

Diplomarbeit

**Versuchsgestützte Bestimmung von
Einflussgrößen und Konzeptentwicklung eines
Vorverdichters zur Effizienzsteigerung für
Zerkleinerungsmaschinen in der
Ersatzbrennstoffindustrie**

Wolfgang Pucher

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau

Institut für

Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

Betreuer: Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader

Beurteiler: O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gunter Jürgens

Graz, 2013

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz,

.....

(signature)

Dankeswort

Eine Abschlussarbeit bedarf vieler Unterstützer und Helfer¹, ihnen soll an dieser Stelle ein herzlicher Dank ausgesprochen werden.

Zuerst danke ich meinen Eltern, Maria und Werner, dass sie mir die Möglichkeit gegeben haben, diesen Karriereweg einzuschlagen und mich stets unterstützt haben.

Für den starken emotionalen Rückhalt während meines ganzen Studiums möchte ich mich bei meiner Freundin Anita herzlichst bedanken.

Ein großer Dank gilt meinem Betreuer, Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader, der mir das interessante Thema vorgeschlagen und mich während der gesamten Arbeit durch viele fachliche Diskussionen und Anregungen sehr gut begleitet hat.

Wolfgang Pucher

¹ Für diese Diplomarbeit gilt: sämtliche Zuschreibungen wie beispielsweise „Unterstützer“ oder „Helfer“ sind immer geschlechterneutral zu verstehen. Die Anwendung der jeweiligen maskulinen Form dient zum besseren Lesefluss und damit des besseren Verständnisses.

Kurzfassung

Am Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik wurde eine Feasibility Study mit dem Titel „Vorverdichtung für eine Zerkleinerungsmaschine“ (Pucher & Bader, 2013) erstellt, im Rahmen dieser wurde die hier vorliegende Diplomarbeit verfasst.

Inhalt dabei ist die Effizienzsteigerung von speziellen Zerkleinerungsmaschinen. Mit Hilfe einer entwicklungsmethodischen Vorgehensweise werden analytisch und experimentell und konstruktiv die prinzipiellen Zusammenhänge erarbeitet, verifiziert und Grundlagen für die Überführung in einen Prototypen geschaffen.

Entsprechend des entwicklungsmethodischen Ansatzes wird die problemorientierte parallel zur lösungsorientierten Vorgehensweise betrachtet. Durch die alternierende Bearbeitung der Problemstellung wird die Qualität des Ergebnisses erheblich verbessert. D.h. neben der Sammlung von Lösungsansätzen für die Verdichtung von Ersatzbrennstoffen werden theoretische Grundlagen des Schüttgutes aufgearbeitet, sodass ein analytischer Ansatz zur Verdichtung erstellt werden kann.

Nach der Gegenüberstellung der gesammelten Prinzipien werden diese unter Verwendung des Wertespektrums nach der Richtlinie VDI 2225 bewertet. Entsprechend der Reihung der Bewertung wird das vermutlich am besten geeignete Prinzip, das des Walzenkompaktierers, näher betrachtet, was letztendlich dazu führt, dass ein Full-Scale Prüfstand konstruiert und gefertigt wird. An diesem Prüfstand werden dann iterativ Parameter variiert und so deren Einflüsse auf das Verdichtungsverhalten empirisch bestimmt.

Neben der Aufzeigung des enormen Potentials des Walzenkompaktierers zur Vorverdichtung von Ersatzbrennstoffen, werden bereits durch die im Versuch gewonnenen Erkenntnisse grundsätzliche Zusammenhänge und Eckdaten für die Konstruktion eines Prototyps erarbeitet.

Abstract

The Institute of Machine Components and Methods of Development completed a feasibility study titled “pre-compression for a shredder” (Pucher & Bader, 2013), in the course of this a diploma thesis was written.

This thesis deals with the topic of increasing the efficiency of specialty shredders. Aided by a developmental procedure, principle connections were established and verified analytically, experimentally and constructively and the basis was established for conversion of the results into a prototype.

According to the developmental procedure, the problem-oriented method is examined parallel to the solution-oriented one. Through alternating adaptations of the problem, the quality of results is considerably improved. This means that aside from the collection of approaches for the compression of substitute fuels, a theoretical basis of bulk material was covered, allowing for an analytical approach to their compression to be created.

Once the collected principles were compared, they were evaluated using the value spectrum of the VDI 2225 guideline. According to its placement in the evaluation, the presumably best principle, that of the roller compactor, was examined further. This ultimately led to the development and construction of a full-scale test stand. Using the test stand, parameters were varied iteratively and their influence on compression behaviour was empirically determined.

Besides showing the enormous potential of the roller compactor for the pre-compression of substitute fuels, the results and insights from the tests alone have already been used to establish reference values and relationships for the construction of a prototype.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
2	Aufgabe und Problemstellung	2
3	Rahmenbedingungen	3
4	Problem- versus lösungsorientierte Vorgehensweise.....	4
4.1	Problemorientierte Vorgehensweise.....	6
4.1.1	Grundlagen Verdichtung	6
4.1.2	Rechenmodelle	11
4.1.3	Fehlende Parameter der Rechenmodelle	16
4.1.4	Ergebnisse der Rechenmodelle	34
4.2	Lösungsorientierte Vorgehensweise	36
4.2.1	Prinzip „Peristaltik“	36
4.2.2	Prinzip Plattenförderer	38
4.2.3	Prinzip Schneckenförderer.....	39
4.2.4	Prinzip Walzenstraße	41
4.2.5	Prinzip Rootsgebläse	42
4.3	Bewertung von problemorientierten und lösungsorientierten Ansätzen.....	43
5	Walzenkompaktierer - Konzeptfindung.....	46
5.1	Vertiefende Betrachtung.....	47
5.1.1	Vorteile der Walzenstraße.....	47
5.1.2	Nachteile der Walzenstraße.....	48
5.1.3	Ähnliche Prinzipien - Gurtförderer.....	49
5.2	Prüfstandsprinzip.....	53
5.2.1	Full-Scale Prüfstand.....	53
5.2.2	Maßstäblicher Prüfstand	54
5.2.3	Bewertung.....	54

6	Prüfstand Walzenkompaktierer V1	56
6.1	Konstruktion	56
6.1.1	Antrieb.....	57
6.1.2	Messtechnik	58
6.1.3	Beschreibung der Prüfstands-Komponenten und des Prüfablaufs.....	60
6.2	Prüfbetrieb mit glatter Walzenoberfläche	62
6.3	Prüfbetrieb mit umfangsseitig angebrachten Stegblechen	63
6.4	Prüfabbruch und Interpretation.....	66
7	Prüfstand Walzenkompaktierer V2	67
7.1	Konstruktion	67
7.1.1	Antrieb.....	68
7.1.2	Messtechnik	68
7.1.3	Beschreibung der Prüfstands-Komponenten und des Prüfablaufs.....	70
7.2	Prüfbetrieb.....	71
7.2.1	Prüfbetrieb mit konstanter Spaltweite und variabler Drehzahl.....	71
7.2.2	Prüfbetrieb mit variabler Spaltweite.....	74
7.2.3	Prüfbetrieb mit modifizierter Walzenoberfläche	77
7.2.4	Prüfbetrieb mit befeuchtetem Schneidgut	82
7.3	Interpretation der Ergebnisse	85
8	Ausblick.....	87
9	Literaturverzeichnis	88
11	Abbildungsverzeichnis.....	90
12	Formelverzeichnis	94
13	Tabellenverzeichnis.....	95

1 Einleitung

Die Firma Lindner-Recyclingtech GmbH, ein Unternehmen mit Hauptsitz in Spital an der Drau, das unter anderem Zerkleinerungsmaschinen (Schredder) und kompakte Aufbereitungssysteme für Ersatzbrennstoffe (kurz: EBS) aus Haus-, Industrie- und Gewerbemüll entwickelt, konstruiert und produziert ist im Februar 2011 an das Forschungs- & Technologie (F&T)-Haus der Technischen Universität Graz herangetreten.

Grund der Kontaktaufnahme war die Anfrage zur Durchführung einer Potentialabschätzung eines maschinenbaulichen Ansatzes zur Effizienzsteigerung von Zerkleinerungsmaschinen.

Laut Firma Lindner-Recyclingtech GmbH – diese führte entsprechende Vorversuche durch - kann durch die Komprimierung des der Zerkleinerung zugeführten Schneidgutes die stündliche Schneidleistung etwa verdoppelt werden, der dafür erforderliche Mehrverbrauch an elektrischer Energie liegt in einem geschätzten Bereich von ca. 10-25%.

Aktuell werden nach Abschätzung des Auftraggebers die Schredder bei ca. 75 – 80% Auslastung betrieben, d.h. die Leistungsreserve der bestehenden Anlagen dürfte ausreichend sein, um ohne wesentliche Modifikation der Antriebseinheit die Verdoppelung des Massendurchsatzes durch Vorverdichtung auch im Realbetrieb umsetzen zu können.

2 Aufgabe und Problemstellung

Wie zuvor erwähnt, haben Untersuchungen der Fa. Lindner-Recyclingtech GmbH gezeigt, dass die Zerkleinerungsleistung eines Schredders durch Komprimieren des Inputmaterials wesentlich verbessert wird und somit der Massendurchsatz durch eine Anlage gesteigert wird, bzw. der Energieeinsatz zur Zerkleinerung bezogen auf die Masse reduziert wird.

Aufgrund der so erreichbaren Steigerung der Zerkleinerungseffizienz ist es Inhalt dieser Diplomarbeit, aus entwicklungsmethodischer und konstruktiver Sicht die technische Machbarkeit der Umsetzung des prinzipiellen Ansatzes zur Vorverdichtung anhand mehrerer Lösungsprinzipien zu untersuchen. Prinzipiell wird der Prozessschritt untersucht, bei dem das lose, vorgeschredderte (z.B. durch den Schredder JUPITER) und weiter zu zerkleinernde Grundmaterial kontinuierlich in komprimierter Form dem Schnittbereich der Maschine (z.B. Schredder KOMET, siehe Abbildung 2-1) zugeführt werden soll.

An der bestehenden Anlage der Firma Lindner Recyclingtech GmbH gibt es bereits eine Vorrichtung, die dies diskontinuierlich und somit nicht befriedigend umsetzt.

Am Markt gibt es weder ein System, das eine kontinuierliche Zuführung von vorverdichtetem Material realisiert, noch gibt es in artverwandten Branchen (allgemein Fördern/Manipulieren von Schüttgut) Lösungen, die in adaptierter Form eingesetzt werden können.

Die Auslegung einer solchen Anlage wird dadurch erschwert, dass weder analytische noch empirische Ansätze, Untersuchungen bzw. Ergebnisse, die das Verhalten des Hauptwerkstoffes "vorgeschredderter Kunststoffmüll" beschreiben, bekannt sind.



Abbildung 2-1 Schredder KOMET (Lindner, 2013)

3 Rahmenbedingungen

Das System oder die Vorrichtung sollte idealer Weise in die Zerkleinerungsmaschine integrierbar sein und keinesfalls eine separate, alleinstehende Einheit darstellen. Damit wird vermieden, dass ein zusätzlicher Aufwand durch z.B. Materialfördersysteme entsteht.

Ein weiterer wichtiger Aspekt ist die Berücksichtigung, dass die Vorverdichtereinheit an bestehenden Anlagen adaptierbar sein soll, um auch bei diesen das energetisches Einsparpotential nutzen zu können.

4 Problem- versus lösungsorientierte Vorgehensweise

Durch die gegebene Komplexität der Aufgabenstellung wird die Erarbeitung dieser mit Hilfe zwei unterschiedlichen Strategien (problem- vs. lösungsorientiert) durchgeführt.

Der zeitgleiche Ablauf der problemorientierten und der lösungsorientierten Vorgehensweise erlaubt es, die Erkenntnis der einen Strategie unmittelbar in die andere einfließen zu lassen. Dies hat den Vorteil, dass verschiedene in Frage kommende Lösungsansätze „durchgespielt“ und bewertet werden können, bis schlussendlich die vermutlich am besten geeignete Lösung gefunden ist.

Eine Übersicht der Bearbeitungsabfolge der Aufgabenstellung ist mittels Flussdiagramm (Abbildung 4-2) dargestellt. Um dieses nachvollziehen zu können, sind in Abbildung 4-1 die wichtigsten Symbole erläutert.

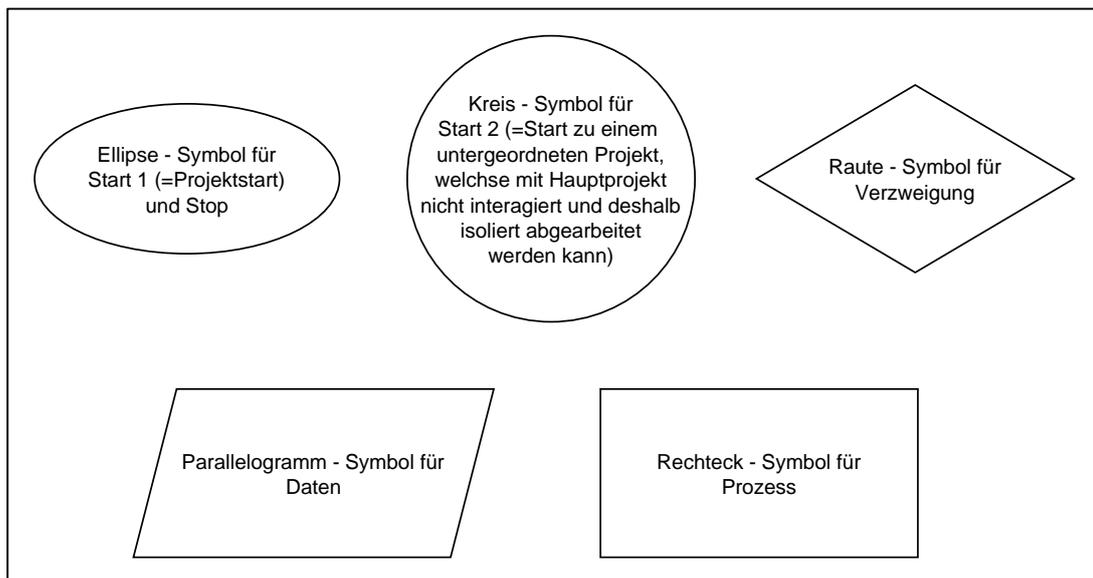


Abbildung 4-1 Erklärung von im Flowchart verwendeten Symbolen

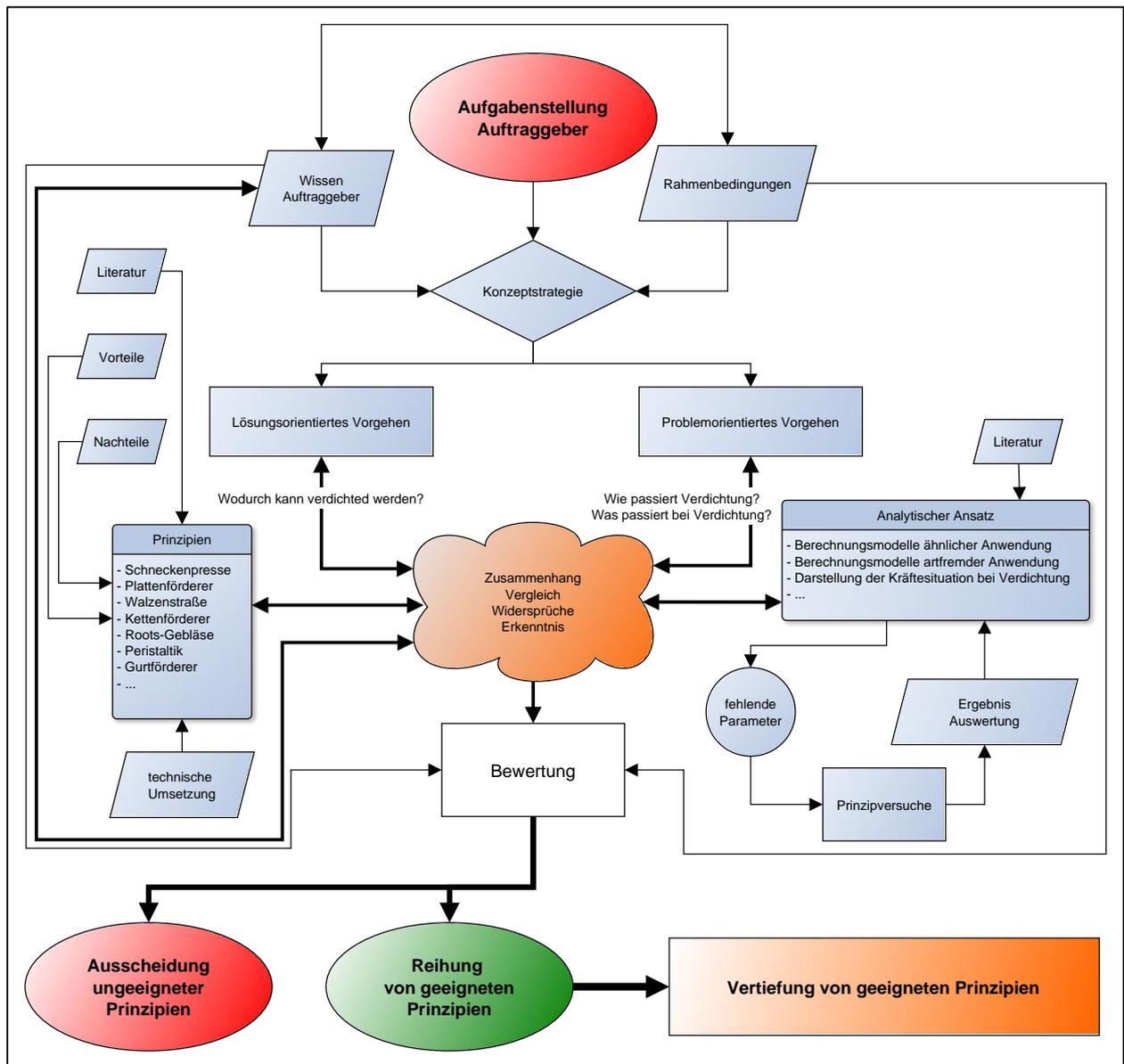


Abbildung 4-2 Flowchart Vorgehensweise

Ziel dieser Abfolge bzw. dieser parallelen Betrachtung ist es eine Reihung nach Eignung der geeigneten Prinzipien zu generieren. In weiterer Folge werden die am besten geeigneten Prinzipien näher betrachtet, bzw. deren Analyse und Bewertung weiter vertieft.

4.1 Problemorientierte Vorgehensweise

In diesem Kapitel wird zuerst auf die Theorie des Schüttgutes näher eingegangen, um das Verständnis des Verdichtungsprozess von Schüttgut zu verbessern. Erst dadurch ist es möglich, zuvor angeführte Lösungsvarianten zu bewerten und einen analytischen Ansatz für den Verdichtungs Vorgang zu erstellen.

4.1.1 Grundlagen Verdichtung

Anhand von Literaturrecherche wird das Schüttgut und seine Mechanik folgend erklärt.

4.1.1.1 Definition Schüttgut

Das Schüttgut besitzt Eigenschaften von sowohl Newtonsche Fluiden, wie auch von Hookeschen Festkörpern (Stieß, 2009, p. 451):

Die Newtonsche Flüssigkeit

- überträgt keine Zugspannungen, weist ruhend nur Druckspannungen auf
- überträgt Schubspannungen nur bei Bewegung (fließend), d.h. sie besitzt keine Fließgrenze
- deformiert sich (fließt) unter der Wirkung von Schubspannungen irreversibel
- hat eine vom Spannungszustand praktisch unabhängige Dichte (inkompressibel)

Der Hookesche Festkörper

- überträgt Zug-, Druck- und Schubspannungen
- fließt nicht unter der Einwirkung von Schubspannungen
- deformiert sich unter der Einwirkung von Spannungen (Zug, Druck oder Schub) reversibel
- hat eine vom Spannungszustand praktisch unabhängige Dichte (inkompressibel)

Das Schüttgut

- überträgt keine oder nur sehr kleine Zugspannungen
- überträgt ruhend Druck- und Schubspannungen
- fließt unter der Einwirkung von Schubspannungen, wenn sie ausreichend hoch sind (Fließgrenze)
- hat eine vom Spannungszustand abhängige Fließgrenze und ändert abhängig von Belastung und Bewegung seine Dichte

„Diese Eigenschaften geben dem Schüttgut eine Zwischenstellung zwischen Flüssigkeit und Festkörper und bewirken sein gegenüber beiden unterschiedliches Verhalten sowohl im ruhenden wie im bewegten Zustand“ (Stieß, 2009, p. 451).

4.1.1.2 Spannungsverhältnis

Betrachtet man ein Schüttgutelement in einem unendlich tiefen, wandreibungsfreien Behälter und ist dieses nur durch positive Normalspannung $\sigma_v > 0$ (= in Schüttgutmechanik Druckspannung) belastet, so bildet sich im Schüttgut aufgrund von der Vertikalspannung σ_v eine horizontale Spannung σ_h aus. Das Verhältnis beider Spannungen ist durch das Horizontallastverhältnis λ definiert, es ist in Formel 4.1 dargestellt (Schulze, 2009, p. 12).

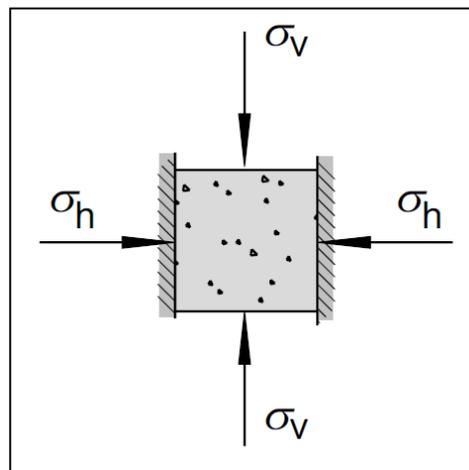


Abbildung 4-3 Normalspannungsbelastetes Schüttgutelement (Schulze, 2009, p. 12)

$$\lambda = \frac{\sigma_h}{\sigma_v}$$

Formel 4.1 Horizontallastverhältnis

typische Werte von $\lambda = 0,3 \dots 0,6$ (Schulze, 2009, p. 12)

$\lambda = 1$: ruhende Newtonsche Flüssigkeit

$\lambda = 0$: ideal steifer, nicht elastischer Festkörper

4.1.1.3 Elastisches und plastisches Verformungsverhalten

Unter Fließen versteht man im Allgemeinen eine plastische Verformung aufgrund einer wirkenden Belastung. In der Schüttgutmechanik spricht man bei Eintreten eines solchen Wegplastifizierens von einem Bruchvorgang. Im Bereich der Bruchfläche kommt es dabei zu einer Dichteabnahme bzw. zu einer Auflockerung, da sich die Abstände der einzelnen Partikel zueinander vergrößern. Wird eine Schüttgutprobe belastet, wird es zunehmend steifer und die Dichte nimmt zu. Bei Entlastung bleibt eine geringe Restdehnung, dies ist in Abbildung 4-4 dargestellt (Schulze, 2009, p. 22 ff.).

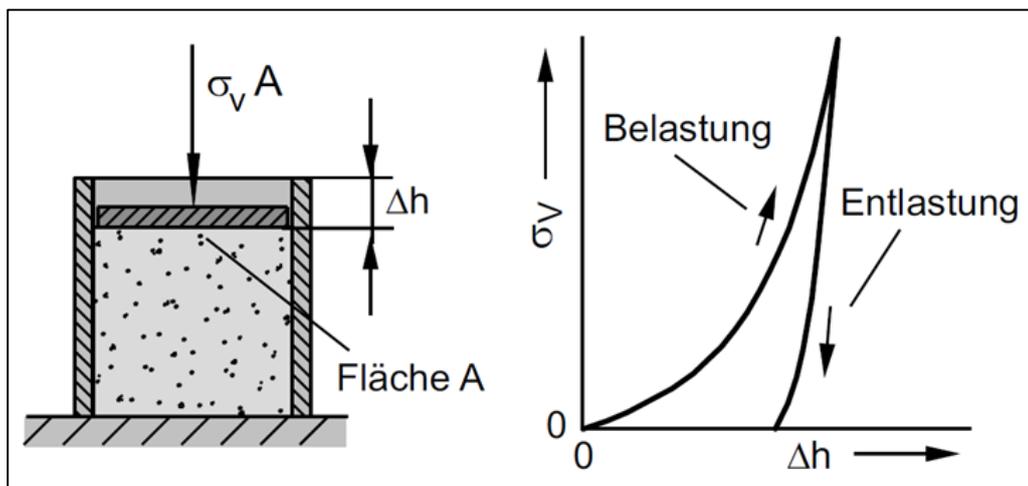


Abbildung 4-4 Verdichtungs- und Entlastungsvorgang eines Schüttgutes (Schulze, 2009, p. 23)

Die Schüttgutspezifische Fließgrenze ist abhängig von der zuvor aufgebrachtten Verfestigungsspannung, d.h. etwaige Festigkeitswerte können vom Schüttgut nur als solche des Agglomerats, und nicht als jene des Feststoffs, aus dem die Partikel bestehen, bestimmt werden.

