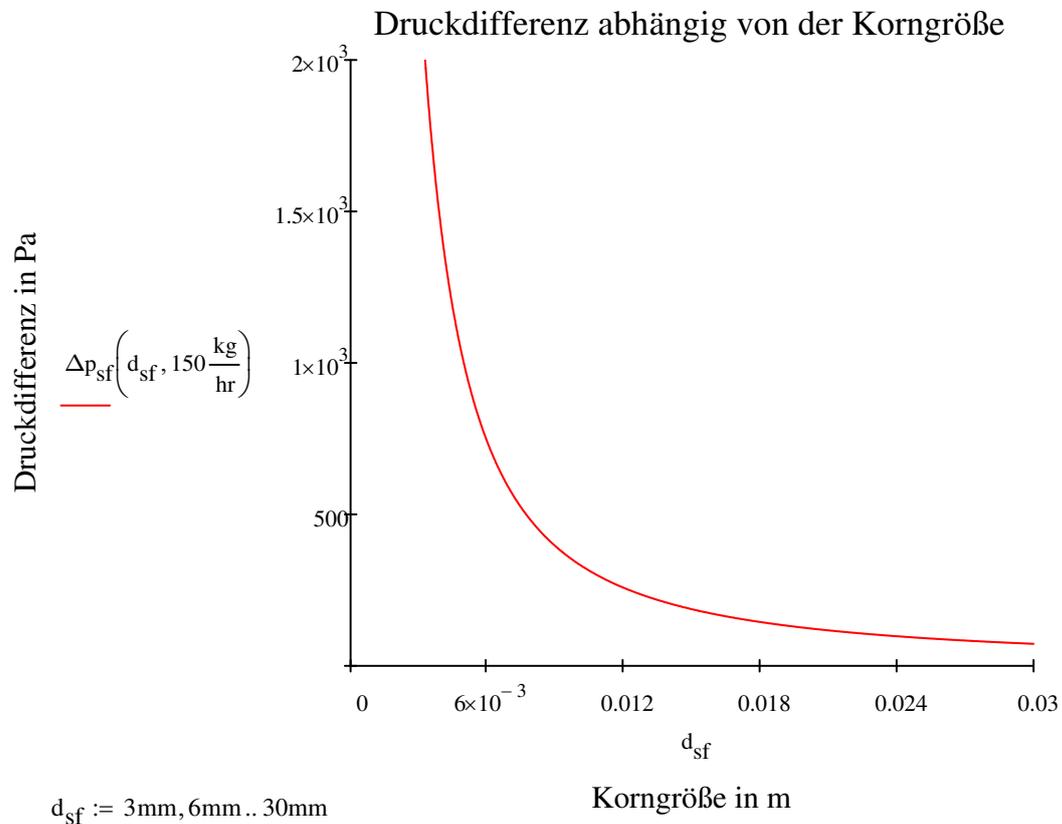
$$+ \left( 0.4 + 0.891 \cdot \xi \cdot Re_{\psi\_mf}(d_{sf}, m_{Lf})^{-0.1} \right)$$

L1.6 - Gl 9 umgeformt:

$$\Delta p_{sf}(d_{sf}, m_{Lf}) := \frac{3 \cdot l_B \cdot \rho_{L_m} \cdot w_{leerf}(m_{Lf})^2 \cdot Eu_f(d_{sf}, m_{Lf}) \cdot (1 - \psi)}{4 \cdot d_{sf} \cdot \psi^2}$$

## Druckverlust abhängig von der Korngröße bei konstantem Massenstrom

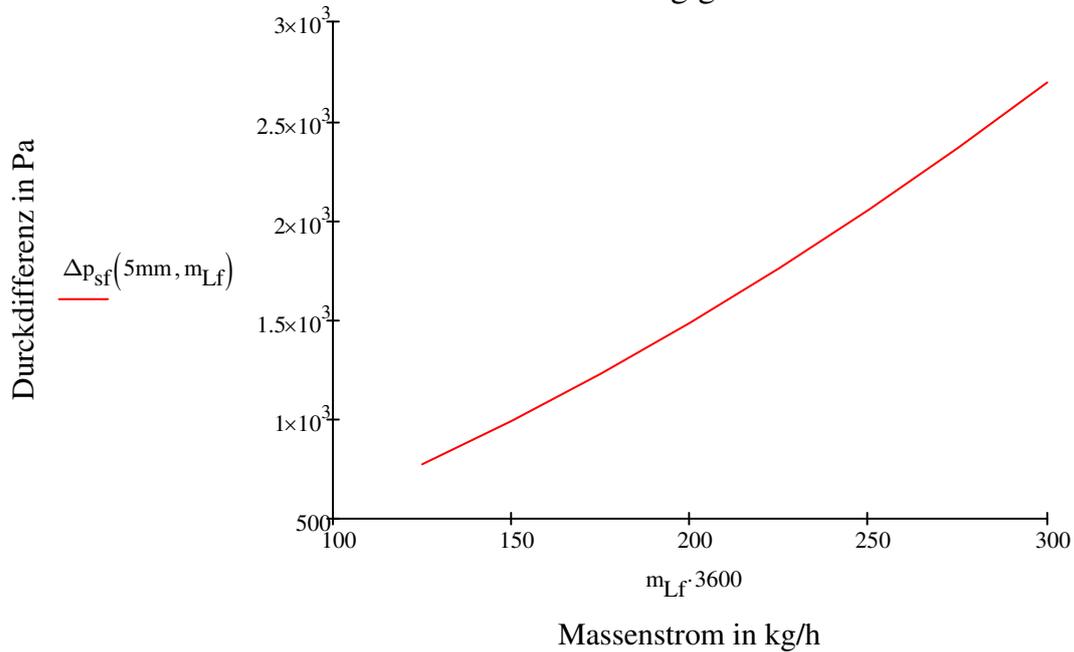
$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 150 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 990.841 \text{ Pa}$$



## Druckverlust abhängig von Massenstrom bei gleicher Korngröße

$$m_{Lf} := 125 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}, 150 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \dots 300 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

## Druckverlust abhängig vom Massenstrom



### Vergleich alte mit neuer Schüttung:

Es wird mit einer durchschnittlichen Korngröße von 5 mm gerechnet.

Neue Schüttung: Korndurchmesser 5 mm

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 125 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 772.783 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 150 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 990.841 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 175 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 1.228 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 200 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 1.485 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 225 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 1.759 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 250 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 2.053 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 260 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 2.175 \times 10^3 \text{ Pa}$$

Alte Schüttung: Korndurchmesser 30mm

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 125 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 53.218 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 150 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 72.156 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 175 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 93.665 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 200 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 117.698 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 225 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 144.22 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 250 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 173.197 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 260 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 185.468 \text{ Pa}$$

### Druckverlust des Lochblechs:

Der Zusammenhang des Druckverlusts vom Lochblech mit dem Massenstrom ist durch folgendes Polynom 2. Grades gegeben:

$$\Delta p_{LB}(m_{Lf}) := \left( 4.2233 - 0.0209 \cdot m_{Lf} + 0.0003 \cdot m_{Lf}^2 \right) \cdot \text{Pa}$$

Die Daten zur Erstellung des Polynoms stammen von einer Druckverlustmessung aus der Vergangenheit, die von Georg Urschitz am Institut durchgeführt wurde. Das Polynom bildet den Verlauf des Druckverlust über den Massenstrom mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,98 in dem Bereich von 100 - 300 kg/h ab.

Die Druckdifferenz in der Schüttung wird zwischen Luftein- und Luftaustritt beim Behälter gemessen. Der Druckunterschied, den das Lochblech verursacht, muss dementsprechend von dem Messwert abgezogen werden, um den Druckverlust der Schüttung zu erhalten.

Der Druckverlust bei dem maximalen Massenstrom von 260 kg/h ergibt sich zu:

$$\Delta p_{\text{ges.}22^\circ\text{C}} := \Delta p_{\text{sf}}\left(5\text{mm}, 260 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) + \Delta p_{LB}(260) = 2.194 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{\text{ges.}22^\circ\text{C}} := \Delta p_{\text{sf}}\left(5\text{mm}, 150 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) + \Delta p_{LB}(150) = 998.68 \text{ Pa}$$

## **B2.2 Druckverlustberechnung bei 300°C**

### **Messdaten :**

Lufttemp. der Druckmessung:  $\theta_{\Delta p} := 300$

Luftmassenstrom :  $m_{LH} := 260 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$  entspricht :  $m_L := \frac{m_{LH}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{hr}}} = 0.072 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Volumenstrom :  $V_L := \frac{m_L}{\rho_L(\theta_{\Delta p})} = 0.122 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

Geschwindigkeit im Behälter :  $w_s := \frac{V_L \cdot 4}{(D_1^2 \cdot \pi)} = 0.63 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Geschwindigkeit in den Rohren :  $w_R := \frac{V_L \cdot 4}{(d_R^2 \cdot \pi)} = 6.927 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$$V_L = 0.122 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Die Berechnung erfolgt nach VDI - L1.6 Kapitel 3

Leerrohrgeschwindigkeit

$$w_{\text{leer}} := w_s = 0.63 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Dichte bei 300°C:

$$\rho_{L\_m} := \rho_L(\theta_{\Delta p}) = 0.59 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

kinematische Viskosität bei 300°C:

$$\nu_{L\_m} := \nu_L(\theta_{\Delta p}) = 4.918 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

mittlere Reynoldszahl in Schüttung. L1.6-Gl 12

$$\psi = 0.375 \quad \text{Re}_{\psi\_m} := \frac{w_{\text{leer}} \cdot d_s}{\nu_{L\_m} \cdot \psi} = 170.854$$

L1.6-Gl 11

$$\xi = \frac{r_0}{\delta} = \left( \frac{0.95}{\sqrt[3]{1-\psi}} - 1 \right)^{-1}$$

$$\xi := \left( \frac{0.95}{\sqrt[3]{1-\psi}} - 1 \right)^{-1} = 9.013$$

Euler-Zahl des Festbettes nach L1.6 - Gl 10:

$$\text{Eu} := \frac{24}{\text{Re}_{\psi\_m}} \cdot \left[ 1 + 0.692 \cdot (\xi + 0.5 \cdot \xi^2) \right] + \frac{4}{\sqrt{\text{Re}_{\psi\_m}}} \cdot (1 + 0.12 \cdot \xi^{1.5}) + (0.4 + 0.891 \cdot \xi \cdot \text{Re}_{\psi\_m}^{-0.1})$$

L1.6 - Gl 9 umgeformt:

$$\Delta p_s := \frac{3 \cdot l_B \cdot \rho_{L\_m} \cdot w_{\text{leer}}^2 \cdot \text{Eu} \cdot (1 - \psi)}{4 \cdot d_s \cdot \psi^2} = 3.387 \times 10^3 \text{ Pa}$$

## Funktion: Druckverlust abhängig von der Korngröße und Massenstrom

$$m_{L_f} := 126 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Leerrohrgeschwindigkeit

$$w_{\text{leerf}}(m_{L_f}) := \frac{m_{L_f} \cdot 4}{\rho_L(\theta_{\Delta p}) \cdot D_1^2 \cdot \pi}$$

mittlere Reynoldszahl:

$$\text{Re}_{\psi\_mf}(d_{sf}, m_{L_f}) := \frac{w_{\text{leerf}}(m_{L_f}) \cdot d_{sf}}{\nu_{L\_m} \cdot \psi}$$