Fließeigenschaften von Schüttgütern

Mögliche Einflussgrößen auf das Fließverhalten sind (Schulze, 2009, p. 215ff.):

- Schüttgutdichte
- Partikelgrößenverteilung
- Partikelform
- Chem. Zusammensetzung der Partikel
- Feuchtigkeit
- Temperatur

Das Fließverhalten ist nicht theoretisch und allgemeingültig in Abhängigkeit dieser Größen beschreibbar, selbst wenn, ist der Aufwand zur Bestimmung der Einflussparameter zu groß. Eine Versuchstechnische Ermittlung ist unabdingbar.

Vorverdichter: Die Einzelementgröße der Schneidgutpartikel haben zum Teil großen Anteil an der Gesamtgröße (Geometrieverhältnis, Stoffeigenschaft, ...), d.h. die Eigenschaften des Einzelnen schlagen durch, was eine starke Streuung mit sich bringt.

4.1.1.4 Mohrscher Spannungskreis

In der Schüttgutmechanik gilt die vereinfachte Annahme, dass nur die größte aller auf ein Schüttgutelement einwirkenden Kräfte bestimmend für dessen Zustand ist (σ_v) (Schulze, 2009, p. 15f.).

Betrachtet man ein Schüttgutelement, welches von reibungsfreien Seitenwänden umgeben und an der Oberseite nur durch Normalspannungen belastet ist, d.h. die Schubspannung τ am Element ist gleich Null, so kann ein einfaches Kräftegleichgewicht an einem dreieckigen Querschnitt aufgestellt werden (Abbildung 4-5). Daraus lassen sich die Normalspannung σ_α und die Schubspannung τ_α in einer mit dem beliebigen Winkel α Schnittebene berechnen (Formel 4.2). Die so erhaltenen Wertepaare lassen sich in einem σ, τ - Diagramm eintragen. Man erhält den „Mohrschen Spannungskreis“ (Abbildung 4-5). Sein Mittelpunkt liegt bei $\sigma = \sigma_m = \frac{\sigma_v + \sigma_h}{2}$ und $\tau = 0$.

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_v + \sigma_h}{2} + \frac{\sigma_v - \sigma_h}{2} * \cos 2\alpha \quad \tau_\alpha = \frac{\sigma_v - \sigma_h}{2} * \sin 2\alpha$$

Formel 4.2 Normal- und Schubspannung in einer beliebigen Ebene

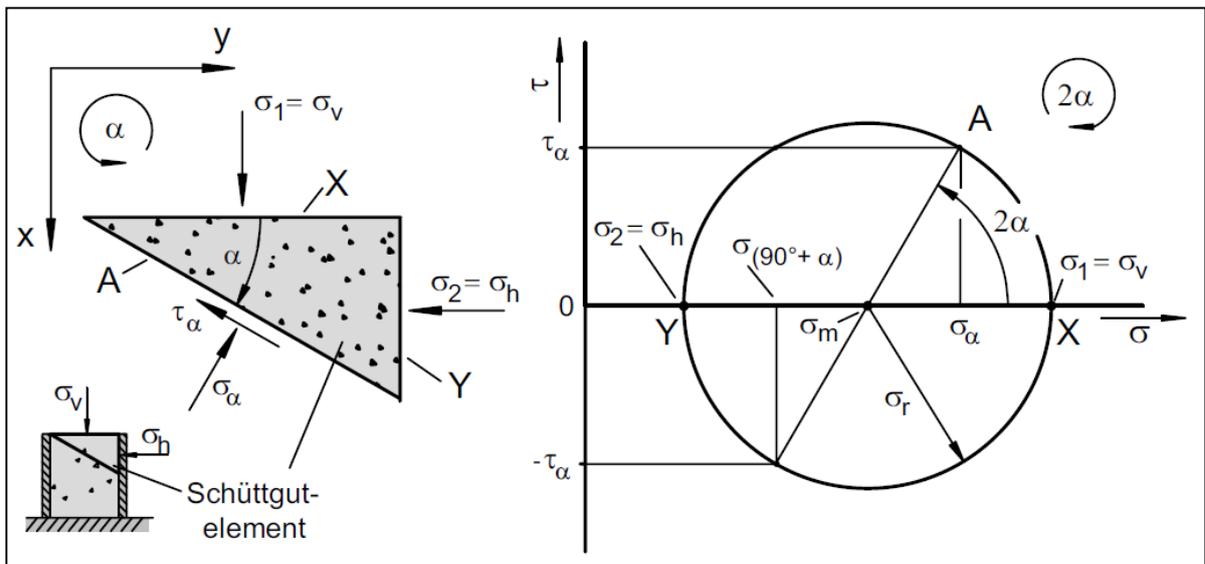


Abbildung 4-5 Kräftegleichgewicht am Schüttgutelement, Mohrscher Spannungskreis (Schulze, 2009, p. 14)

4.1.1.5 Charakterisierung Fließverhalten Schüttgut

„Die Fließfähigkeit eines Schüttgutes wird durch die Druckfestigkeit σ_c in Abhängigkeit von der Verfestigungsspannung σ_1 und gegebenenfalls von der Lagerzeit gekennzeichnet“ (Schulze, 2009, p. 42).

In Abbildung 4-6 ist ein einachsiger Druckversuch, welcher zur Ermittlung der Fließfähigkeit dient, schematisch dargestellt.

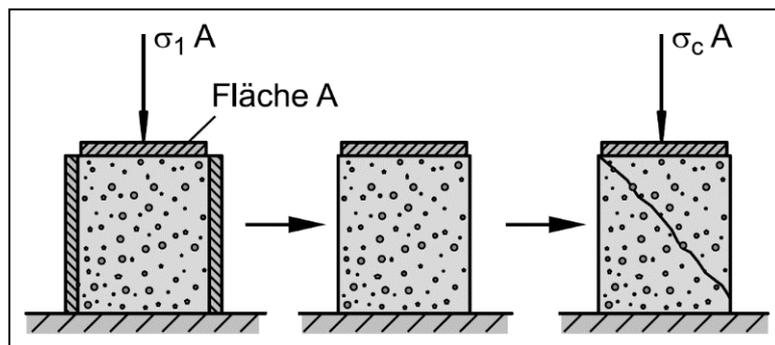


Abbildung 4-6 Einachsiger Druckversuch (Schulze, 2009, p. 36)

JENIKE charakterisiert die Fließfähigkeit als Verhältnis zwischen der Verfestigungsspannung σ_1 und der Druckfestigkeit σ_c (Schubert, 2003, p. 1158):

$$ff_c = \frac{\sigma_1}{\sigma_c}$$

Formel 4.3 Fließfähigkeit nach JENIKE

Die Einteilung der Fließfähigkeit zu qualitativen Beurteilung nach JENIKE ist in Tabelle 4-1 angeführt, im Bereich von $ff_c < 1$ ist sie von TOMAS und HEINRICH SCHUBERT erweitert worden (Schubert, 2003, p. 1158).

$ff_c < 1$	verhärtet
$1 < ff_c < 2$	sehr kohäsiv
$2 < ff_c < 4$	kohäsiv
$4 < ff_c < 10$	leicht fließend
$10 < ff_c$	frei fließend

Tabelle 4-1 Übersicht Einteilung von Fließfähigkeit

Es ist zu achten, dass bei der Beurteilung der Fließfähigkeit des Schüttgutes die anwendungsrelevante Spannung zugrunde gelegt wird, da die Fließfähigkeit ff_c nicht konstant, sondern im Allgemeinen von σ_1 abhängig ist; bei den meisten Schüttgütern steigt sie mit zunehmender Verfestigungsspannung (Schubert, 2003, p. 1158).

4.1.2 Rechenmodelle

Für alle Modelle zur Beschreibung der Verdichtung/Ermittlung der Geometrieparameter werden zunächst unbekannte Parameter, wie beispielsweise Stoffeigenschaften, als bekannt betrachtet. Auf die Ermittlung dieser wird in Kapitel 4.1.3 eingegangen. Zunächst werden nur geeignete Modelle gesucht und gegebenenfalls für die Anwendung der Verdichtung von Ersatzbrennstoffen modifiziert.

4.1.2.1 „Verdichtungskrafthypothese“

Durch analytische Beschreibung der Verdichtung bei rotatorischer Verdichtung (Prinzip einer Walzstraße in einem Walzwerk) sollen geeignete geometrische Zusammenhänge sowie Konstruktionsparameter ermittelt bzw. aufgestellt werden.

Eine grafische Darstellung der Kraftsituation dieser Verdichtungshypothese ist in Abbildung 4-7 gegeben.

Diese Hypothese beruht auf der Annahme, dass eine Verdichtung nur dann möglich ist, wenn das Produkt von innerer Schubspannung τ_Q des Schüttgutes und der Verdichterfläche A_{Walze} größer als die übertragbare Kraft der bewegten Wand ist (Formel 4.4). D.h., dass kein Abscheren des Schneidgutes voneinander und damit auch keine Verdrängung nach oben stattfindet.

$$F_{GesReib} < \tau_Q * A_{Walze}$$

Formel 4.4 Hypothesenformel Walzenkompaktierer

Die aus Normalkraft F_N und Reibkraft F_R resultierende Kraft F_{res} gibt die Richtung der Verdichtungskraft an der Rutschgrenze an. Die für das gewünschte Verdichtungsverhältnis erforderliche Verdichtungskraft F_V wird addiert. Der Anteil der Kraft, welcher normal auf die Verdichterwand wirkt (= $F_{GesNormal}$) mit dem Reibwert μ_{Stahl} multipliziert, gibt die tatsächliche Kraft an, welche übertragen werden kann. Dies ist zugleich auch das maximale Potential zur Übertragung auf das Schüttgut.

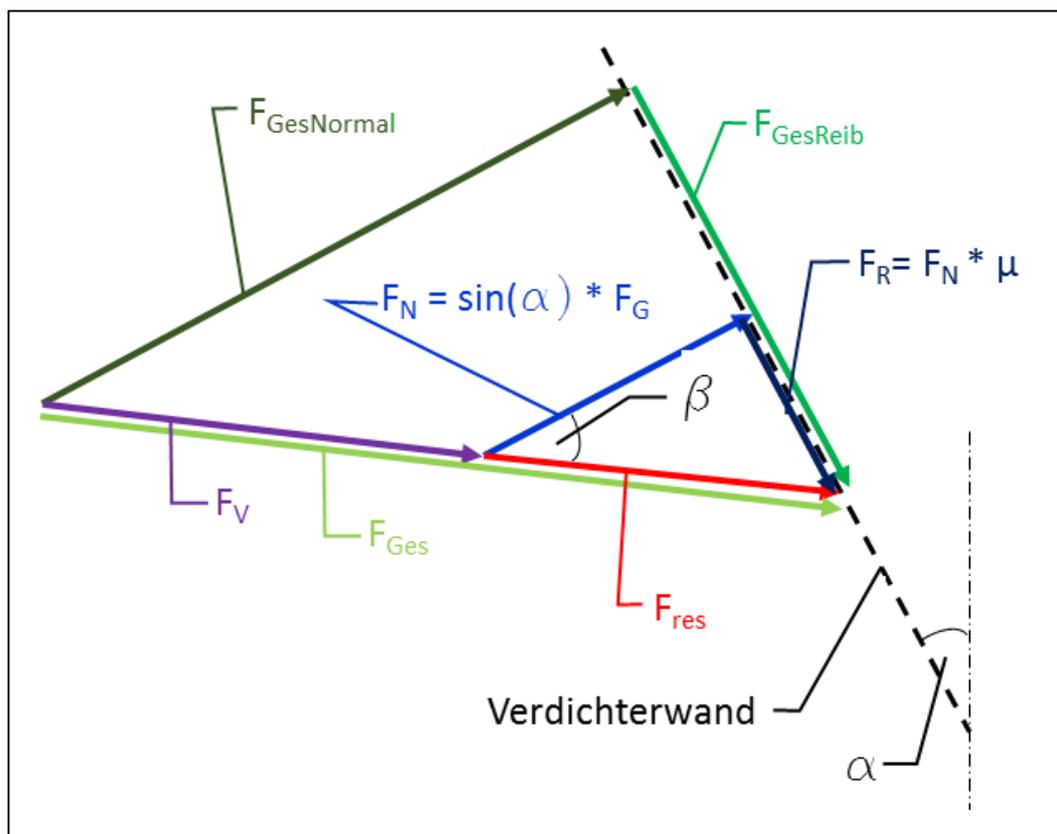


Abbildung 4-7 Kräftesituation am zu verdichtenden Partikel

Aus diesem Zusammenhang kann der Radius der Walze in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis errechnet werden (Formel 4.5).

$$r_{\text{Walze_Verdichtungskrafthypothese}} = \frac{\mu_{\text{Stahl}} * \cos \beta * F_{\text{res}}}{\frac{\alpha * \pi * l_{\text{Walze}}}{180} * (\tau_Q - \sigma_V * \cos \beta * \mu_{\text{Stahl}})}$$

Formel 4.5 Radiusberechnung aus Kräftesituation

Die Fläche, welche zur Berechnung der Verdichtungsfläche herangezogen wird, ist in Abbildung 4-8 erklärt. Die Länge der Walze für die Berechnung der Verdichterfläche wird so gewählt, dass die damit ausgelegte Verdichtereinheit in einen bestehenden Schredder integrierbar ist.

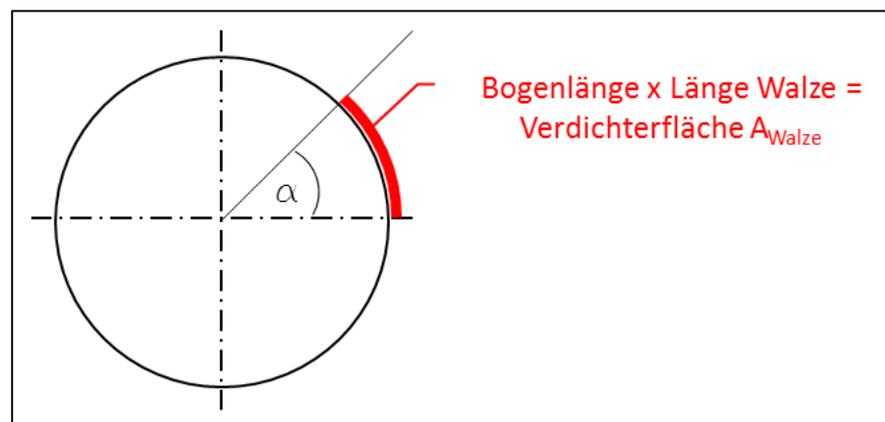


Abbildung 4-8 Definition Verdichterfläche

4.1.2.2 Walzenpresse nach JOHANSON

Die Möglichkeit, ausgehend von den Stoffeigenschaften alle wichtigen Verfahrensgrößen für die Walzenpresse festzulegen, ist von JOHANSON 1965 aufgezeigt worden (Herrmann, 1973, p. 162). Inwieweit jedoch die starken Vereinfachungen im Modell zulässig sind, muss praktisch überprüft werden.

Die Gültigkeit des Auslegungsverfahrens nach JOHANSON ist für unseren Anwendungsfall begrenzt. Dies liegt daran, dass JOHANSON die Verpressung von Pulvern zur Tablettierung behandelte und hierbei das Verhältnis von Schülpendicke zu Walzendurchmesser ein sehr hohes ist. (Herrmann, 1973, p. 162ff). Die Schülpendicke entspricht in etwa der Spaltweite.

Für den Anwendungsfall mit einem viel kleineren Verhältnis zwischen diesen beiden Größen gibt JOHANSON keine Diagramme zur Berechnung an, sodass die Auslegung von Kompaktierwalzen für Ersatzbrennstoffe nur mit Werten zur Auslegung von Pulverwalzenpressen gemacht werden kann.

Die Näherungsformel für den Walzendurchmesser nach Johanson ist in Formel 4.6 ersichtlich, das Abkürzungsverzeichnis der verwendeten Terme in Tabelle 4-2.

Abk.	Beschreibung	Einheit
$D_{Walze_Johanson}$	Walzendurchmesser	m
d	Brikettdicke	m
h_A	Spaltweite	m
f	Anteil an verlorenem Schneidgut von Gesamtaufgabenmenge	%
p_b	Spezifische Walzkraft	Pa
α	Drehwinkel der Walzen	Grad
α_0	Ausgangswinkel	Grad
σ_m	Mittlere Normalspannung bei Drehwinkel α	N/mm ²
σ_0	Mittlere Normalspannung bei Drehwinkel α_0	N/mm ²
q_0	Vordruck	Pa
ρ_e	effektiver Reibungswinkel nach JENIKE	Grad
K_f	Kompressibilitätsfaktor	
α_N	Greifwinkel	Grad

Tabelle 4-2 Abkürzungsverzeichnis für Näherungsformel nach JOHANSON

$$D_{Walze_Johanson} = \frac{\frac{d + h_A}{1 - f} * \left(\frac{p_b}{\frac{\sigma_m}{\sigma_0} * q_0} * \frac{1 + \sin \rho_e}{1 - \sin \rho_e} \right)^{\frac{1}{K_f}} - d - h_A * \cos \alpha_N}{(1 - \cos \alpha_N) * \cos \alpha_N}$$

Formel 4.6 Näherungsformel nach JOHANSON (Herrmann, 1973, p. 169)

4.1.2.3 Rechenmodell Walzenmühle

Walzenmühlen sind vielseitig benutzte Zerkleinerungsmaschinen mit einem sehr schlechten zerkleinerungstechnischen Wirkungsgrad, welcher durch das Prinzip des Zerdrückens bedingt ist. Ein entscheidender Vorteil solcher Zerkleinerungsmaschinen ergibt sich jedoch in deren Einfachheit, Betriebssicherheit und Unempfindlichkeit (Mittag,

1952, p. 38). Einer der Parameter der Durchmesserberechnung wird von MITTAG als Zerkleinerungsgrad definiert. Wird sein Ansatz (Mittag, 1952, p. 39f.) für die Verdichtung von Ersatzbrennstoffen umgelegt/angenähert, so lässt sich der Walzendurchmesser D_W laut Formel 4.7 berechnen; die darin verwendeten Formelzeichen sind in Tabelle 4-3 erklärt.

$$D_{Walze_Walzenmühle} = \frac{VVH * h_A - h_A \sqrt{1 + \mu^2}}{\sqrt{1 + \mu^2} - 1}$$

Formel 4.7 Berechnungsformel Walzenverdichter (angelehnt an MITTAG)

Abk.	Beschreibung	Einheit
$D_{Walze_Walzenmühle}$	Walzendurchmesser	m
VVH	Verdichtungsverhältnis	
h_A	Spaltweite	m
μ	Reibwert zwischen zu Verdichtenden Schneidgut und Walzenoberfläche	

Tabelle 4-3 Abkürzungsverzeichnis für Durchmesserberechnung Walzenverdichter (angelehnt an MITTAG)

4.1.3 Fehlende Parameter der Rechenmodelle

Durch den Aufstellung der „Verdichtungskrafthypothese“ (Kapitel 4.1.2.1) sowie der Ansätze von JOHANSON (4.1.2.2) und MITTAG (4.1.2.3) ergeben sich folgende unbekannte, nur durch Versuche zu ermittelnde, Werkstoffkennwerte, welche zur Lösung der Rechenmodelle notwendig sind:

- Reibwert μ
- Schüttgutdichte $\rho_{Schüttgut}$
- Verdichtungskraft F_V

Es wird auch noch die Brückenbildungsneigung, welche für eine genauere Beschreibung des Schneidgutverhaltens hilfreich ist, ermittelt. Vergleicht man die Verdichtung mit reiner Gravitationskraft und jener mit einer Vordruckeinrichtung, lässt sich bezüglich des Aufwandes der maschinentechnischen Realisierung ein enormer Unterschied erkennen.

Eine zusätzliche Vordruckeinrichtung zur Verdichtung bedeutet neben zusätzlichen Baugruppen unter Umständen auch höhere Kosten und einen höheren energetischen Aufwand.

Neben dem vorgeschredderten Schneidgut (=Schneidgut nach Schredder des Typs JUPITER) wird auch das bereits fertiggeschredderte Schneidgut (=Schneidgut nach Schredder des Typs KOMET) analysiert. Eventuell können durch Gegenüberstellung der Größen Erkenntnisse über das Verhalten getroffen werden.

4.1.3.1 Ermittlung des Reibwerts μ

Der Reibwert μ wird im Rahmen dieser Arbeit durch zwei verschiedene Verfahren ermittelt. Grund dafür ist, dass vermutet werden muss, dass ein Verfahren (jenes, das den Reibwert μ durch Reibkraftmessung ermittelt) Prinzip bedingt schlechtere Ergebnisse liefert. Liefert der Vergleich beider Verfahren jedoch die Erkenntnis, dass das Verfahren 4.1.3.1.2 Ermittlung des Reibwerts μ durch Reibkraftmessung hinreichend genaue Ergebnisse liefert, kann dieses für weitere Untersuchungen, konkret zur Ermittlung des Reibwerts mit höherer Flächenpressung herangezogen werden. Damit wird die Möglichkeit geschaffen, den Zusammenhang von Reibwert μ und Flächenpressung zu ermitteln (Kapitel 4.1.3.1.4).

4.1.3.1.1 Ermittlung des Reibwerts μ durch Gleitwinkelbestimmung

Der Gleitreibwert μ (in weiterer Folge als Reibwert μ bezeichnet) kann als Tangens des Winkels β betrachtet werden, bei dem ein beliebiger Körper auf einer gegenüber der Horizontalachse nach unten geneigten Ebene langsam mit konstanter Geschwindigkeit rutschen würde. Der prinzipielle Zusammenhang der dabei auftretenden Kraftsituation ist in Abbildung 4-9 dargestellt.

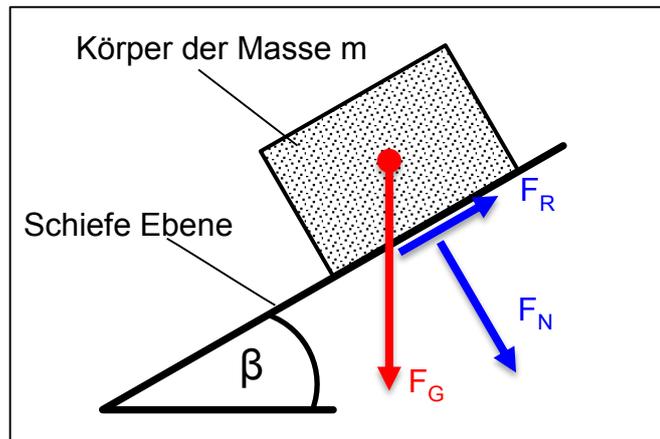


Abbildung 4-9 Prinzip Ermittlung der Coulombschen Reibung über Gleitwinkel

Durchführung

Die Platte mit dem darauf befindlichen Schüttgut wird gekippt, bis das Schüttgut zu rutschen beginnt. Da die innere Reibung größer als jene zur Stahloberfläche ist, gleitet das Schüttgut als Ganzes ab (Abbildung 4-10). Dadurch kann der Reibwert μ zur Stahloberfläche mit ausreichend hoher Genauigkeit bestimmt werden. Der Winkel, der dabei gemessen wird ist eine Funktion des Reibwerts μ , es gilt:

$$\mu = \tan\beta$$

Formel 4.8 Geometrischer Zusammenhang Reibwert μ / Reibwinkel β



Abbildung 4-10 Versuchsaufbau mit eingezeichnetem Reibwinkel

4.1.3.1.2 Ermittlung des Reibwerts μ durch Reibkraftmessung

Die Haftreibungskraft verhindert das Gleiten sich berührender Körper unter Einwirkung einer äußeren Kraft auf Scherung. Steigt diese äußere Kraft über die Haftgrenze hinaus an, so kommt es zu einer Relativbewegung der beiden Körperoberflächen. Es gilt das Coulombsche Gleitreibungsgesetz (Formel 4.9). Die dabei auftretende Kräftesituation ist in Abbildung 4-11 dargestellt.

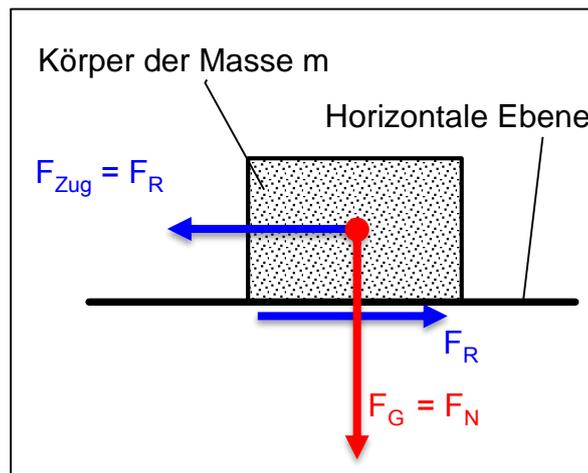


Abbildung 4-11 Kräftesituation zwischen zwei Körpern

$$\mu = \frac{F_R}{F_N}$$

Formel 4.9 Reibwert μ als Funktion von Reib- und Normalkraft

Durchführung

Die Gewichtskraft (diese wirkt im Versuch als Normalkraft zur Unterlage) des Schneidgutes inkl. Prüfbehälter wird durch Verwiegung bestimmt. Anschließend wird der leicht angehobene Prüfbehälter manuell über verschiedene Oberflächen gezogen und die dafür benötigte Kraft (=Reibkraft) mittels Kraftsensor gemessen (Abbildung 4-12).

Folgendes Messsystem wird zur Ermittlung des Reibwerts μ durch Reibkraftmessung verwendet:

Messverstärker

HBM Spider 8

Seriennummer: F02426

Softwareversion: P32

Messsoftware

AMS Beam Spider 3.12c33

Kraftaufnehmer

HBM U2B

Messbereich: -1000 ... 1000 N

Genauigkeitsklasse: 0,1

Seriennummer: 100091335

HBM S2

Messbereich: -100 ... 100 N

Genauigkeitsklasse: 0,05

Seriennummer: A0035741

Gewichtsbestimmung

Kern FKB65K1A

Messbereich: 0 ... 65 kg

Genauigkeit: 1g



Abbildung 4-12 Prüfaufbau zur Reibkraftmessung

Dadurch, dass das zu prüfende Schneidgut in einem Behälter lose eingefüllt ist, tritt nicht gleichzeitig für das gesamte Schneidgut der Übergang zwischen dem Bereich der Haftreibung und dem der Gleitreibung ein. D.h. der hintere Teil des Schneidgutes (Nomenklatur siehe Abbildung 4-13) beginnt zu gleiten, während der vordere Teil noch in Ruhe ist. Ist das Schneidgut soweit verdichtet, dass die Verdichtungskraft gleich der Haftreibungskraft zur Unterlage ist, gleitet das gesamte Schneidgut und es bildet sich ein Bereich annähernd konstanten Reibwerts μ aus (die Relativbewegung des Schneidgutes in sich geht gegen ein Minimum). Im vorderen Bereich des Prüfbehälters bildet sich ein Hohlraum aus. Abbildung 4-14 zeigt den Reibkraftverlauf mit den beschriebenen Bereichen einer Versuchsdurchführung. Erst im grünen Bereich gleiten alle Partikel mit derselben Geschwindigkeit und es bildet sich ein annähernd konstanter Reibwert μ aus.

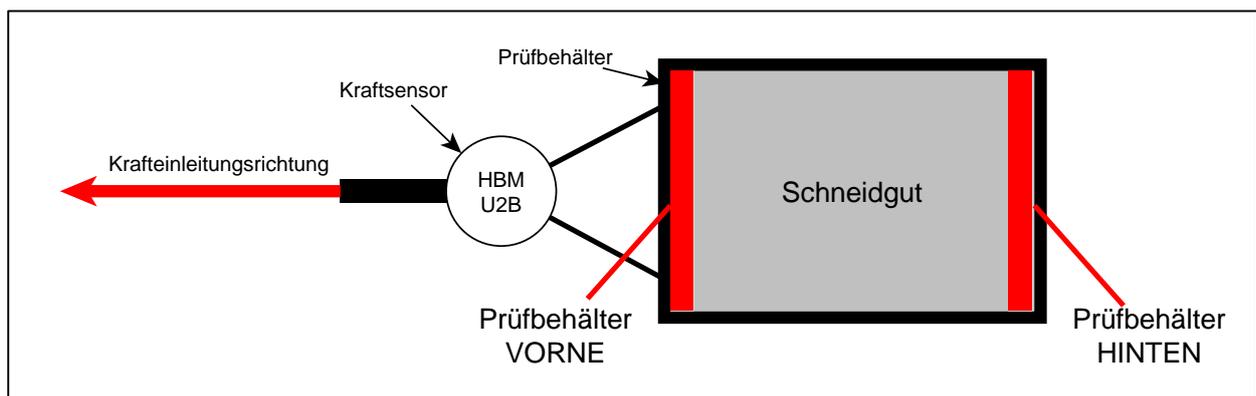


Abbildung 4-13 Nomenklatur Prüfbehälter

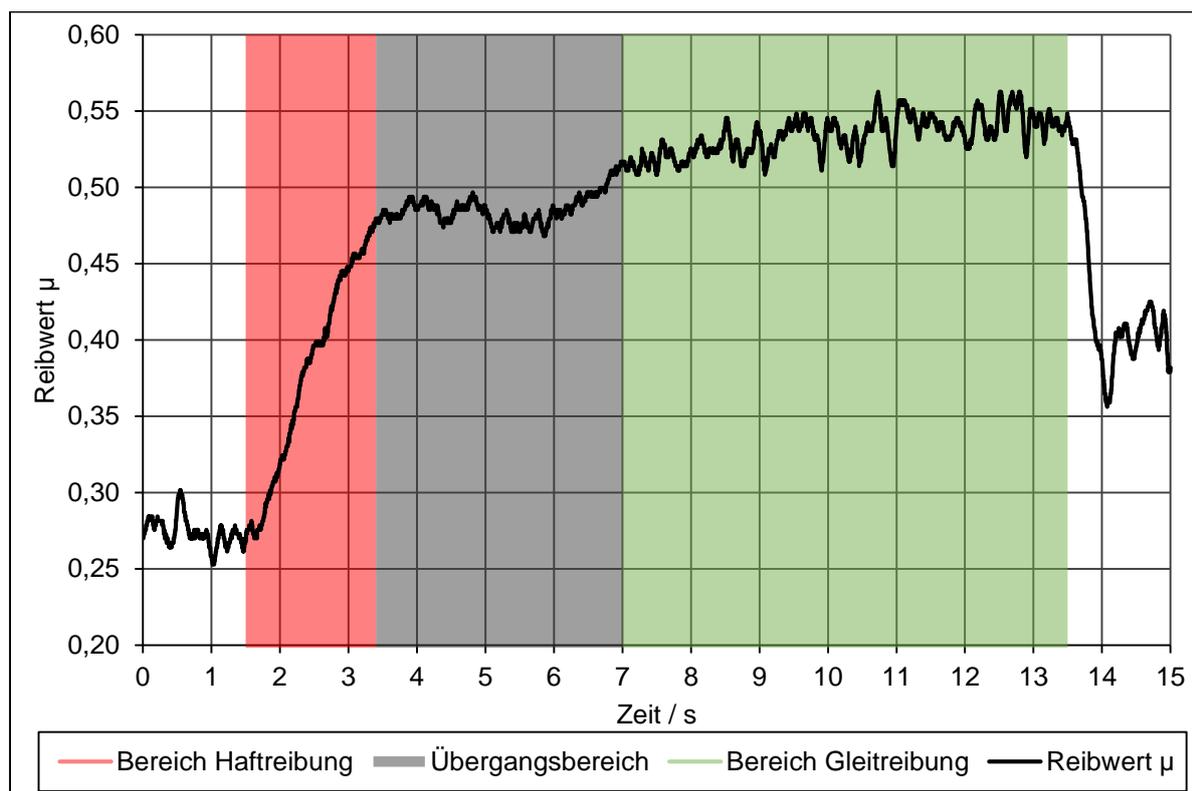


Abbildung 4-14 Reibwertverlauf mit Reibbereichen

4.1.3.1.3 Ergebnis beider Ermittlungsverfahren

Abbildung 4-15 und Abbildung 4-16 zeigen Reibwerte mit der jeweiligen Standardabweichung der einzelnen Versuchsdurchgänge und den Mittelwerten von vorgeschreddertem bzw. fertiggeschreddertem Schneidgut.

Mit beiden Versuchsaufbauten ergeben sich etwa dieselben mittleren Reibwerte μ . Wie bereits erwähnt, ist es dadurch der Nachweis erbracht, dass mit hinreichender Genauigkeit die Ermittlung des Reibwerts μ durch Reibkraftmessung erfolgen kann. Somit kann der Reibwert μ bei unterschiedlichen Flächenpressungen ermittelt werden (siehe Kapitel 4.1.3.1.4).

Der um ca. 30% höhere Reibwert μ vom fertiggeschreddertem Schneidgut gegenüber dem vorgeschredderten lässt sich auf die kleineren Partikel zurückführen, da hierbei ein erhöhter Formschluss auftritt. Die geringere Streuung der Reibwerte des fertiggeschredderten Schneidgutes lassen sich auf dessen homogenere Verteilung an der Kontaktfläche zurückführen.

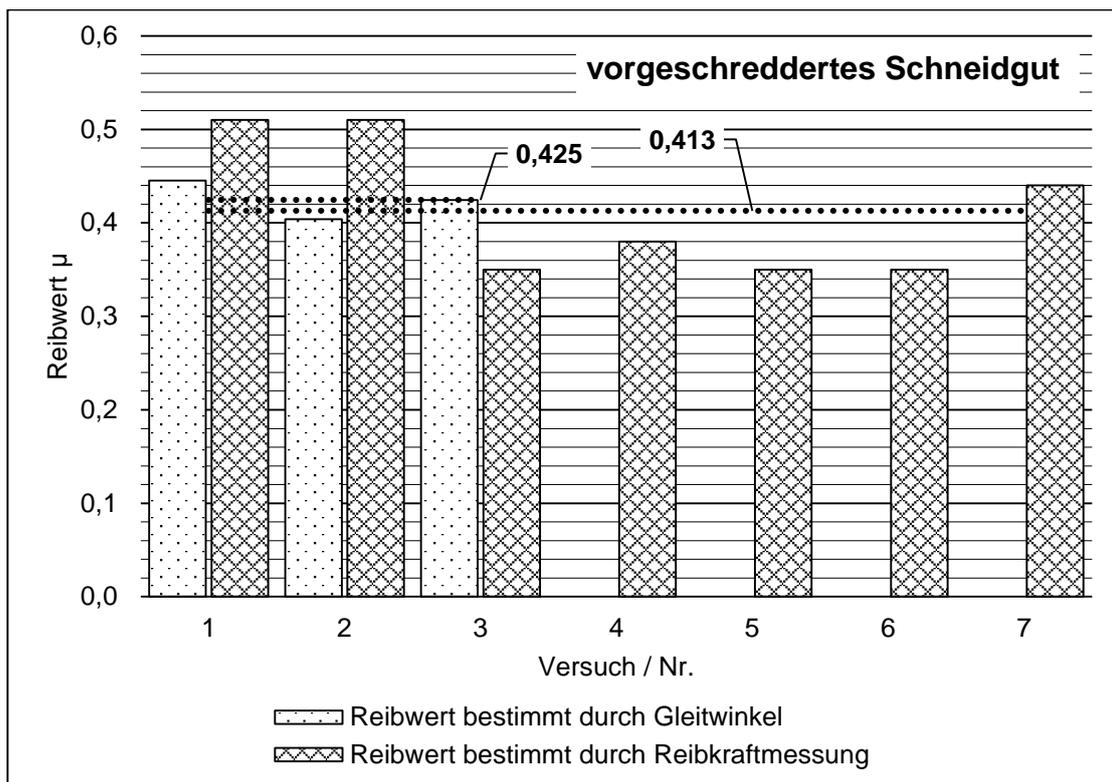


Abbildung 4-15 Reibwerte μ des Schneidgutes nach Schredder JUPITER

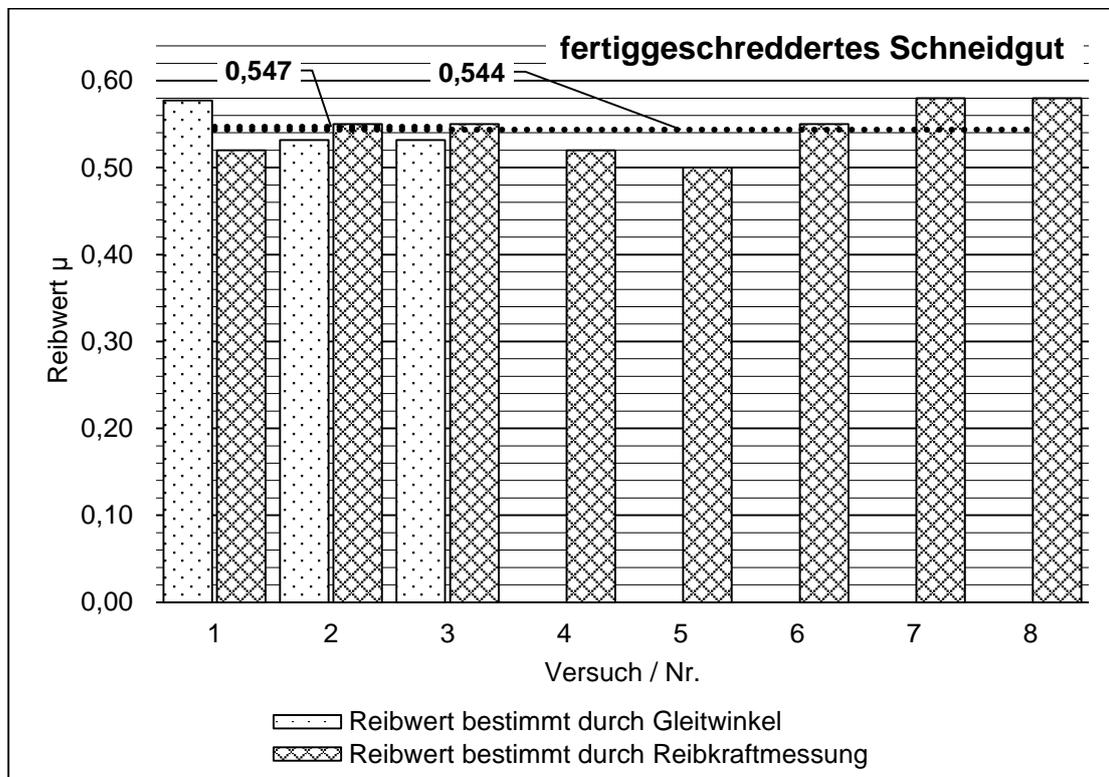


Abbildung 4-16 Reibwerte μ des Schneidgutes nach Schredder KOMET

4.1.3.1.4 Linearität des Reibwerts μ

Um das Verhalten des Reibwerts μ mit höherer Flächenpressung zu ermitteln, wird der Reibkraftversuch mit einer zehnfach höheren Belastung durchgeführt.

Nach der allgemein gültigen Theorie sollte hierbei durch Glättung der Oberfläche eine Reduzierung des Reibwerts μ feststellbar sein.

Tatsächlich ist beim Schneidgut nach JUPITER jedoch ein minimaler Anstieg auf einen Reibwert $\mu_{Mittel_JUPITER} \sim 0,48$ erkennbar (ca. +15%). Der Reibwert des fertiggeschredderten Schneidgutes steigt sogar um ca. +25% (Abbildung 4-17). Die Begründung hierfür könnte sein, dass neben der Glättung der Oberfläche auch ein erhöhter Mikroformschluss auftritt.

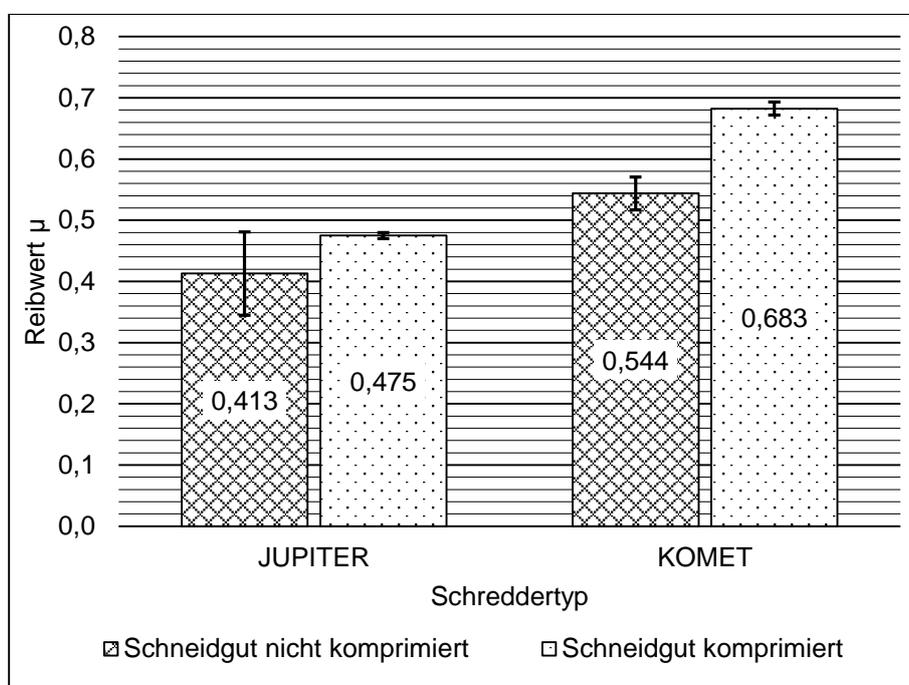


Abbildung 4-17 Reibwerte in Abhängigkeit der Flächenpressung

Durch die höhere Flächenpressung wird auch hier eine homogenere Verteilung an der Kontaktfläche erreicht. Dies hat zur Folge, dass die Standardabweichung des komprimierten Schneidgutes von beiden Schreddertypen auf 7% bzw. 40% gegenüber dem nicht komprimierten Zustand sinkt (Abbildung 4-17).

4.1.3.2 Ermittlung der Schüttgutedichte

Die Dichte ist durch Verwiegung eines mit Schneidgut gefüllten 60 l Behälters bestimmt worden. Im Gegensatz zur annähernd konstanten Dichte des fertiggeschredderten Schneidgutes $\rho_{\text{mittel_KOMET}} \sim 94,7 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ (Abbildung 4-19) schwankt die Dichte des vorzerkleinerten Schneidgutes +/- 20% um den Mittelwert von $\rho_{\text{mittel_JUPITER}} \sim 39,3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ (Abbildung 4-18).

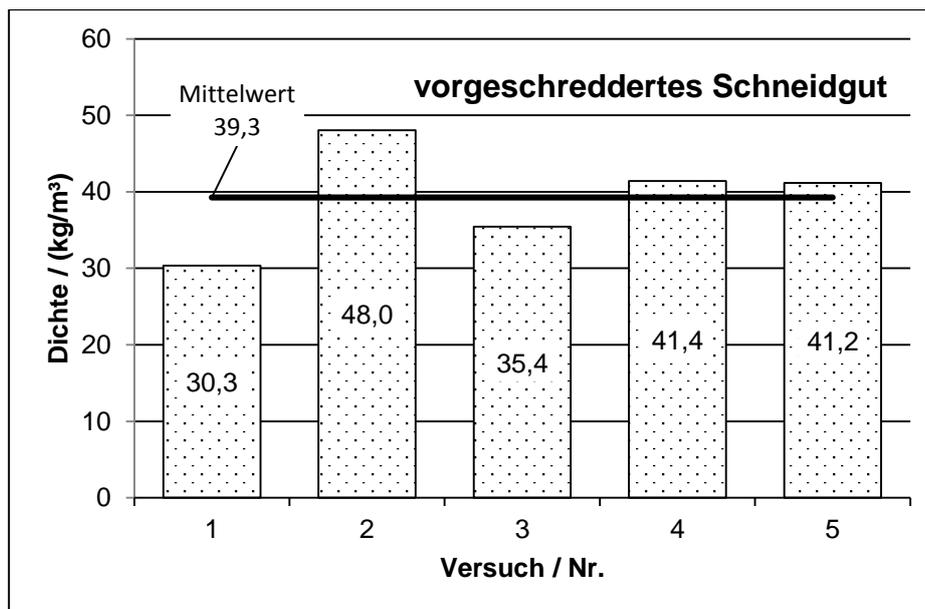


Abbildung 4-18 Dichte Schneidgut nach Schredder JUPITER

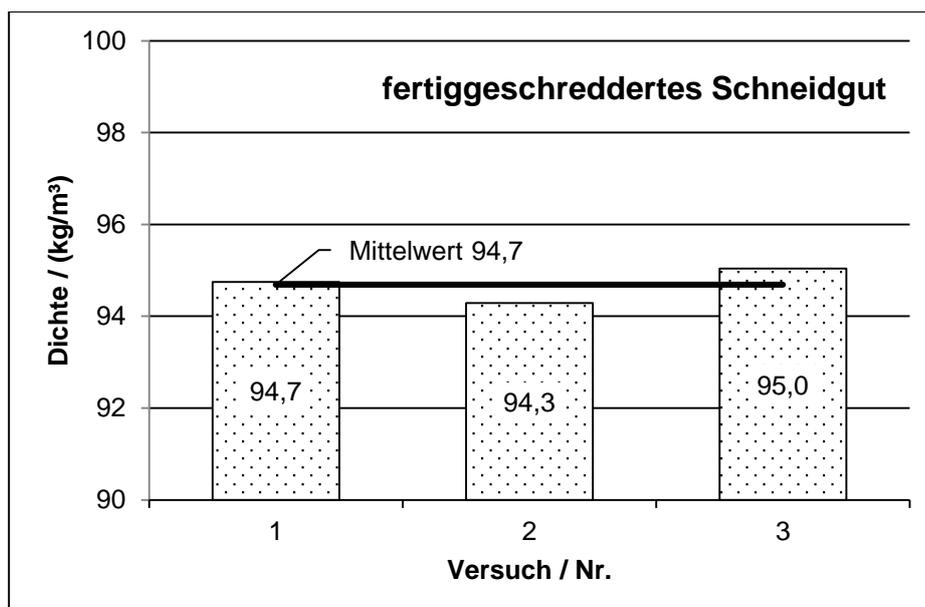


Abbildung 4-19 Dichte Schneidgut nach Schredder KOMET

4.1.3.3 Ermittlung der Verdichtungskraft in Abhängigkeit von der Verdichtung

Die Verdichtungskraft F_V wird in Abhängigkeit des Weges x ermittelt, das Prinzip ist in Abbildung 4-20 dargestellt. Die Flächenpressung p ergibt sich gemäß Formel 4.10 als Quotient der Verdichtungskraft und der Fläche.

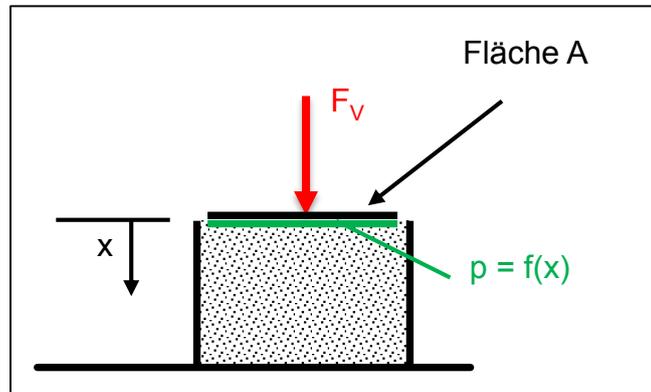


Abbildung 4-20 Prinzip Ermittlung der Flächenpressung

$$p(x) = \frac{F_V(x)}{A}$$

Formel 4.10 Flächenpressung p als Funktion des Weges

Durchführung

Nachdem der quadratische Prüfbehälter ($a = 330 \text{ mm}$) mit Schneidgut gefüllt ist, wird manuell verdichtet. Der Prüfaufbau dazu ist in Abbildung 4-21 dargestellt. Dabei wird sowohl Kraft wie auch der Weg messtechnisch erfasst. Als erster Ansatz wird der Anteil der Wandreibung als hinreichend gering angenommen. Es wird somit angenommen, dass die gesamte eingebrachte Kraft als Verdichtungskraft in das Schneidgut eingeleitet wird.

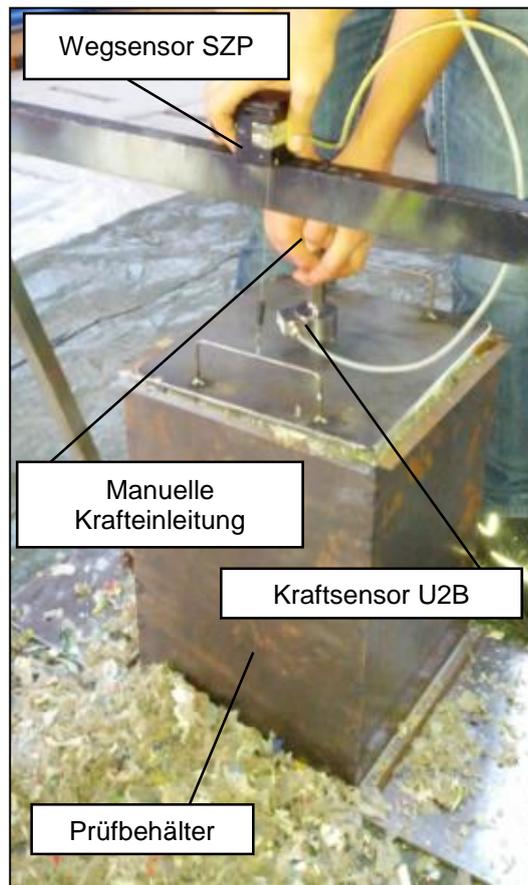


Abbildung 4-21 Prüfaufbau zur Verdichtungskraftermittlung

Folgendes Messsystem wird zur Ermittlung der Verdichtungskraft verwendet:

Messverstärker

HBM Spider 8

Seriennummer: F02426

Softwareversion: P32

Messsoftware

AMS Beam Spider 3.12c33

Kraftaufnehmer

HBM U2B

Messbereich: -1000 ... 1000 N

Genauigkeitsklasse: 0,1

Seriennummer: 100091335

Wegaufnehmer

Micro-Epsilon WDS-1000-P60-CR-P

Messbereich: 0 ... 1000 mm

Seriennummer: 5241

Durch die manuelle Verdichtung ist die maximal erreichbare Kraft auf $F_{Vmax} = 900\text{ N}$ begrenzt.