L1.6-Gl 11

$$\xi = \frac{r_0}{\delta} = \left( \frac{0.95}{\sqrt[3]{1-\psi}} - 1 \right)^{-1}$$

$$\xi_f := \left( \frac{0.95}{\sqrt[3]{1-\psi}} - 1 \right)^{-1} = 9.013$$

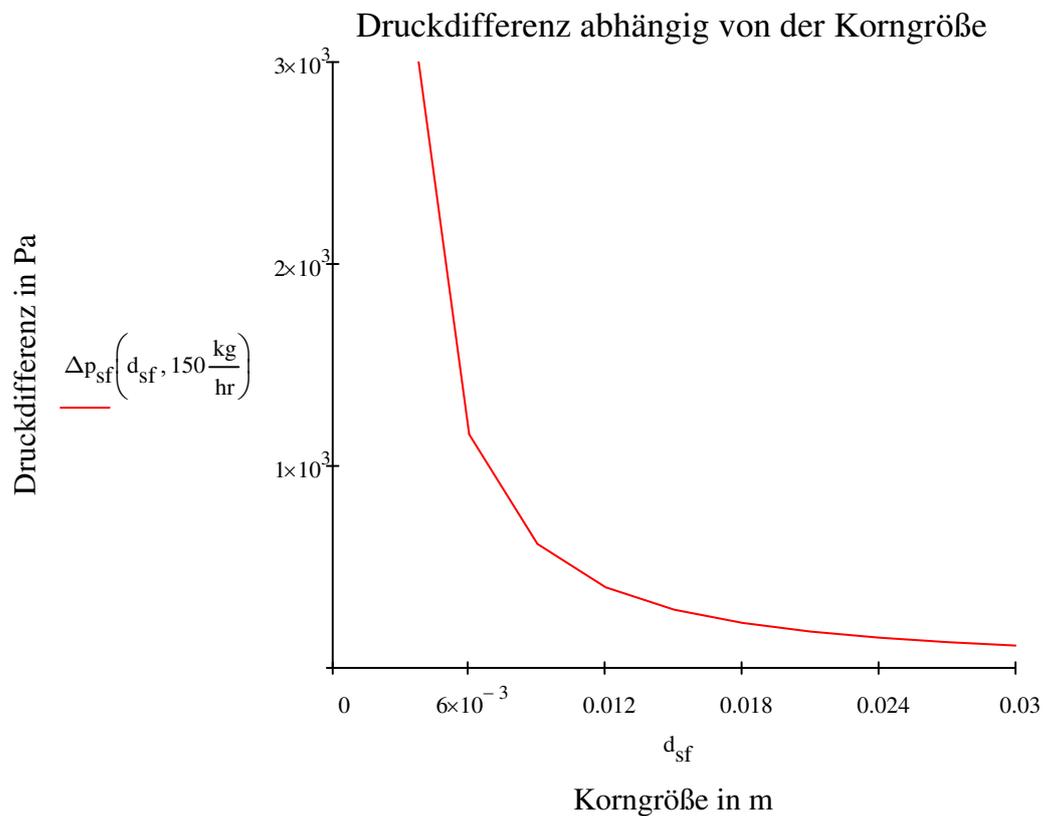
Euler-Zahl des Festbettes nach L1.6 - Gl 10:

$$\text{Eu}_f(d_{sf}, m_{Lf}) := \frac{24}{\text{Re}_{\psi\_mf}(d_{sf}, m_{Lf})} \cdot \left[ 1 + 0.692 \cdot (\xi + 0.5 \cdot \xi^2) \right] + \frac{4}{\sqrt{\text{Re}_{\psi\_mf}(d_{sf}, m_{Lf})}} \cdot (1 + 0.12 \cdot \xi^{1.5}) + (0.4 + 0.891 \cdot \xi \cdot \text{Re}_{\psi\_mf}(d_{sf}, m_{Lf})^{-0.1})$$

L1.6 - Gl 15 umgeformt:

$$\Delta p_{sf}(d_{sf}, m_{Lf}) := \frac{3 \cdot l_B \cdot \rho_{L\_m} \cdot w_{leerf}(m_{Lf})^2 \cdot \text{Eu}_f(d_{sf}, m_{Lf}) \cdot (1 - \psi)}{4 \cdot d_{sf} \cdot \psi^2}$$

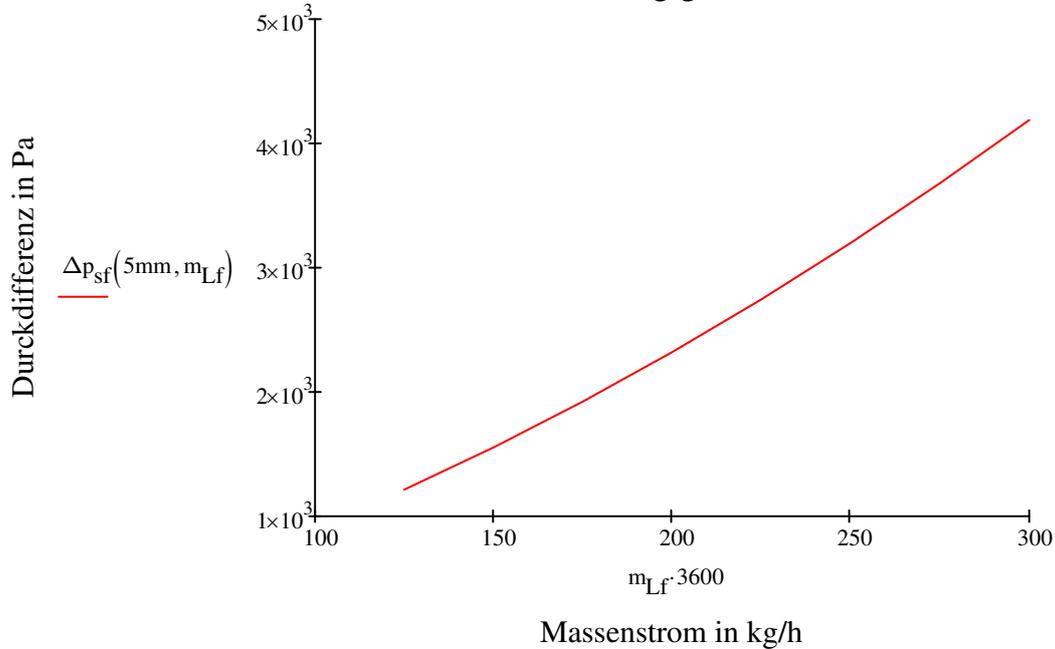
**Druckverlust abhängig von der Korngröße bei konstantem Massenstrom**



## Druckverlust abhängig von Massenstrom bei gleicher Korngröße

$$m_{Lf} := 125 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}, 150 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} .. 300 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

### Druckverlust abhängig vom Massenstrom



### Vergleich alte mit neuer Schüttung:

Es wird mit einer durchschnittlichen Korngröße von 5 mm gerechnet.

Neue Schüttung: Korndurchmesser 5 mm

Alte Schüttung: Korndurchmesser 30mm

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 125 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 1.213 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 125 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 81.994 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 150 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 1.552 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 150 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 111 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 175 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 1.921 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 175 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 143.912 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 200 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 2.319 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 200 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 180.66 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 225 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 2.744 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 225 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 221.187 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 250 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 3.198 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 250 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 265.443 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(5\text{mm}, 260 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 3.387 \times 10^3 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{sf}\left(30\text{mm}, 260 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) = 284.18 \text{ Pa}$$

### Druckverlust des Lochblechs bei 300°C:

Druck bei minimalem Massenstrom bei den Messreihen:

$$\Delta p_{\text{ges.300}^\circ\text{C}} := \Delta p_{\text{sf}}\left(5\text{mm}, 150 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) + \Delta p_{\text{LB}}(150) = 1.56 \times 10^3 \text{ Pa}$$

Druck bei maximalem Massenstrom bei den Messreihen:

$$\Delta p_{\text{ges.300}^\circ\text{C}} := \Delta p_{\text{sf}}\left(5\text{mm}, 250 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) + \Delta p_{\text{LB}}(250) = 3.216 \times 10^3 \text{ Pa}$$

Maximaldruck bei maximaler Massenstrom bei der Klappenauslegung:

$$\Delta p_{\text{ges.300}^\circ\text{C}} := \Delta p_{\text{sf}}\left(5\text{mm}, 300 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) + \Delta p_{\text{LB}}(300) = 4.212 \times 10^3 \text{ Pa}$$

Maximaldruck bei maximaler Massenstrom der alten Schotter-Schüttung:

$$\Delta p_{\text{ges.300}^\circ\text{C}} := \Delta p_{\text{sf}}\left(30\text{mm}, 300 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) + \Delta p_{\text{LB}}(300) = 389.929 \text{ Pa}$$

---

### **Brennluftvorwärmung**

---

### B3 Einsparung durch Brennluftvorwärmung

$$T_U = 293.15 \text{ K}$$

Umgebungstemperatur

$$T_2 := 673.15 \text{ K}$$

Temperatur vor dem Brenner

$$T_3 := 1473.15 \text{ K}$$

Temperatur nach dem Brenner

$$c_p := 1.040 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

spezifische Wärmekapazität Luft

$$h_1 := c_p \cdot T_U = 304.876 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

spezifische Enthalpie bei  $T_U$

$$h_2 := c_p \cdot T_2 = 700.076 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

spezifische Enthalpie bei  $T_2$

$$h_3 := c_p \cdot T_3 = 1.532 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

spezifische Enthalpie bei  $T_3$

$$q_{12} := h_2 - h_1 = 395.2 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärmeenergie, um die Luft von TU auf T2 aufzuheizen

$$q_{13} := h_3 - h_1 = 1.227 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Wärmeenergie, um die Luft von TU auf T3 aufzuheizen

$$x := \frac{q_{12}}{q_{13}} \cdot 100 = 32.203$$

Prozentsatz an Energie der durch die Vorwärmung hinzugefügt wird

---

### Energiverbrauch Europa

---

## B4 Energieverbrauch pro Kopf in Europa

$$E_{\text{Europa}} := 13633 \text{ TW} \cdot \text{hr}$$

Gesamtverbrauch EU-27 [Arce et al.]

$$E_{\text{EinspEU}} := 953 \text{ TW} \cdot \text{hr}$$

Einsparung durch TES in den EU-27 [Arce et al.]

$$E_{\text{Verb\_Kopf\_EU}} := 36.4019 \text{ MW} \cdot \text{hr}$$

Energiverbrauch pro Europäer pro Jahr

$$x_{\text{Personen}} := \frac{E_{\text{EinspEU}}}{E_{\text{Verb\_Kopf\_EU}}} = 2.618 \times 10^7$$

Anzahl der Personen, die aufgrund der Einsparung mit Energie versorgt werden können.

## **B5 Wärmeverluststrom**

Es ist der Wärmeverluststrom des gesamten Behälters zu berechnen.