Wie Abbildung 4-22 zu entnehmen ist, kann mit einer Verdichtungskraft von $F_V = 800\text{ N}$ in etwa ein Verdichtungsverhältnis von $VVH_{JUPITER} \sim 1:3,5$ beim vorgeschredderten Schneidgut erreicht werden.

Für das Einstellen dieses Verdichtungsverhältnis ist eine Flächenpressung von $p_{Fläche} = 7 \frac{kN}{m^2} = 0,007 \frac{N}{mm^2}$ erforderlich.

Hinweis: Die im Diagramm erkennbare sprunghafte Charakteristik der Verdichtungskennlinie ist durch die geringe Auflösung des Wegaufnehmers bedingt.

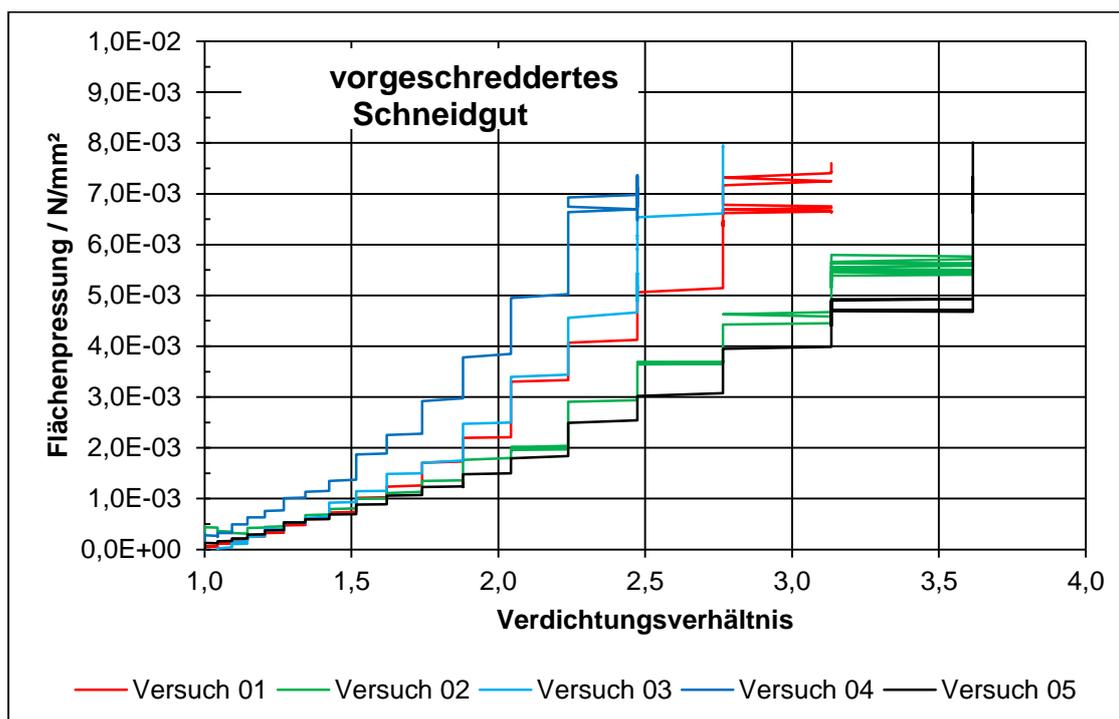


Abbildung 4-22 Spannungsverlauf bei Verdichtung - Schneidgut nach Schredder JUPITER

Das fertiggeschredderte Schneidgut lässt sich mit derselben Verdichtungskraft von $F_V = 800\text{ N}$ nur mehr auf das Verhältnis $VVH_{KOMET} \sim 1:2$ verdichten (ca. 60%), d.h. hat das zu verdichtende Schneidgut die doppelte Dichte, lässt es sich nur mehr ca. auf die Hälfte verdichten (Abbildung 4-23).

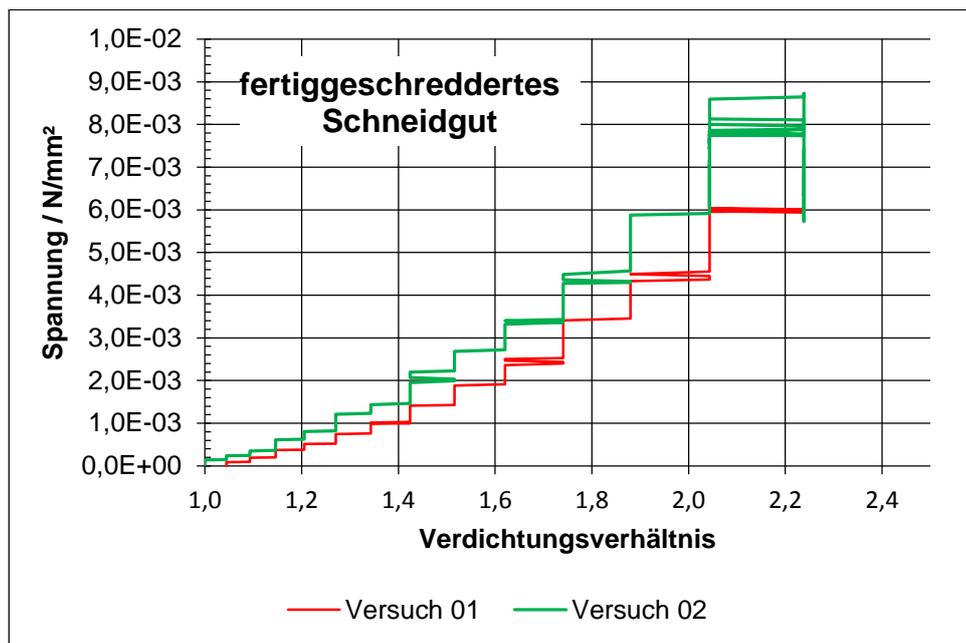


Abbildung 4-23 Spannungsverlauf bei Verdichtung - Schneidgut nach Schredder KOMET

Abbildung 4-24 zeigt für das Schneidgut beider Schredder die Mittelwerte der Spannung über dem Verdichtungsverhältnis aufgetragen. Die Verdichtungscharakteristik entspricht einer nichtlinearen Feder mit progressivem Verlauf, d.h. die Kennlinie kann mit einer Regression durch eine Exponentialfunktion für diese Untersuchungen hinreichend genau beschrieben werden.

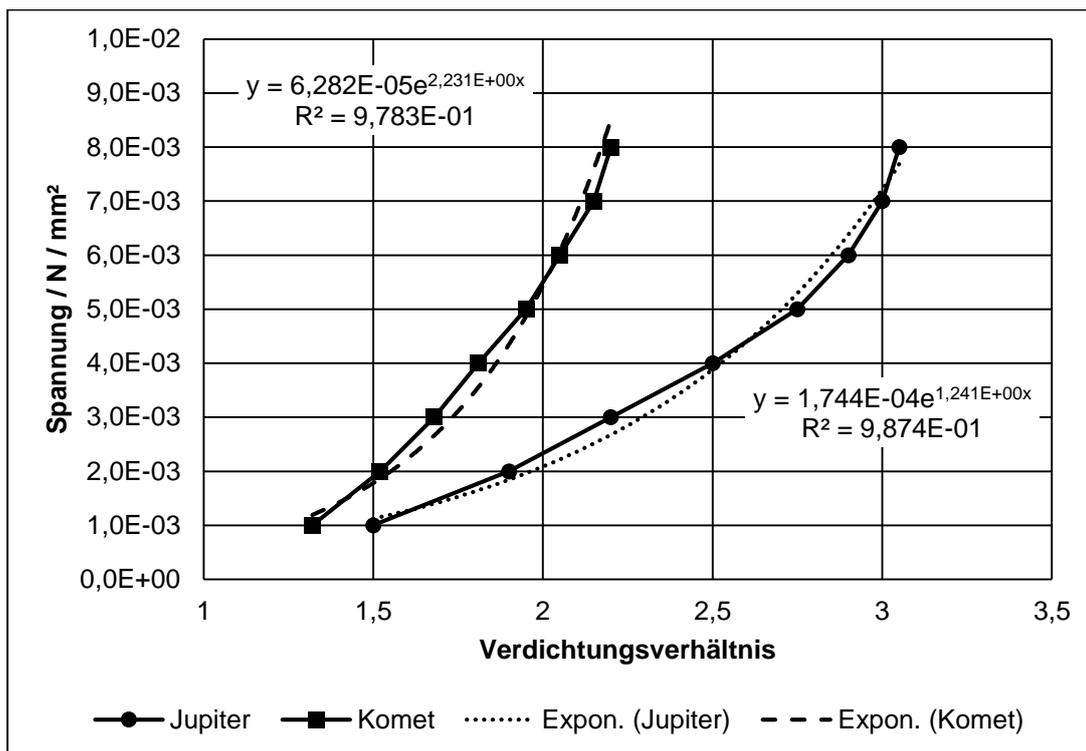


Abbildung 4-24 Vergleich Spannungsverlauf bei Verdichtung - Schneidgut beider Schreddertypen

4.1.3.4 Ermittlung der Brückenbildungsneigung

Die Ermittlung der Brückenbildungsneigung erfolgt durch das Auseinanderziehen zweier Platten, auf welche zuvor das Schneidgut aufgeschüttet wird. Ab einem gewissen Spalt wird die Brückenbildung überwunden und das Schneidgut fällt durch den Spalt zwischen den beiden Platten. Das Verhältnis von Schüttguthöhe zu Spaltbreite wird zur Beschreibung der Brückenbildung herangezogen. Das Prinzip für diesen Versuch ist in dargestellt.

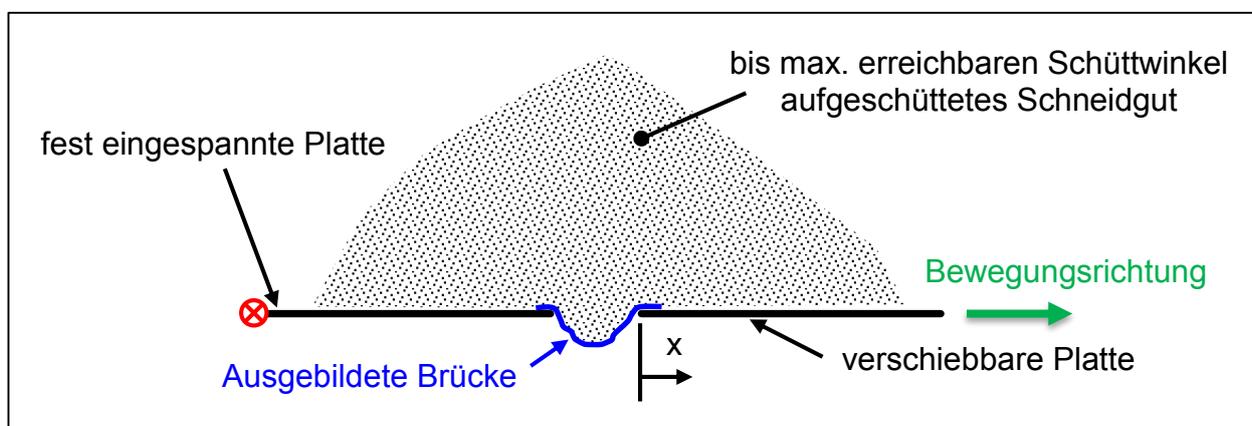


Abbildung 4-25 Prinzipdarstellung des Versuchs zur Ermittlung der Brückenbildungsneigung

Das Schneidgut wird auf die Platten (370 x 820 mm) zentrisch aus konstanter Höhe mit konstanter Geschwindigkeit aufgeschüttet. Die Aufschüttung erfolgt bis zum Erreichen der maximal erreichbaren Schütthöhe, welche sich aus der Plattengeometrie und dem Schüttwinkel (max. innere übertragbare Schubspannung) ergibt. Ein Anfangsplattenspalt von 100 mm muss aus Gründen der hohen inneren Reibung im Schüttgut eingehalten werden. Führt man den Versuch ohne Anfangspalt durch, gleitet das komplette Schneidgut von einer Platte ab. Der Prüfaufbau dazu ist in Abbildung 4-26 ersichtlich.

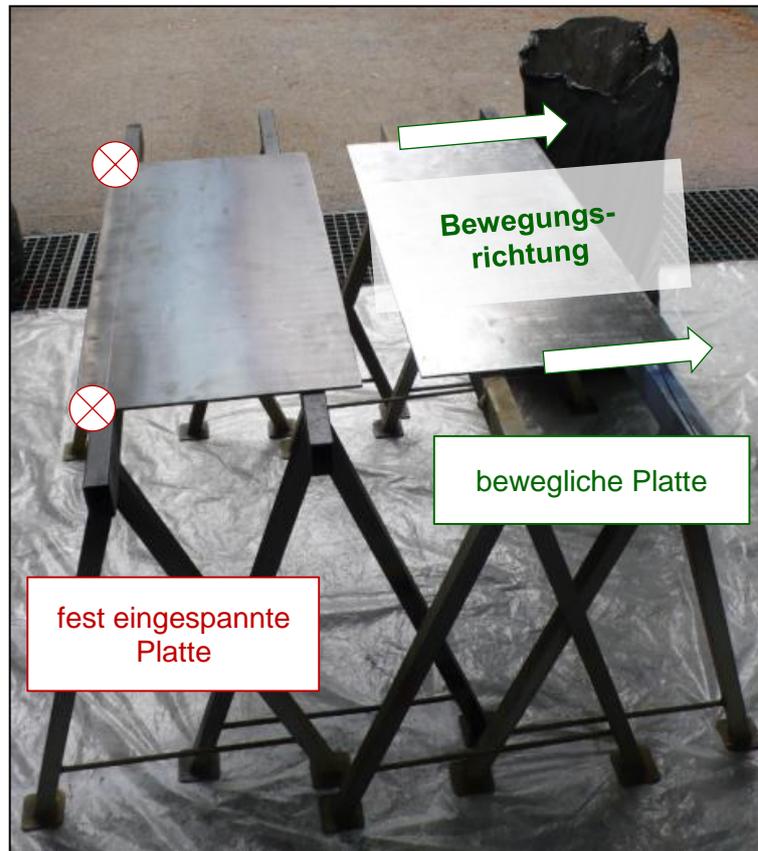


Abbildung 4-26 Prüfaufbau Brückenbildungsneigung (840x820 mm)



Abbildung 4-27 Aufgeschüttetes Schneidgut vor Versuchsdurchführung



Abbildung 4-28 Brücke von ca. 400 mm gerade noch vorhanden.

Abbildung 4-27 zeigt das aufgeschüttete Schneidgut bis zum Erreichen des maximalen Schüttwinkels vor der Versuchsdurchführung. Eine gerade noch vorhandene Brücke mit einer Breite von ca. 400 mm ist in Abbildung 4-28 ersichtlich.

Bis zum Zusammenbruch der Brücke ist im Mittel ein Plattenspalt von 445 mm erforderlich.

Dass das Schneidgut eine sehr hohe Schubspannung übertragen kann, ist dadurch ersichtlich, dass mittlere Schütthöhe und mittlere Spaltweite direkt im Zusammenhang stehen – sie haben beinahe denselben Wert, d.h. es ergibt sich ein mittlerer Schüttwinkel von $\alpha_{mittel} \sim 47^\circ$. Eine grafische Darstellung der einzelnen Versuche (Schütthöhe mit dazugehöriger Spaltweite) zeigt die Abbildung 4-29.

Die Ausprägung des Schüttkegels ist von folgenden Faktoren abhängig (Wikipedia, 2013):

- *Rauheit*: Mit zunehmender Rauheit bildet sich ein größerer Schüttwinkel aus.
- *Korngröße*: Je größer die Vielfalt an Korngrößen, desto höher ist der Schüttwinkel.
- *Verdichtung*: Mit höherem Verdichtungsgrad wird Schüttwinkel größer.
- *Feuchtigkeitsgehalt*: Eine Feuchtigkeitszunahme stärkt die Kohäsionskräfte zwischen den Partikeln, was wiederum einen größeren Schüttwinkel bewirkt.

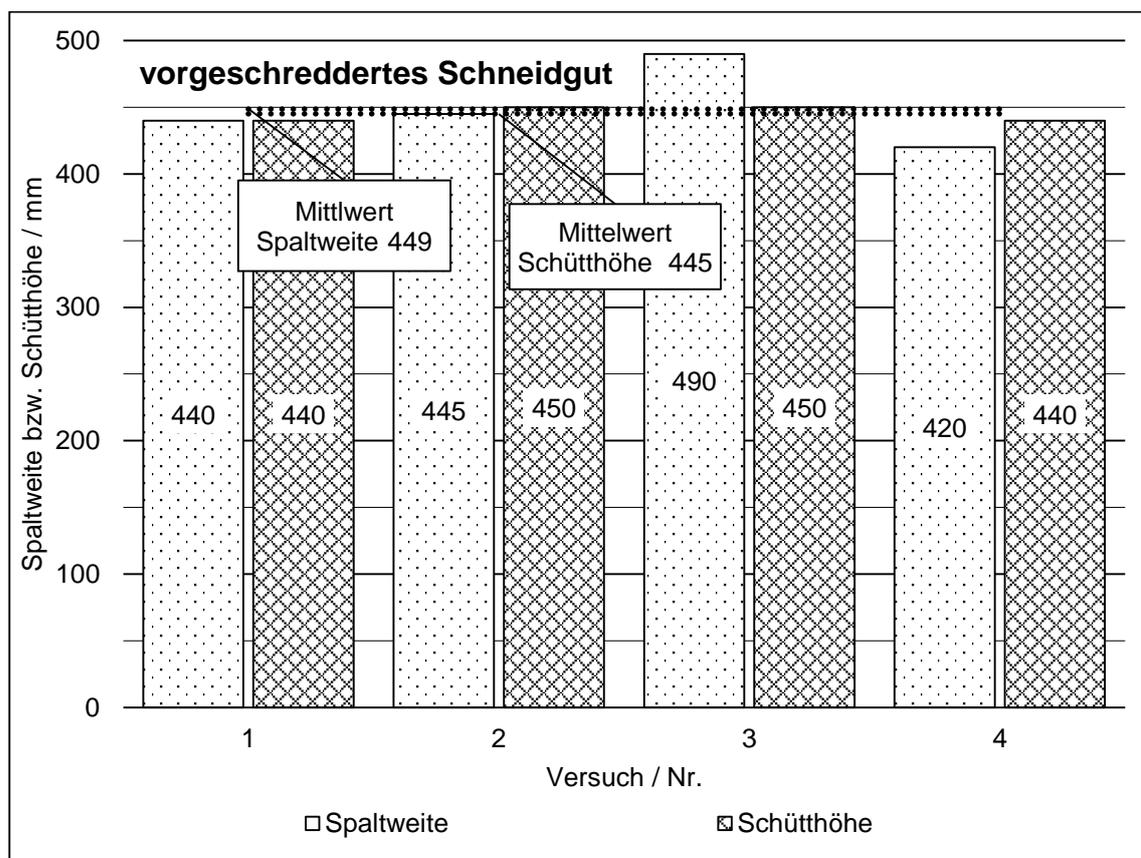


Abbildung 4-29 Spaltweite und Schütthöhe Schneidgut nach Schredder JUPITER

4.1.4 Ergebnisse der Rechenmodelle

Aus allen drei Varianten zur Bestimmung des Walzendurchmessers geht hervor, dass eine einstufige Verdichtung sehr große Walzendurchmesser erfordert:

$D_{Walze_Verdichtungskrafthypothese} \sim 0,7 \dots 4 \text{ m}$
$D_{Walze_Johanson} \sim 2,8 \text{ m}$
$D_{Walze_Walzenmühle} \sim 2 \text{ m}$

Tabelle 4-4 Ergebnis der verschiedenen Rechenmodelle

Aufgrund der Tatsache, dass für eine analytische Beschreibung des Verdichtungsprozesses sehr viele Annahmen getroffen werden müssen, viele werkstoffspezifische Größen nicht angegeben werden können und die Komplexität der Verdichtung keine genaue Beschreibung derselben erlaubt, erscheint es nicht zielführend, die Berechnung für eine mehrstufige Verdichtung durchzuführen.

In der Literatur wird auf eine empirische Erprobung der besten Parameterkombination verwiesen (Herrmann, 1973, p. 176).

4.1.4.1 Durchmesserproblematik

Da die Ergebnisse der Rechenmodelle von den Rahmenbedingungen für eine maschinentechnische Umsetzung sehr stark abweichen (Bauteilgröße, Adaptierbarkeit, ...) scheint auf den ersten Blick eine weitere Fokussierung auf den Walzenkompaktierer nicht zielführend. Folgende Aspekte sprechen dafür, dass dennoch eine Verdichtung mit viel kleinerem Walzendurchmesser möglich sein könnte:

- Die Anforderung an die Genauigkeit der Schülpe ist sehr gering (Toleranzgrößen, Lufteinschlüsse, ...). Dies erlaubt ein Anbringen von Mitnehmern am Umfang, was zu einem höheren Formschluss führt. Offensichtlich wird dadurch das Einzug- und Verdichtungsverhalten im Vergleich zu glatten Walzen dramatisch verbessert.
- Ein weiterer Vorteil könnte darin liegen, dass das gesamte Verdichtungsverhältnis nicht zwingend im Kompaktierer eingestellt wird, sondern dass durch kontinuierliche Förderung des Schneidgutes in den Schneidraum dieses dort lokal erreicht wird, indem der Shreddervorgang den Mengendurchsatz limitiert und somit der Rückstau eine Verdichtung bewirkt.

- Sowohl das Auslegungsverfahren einer Walzenpresse nach JOHANSON als auch die Berechnung einer Walzenmühle nach MITTAG gehen von einem zu verarbeitenden Werkstoff aus, der im Gegensatz zu EBS eine viel höhere Dichte hat und zum Pressen bzw. zum Mahlen höhere Drücke benötigt. Es kann daher angenommen werden, dass bedingt durch die geringe Dichte des zu verdichtenden Hauptwerkstoffes „vorgeschnedelter Kunststoffmüll“ bei gleichzeitig hoher Verdichtbarkeit mit geringen Pressdrücken eine Verdichtung mit kleinerem Walzendurchmesser möglich ist.

4.1.4.2 Verpressung versus Fördern von Schneidgut

Ausgehend vom zweiten Punkt im Kapitel 4.1.4.1 kann der geforderte Massenstrom bzw. das geforderte Verdichtungsverhältnis auf zwei Arten erfolgen:

- 1) Verpressung zu einem definierten Körper (solider Querschnitt)
 - Verdichtung nicht zwingend lokal an Schredder gebunden
 - einfachere Adaptierung an vorhandene Schredder möglich
 - Höhere Verdichtung möglich
 - Verdichtetes Schneidgut quillt eventuell bei Beginn des Schneidprozesses auf
- 2) Förderung von Schüttgut (Verdichtung des Schneidgutes im Zuge des Schneidprozesses)
 - keine Verdichtung im herkömmlichen Sinne; ähnlich Pumpvorgang von Fluiden, bei denen Druck durch Widerstand des Verbrauchers aufgebaut wird (Prinzip des jetzigen Nachdrückers)
 - Verdichtung erfolgt unmittelbar vor bzw. an Schredderwalze → bei entsprechend kleinem „Schneidraum“ keine Expansion des Schneidgutes nach der Verdichtung möglich (Prinzip des vorhandenen Nachdrückers)
 - Bei konstanter Schneidgutzufuhr kein Leerlauf der Schredderwalze

4.2 Lösungsorientierte Vorgehensweise

Durch Literaturrecherche und Miteinbeziehen des Wissens des Auftraggebers sind einige Lösungsansätze für die Verdichtung von Ersatzbrennstoffen gesammelt worden. Eine Auflistung der relevanten Möglichkeiten mit den jeweiligen Vor- bzw. Nachteilen ist nachfolgend angeführt.

4.2.1 Prinzip „Peristaltik“

Ausgehend von der Muskelkontraktion von verschiedenen Hohlorganen, beispielsweise der Speiseröhre und von der Mechanik der Schlauchpumpe (Abbildung 4-30) ist es vorstellbar, dass eine Förderung des Schneidgutes durch einen Schlauch erfolgen kann.