Für die nachfolgenden Berechnungen werden folgenden Annahmen getroffen:

- der Behälter mit der Isolierung und Aluminiumfolie wird als Zylinder mit konstantem Durchmesser modelliert
- der innere Wärmeübergang erfolgt ausschließlich durch Wärmeleitung

Die Wärmeleitfähigkeit von Stahl, ist bezogen auf die von der Steinwolle, um ein Vielfaches höher und da der Stahl nur 4 mm dick ist, wird die gemessene Temperatur an der Innenseite der Wand, welche von den Thermoelementen gemessen wird, mit der Temperatur  $\theta_H$  zwischen Stahltank und Isolierung gleichgesetzt. Desweiteren wird die Wärmeleitung durch die Aluminiumfolie wegen der guten Wärmeleitfähigkeit von Aluminium vernachlässigt, da diese nur 1 mm dick ist und eine sehr hohe Wärmeleitfähigkeit hat.

Temperatur zwischen  
Stahltank und Isolierung:

$$\theta_H = 310 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_H := \theta_H = 583.15 \text{ K}$$

### **Berechnung des Verlustwärmestroms:**

#### **Wärmeleitung:**

Bei der Isolierung liegt eine mit der Temperatur veränderliche Wärmeleitfähigkeit vor. Diese wird nach dem VDI E1, Kapitel 2 berechnet.

$$Q_{WL}(T_{A\_Wand}) := \frac{\int_{T_H - 273.15 \text{ K}}^{T_{A\_Wand} - 273.15 \text{ K}} \lambda_{SW}(\theta) d\theta \cdot 2 \cdot \pi \cdot l_B}{\int_{D_2}^{D_3} \frac{1}{D} dD}$$

#### **Freie Konvektion:**

Auf der Außenseite des Behälters herrscht freie Konvektion. Diese wird nach der Formel aus dem VDI, F2, Kapitel 1 Vertikale Flächen berechnet. Dabei ist für die Berechnung der Nußeltzahl die Zylinderform zu beachten, Gleichung (3).

Erdbeschleunigung :  $g := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

Anströmlänge:  $l_c := l_B = 1.89 \text{ m}$

relative Dichtedifferenz:  $\beta_L := \frac{1}{T_U} = 0.00341 \frac{1}{K}$

Grashofzahl :  $Gr(T_{A\_Wand}) := \frac{l_c^3 \cdot g \cdot \beta_L \cdot (T_{A\_Wand} - T_U)}{\nu_L(\theta_U)^2}$

$$Gr(T_{A\_Wand}) = 1.305 \times 10^9$$

Rayleigh Zahl:  $Ra(T_{A\_Wand}) := Gr(T_{A\_Wand}) \cdot Pr_L(T_U)$

$$Pr_L(T_U) = 0.708$$

Die Funktion  $f_3(Pr)$  beschreibt den Einfluss der Prandtl-Zahl im gesamten Bereich  $0 < Pr < \infty$

$$f_1(Pr) := \left[ 1 + \left( \frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{-16}{9}}$$

Nußeltzahl für ebene Platte:

$$Nu_{Pl}(T_{A\_Wand}) := \left[ 0.825 + 0.387 \cdot (Ra(T_{A\_Wand}) \cdot f_1(Pr_L(T_U)))^{\frac{1}{4}} \right]^2$$

$$Nu_{Pl}(T_{A\_Wand}) = 119.878$$

Nußeltzahl unter Berücksichtigung der Zylinderform:

$$Nu_A(T_{A\_Wand}) := Nu_{Pl}(T_{A\_Wand}) + 0.435 \cdot \frac{l_B}{D_4}$$

$$Nu_A(T_{A\_Wand}) = 120.62$$

Wärmeübergangskoeffizient Außen:

$$\alpha_A(T_{A\_Wand}) := \frac{Nu_A(T_{A\_Wand}) \cdot \lambda_L(T_{A\_Wand})}{l_c}$$

Unter der Vernachlässigung der Aluminiumfolie stehen folgende zwei Gleichungen zur Verfügung:

$$Q_{\text{WL}}(T_{\text{A\_Wand}}) := \left[ \int_{T_{\text{H}}-273.15\text{K}}^{T_{\text{A\_Wand}}-273.15\text{K}} \lambda_{\text{SW}}(\theta) d\theta \cdot 2 \cdot \pi \cdot l_{\text{B}} \cdot \left( \int_{D_2}^{D_3} \frac{1}{D} dD \right)^{-1} \right]$$

$$Q_{\text{Konvektion}}(T_{\text{A\_Wand}}) := \alpha_{\text{A}}(T_{\text{A\_Wand}}) \cdot D_4 \cdot \pi \cdot l_{\text{B}} \cdot (T_{\text{A\_Wand}} - T_{\text{U}})$$

Iterationsstartwert für die Außentemperatur:

$$T_{\text{A\_Wand}} := 306.565\text{K}$$

$$Q_{\text{WL}}(T_{\text{A\_Wand}}) = \left[ \int_{T_{\text{H}}-273.15\text{K}}^{T_{\text{A\_Wand}}-273.15\text{K}} \lambda_{\text{SW}}(\theta) d\theta \cdot 2 \cdot \pi \cdot l_{\text{B}} \cdot \left( \int_{D_2}^{D_3} \frac{1}{D} dD \right)^{-1} \right]$$

$$Q_{\text{Konvektion}}(T_{\text{A\_Wand}}) = \alpha_{\text{A}}(T_{\text{A\_Wand}}) \cdot D_4 \cdot \pi \cdot l_{\text{B}} \cdot (T_{\text{A\_Wand}} - T_{\text{U}})$$

Dies entspricht einer realistischen Außenwandtemperatur von 33°C.

**Verlustwärmeströme durch Konvektion  $Q_{\text{Konvektion}}$  und Wärmeleitung  $Q_{\text{WL}}$ :**

$$Q_{\text{Konvektion}}(T_{\text{A\_Wand}}) = 250.447 \text{ W}$$

$$Q_{\text{WL}}(T_{\text{A\_Wand}}) = 249.047 \text{ W}$$

$$Q_{\text{V\_Wand}} := Q_{\text{WL}}(T_{\text{A\_Wand}}) = 249.047 \text{ W}$$

## Wärmeverlust durch Strahlung

Für die Berechnung wird der Zylindermantel herangezogen. Berechnung nach VDI K1, Kapitel 2.1

$$\text{Außenfläche Regenerator: } A_{\text{R}} := D_4 \cdot \pi \cdot l_{\text{B}} = 6.576 \text{ m}^2$$

Emissionsgrad laut VDI, K1, Tabelle 2 für Aluminium walzblank, bei 443 Kelvin:

$$\text{Aluminium: } \epsilon_{\text{Alu}} := 0.049$$

Stefan Blotzman Konstante:  $\sigma := 5.67040 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$

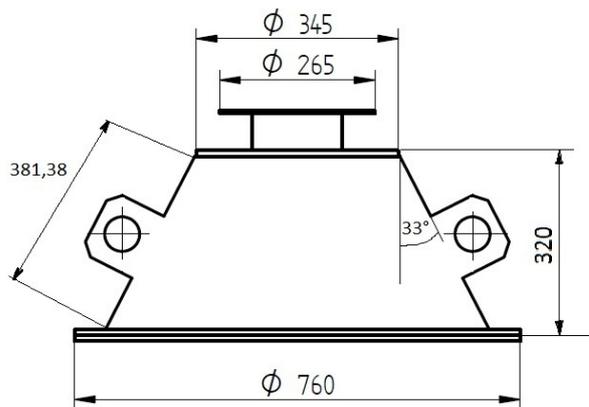
VDI Seite 1084

$$Q_{\text{Strahlung}} := A_R \cdot \sigma \cdot \epsilon_{\text{Alu}} \cdot (T_{A\_Wand}^4 - T_U^4) = 26.447 \text{ W}$$

## Wärmeverluste vom Deckel

Die 1 mm dicke Aluminiumfolie und die geringe Wandstärke des Stahls von 4 mm wird, wie bereits im vorherigen Kapitel, für die Berechnung des Wärmedurchgangs vernachlässigt. Der Deckel wird auch mit einer 350 mm dicken Isolationschicht ummantelt.

Der Deckel hat ohne Isolation folgende Abmessungen:



$$D_{D\_oben} := 345 \text{ mm}$$

$$D_{D\_unten} := 760 \text{ mm}$$

$$l_D := 320 \text{ mm}$$

$$s_{\text{SWD}} := 350 \text{ mm}$$

Für die vereinfachte Berechnung des konisch geformten Deckels wird ein Ersatzzylinder mit dem mittleren Durchmesser  $D_{Dm}$  angenommen. Der mittlere Durchmesser  $D_{Dm}$  wird durch das arithmetische Mittel des Deckflächendurchmessers oben und dem Deckelbodendurchmessers unten gebildet.

Der Verlustwärmestrom besteht aus den folgenden Anteilen:

- Verlustwärmestrom durch die Deckfläche des Deckels
- Verlustwärmestrom über die Mantelfläche des Ersatzzylinders durch Wärmeleitung
- Verluste durch Strahlung der Mantelfläche und der Deckelfläche

Mittlerer Durchmesser des Ersatzzylinders:

$$D_{Dm} := \frac{D_{D\_oben} + D_{D\_unten}}{2} = 552.5 \text{ mm}$$

Mittlerer Durchmesser mit der 200mm dicken Isolierung:

$$D_{DIm} := D_{Dm} + 2 \cdot s_{SW} = 1.152 \times 10^3 \text{ mm}$$

### Verlustwärmestrom durch die Mantelfläche:

Bei der Isolierung liegt eine mit der Temperatur veränderliche Wärmeleitfähigkeit vor. Diese wird nach dem VDI E1, Kapitel 2 gerechnet.

$$Q_{WL\_Deckel\_Mantel}(T_{A\_Wand}) := \frac{\int_{T_H - 273.15K}^{T_{A\_Wand} - 273.15K} \lambda_{SW}(\theta) d\theta \cdot 2 \cdot \pi \cdot l_D}{\int_{D_{DIm}}^{D_{Dm}} \frac{1}{D} dD}$$

$$Q_{WL\_Deckel\_Mantel}(T_{A\_Wand}) = 44.878 \text{ W}$$

### Verlustwärmestrom durch die Deckfläche des Deckels

Für die Berechnung der Deckfläche  $A_{Dm}$  wird erneut das Fouriersche Wärmeleitungsgesetz für x-Richtung verwendet:

$$dQ := -\lambda(\theta) \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \cdot dt$$

$$q_{Dm} := - \int_{\theta_H}^{\theta_U} \lambda_{SW}(\theta) d\theta \cdot \frac{1}{s_{SWD}} = 105.266 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$\text{Deckfläche des Ersatzzylinders: } A_{Dm} := \frac{D_{Dm}^2 \cdot \pi}{4} = 0.24 \text{ m}^2$$

$$Q_{Dm} := q_{Dm} \cdot A_{Dm} = 25.237 \text{ W}$$

### Wärmeverlust durch Strahlung

Für die Berechnung wird der Ersatzzylindermantel und die Deckelfläche herangezogen. Berechnung nach VDI K1, Kapitel 2.1

$$\text{Ersatzzylindermantelfläche mit Isolierung: } A_{MantelDm} := D_{DIm} \cdot \pi \cdot l_D = 1.159 \text{ m}^2$$