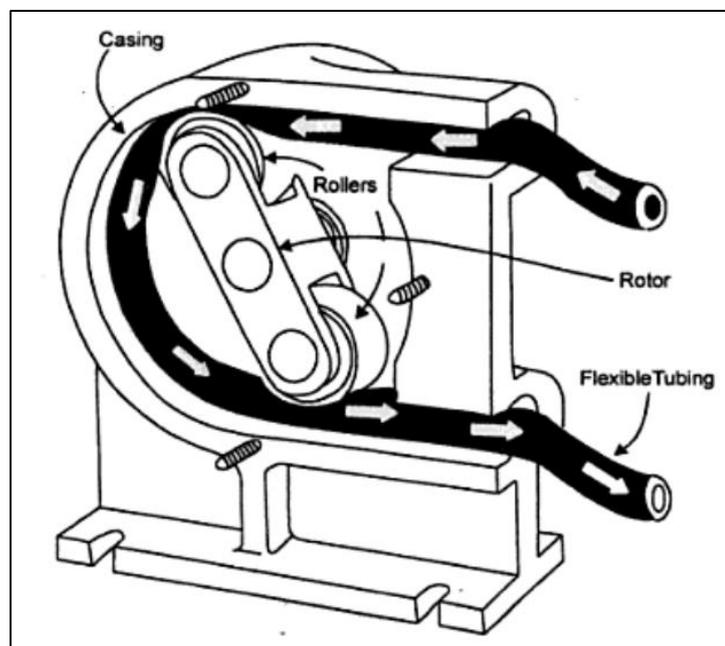


Abbildung 4-30 Prinzip Schlauchpumpe (Gupta & Arora, 2007, p. 38)

Um eine eventuell günstigere Verdichtung / Kompression des Schneidgutes bzgl. der Förderwirkung und des Wirkungsgrades zu erreichen, muss das System um eine zweite Walze erweitert werden. Ein solcher Aufbau könnte, wie in Abbildung 4-31 ersichtlich, erfolgen.

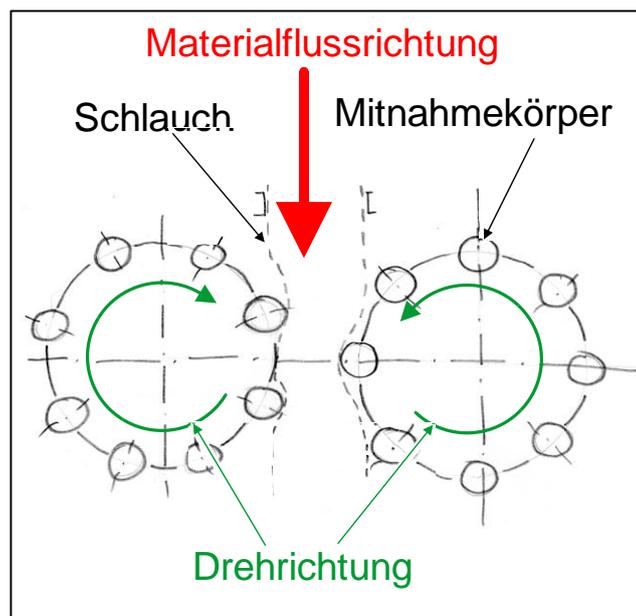


Abbildung 4-31 Anordnung einer Schlauchpumpe für Förderung und Verdichtung von Feststoffen

Vorteile einer solchen Anordnung:

- geschlossener Kompressionsraum, kein Sekundärmassenstrom
- kein bewegter Dichtspalt
- einfache Regelung des Massenstroms durch Drehzahländerung

Nachteile:

- kein kontinuierlicher Massenstrom bei inhomogenem Schneidgut
- Wartung schwierig wegen geschlossenem „Schlauch“, Störungsbeseitigung nur mit hohem Aufwand möglich
- Anbacken des Schneidgutes im Schlauchinneren möglich
- hohe Reibung im Schlauch, damit hohe abrasive Belastung (wahrscheinlich kurzes Wechselintervall erforderlich)
- Prinzip für Feststoffe nicht Praxis erprobt
- Querschnitt weitet sich nach Kompression auf, Expansion des Schneidgutes
- Sehr flexibles aber verschleißfestes und durchstichsicheres Schlauchmaterial nötig

Technische Umsetzung:

- möglicherweise geeignetes Schlauchmaterial:

- Ketten-Gewebe ähnlich Kettenhemd
- Kunststoff-Gewebe ähnlich Kevlar-Gewebe (schnitt- und stichfest)
- Stahlflex-Gewebe
- „Muskelkontraktion“ durch:
 - Hydraulikzylinder
 - Nockenräder

4.2.2 Prinzip Plattenförderer

In Anlehnung an das Verdichtungsprinzip von Müllfahrzeugen oder Schachtpressen (Ballenpressen), bei denen mit Hilfe eines Pressplattensystems verdichtet wird, kann eine entsprechende Anordnung für die Vorverdichtung von EBS adaptiert werden. Eine mögliche Ausführung ist in Abbildung 4-32 dargestellt.

Vorteile einer solchen Anordnung:

- Hohe Pressdrücke und damit ein hohes Verdichtungsverhältnis möglich
- Integrierter Einbau im Schneidraum, damit keine Problematik von Sekundärmassenstrom
- Hohe Verschleißfestigkeit
- Das System hat sich bei Anwendungen mit ähnlichem zu verdichtendem Material bewährt

Nachteile

- Diskontinuierliches Prinzip
- Aufwendige Abdichtung des Hydrauliksystems, weil dieses im direkten Kontakt mit dem Schneidgut kommt
- Relativ zueinander bewegte Bauteile mit großen Kontaktzonen – Gefahr des Verstopfens / Verklemmens

Technische Umsetzung:

- Arbeitskonzepte mit stillstehenden und bewegten Kompressionsplatten
- Weg- oder Kraftsteuerung der einzelnen Hydraulikzylinder, um durch eine damit erreichbare Neigung der Platten eine Förderwirkung zu erzielen

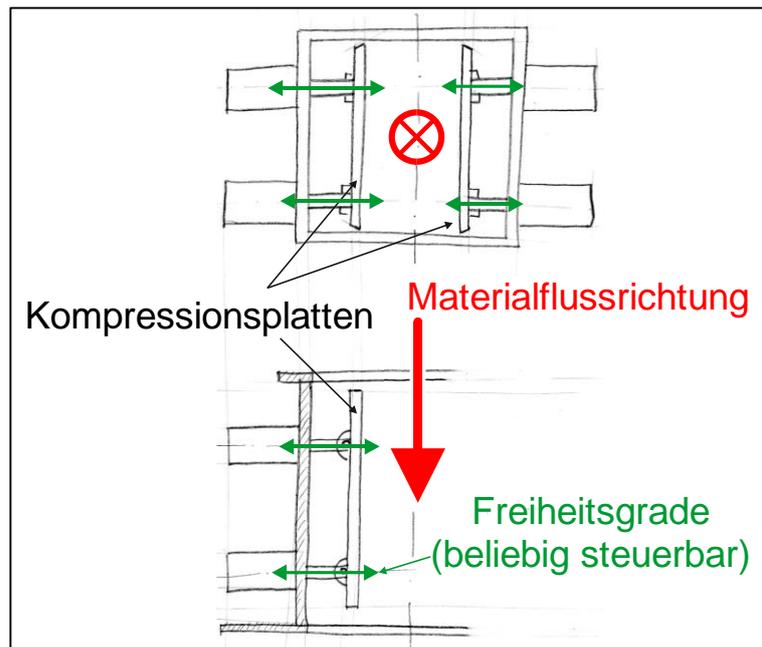


Abbildung 4-32 Mögliche Ausführung eines Plattenförderers

4.2.3 Prinzip Schneckenförderer

Förderer mit Schnecken sind „*Stetigförderer, bei denen ein rotierender, schraubenförmiger, durchgehender oder unterbrochener Körper (Schnecke) das Fördergut waagrecht, geneigt oder senkrecht fördert*“ (Deutsches Institut für Normung e.V., 1994-04).

Vorteile einer solchen Anordnung:

- Staubdichte Förderung möglich
- Geringer Kraftbedarf durch Keilwirkprinzip, solange die Reibkräfte nicht dominieren
- Verdichtung kontinuierlich, keine Unterbrechung
- Geringer Platzbedarf
- Einfache Störungsbehebung durch Drehrichtungsumkehr, aber aufwändig, wenn Drehrichtungsumkehr nicht ausreicht, um das System wieder in Gang zu setzen.
- Verdichtungsmassenstrom einfach durch Vorgabe der Schneckendrehzahl regelbar

Nachteile

- Komplexer Aufbau

- Teuer
- Schneckengröße muss durch große Schneidgutteile sehr groß gewählt werden, bzw. Funktion bei kleinem Schnecken/Fördergut nicht zuverlässig und störungssicher.

Technische Umsetzung:

Wenn Schneckenförderer zusätzlich zur Förderwirkung auch eine Verdichtung erreichen sollen, müssen die Systeme entsprechend ausgeführt werden:

- Kompression in der Schnecke
 - Schneckenausführung:
 - Progressiver Kerndurchmesser (Abbildung 4-33)
 - Gangprogressiv (Abbildung 4-34)
 - Verjüngung von Schnecke und/oder Gehäuse
- Kompression des Schneidgutes nach der Schnecke, d.h. im Schneidraum (Steigung, Durchmesser der Schnecke konstant)

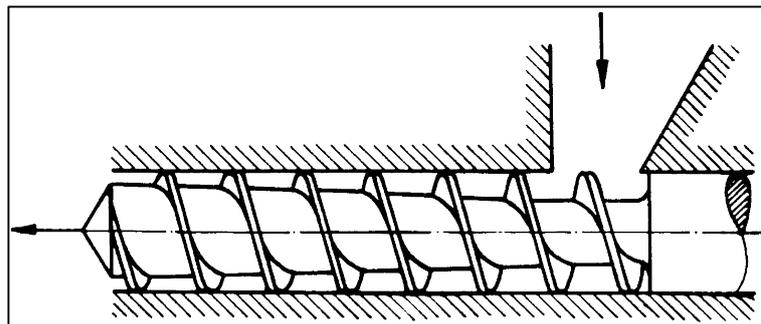


Abbildung 4-33 Schnecke mit progressivem Anstieg des Kerndurchmessers (Häberlein, 2013)

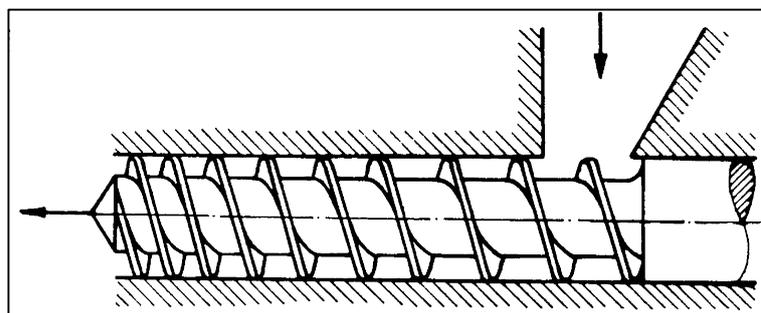


Abbildung 4-34 Gangprogressive Schnecke (Häberlein, 2013)

4.2.4 Prinzip Walzenstraße

Bei dieser Variante wird das Schüttgut durch zwei parallel ausgerichtete, gegenläufige Walzen gefördert bzw. verdichtet. Eine Anordnung dieser beiden Walzen mit dargestellter Materialflussrichtung zeigt Abbildung 4-35 .

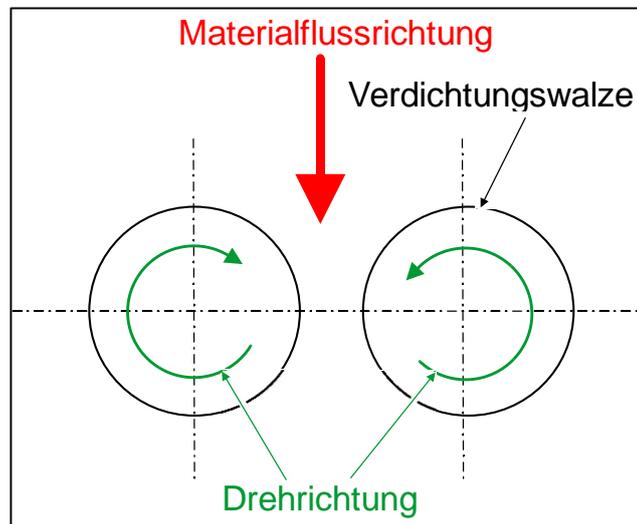


Abbildung 4-35 Schematische Darstellung Walzenverdichter

Vorteile einer solchen Anordnung:

- Verdichtungsmassenstrom einfach durch Vorgabe der Walzendrehzahl regelbar
- Einfache Störungsbehebung durch Drehrichtungsumkehr, solange installierte Antriebsleistung ausreichend ist, ansonsten durch Auseinanderklappen der Walzen (Erhöhung der Spaltweite)
- Durch profilierte Oberfläche der Walzen Formschluss und somit Zwangsvorschub des Schneidgutes möglich
- Anpacken des Schneidgutes an Walze durch Abstreifer vermeidbar

Nachteile

- Offener Verdichtungsraum
- Sekundärmassenstrom
- Aufwickeln von längerem Schneidgut um Walzen
- Abstreifer nötig, dadurch unweigerlich großer Sekundärmassenstrom
- Eventuell starke Expansion des Schneidgutes bei Verlassen des „Verdichtungsspalts“

Technische Umsetzung:

- Ein- oder mehrstufiger Aufbau
- Unterschiedliche Drehzahl bei einem mehrstufigen Aufbau möglich, dadurch Optimierung vom Massenstrom und anteiliger Verdichtung der einzelnen Stufen
- Kompressionskraftbegrenzung/Überlastschutz durch Aufhängung der Walze an Federn/hydraulischer Vorspannung

4.2.5 Prinzip Rootsgebläse

Das zu verdichtende Schüttgut wird bei diesem Prinzip, welches ähnlich einer Zahnradpumpe ist, durch zwei gegenläufige Rotoren gefördert (siehe Abbildung 4-36). Es erfolgt dabei Prinzip bedingt keine innere Verdichtung.

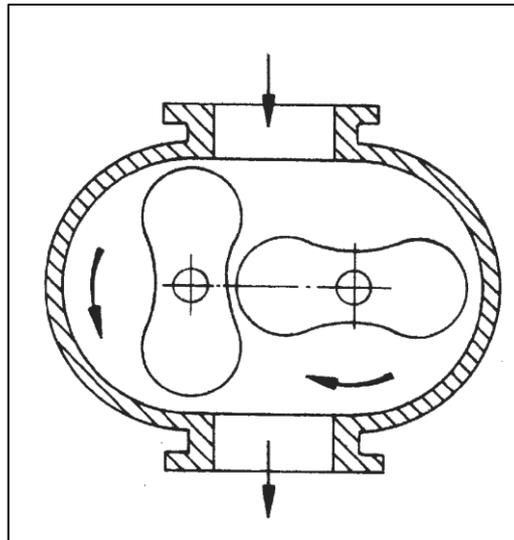


Abbildung 4-36 Prinzip Rootsgebläse (Grote & Feldhusen, 2007, p. P26)

Vorteile einer solchen Anordnung:

- Verdichtungsmassenstrom durch Vorgabe der Drehzahl regelbar
- Geringe Baugröße
- Geschlossene Einheit

Nachteile

- Förderbarkeit von Feststoffen ist fraglich
- Hohe Reibungsleistung
- Aufwickeln von längerem Schneidgut um Walzen möglich

- Vordruck durch engen Eintrittsquerschnitt nötig
- Eventuell starke Expansion des Schneidgutes bei Verlassen des „Verdichtungspalts“

Technische Umsetzung:

- Einstufiger Aufbau
- Vordruckeinrichtung hydraulisch oder durch Schnecke

4.3 Bewertung von problemorientierten und lösungsorientierten Ansätzen

Es sind auch noch eine Reihe weiterer Verdichtungsmöglichkeiten erarbeitet worden. Diese sind jedoch schon im Vorfeld aufgrund der technisch nicht sinnvollen Umsetzbarkeit bzw. durch Nichterfüllen der Rahmenbedingungen ausgeschlossen worden. Zur Bewertung werden nur die Prinzipien, welche in Kapitel 4.2 beschrieben sind, herangezogen. Sie findet unter Aufstellen bzw. Erkennen von Zusammenhängen, Vergleichen und Entdecken von Widersprüchen unter Miteinbeziehung von Wissen des Auftraggebers und Einhaltung der Rahmenbedingungen, wie zu Beginn des Kapitels 4 im Flussdiagramm dargestellt, statt.

Die Tatsache, dass die Eigenschaften der Varianten häufig unzureichend bekannt sind und eine Grobbewertung in dieser Phase der Vorauswahl ausreicht, spricht für das Verwenden des Wertespektrums nach der Richtlinie VDI 2225 (Pahl, et al., 2007, p. 172). Dieses Wertespektrum ist in Tabelle 4-5 abgebildet.

Punkte	Bedeutung
0	Unbefriedigend
1	Gerade noch tragbar
2	Ausreichend
3	Gut
4	Sehr gut (ideal)

Tabelle 4-5 Punktebewertungsskala nach Richtlinie VDI 2225 (VDI, 1969, p. 12)

Problem- versus lösungsorientierte Vorgehensweise

Entscheidungsmatrix		Prinzip Peristaltik			Prinzip Plattenförderer			Prinzip Schneckenförderer			Prinzip Walzenstraße			Prinzip Rootsgebläse		
Entscheidungskriterien	Gewichtung	Bewertung	gewichtet	Kommentar	Bewertung	gewichtet	Kommentar	Bewertung	gewichtet	Kommentar	Bewertung	gewichtet	Kommentar	Bewertung	gewichtet	Kommentar
Störunganfälligkeit, Standzeit	18%	0	0,00	"Schlauch"-Material Probleme	3	0,54	wenig Relativkontakt mit Schneidgut	2	0,36	geschlossener Verdichtungsraum: Verstopfungsgefahr	3	0,54	wenig Relativkontakt mit Schneidgut	2	0,36	geschlossener Verdichtungsraum: Verstopfungsgefahr
Systemreibung, Energiebedarf	17%	0	0,00	sehr hohe Reibung durch geringen Querschnitt	4	0,68	gering	3	0,51	mittel	4	0,68	gering	0	0,00	sehr hohe Reibung durch engen Spalt
Verstell- und Regelbarkeit	12%	1	0,12	nur durch Drehzahl	4	0,48	Geschwindigkeit; Abstand; Winkel	2	0,24	Drehzahl; Konuswinkel	4	0,48	Drehzahl; Spalt; Winkel	1	0,12	nur durch Drehzahl
Kontinuierlicher Prozess	10%	4	0,40	kontinuierliche Förderung	1	0,10	teilkontinuierlich	4	0,40	kontinuierliche Förderung	4	0,40	kontinuierliche Förderung	4	0,40	kontinuierliche Förderung
Störungsbehebung	10%	0	0,00	Geschlossen	3	0,30	Auseinanderfahren	1	0,10	Drehrichtungsumkehr	3	0,30	Auseinanderfahren; Drehrichtungsumkehr	1	0,10	Geschlossen
Adaptierbarkeit best. Anlagen	7%	3	0,21	kein Problem	2	0,14	baulich begrenzt	2	0,14	baulich begrenzt	3	0,21	kein Problem	3	0,21	kein Problem
Service/Wartungs-Tauglichkeit	7%	0	0,00	Geschl., "Schlauch" nur komplett austauschbar	3	0,21	kein Problem	1	0,07	geschlossen	3	0,21	kein Problem	1	0,07	geschlossen
Gravitationskraft vs. Vordruckeinrichtung	5%	1	0,05	Vordruck nötig	4	0,20	Vordruck nicht nötig	3	0,15	Vordruck gegebenenfalls nötig	3	0,15	Vordruck gegebenenfalls nötig	1	0,05	Vordruck nötig
Montageaufwand	5%	2	0,10	überschaubar	1	0,05	viele Komponenten	2	0,10	überschaubar	2	0,10	überschaubar	2	0,10	überschaubar
Technischer Aufwand	5%	1	0,05	komplex	2	0,10	überschaubar	2	0,10	überschaubar	3	0,15	einfach	1	0,05	komplex
Bauraum	2%	2	0,04	erheblich	2	0,04	erheblich	2	0,04	erheblich	3	0,06	gering	3	0,06	gering
Kosten	2%	2	0,04	teure Materialien	2	0,04	viele Komponenten	3	0,06	überschaubar	4	0,08	gering; einfache Fertigung und einf. Materialien	2	0,04	teure Fertigung
Summe	100%	1,01			2,88			2,27			3,36			1,56		

Tabelle 4-6 Entscheidungsmatrix bereits vorselektierter Prinzipien

Der Verschleiß von Maschinenbauteilen ist laut Auftraggeber hauptsächlich durch Abrasion und Korrosion (z.B. durch im Schneidgut vorhandene Milchsäure) bedingt. Aus konstruktiver Sicht sind deshalb sowohl das Prinzip Peristaltik wie auch das Prinzip Rootsgebläse gegenüber den anderen in Bezug auf die Standzeit nicht einfach umzusetzen. Auch die Sichtkontrolle zur Ermittlung des Zustands und eine Service- bzw. Wartungsarbeit ist hierbei nur erschwert möglich. Aus diesen Gründen kommt es zum schlechten Abscheiden dieser Prinzipien bei der Bewertung.

Ein großer Nachteil des Prinzips Plattenförderer gegenüber dem Prinzip Schneckenförderer und dem Prinzip Walzenstraße entsteht durch dessen teilkontinuierlichen Betriebsverhalten bezüglich des Massenstroms. Auch die Adaptierbarkeit in eine bestehende Anlage ist aufgrund des größeren Bauvolumens nur begrenzt möglich.

Die Variante Schneckenförderer scheint grundsätzlich ein hohes Potential zu haben und wurde von Seiten des Auftraggebers bereits näher untersucht und als nicht zielführend bewertet. Deshalb wird das Prinzip in der weiteren Betrachtung dieser Arbeit nicht näher verfolgt.

Wie aus der Bewertungsmatrix (Tabelle 4-6) abgelesen werden kann, wird folgende Reihung zur weiteren Forcierung der Prinzipien erreicht:

- 1) Walzenstraße
- 2) Plattenförderer
- 3) Schneckenförderer
- 4) Rootsgebläse
- 5) Peristaltik

Diese Reihung ist nicht zwingend als die Optimale anzusehen, da die Grobbewertung mit jenem Wissenstand, welcher zu diesem Zeitpunkt gegeben war, durchgeführt wurde. D.h. mit zunehmender Auseinandersetzung mit der Thematik des Verdichtens von EBS kann es möglich sein, dass eine erneute Bewertung notwendig und sinnvoll erscheint und sich daraus eine andere Reihung ergeben würde.

5 Walzenkompaktierer - Konzeptfindung

Ausgehend vom Ergebnis der Bewertungsmatrix wird nun das Prinzip des Walzenkompaktierers näher behandelt. Aufgrund der Tatsache, dass der Walzendurchmesser um ein Vielfaches kleiner gewählt wurde, als die analytische Dimensionierung vorgeben würde (Begründung in Kapitel 4.1.4.1), ist es notwendig die Funktion empirisch zu überprüfen. Das Vorgehen zur Konzeptbewertung eines solchen Prüfaufbaus ist in Abbildung 5-1 dargestellt. Es wird dabei das Konzept eines Prüfstands mit annähernd realen Abmaßen (Full-Scale Prüfstand) einem maßstäblich ausgeführten, also verkleinertem Prüfstand gegenübergestellt.