Deckelfläche mit Isolierung :  $A_{DIm} := \frac{D_{DIm}^2 \cdot \pi}{4} = 1.043 \text{ m}^2$

$$A_{\text{Strahlung}_D} := A_{\text{MantelDm}} + A_{DIm} = 2.202 \text{ m}^2$$

Emissionsgrad laut VDI, K1, Tabelle 2 für Aluminium walzblank, bei 443 Kelvin:

Aluminium :  $\epsilon_{\text{Alu}} = 0.049$

Stefan Blotzman Konstante:  $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}$  VDI Seite 1084

$$Q_{\text{Strahlung}_Dm} := A_{\text{Strahlung}_D} \cdot \sigma \cdot \epsilon_{\text{Alu}} \cdot (T_{A\_Wand}^4 - T_U^4) = 8.855 \text{ W}$$

### Gesamtverluste des Deckels:

$$Q_{VDm} := Q_{WL\_Deckel\_Mantel}(T_{A\_Wand}) + Q_{Dm} + Q_{\text{Strahlung}_Dm} = 78.97 \text{ W}$$

### Wärmeverluste vom Bypass:

Innendurchmesser:  $D_{By\_i} := 150 \text{ mm}$

Außendurchmesser:  $D_{By\_a} := D_{By\_i} + 2 \cdot s_{SWD} = 850 \text{ mm}$

Temperatur Bypass:  $\theta_{By} := 165 \text{ }^\circ\text{C}$   $T_{By} := \theta_{By} = 438.15 \text{ K}$   
(NM1-Z1)

Länge Bypassleitung:  $l_{By} := 2500 \text{ mm}$

### Verlustwärmestrom durch die Mantelfläche des Bypass:

Bei der Isolierung liegt eine mit der Temperatur veränderliche Wärmeleitfähigkeit vor. Diese wird nach dem VDI E1, Kapitel 2 gerechnet.

$$Q_{WL\_Bypass}(T_{A\_Wand}) := \frac{\int_{T_{By}-273.15\text{K}}^{T_U-273.15\text{K}} \lambda_{SW}(\theta) d\theta \cdot 2 \cdot \pi \cdot l_{By}}{\int_{D_{By\_a}}^{D_{By\_i}} \frac{1}{D} dD}$$

$$Q_{WL\_Bypass}(T_{A\_Wand}) = 59.913 \text{ W}$$

### **Gesamter Wärmeverluststrom des Behälters inklusive Deckel:**

$$Q_V := Q_{V\_Wand} + Q_{VDm} + Q_{Strahlung} + Q_{WL\_Bypass}(T_{A\_Wand}) = 414.377 \text{ W}$$

### **Gesamter Wärmeverluststrom der alten Versuchsanlage**

Die Berechnung erfolgt wie in Kapitel B5, jedoch mit einer Dicke der Isolierung von 150mm statt 300mm.

$$Q_{Valt} := 721.5 \text{ W}$$

Reduzierung des Wärmeverlusts durch die verstärkte Isolierung:

$$x_{isolierung} := \frac{Q_{Valt} - Q_V}{Q_{Valt}} = 42.567 \cdot \%$$

## B6 Berechnung der Leckage der Absperrklappen

Die Berechnung erfolgt nach den Formeln des Herstellers AGS - Stellantriebe, siehe Anhang A

Druckabfall (bar):  $\Delta p_{\max} := 0.03$

abs. Druck hinter der Klappe in bar:  $P_2 := 1$

spez. Gewicht in kg/Nm<sup>3</sup>:  $G_{\text{spez}} := 1.293$

Durchflusskoeffizient:  $K_V := 1990 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$

Dichte Luft in kg/m<sup>3</sup>:  $\rho_{\text{LKlappe}} := 1.29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

0,5% vom Kv90 Wert:  $x_{0.5} := 0.005$

**Rechnerischer kv-Wert (m<sup>3</sup>/h):**  $k_v := \sqrt{\frac{G_{\text{spez}} \cdot (\theta_{\text{ein}} + 273.15)}{\Delta p_{\max} \cdot P_2}} = 159.89$

**Rechn. Durchfluss in Nm<sup>3</sup>/h:**  $V_{\max} := \frac{K_V \cdot 514}{k_v} = 6.397 \times 10^3 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$

**Rechn. Massendurchfluss in kg/h:**  $m_{\max} := V_{\max} \cdot \rho_L(\theta_{\text{ein}}) = 3.644 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

$$m_{\max} := V_{\max} \cdot \rho_{\text{LKlappe}} = 8.252 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

**Leckage- Rechn. Massendurchfluss in kg/h bei 0,5% (geschlossene Klappenscheibe):**

$$m_{\text{leckage}} := m_{\max} \cdot x_{0.5} = 41.262 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

----- Alte Schüttung -----

Druckabfall (bar):  $\Delta p_{\max\text{alt}} := 0.00215$

abs. Druck hinter der Klappe in bar:  $P_{2\text{alt}} := 1$

spez. Gewicht in kg/Nm<sup>3</sup>:  $G_{\text{spezalt}} := 1.293$

Durchflusskoeffizient:  $K_{V\text{alt}} := 1990 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$

Dichte Luft in kg/m<sup>3</sup>:  $\rho_{L\text{Klappealt}} := 1.29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

0,5% vom Kv90 Wert:  $x_{0.5\text{alt}} := 0.005$

**Rechnerischer kv-Wert (m<sup>3</sup>/h):**  $k_{\text{valt}} := \sqrt{\frac{G_{\text{spezalt}} \cdot (\theta_{\text{ein}} + 273.15)}{\Delta p_{\text{maxalt}} \cdot P_{2\text{alt}}}} = 597.258$