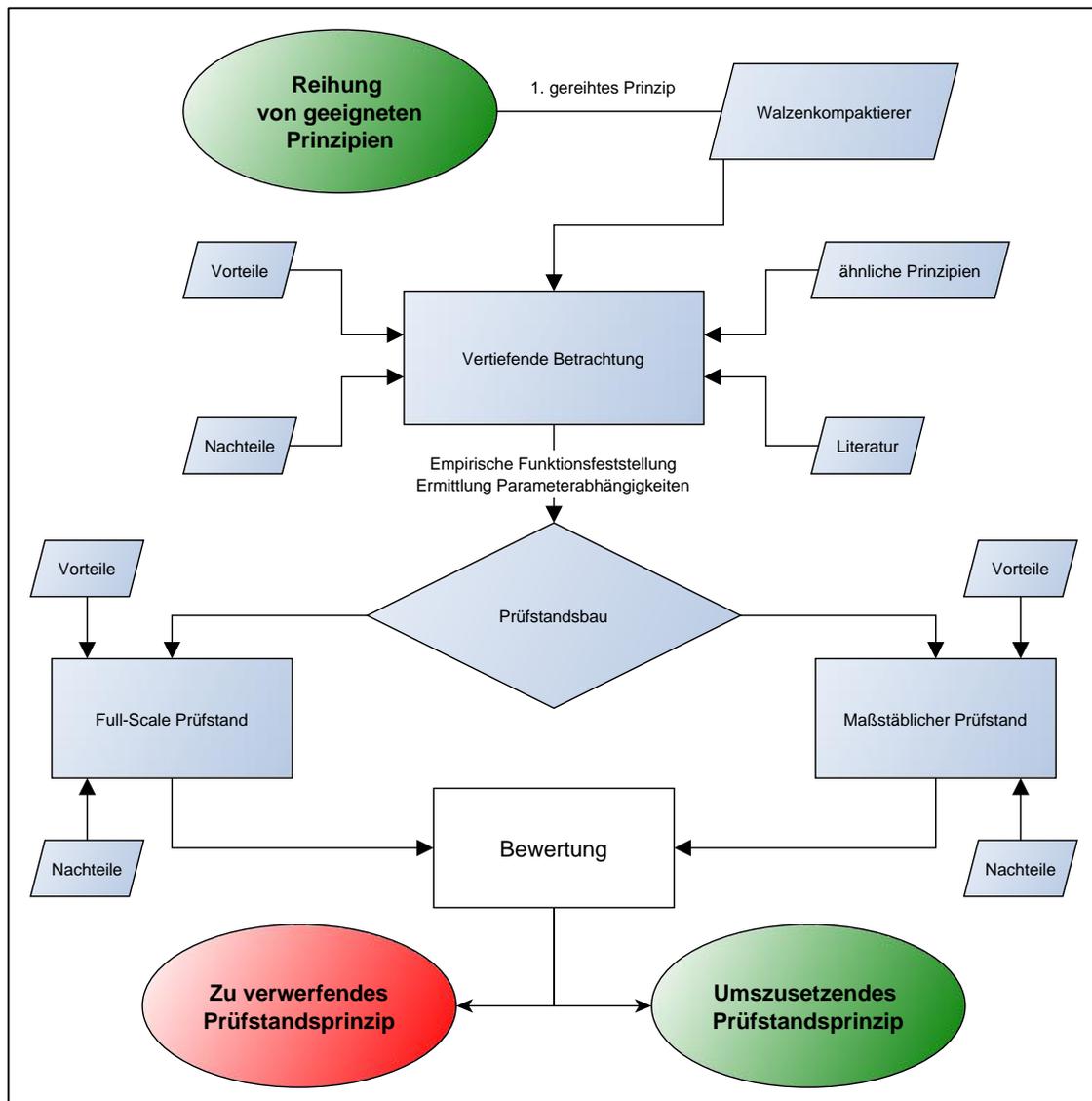


Abbildung 5-1 Flowchart zur Prüfstandskonzeptfindung

- Drehrichtungsumkehr
- Beeinflussung der Verdichtung/Förderung durch viele variable Parameter möglich (siehe Abbildung 5-2):
 - Winkel der Stege, an denen Walzen gelagert sind
 - Walzenspalt (Abstand zwischen Walzen)
 - Walzenoberfläche
 - Walzendrehzahlen, gegebenenfalls auch Drehzahldifferenzen zwischen einzelnen Stufen bei einem mehrstufigen Aufbau
- Durch geringe Schneidgutbandbreite „sauberer“ Schneidprozess der einzelnen Schneidmessern möglich, falls es gelingt, das verdichtete Schneidgut dem Schneidspalt des Schredders gezielt zuzuführen, sodass es nicht mehr aufquellen kann.
- Verhinderung des Anpackens vom Schneidgut an Walzen durch Anbringen von Abstreifern; ein beispielhafter Aufbau einer profilierten Walze mit Abstreifern ist in Abbildung 5-3 dargestellt



Abbildung 5-3 Zahnpackerwalze von Amazone (aus dem Landwirtschaftssektor) (Amazone, 2013)

5.1.2 Nachteile der Walzenstraße

- Bei zu langer Verdichtungswalze durch großen Lagerabstand hohe Durchbiegung der Walze, damit aufwendige Zwischenlagerung
- „Aufwickeln“ von längerem Schneidgut (Folien, Bandmaterial, Audio- oder Video Kassettenband, ...) auf Walzen, dies kann schlimmstenfalls zum Blockieren der Walzen führen

- Gegebenenfalls kann Schneidgut zwischen Verdichterwalzen durchgefördert werden (unverdichteter „Nebenstrom“, wie bereits in früheren Präsentation beschrieben)
- Verluste am Abstreifer:
 - Zum Ablösen des angepackten Schneidgutes an der Walze sind hohe Kräfte nötig (Überwinden der Haftkraft des angepackten Schneidgutes), dies erfordert einen Mehraufwand an Energie
 - Sekundärmassenstrom
- Sekundärmassenstrom zwischen Walzen bei mehrstufigem Aufbau
- Offener Verdichtungsraum
- Eventuell starke Expansion des Schneidgutes bei Verlassen des „Verdichtungsspalts“; durch Förderung in Trichter umgänglich, jedoch steigt damit auch Reibleistung

5.1.3 Ähnliche Prinzipien - Gurtförderer

Ein dem Walzenverdichter ähnliches Prinzip für kontinuierliche Förderung/Verdichtung ist jenes des Gurtförderers. Die Ausführung eines solchen für die Anwendung zur Kompaktierung von EBS ist in Abbildung 5-4 dargestellt. Das Schneidgut wird hierbei durch zwei Gurte, welche keilförmig angestellt sind, eingezogen und verdichtet.

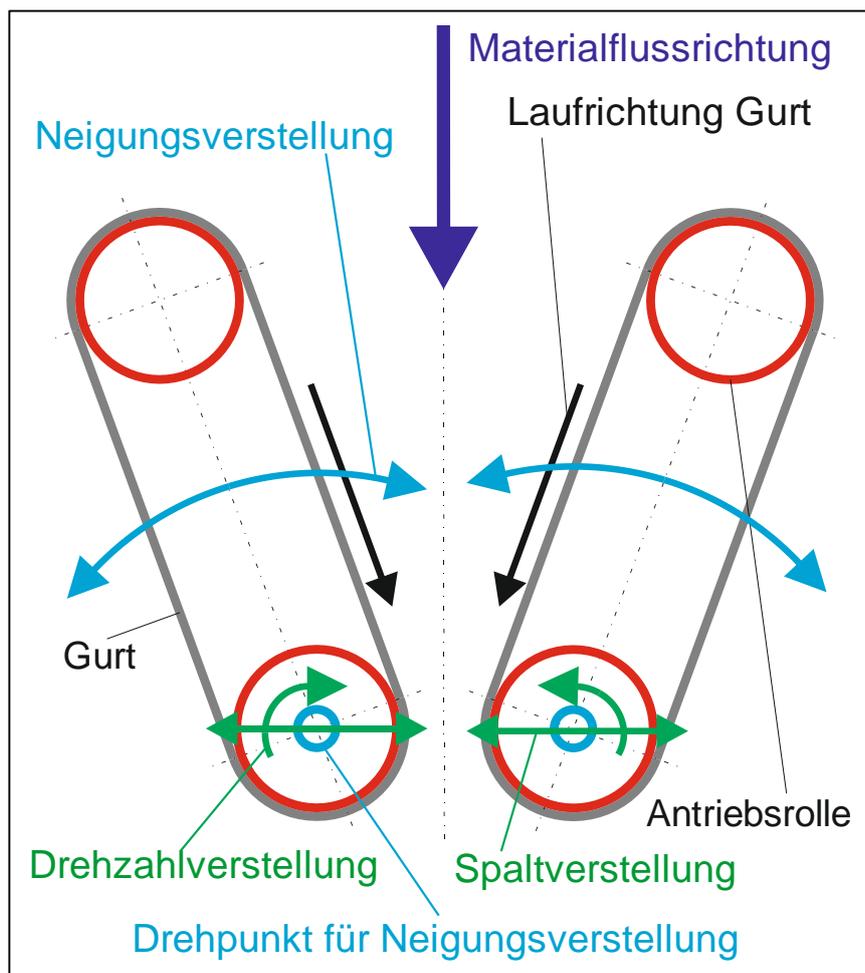


Abbildung 5-4 Prinzip Gurtförderer mit eingezeichneten Verstellmöglichkeiten

Vorteile dieser Ausführung

Die im Rahmen aufgezählten Vorteile gelten prinzipiell auch für die Walzenstraße.

- Einfacher technischer Aufbau, damit auch geringer Kostenaufwand
- Wenig Systemreibung, damit geringer Energiebedarf (Abhängigkeit vom Verdichtungsgrad)
- Gute Adaptierbarkeit von bestehenden Anlagen
- Einfache Störungsbehebung:
 - Mechanisches Auseinanderklappen Gurträger durch Federvorspannung
 - hydraulisches Auseinanderklappen der Gurträger: entweder selbstständig über Überdruckventil oder durch kraftgeregelten Zylinder
 - Laufrichtungsumkehr

- Beeinflussung der Verdichtung/Förderung durch viele konstruktive Parameter sowie Betriebsparameter möglich:
 - Winkel der Gurträger zueinander (keilförmig)
 - Spalt zwischen Gurten am Schneidgutauslauf
 - Guroberfläche: z.B. durch Anbringen von Zähnen, wie in Abbildung dargestellt
 - Laufgeschwindigkeit des Gurtes
 - Durch geringe Schneidgutbandbreite „sauberer“ Schneidprozess der einzelnen Schneidmessern (Abschaben des Schneidgutbandes)
 - Verhinderung des Anpackens vom Schneidgut an Gurten durch Anbringen von Abstreifern.
-
- Kein Aufwickeln des Schneidgutes, wie bei Walzenstraße, gelangt dieses jedoch in den Spalt zwischen Band und die daran anschließenden, stehenden Komponenten, kann dies zur Reibungserhöhung oder Betriebsstörungen führen
 - Keine „Durchförderung“ bzw. Sekundärmassenstrom, wie bei Walzenstraße
 - Bewährte Technologie bei Anwendungen ähnlichen Anforderungsprofils



**Abbildung 5-5 Profiliertes Einzugsband der Hackgutermittlungsmaschine
Lindner ANTAGUAR P600**

Nachteile des Gurtförderers

- Viele Lagerstellen nötig, da auch der Gurt um eine Durchbiegung zu vermeiden zwischengelagert werden muss; Lagerstellen sind jedoch durch „Schottwand“ vom Schneidgut schützbar
- Hoher Verschleiß der Stahlbandscharniere bei Schneidgutkontakt
 - Bedingt durch korrosiven Verschleiß und
 - hoher Relativbewegung der Scharnierteile zueinander
- Neigung zum Verstopfen der Spalte und somit Verklemmen der Glieder, dasselbe gilt für den seitlichen Spalt zwischen Band und die benachbarten, stehenden Bauteile
- Reibverluste an Abstreifer
- Bei Sekundärmassenstrom durch den Gurt (in den Zwischenraum), ist die Reinigung dessen nur im Stillstand mit hohem Aufwand möglich.

Fazit

Aus Gründen der hohen Anforderung an die Standzeit bzw. an die Verfügbarkeit bzw. Ausfallssicherheit und in Absprache mit dem Auftraggeber wird das Prinzip des Gurtförderers vorerst nicht näher betrachtet. Kennt man den Zusammenhang der Verdichtungsparameter des Walzenkompaktierers, so lassen sich diese auf den Gurtförderer mit relativ geringem Aufwand adaptieren und anwenden, was eine eventuelle spätere Betrachtung vereinfacht.

5.2 Prüfstandsprinzip

Zur Ermittlung der Verdichtungsparameter stehen zwei Prüfstandsprinzipien zur Auswahl. Nach der Beschreibung und Erarbeitung von Vor-/Nachteilen der beiden Prinzipien (Full-Scale Prüfstand bzw. Prinzipprüfstand) werden diese nach VDI 2225 bewertet.

5.2.1 Full-Scale Prüfstand

Walzenlänge und Walzendurchmesser werden bei diesem Prüfstand so dimensioniert, dass die Verdichterwalze für die Beschickung des kleinsten Typs der Schredder Serie KOMET verwendet werden kann.

Vorteile

- Geringer Anteil der Auswirkung der stirnseitigen Zone auf das Gesamtsystem (prozentuell zur Gesamtlänge der Verdichtungswalze)
- Reale Situation wird nachgebildet, keine Umrechnung / Skalierung nötig
- Große Anzahl von Einzelpartikeln pro Zeiteinheit führt zur Glättung der Lastspitzen durch Verdichtung der Einzelpartikel, damit kleine Lastspitzen für Antrieb (Momentenglättung)
- Füllungsgrad der Walze beinahe konstant und geringe Brückenbildungsneigung aufgrund des Größenverhältnisses vom Schneidgutpartikel zur Walze
- Geringe Brückenbildungsneigung

Nachteile

- Komplexe und aufwändige Konstruktion
- Hohe Material- und Fertigungskosten
- Mit logistisch einfach bewältigbarer Versuchsschneidgutmenge ist praktisch nur ein kurzer stationärer Prozess möglich
- Großer Platzbedarf des Prüfstands
- Hohe Antriebsleistung

5.2.2 Maßstäblicher Prüfstand

Der maßstäbliche Prüfstand ist im Durchmesser und in der Länge um ein Vielfaches kleiner als der Full-Scale Prüfstand. Der größte Vorteil solch einer maßstäblich verkleinerten Ausführung liegt in der einfachen Handhabung und geringen Kosten.

Vorteile

- Einfacher Aufbau
- Geringer Platzbedarf des Prüfstands
- Kosten- und zeitgünstige Fertigung

Nachteile

- Nicht realitätsnahe Spannungssituation des Schneidgutes
- Aussagegüte beschränkt; Umrechnungsfaktor erforderlich
- Einzelelementverhalten bestimmt maßgeblich das Gesamtverhalten, da wenige Partikel zeitgleich oder überlappend verdichtet werden. Dadurch ist mit stark streuenden Ergebnissen und hohen Lastspitzen zu rechnen.
- Reproduzierbarkeit gering, da eine geringer Mittelungseffekt (Glättungseffekt) durch geringe Einzelereignisse

5.2.3 Bewertung

Um das besser geeignete Prinzip zu ermitteln, wird eine Bewertung der beiden Varianten nach der Bewertungsskala gemäß VDI 2225 (Tabelle 4-5) durchgeführt.

Entscheidungsmatrix		Full-Scale Prüfstand		Prinzipprüfstand	
Entscheidungskriterien	Gewichtung	Bewertung gewichtet	Kommentar	Bewertung gewichtet	Kommentar
Aussagegüte	20%	4 0,80	Realbedingungen	1 0,20	beschränkt, Umrechnungsfaktor erforderlich
Äußerliche Einflüsse (Stirnseitig, Brückenbildung, ...)	20%	4 0,80	In Bezug auf Länge und Durchmesser gering	2 0,40	Schneidgut überträgt sehr hohe Schubspannung --> Einfluss groß
Stationärer Prüfbetrieb	15%	1 0,15	kaum ausbildbar bei gefordertem Massenstrom; hoher logistischer Aufwand	3 0,45	gegeben
Homogene Belastung der Walze über Länge	10%	4 0,40	kein Problem bei unterschiedlicher Größe der Partikel; Realbedingungen	2 0,20	kaum, da zum Teil Einzelement groß und bestimmend für Verdichtung
Konst. Füllungsgrad	10%	3 0,30	gegeben	1 0,10	bei starker Streuung der Größe der Einzelemente nicht gegeben
Reproduzierbarkeit	10%	3 0,30	gut; Realbedingungen	1 0,10	kaum, da zum Teil Einzelement groß und bestimmend für Verdichtung
Bauraum	5%	1 0,05	erheblich, für Betrieb hoher logistischer Aufwand nötig	3 0,15	gut
Kosten	5%	2 0,10	aufwendige Fertigung, teure Antriebe	3 0,15	günstig
Technischer Aufwand	5%	2 0,10	hohe Antriebsleistung erforderlich - komplexe Konstruktion	3 0,15	überschaubar, einfach
Summe	100%	3,00		1,90	

Tabelle 5-1 Entscheidungsmatrix Prüfstandsprinzip

Die Eigenschaft, mit dem Full-Scale Prüfstand eine bessere qualitative Aussage über das Verdichtungsverhalten von EBS treffen zu können, sprechen für diesen (Tabelle 5-1). Der Mehraufwand für Fertigung, Kosten und Platzbedarf ist untergeordnet.

6 Prüfstand Walzenkompaktierer V1

In diesem Abschnitt wird der Aufbau des Full-Scale Walzenkompaktier-Prüfstands V1 beschrieben. Nach dem Prüfbetrieb wird auch auf dessen Ergebnisse näher eingegangen.

6.1 Konstruktion

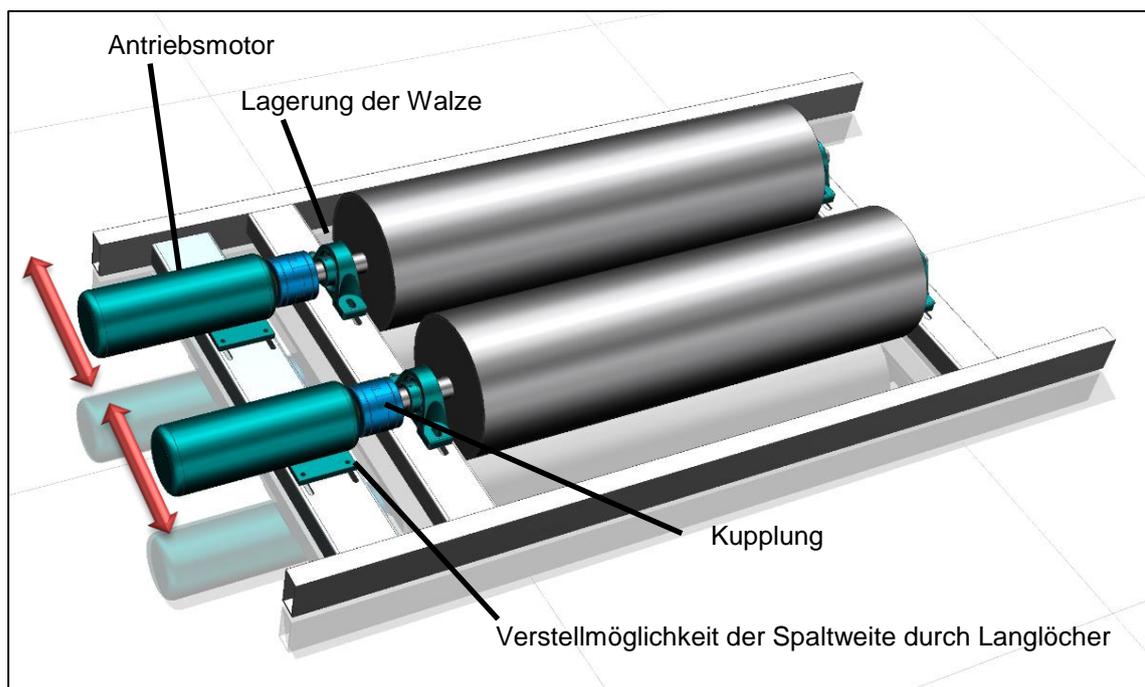


Abbildung 6-1 Walzenkompaktierer V1 mit eingezeichneter Spaltweiten-Verstellmöglichkeit

Für das Verstehen der Verdichtungsparameterabhängigkeiten wird der Walzenkompaktierer vorerst einstufig mit folgenden Stellmöglichkeiten ausgelegt:

- 1) Drehzahl der Walzen durch frequenzgesteuerten Betrieb
- 2) Walzenspalt: Durch achsnormale Verstellmöglichkeit von sowohl Lagereinheiten wie auch des Antriebs beider Walzeinheiten kann der Spalt zwischen diesen von $h_A = 10 \text{ mm bis } 160 \text{ mm}$ stufenlos eingestellt werden (Abbildung 6-1)
- 3) Walzenoberfläche: Zuerst wird mit blanker Oberfläche der Prüfbetrieb durchgeführt, danach werden sukzessive verschiedene Oberflächen durch Aufschweißung gestaltet und deren Einfluss auf das Verhalten untersucht.

Ein Rundrohr mit der Dimension $\varnothing 273 \times 5 \text{ mm}$ kommt als Halbzeug für die Herstellung der Verdichtungswalze zum Einsatz. Damit diese später eventuell an einem bestehenden Schredder des Typs KOMET 1100 adaptiert werden kann, bzw. eine praxisnahe Dimension aufweist, wird die Walzenlänge auf $l_{\text{Walze}} = 1000 \text{ mm}$ festgelegt.

Den Zusammenbau des Prüfstands mit glatter Walzenoberfläche zeigt Abbildung 6-2.



Abbildung 6-2 Zusammenbau Walzenkompaktierer V1 mit glatter Walzenoberfläche

6.1.1 Antrieb

Beide Walzen werden separat mit einem frequenzgesteuerten Stirnradtriebemotor angetrieben, die Daten hierfür sind in Tabelle 6-1 aufgelistet.

Drehzahl n / upm	1380/57
Übersetzung i	24,33
Leistung P / W	250

Tabelle 6-1 Antriebsdaten der Asynchronmaschine des Walzenkompaktierers V1

Unter Einbeziehung der Verluste kann mit diesem Antrieb ein Moment an der Verdichtungswalze von ca. $M_{an} = 40 Nm$ erreicht werden. Durch den frequenzgesteuerten Betrieb liegt das Drehzahlspektrum im Bereich von $n_{Walze_{min}} = 20 upm$ bis $n_{Walze_{max}} = 100 upm$.

6.1.2 Messtechnik

Die Ermittlung der Verdichtungsenergie erfolgt mittels Messung der tatsächlich aufgenommenen elektrischen Leistung durch ein Leistungsmessgerät gemäß Formel 6.1. Hierbei werden die tatsächliche Spannung U , der fließende Strom I und der momentane Winkel zwischen Wirkleistung P und Scheinleistung S (= Wirkfaktor $\cos \varphi$) gemessen. Da dieser Faktor sowohl die Wirkleistung, welche in mechanische Wellenleistung umgesetzt wird, als auch die Wärmeleistung beinhaltet, darf der Antrieb nicht überlastet werden. Sobald eine Überlastung und damit eine verstärkte Erwärmung der Wicklungsspulen stattfindet, kann keine Aussage über die mechanisch abgegebene Leistung getroffen werden.

$$P_{elektrisch} = \sqrt{3} * U * I * \cos \varphi \quad \dots [W]$$

Formel 6.1 Formel zur Bestimmung der elektrischen Leistung

Der Vergleich einzelner Messungen mit derselben Schneidgutmasse erfolgt durch die für den jeweiligen Durchgang benötigte Energie. Sie lässt sich aus dem Integral der Leistung bilden (Formel 6.2) und ist in Abbildung 6-3 abgebildet.

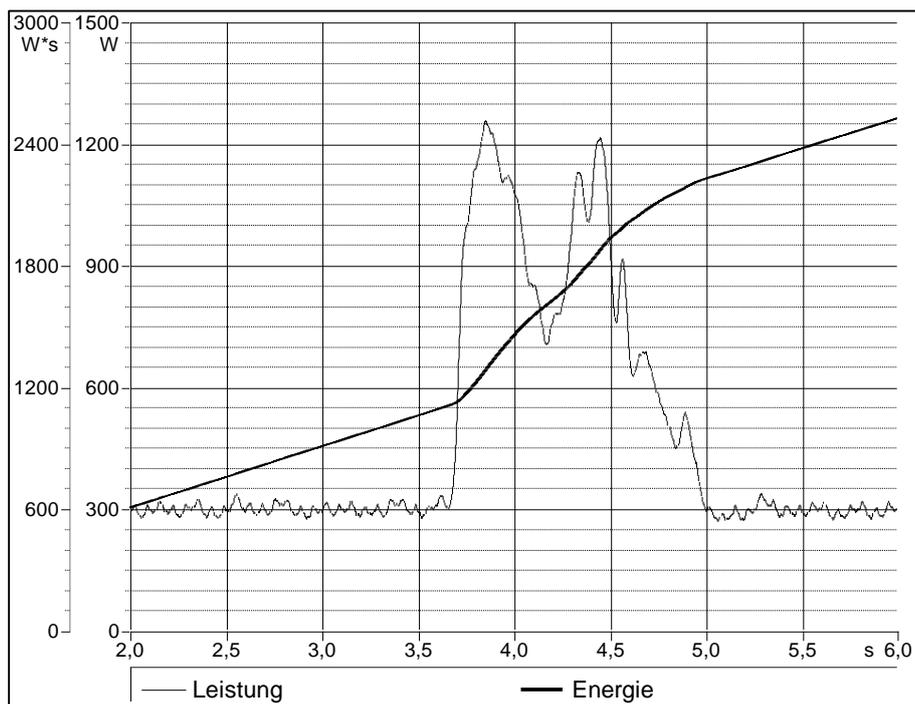


Abbildung 6-3 Integral der Leistung: die Energie

$$E_{elektrisch} = \int P_{elektrisch} * dt \quad \dots [J]$$

Formel 6.2 Vergleichsgröße einzelner Messungen: Elektrische Energie

Die Drehzahlen beider Walzen werden optisch mittels Kontrastmarken, welche an den Wellenkupplungen angebracht sind, und einem Reflexions-Lichttaster (Pepper & Fuchs MLV12-8-H-250-RT-65b-124-128) bestimmt.

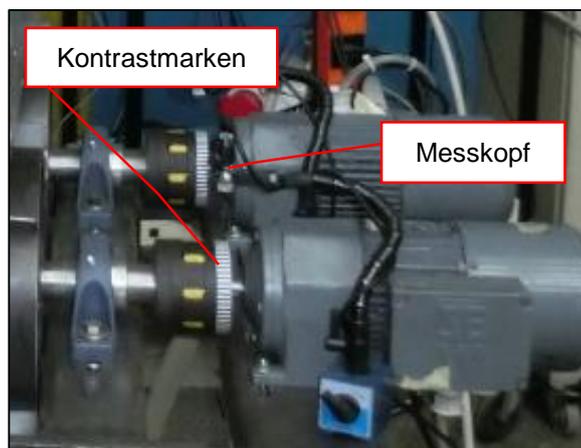


Abbildung 6-4 Aufbau Drehzahlmesssystem Walzenkompaktierer V1

Folgendes Messsystem wird zur Ermittlung der Leistung des Walzenkompaktierers V1 verwendet:

Messverstärker

HBM Spider 8

Seriennummer: F01206

Softwareversion: P32

Messsoftware

AMS Beam Spider 3.12c33

Leistungsmessgerät

Ulrich Buhr Industrie-Elektronik Power Meter Unipower APM 380

Messbereich einstellbar: 0,4 ... 79,7 kW

Genauigkeitsklasse: 2

Seriennummer: 742408

Drehzahlmessung

112 Schwarz-Weiß Kontrastinkremente, Detektieren mittels Reflexions-Lichttaster mit Hintergrundausblendung

Pepperl + Fuchs MLV12-8-H-250-RT/65b/124/128

Teilenummer: 115786

Tastbereich einstellbar: 50 ... 250 mm

Schaltfrequenz: max. 1000 Hz

6.1.3 Beschreibung der Prüfstands-Komponenten und des Prüfablaufs

Die wichtigsten Komponenten des Prüfaufbaus sind in Abbildung 6-5 beschrieben.

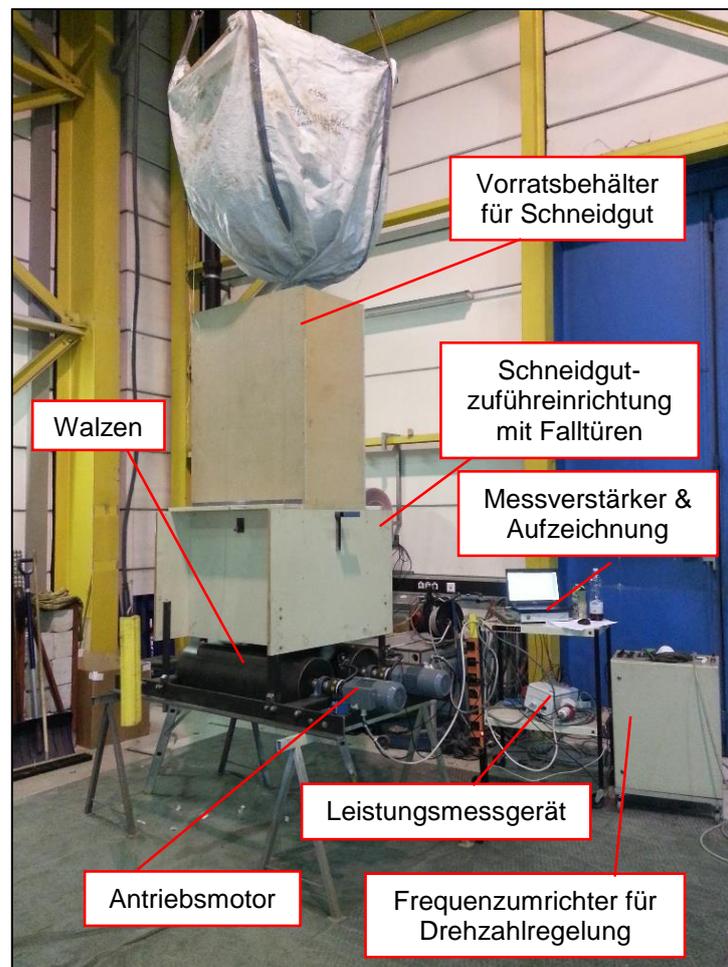


Abbildung 6-5 Aufbau Walzenkompaktierer V1

Prüfablauf

Vorversuche haben ergeben, dass beim Hochfahren aus dem Stillstand die Schneidgutmenge von $m_{\text{Versuch}} \sim 19 \text{ kg}$ nicht ausreicht, um in einen hinreichend langen stationären Bereich zu gelangen. Um diesen stationären Bereich aus dem Stillstand heraus möglichst gut abzubilden ist eine große Menge an Versuchsmaterial nötig, was allerdings einen hohen logistischen Aufwand mit sich bringen würde.

Um diesen zu umgehen, werden die Antriebswalzen auf die gewünschte Drehzahl gebracht, die Aufzeichnung gestartet und das Schneidgut durch Lösen der Falltürverriegelung freigegeben. Dadurch ergibt sich ein deutlich stationäres Verhalten beim Verdichtungsvorgang, sodass selbst mit der geringen zur Verfügung stehenden und logistisch noch einfach bewältigbaren Schneidgutmenge Ergebnisse mit hinreichender Aussagegüte erreicht werden können. Vorerst findet der Versuch ohne Gegendruck statt,

d.h. es wird nicht in ein definiertes Volumen gefördert, sodass sich kein Widerstand aufbauen kann. Das Szenario, bei dem ein Gegendruck vorhanden ist, entspricht zwar der realen Situation am Schredder, wird vorerst für diesen Versuch, bei dem es um die prinzipielle Machbarkeit geht, noch nicht betrachtet. Grund hierfür ist der methodische Ansatz, dass Einflussgrößen isoliert untersucht werden. Das Gesamtverhalten wird sinnvollerweise erst in einer späteren Phase dargestellt und betrachtet. Auch der Aufwand hierfür sprengt den zur Verfügung stehenden Rahmen.

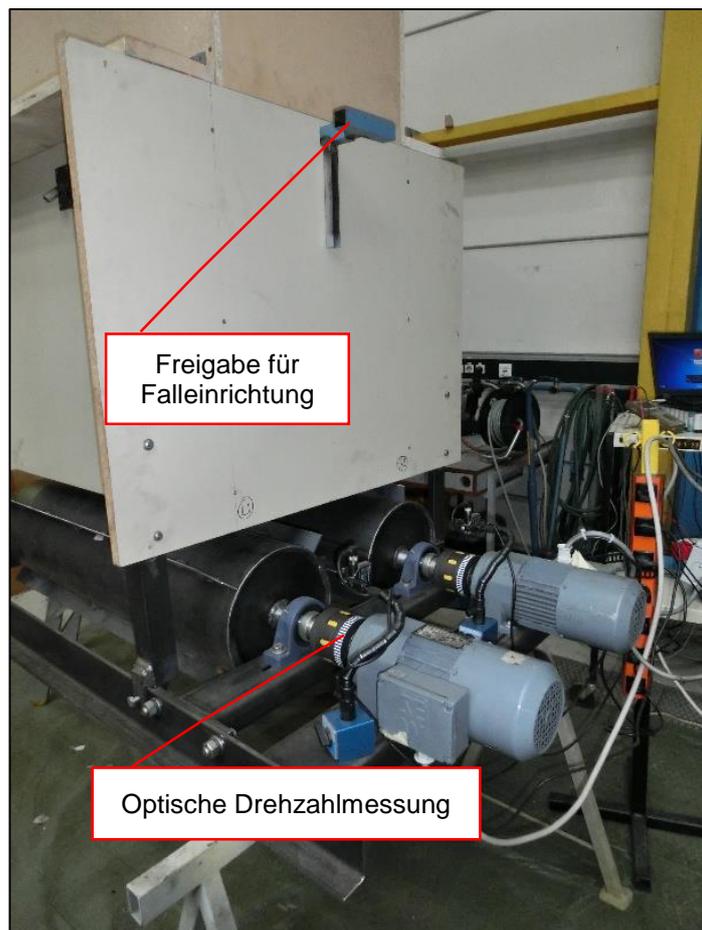


Abbildung 6-6 Walzenkompaktierer V1: Freigabe Schneidgut

6.2 Prüfbetrieb mit glatter Walzenoberfläche

Zuerst wird der Prüfbetrieb mit glatten Walzenoberflächen durchgeführt. Es bestätigt sich das Ergebnis des analytischen Ansatzes, dass mit kleinem Walzendurchmesser keine Förderung möglich ist (Kapitel 4.1.4). Die Reibleistung, welche dabei gemessen wird beträgt ca. $P_{Reib} = 100 \text{ W}$. Eine Vergrößerung des Spaltes zwischen den Walzen auf das

Maximum hat weder Einfluss auf das Förderverhalten noch auf die Reibleistung. Abbildung 6-7 zeigt einen nicht erfolgreichen Versuch mit maximal eingestellter Spaltweite aufgrund der Ausbildung einer Brücke.



Abbildung 6-7 Brückenbildung bei glatter Walzenoberfläche

6.3 Prüfbetrieb mit umfangsseitig angebrachten Stegblechen

Am Umfang der Verdichterwalzen werden vier Stege mit einer Höhe von $h_{steg} = 40 \text{ mm}$ und einer Dicke von $t_{steg} = 3 \text{ mm}$ jeweils um 90° versetzt angebracht. Eine prinzipielle Ausführung dieser Mitnehmer am Walzenumfang ist in Abbildung 6-8 dargestellt.

Der Eingriff der Stegbleche im Prüfbetrieb erfolgt für beide Walzen um eine halbe Teilung versetzt (Abbildung 6-9). Diese Anordnung erreicht eine sehr gute Einzugswirkung und somit eine hohe Kompressionskraft. Dadurch ist aber kein stabiler und reproduzierbarer Prüfbetrieb möglich. D.h. die Antriebsleistung ist nicht ausreichend und die Walzen kommen zum Stillstand. Das Verdichtungspotential einer solchen Anordnung scheint enorm zu sein.



Abbildung 6-8 Walzen mit Stegblechen (hier bereits mit einer Höhe von 20 mm)



Abbildung 6-9 Eingriff der Stegbleche

Um mit dem Aufbau dennoch eine erste Abschätzung bezüglich des Verdichtungsverhaltens treffen zu können, wird die Steghöhe auf $h_{steg} = 20 \text{ mm}$ halbiert. Dadurch wird die Einzug- und Verdichtungswirkung reduziert und im Endeffekt die zur Verfügung stehenden Antriebseinheiten nicht überlastet.

Versuche mit einer Walzendrehzahl von $n = 70 \text{ upm}$ bei einer Spaltweite von $h_A = 120 \text{ mm}$ sind nun zwar erfolgreich, die Antriebe sind jedoch weiterhin über der Nennleistung belastet, die Drehzahl bricht bei Belastung um ca. 15% ein. Die Energie die dabei für einen Versuchsdurchgang benötigt wird, beträgt $E_{Versuch} \sim 550 \text{ J}$ (Abbildung 6-10).

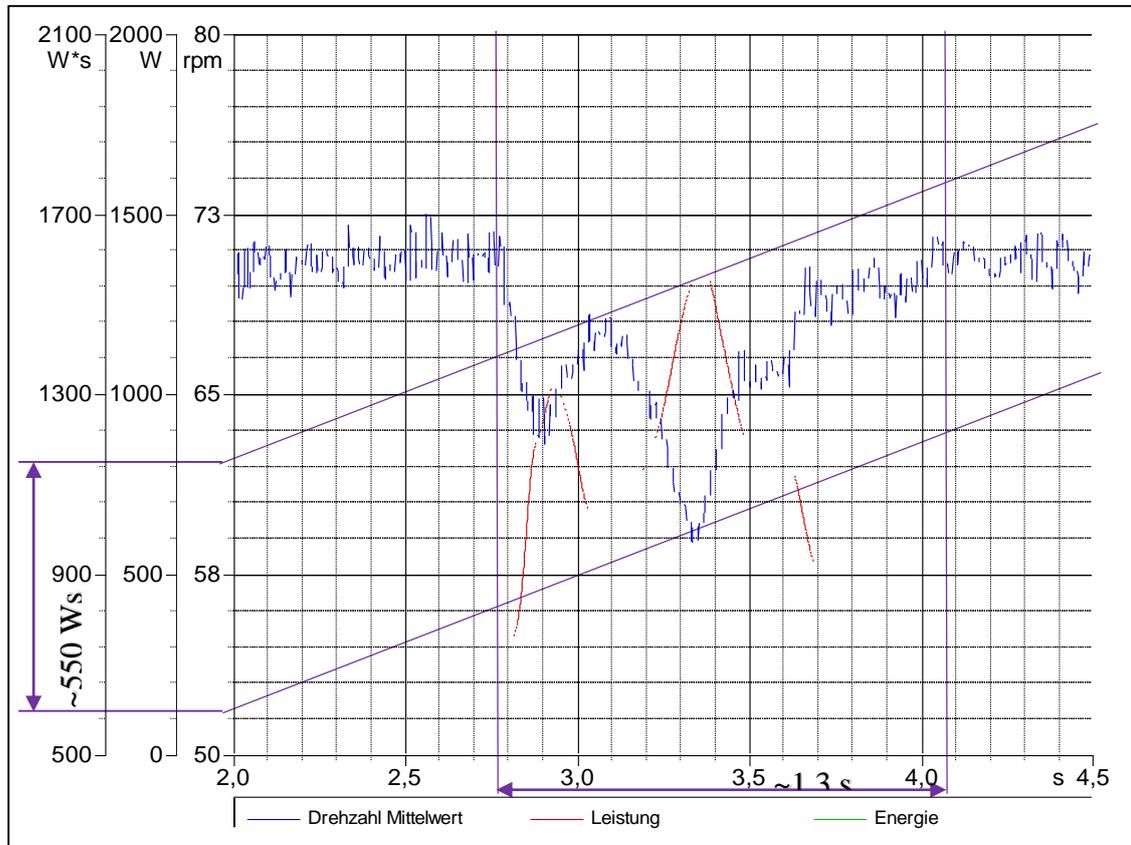


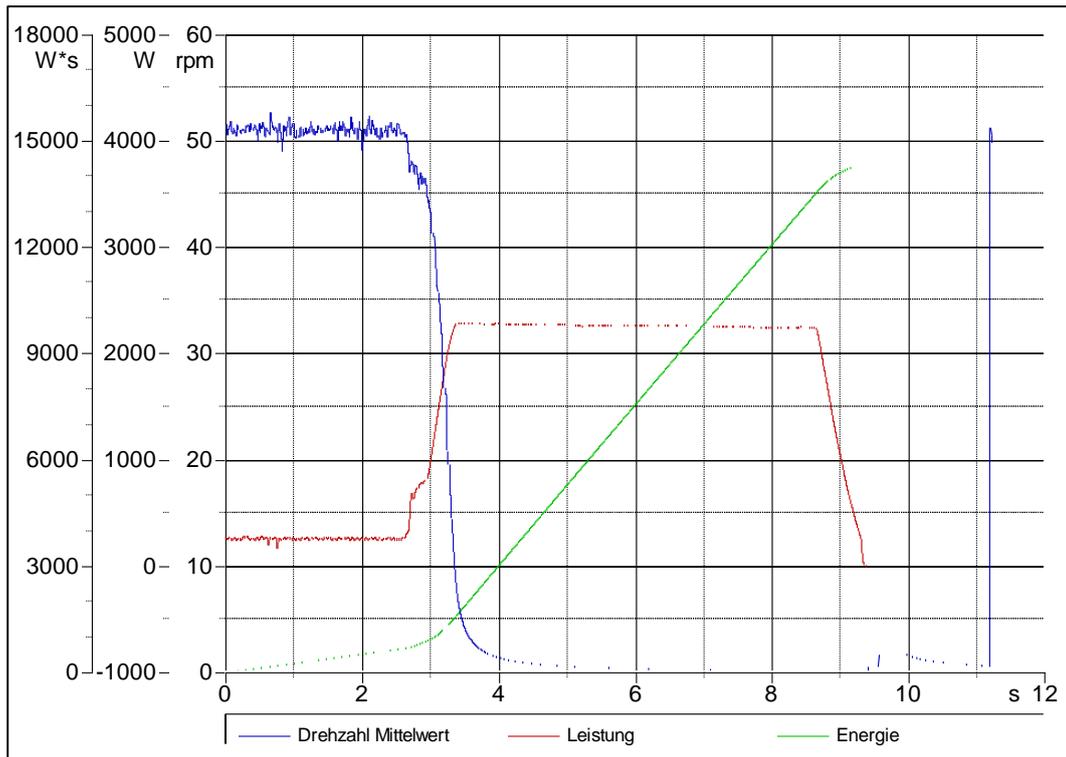
Abbildung 6-10 Messschrieb 120mm Spaltweite / 4 Stege 20 mm / 70 upm

Mit $m_{\text{Versuch}} \sim 19 \text{ kg}$ und der Versuchszeit $t_{\text{Versuch}} \sim 1,3 \text{ s}$ ergibt sich dabei theoretisch ein Massenstrom von $\dot{m}_{\text{Versuch}} \sim 14,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \sim 50.000 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$.

Dass auch mit den verkleinerten Stegen die Förderwirkung groß ist, zeigt Abbildung 6-11. Wird die Drehzahl der Walzen auf $n_{\text{Walze}} = 50 \text{ upm}$ gesenkt und der Versuch erneut durchgeführt, so kommen die Walzen unter einer Sekunde zum Stillstand.

Wie weiter oben beschrieben ist die Methode zur Leistungsbestimmung durch die hohe Belastung der Antriebsmaschine sehr ungenau. Weiters ergibt sich nur ein geringer Bereich der Parametervariation, wodurch die allgemeine Beschreibung des Einflusses der prozessrelevanten Parameter sehr eingeschränkt und somit unzureichend möglich ist.

Abbildung 6-11 Messschrieb 120mm Spaltweite / 4 Stege 20 mm / 50 upm



6.4 Prüfabbruch und Interpretation

Wie bereits erwähnt, ist durch das enorm zu scheinende Potential des Walzenkompaktierers mit diesem Versuchsaufbau kein stabiler/konstanter Prüfbetrieb zur Ermittlung der Parameterabhängigkeiten möglich. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, einen neuen Prüfaufbau mit verstärktem Antrieb zur weiteren bzw. vertieften Untersuchung zu konstruieren und umzusetzen.

7 Prüfstand Walzenkompaktierer V2

Die Konstruktion des Walzenkompaktierers V2 basiert auf den Ergebnissen, Erkenntnissen und Problemen der bereits durchgeführten Versuche mit dem Walzenkompaktierer V1.

7.1 Konstruktion

Der grundlegende Aufbau erfolgt nach den gleichen Prinzipien wie die des Walzenkompaktierers V1 (Kapitel 6.1). D.h. die Einflussmöglichkeiten auf die Prozessparameter bleiben ident, es kommen jedoch stärkere Antriebsmaschinen sowie ein anderes, genaueres Messprinzip zur Leistungsbestimmung zum Einsatz. Der neue Aufbau ist in Abbildung 7-1 dargestellt.

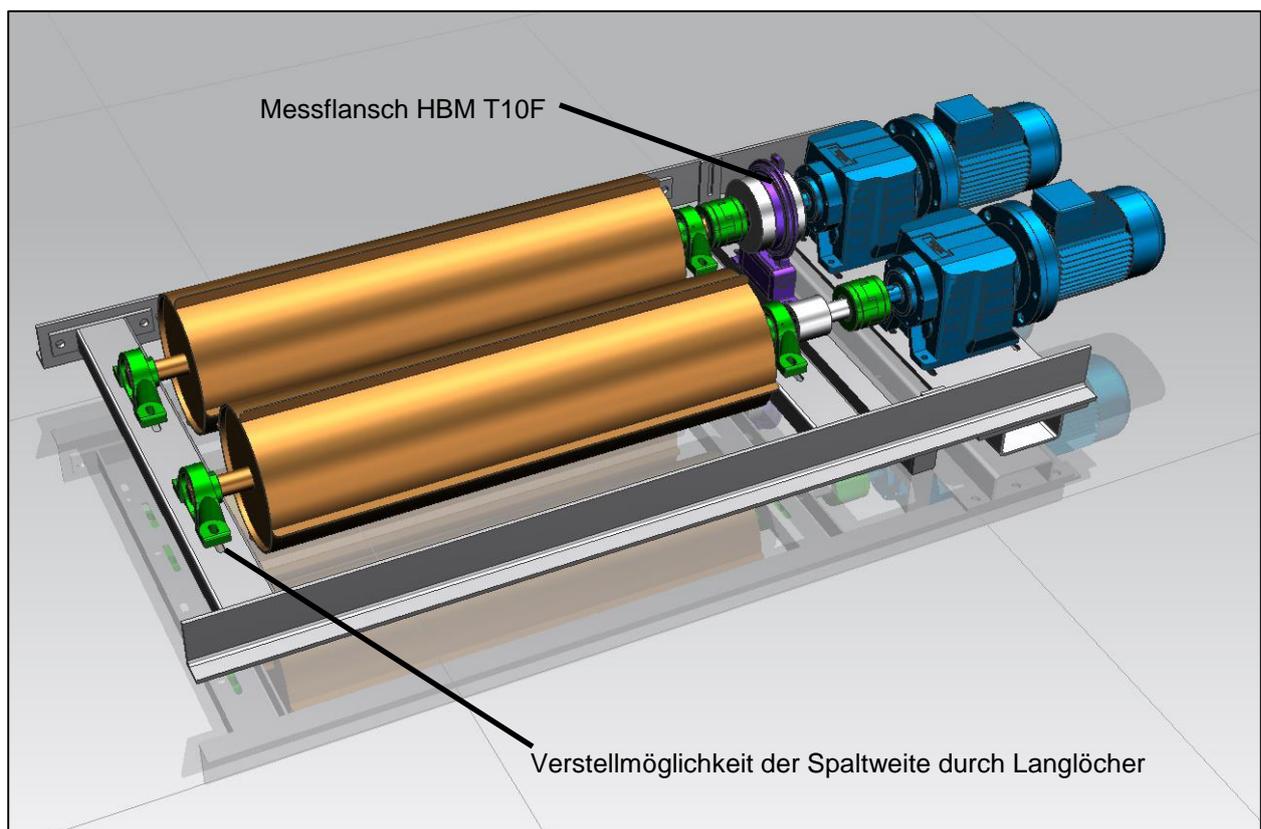


Abbildung 7-1 Walzenkompaktierer V2

7.1.1 Antrieb

Auch hier werden beide Walzen separat mit einem frequenzgesteuerten Stirnradgetriebemotor angetrieben, die Daten hierfür sind Tabelle 7-1 zu entnehmen.

Drehzahl n / upm	1435/48
Übersetzung i	29,64
Leistung P / W	4000

Tabelle 7-1 Antriebsdaten der Asynchronmaschine des Walzenkompaktierers V2

Unter Einbeziehung der Verluste kann mit diesem Antrieb ein Moment an der Verdichtungswalze von ca. $M_{an} = 770 Nm$ erreicht werden, das bedeutet im Vergleich zum Prüfaufbau V1 eine enorme Steigerung (ca. Faktor 20). Durch den frequenzgesteuerten Betrieb liegt das Drehzahlpektrum auch hier im Bereich von $n_{Walze_min} = 20 upm$ bis $n_{Walze_max} = 100 upm$.

7.1.2 Messtechnik

Die Ermittlung der Verdichtungsleistung erfolgt durch Messung des an der Walze anliegenden Drehmoments und der Walzendrehzahl durch den Messflansch des Typs HBM T10F. D.h. es kann mit hoher Genauigkeit die tatsächliche Walzenleistung berechnet werden, die Belastungssituation des Antriebmotors nimmt hierbei, entgegen den Walzenkompaktierer V1, keinen Einfluss, da hier direkt das mechanische Moment gemessen wird. Die mittlere Leistung kann aus den beiden Messgrößen nach Formel 7.1 berechnet werden:

$$P_{Walze} = M_{Walze} * \omega_{Walze} \quad \dots [W]$$

Formel 7.1 Walzenleistung

Der Vergleich einzelner Versuche zueinander erfolgt mit der dafür benötigten Energie gemäß Formel 7.2.

$$E_{Versuch} = \int P_{Walze} * dt \quad \dots [J]$$

Formel 7.2 Verdichtungsenergie

Entgegen dem Walzenkompaktierer V1, bei welchem die Leistung beider Antriebe gemessen und angegeben wurde, wird beim Walzenkompaktierer V2 nur die Leistung einer Antriebswalze ermittelt und angegeben (siehe Aufbau Abbildung 7-1). Entsprechend der anzunehmend annähernd symmetrischen Belastung beider Walzen sind auch die ermittelten Messgrößen dieselben. In den folgenden Kapiteln wird die Energie, Leistung und das Moment nur auf eine Walze bezogen, d.h. für das Gesamtsystem Walzenkompaktierer V2 sind diese Werte zu verdoppeln.

Folgendes Messsystem wird zur Ermittlung der Leistung des Walzenkompaktierers V2 verwendet:

Messverstärker

HBM Spider 8

Seriennummer: F01206

Softwareversion: P32

Messsoftware

AMS Beam Spider 3.12c33

Momentaufnehmer

HBM K-T10F-001R-SF1-S-1-VO-N

Messbereich: -1000 ... 1000 Nm

Genauigkeitsklasse: 0,1

Seriennummer: 014630044

Drehzahlmessung

360 mechanische Inkremente auf metallischer Schlitzscheibe am Rotor HBM K-T10F-001R-SF1-S-1-VO-N angebracht; Detektieren optisch mittels Infrarotlicht durch Gabellichtschranke am Stator.