**Rechn. Durchfluss in Nm<sup>3</sup>/h:**  $V_{\text{maxalt}} := \frac{K_{V\text{alt}} \cdot 514}{k_{\text{valt}}} = 1.713 \times 10^3 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$

**Rechn. Massendurchfluss in kg/h:**  $m_{\text{maxalt}} := V_{\text{maxalt}} \cdot \rho_L(\theta_{\text{ein}}) = 975.594 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

$$m_{\text{maxalt}} := V_{\text{maxalt}} \cdot \rho_{L\text{Klappealt}} = 2.209 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

**Leckage- Rechn. Massendurchfluss in kg/h bei 0,5% (geschlossene Klappenscheibe):**

$$m_{\text{leckagealt}} := m_{\text{maxalt}} \cdot x_{0.5} = 11.046 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

----- Vorlauftemperatur -----

## B7 Zusammenhang von Vorlauftemperatur und Massenstrom

Die Berechnung des Zusammenhangs zwischen der Vorlauftemperatur und dem Massenstrom erfolgt nach der Gleichung aus Abbildung 5.3 von Rasinger [45].

Vorlauftemperatur  $T_{\text{Vorlauf}}(x_{\text{mass}}) := 8461.7 \cdot x^{-0.672}$

wobei x dem Massenstrom in kg/h entspricht.

Maximaler Massenstrom damit die Vorlauftemperatur von 50°C nicht unterschritten wird:

$$T_{\text{Vorlauf}} := 50 \text{ °C}$$

$$m_{L\text{max}} := \left( \frac{T_{\text{Vorlauf}}}{8461.7} \right)^{\left( \frac{1}{-0.672} \right)} = 2.137 \times 10^3 \text{ kg/h}$$

# C | Datenblätter und Herstellerangaben

# Kv-Durchflusswerte von Drosselklappen

## Bestimmung der Klappen-Nennweite

Wenn Klappen für Regelzwecke verwendet werden, sollte ihre Größe nach den Betriebsverhältnissen bestimmt werden. Dadurch lässt sich ein gutes Regelverhalten erreichen.

Die Nennweite kann über den Kv-Wert ermittelt werden.

$$\text{für Flüssigkeiten} \quad K_v = Q \cdot \sqrt{\frac{\delta}{dp}}$$

$$\text{für Gase} \quad K_v = \frac{V_N}{514} \cdot \sqrt{\frac{G \cdot T}{dp \cdot P_2}}$$

## Formelzeichen:

- Kv Durchflusskoeffizient
- Q max. Durchflussmenge (m<sup>3</sup>/h)
- δ spez. Gewicht (kg/dm<sup>3</sup>)
- F Rohrleitungs-Querschnitt (cm<sup>2</sup>)
- dp Druckabfall (bar)
- VN max. Durchflussmenge (Nm<sup>3</sup>/h)
- G spez. Gewicht in kg/Nm<sup>3</sup>
- T abs. Temperatur in °K (°C + 273)
- P1 abs. Druck vor der Klappe in bar
- P2 abs. Druck hinter der Klappe in bar

Klappe DN	Öffnungswinkel								
	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°
25	45	33	19	11	6,3	3,6	2,3	1,1	0,4
32	65	47	27	16	9,1	5,2	3,3	1,6	0,6
40	115	84	48	28	16	9,2	5,8	2,9	1,0
50	190	139	80	46	27	15	10	4,8	1,7
65	365	266	153	88	51	29	18	9,1	3,3
80	530	387	223	127	74	42	27	13	4,8
100	810	591	340	194	113	65	41	20	7,3
125	1360	993	571	326	190	109	68	34	12
150	1990	1453	836	478	279	159	100	50	18
200	3580	2613	1504	859	501	286	179	90	32
250	5590	4081	2348	1342	783	447	280	140	50
300	8110	5920	3406	1946	1135	649	406	203	73
350	11020	8045	4628	2645	1543	882	551	276	99
400	14420	10527	6056	3461	2019	1154	721	361	130
450	18300	13359	7686	4392	2562	1464	915	458	165
500	22600	16498	9492	5424	3164	1808	1130	565	203
600	32500	23725	13650	7800	4550	2600	1625	813	293
700	44400	32412	18648	10656	6216	3552	2220	1110	400
800	57500	41975	24150	13800	8050	4600	2875	1438	518
900	73100	53363	30702	17544	10234	5848	3655	1828	658
1000	90600	66138	38052	21744	12684	7248	4530	2265	815

Der Kv-Wert ist die Durchflussmenge von Wasser (in m<sup>3</sup>/h) die bei einem Differenzdruck von 1bar, bei 20°C, bei dem angegebenen Stellwinkel durch die Klappe fließt.

Um Lärm, Vibrationen und Kavitationen zu vermeiden, sollten die folgenden Strömungsgeschwindigkeiten nicht überschritten werden: 4,5m/s für Flüssigkeiten und 20-30m/s für Gase

Die Geschwindigkeiten können wie folgt ermittelt werden.

$$\text{für Flüssigkeiten} \quad c = \frac{Q}{F \cdot 0,36} \quad (\text{m/s})$$

$$\text{für Gase} \quad c = \frac{V_N \cdot T}{F \cdot P_1 \cdot 98,28} \quad (\text{m/s})$$

## AGS-Stellantriebe GmbH

Görlitzer Str. 2  
33758 Schloß Holte-Stukenbrock  
Web [www.ags-stellantriebe.de](http://www.ags-stellantriebe.de)

Fon +49 -(0) 5207 - 99384-0  
Fax +49 -(0) 5207 - 99384-29  
Mail [info@ags-stellantriebe.de](mailto:info@ags-stellantriebe.de)

A3-Kv-Durchflusswerte  
Stand: 30.03.2015  
Seite 01 / 01