Messbereich: 0 ... 12000 upm

Auswertung der Messfiles

Die Auswertung der Messfiles erfolgt automatisiert mit einem Mathworks® MATLAB Skript. Dabei wird der Energieverlauf vor und nach dem Verdichtungsvorgang mit einer linearen Regression angenähert (hellblaue Linien in Abbildung 7-2). Die Verdichtungsenergie ist durch die Differenz der Achsenabschnitte der beiden linearen Gleichungen gegeben. Für die Verdichtungszeit wird der letzte bzw. der erste Schnittpunkt (Beginn bzw. Ende der Verdichtung) dieser Geraden mit der tatsächlichen Funktion unter Berücksichtigung eines Toleranzfeldes gesucht. Die zeitliche Differenz dieser beiden Punkte (in Abbildung 7-2 in roter Farbe dargestellt) ist die für die Verdichtung benötigte Zeit.

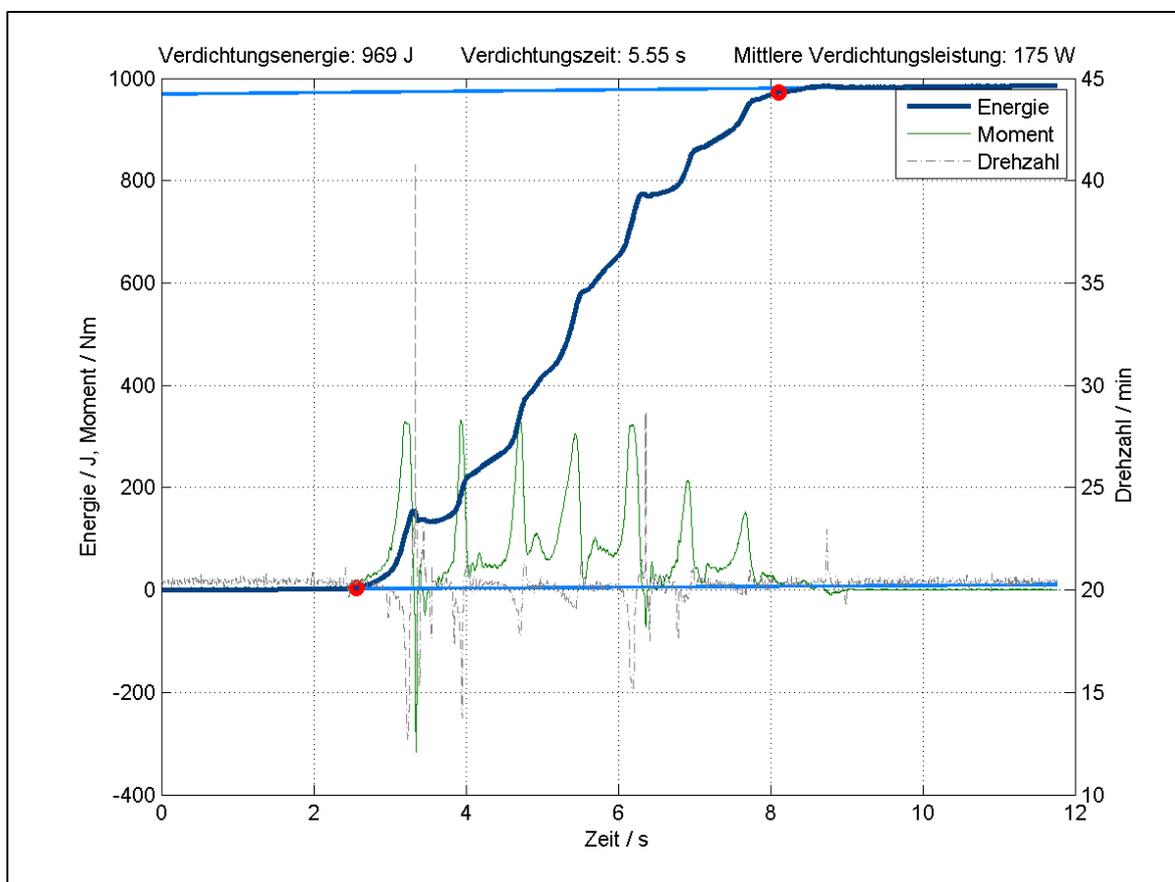


Abbildung 7-2 Auswertung eines Versuchsdurchgangs

7.1.3 Beschreibung der Prüfstands-Komponenten und des Prüfablaufs

Wie beim Prüfablauf des Walzenkompaktierers V1 werden auch hier die Antriebswalzen auf die gewünschte Drehzahl gebracht, die Aufzeichnung gestartet und das Schneidgut

zum Versuch durch Lösen der Falltürverriegelung freigegeben. Vorerst findet der Versuch ohne Gegendruck statt, der neue Versuchsaufbau ist in Abbildung 7-3 ersichtlich.

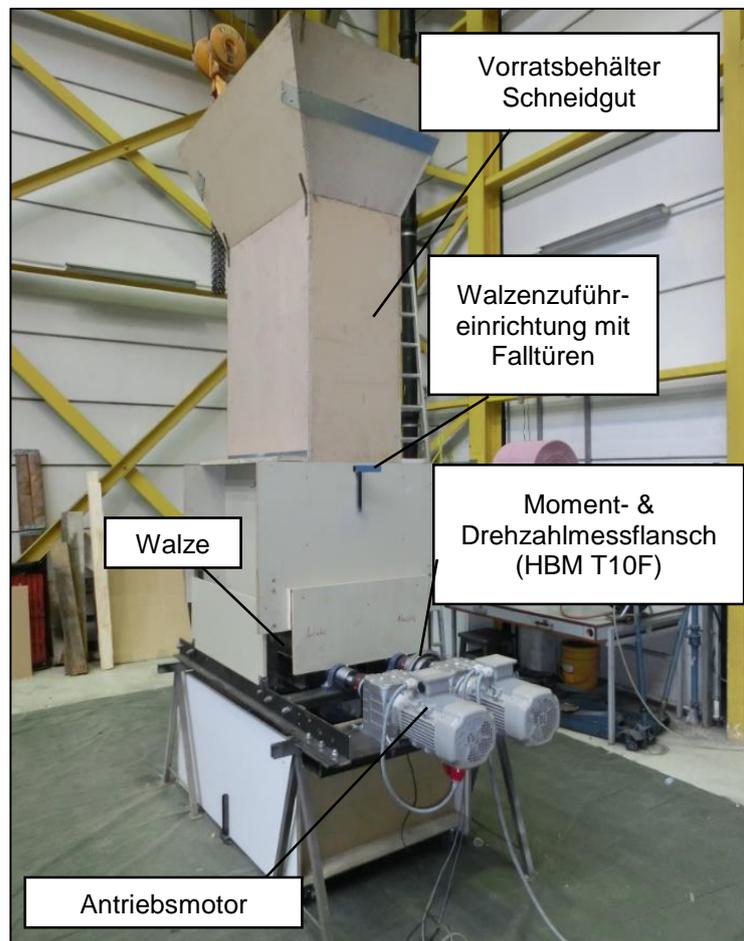


Abbildung 7-3 Komponenten des Walzenkompaktierer V2

7.2 Prüfbetrieb

Der Wahl der Parametervariation erfolgt iterativ während dem Versuch, d.h. durch gewonnene Ergebnisse wird der nächste Prüfpunkt festgelegt.

7.2.1 Prüfbetrieb mit konstanter Spaltweite und variabler Drehzahl

Die Oberfläche der Verdichterwalzen werden gegenüber dem Walzenkompaktierer V1 nicht verändert, d.h. dass die umfangseitig angebrachten Stegbleche mit einer Höhe von

$h_{Steg} = 40 \text{ mm}$ und einer Dicke von $t_{Steg} = 3 \text{ mm}$ erhalten bleiben. Der Eingriff beider Walzen erfolgt um eine halbe Teilung versetzt (Abbildung 6-9).

Als ersten fixen Parameter wird die Spaltweite auf einen Wert von $h_A = 100 \text{ mm}$ festgelegt und die Drehzahl als variabler Parameter zum Prüfbetrieb herangezogen.

Die Drehzahl nimmt nur einen geringen Einfluss auf die benötigte Energie für die Förderung, bzw. Verdichtung von $m_{Versuch} \sim 19 \text{ kg}$ Schneidgut. Eine mit der Drehzahl steigende Energieaufnahme ist zu beobachten. Dieser Effekt ist jedoch relativ gering, die Steigerung der Energieaufnahme von kleinster zu größter Drehzahl (10 bis 90 upm) beträgt ca. 25% und verläuft dabei nicht monoton steigend. Die maximale Standardabweichung der Energie einer Versuchsreihe von deren Mittelwert beträgt 16% (= Versuchsreihe mit $n_{Walze} = 30 \text{ upm}$). Dieser Bereich bildet annähernd die Grenzen aller Versuchsreihen inkl. deren Standardabweichung mit variabler Drehzahl. Um eine hinreichend genaue statistische Aussage treffen zu können, wurden pro Drehzahl elf Versuche durchgeführt.

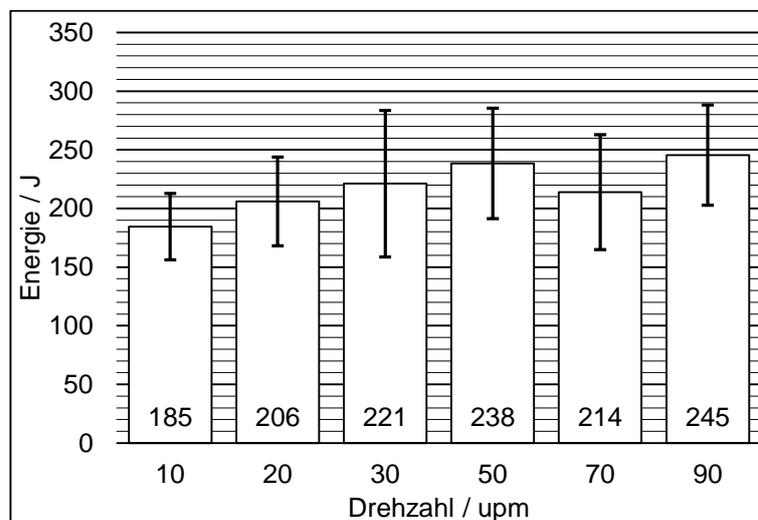


Abbildung 7-4 Verdichtungsenergie bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 100 \text{ mm}$

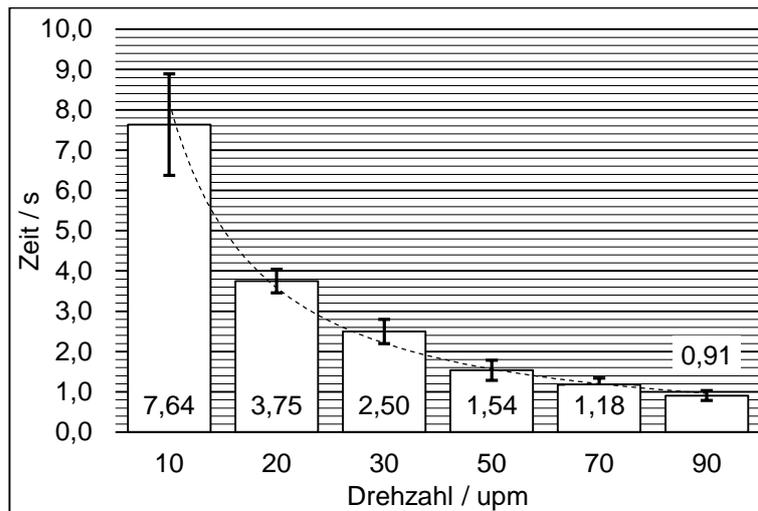


Abbildung 7-5 Verdichtungszeit bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 100$ mm

Einen sehr großen Einfluss hingegen hat naturgemäß die Drehzahlvariation auf die Verdichtungszeit. Wie in Abbildung 7-5 ersichtlich (Trendlinie), erfolgt die Abnahme der für den Versuch benötigten Zeit (=Verdichtungszeit) mit Erhöhung der Walzendrehzahl einer Potenzfunktion. In erster Näherung kann diese mit der Funktion $y = \frac{1}{x}$ beschrieben werden, d.h. erhöht man z.B. die Drehzahl um das Neunfache, so sinkt die für die Verdichtung benötigte Zeit auf $\frac{1}{9}$ ab. Dies spiegelt sich auch in der absoluten Anzahl der Walzenumdrehungen in der Verdichtungsphase, welche näherungsweise konstant 1,3 beträgt, wider (Abbildung 7-6).

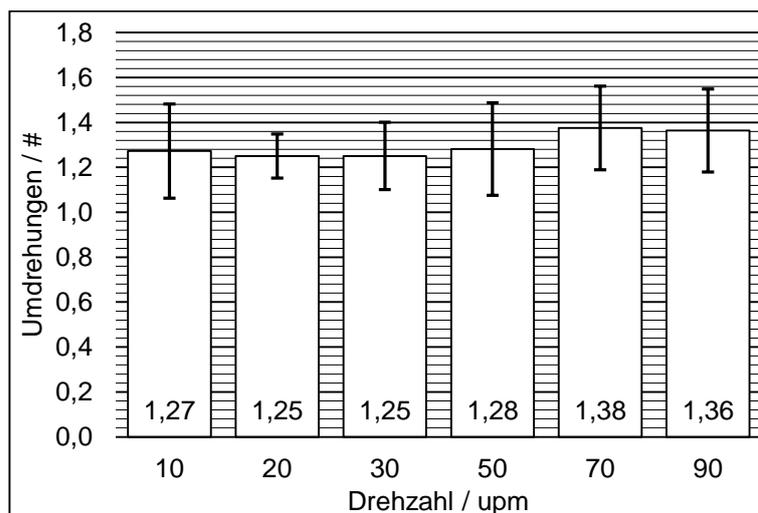


Abbildung 7-6 Walzenumdrehungen bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 100$ mm

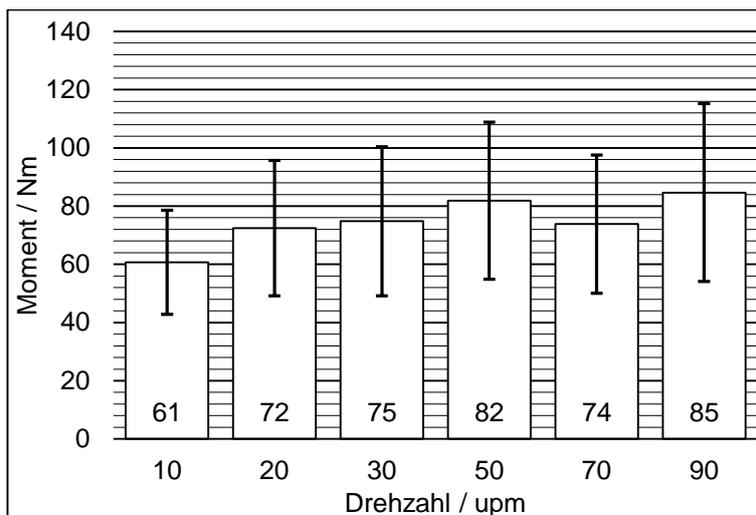


Abbildung 7-7 Maximalmoment bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 100 \text{ mm}$

Durch die hohe Antriebsleistung der installierten Walzenantriebe sinkt die Drehzahl während dem Verdichtungsprozess nur minimal ab. Gemäß dem Zusammenhang von $E_{\text{Versuch}} = \int M_{\text{Walze}} * \omega_{\text{Walze}} * dt$ weisen Energie und Moment einen qualitativ ähnlichen Verlauf auf. Es scheint hierbei ein nicht eindeutig definierbarer dynamischer Effekt vorzuliegen, der zu einer Steigerung des Moments mit der Drehzahl führt. Mögliche Ursachen könnten mit der Umformungsgeschwindigkeit steigende Verformungswiderstände, Reibkräfte oder Massenträgheitseffekte sein. Da es zu einer relativ großen Streuung mit einer hohen Standardabweichung des maximal auftretenden Moments kommt, ist eine eindeutige Bestimmung der Ursache dieses Effekts nicht einfach durchführbar.

7.2.2 Prüfbetrieb mit variabler Spaltweite

Das maximal gemessene Moment an der Verdichterwalze der vorangegangenen Versuche mit einer konstanten Spaltweite von $h_A = 100 \text{ mm}$ beträgt $M_{\text{max}} \sim 150 \text{ Nm}$. Durch die hohe Reserve der installierten Antriebsmaschinen ($M_{\text{an}} = 770 \text{ Nm}$), kann für den weiteren Versuch die Spaltweite verringert werden, das ermöglicht eine Erhöhung des Verdichtungsdrucks.

Spaltweite	$h_A = 70 \text{ mm}$	$h_A = 50 \text{ mm}$
Walzendrehzahl	$n_{\text{Walze}} = 50 \text{ upm}$	$n_{\text{Walze}} = 20 \text{ upm}$

Tabelle 7-2 Parameter für Prüfbetrieb mit variabler Spaltbreite

Um den vom Auftraggeber vorerst angegebenen Massendurchsatz von $\dot{m}_{gefordert} \sim 20.000 \text{ kg/h}$ einzustellen, muss die Drehzahl gesenkt werden. Die Prüfparameter werden daher, wie in Tabelle 7-2 angegeben, festgelegt.

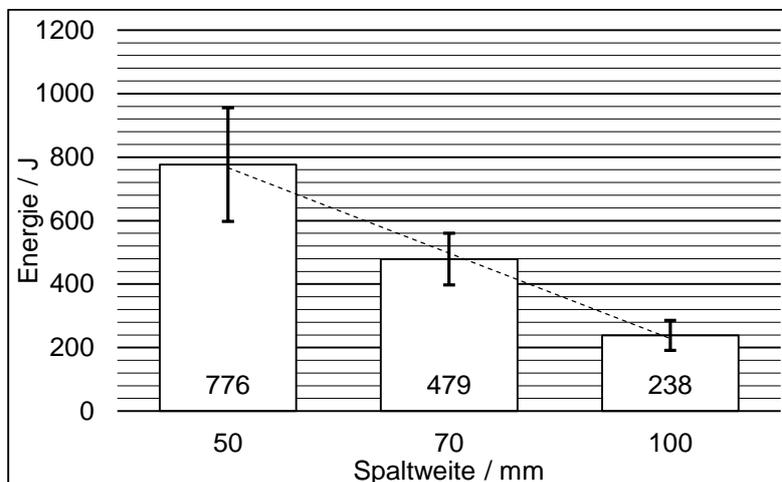


Abbildung 7-8 Verdichtungsenergie bei einer konst. Drehzahl von $n_{Walze} = 50 \text{ upm}$

Die Veränderung der Spaltweite hat einen signifikanten Einfluss auf die Verdichtungsenergie. Wie in Abbildung 7-8 ersichtlich, steigt der Energiebedarf für einen Versuchsdurchgang bei einer Drehzahl von $n_{Walze} = 50 \text{ upm}$ nahezu linear mit der Verringerung der Spaltweite an. Mit einer weiteren Senkung der Drehzahl wird die benötigte Energie in Abhängigkeit von der Spaltweite überproportional größer, d.h. die Charakteristik des Energieanstiegs bei einer Drehzahl von $n_{Walze} = 20 \text{ upm}$ entspricht einer Potenzfunktion.

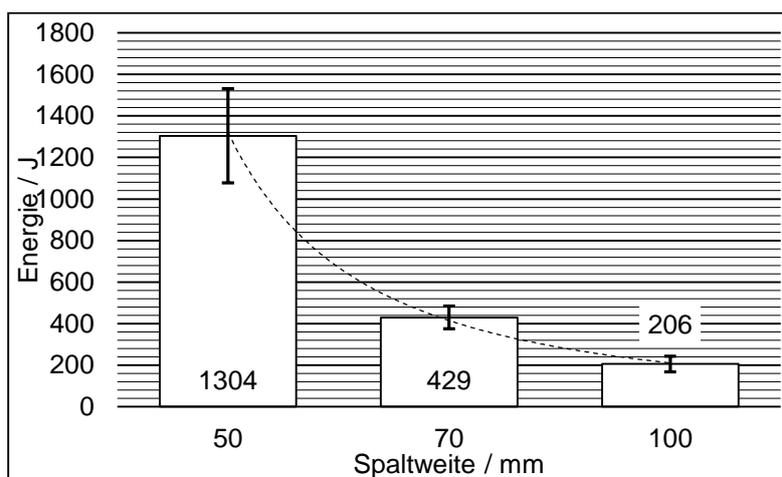


Abbildung 7-9 Verdichtungsenergie bei einer konst. Drehzahl von $n_{Walze} = 20 \text{ upm}$

Bei Verringern der Spaltweite auf die Hälfte, nimmt die Energie um das drei- bis sechsfache zu, während die benötigten Verdichtungs-Umdrehungen um maximal 35% steigen (Abbildung 7-10). Bei einer Drehzahl von $n_{Walze} = 20 \text{ upm}$ beträgt der Anstieg der Verdichtungs-Umdrehungen sogar nur max. 15% (Abbildung 7-11).

Dieses Verhalten (Abnahme der Verdichtungs-Umdrehungen mit Verringerung der Drehzahl) könnte dadurch begründbar sein, dass bei höherer Drehzahl es dynamisch bedingt zu einer Aufstauung des Schneidgutes kommt. D.h., dass die innere Schubspannung des Schneidgutes nicht mehr ausreicht, um die Kraft von einem Partikel auf das andere zu übertragen und es folglich zur Abscherung der Schneidgutpartikel voneinander kommt - das Schneidgut schlupft.

Durch den drei- bis sechsfachen Anstieg der benötigten Energie bei nur 30%iger Zunahme an benötigten Verdichtungs-Umdrehungen kann abgeleitet werden, dass der höhere Energiemehrverbrauch direkt in die Verformungs- bzw. Verdichtungsarbeit einfließt. Es lässt sich daraus schließen, dass sich die Spaltweitenvariation hervorragend für das Einstellen des Verdichtungsverhältnisse eignet.

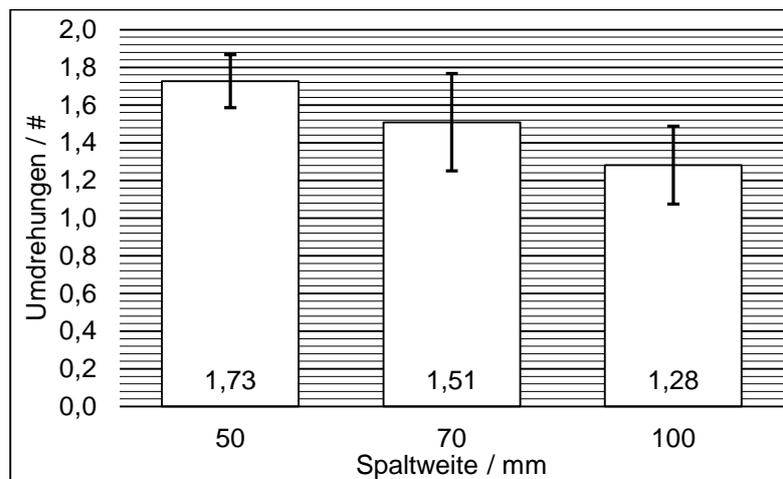


Abbildung 7-10 Walzenumdrehungen bei einer konst. Drehzahl von $n_{Walze} = 50 \text{ upm}$

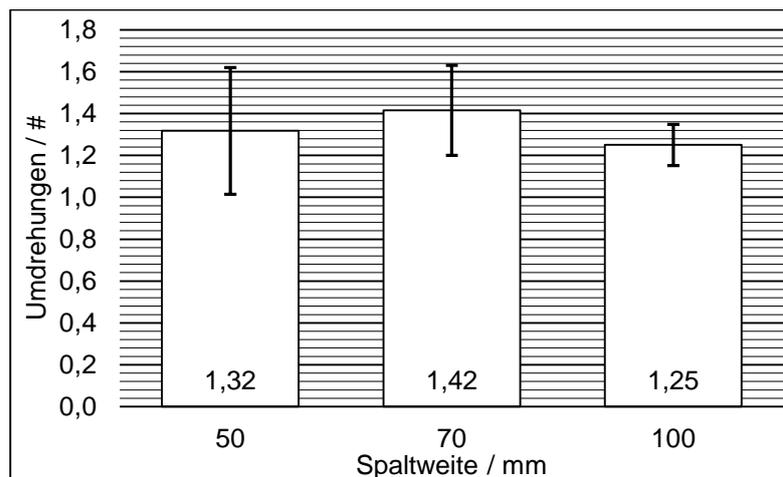


Abbildung 7-11 Walzenumdrehungen bei einer konst. Drehzahl von $n_{Walze} = 20 \text{ upm}$

Es ergibt sich bei einer Walzendrehzahl von $n_{Walze} = 20 \text{ upm}$ bei Verringerung der Spaltweite von $h_A = 100 \text{ mm}$ auf $h_A = 50 \text{ mm}$ keine erhebliche Verringerung der Verdichtungszeit. Bedingt durch den dabei auftretenden hohen Anstieg der Energie muss sich das Moment gemäß $P = M * \omega$ erhöhen. Wie in Abbildung 7-12 ersichtlich, steigt der Mittelwert des maximal auftretenden Moments während dem Verdichtungsprozess um das Fünffache auf $M_{max_Mittel} \sim 500 \text{ Nm}$ an, der Maximalwert eines einzelnen Versuchsdurchgangs beträgt sogar $M_{max} \sim 635 \text{ Nm}$.

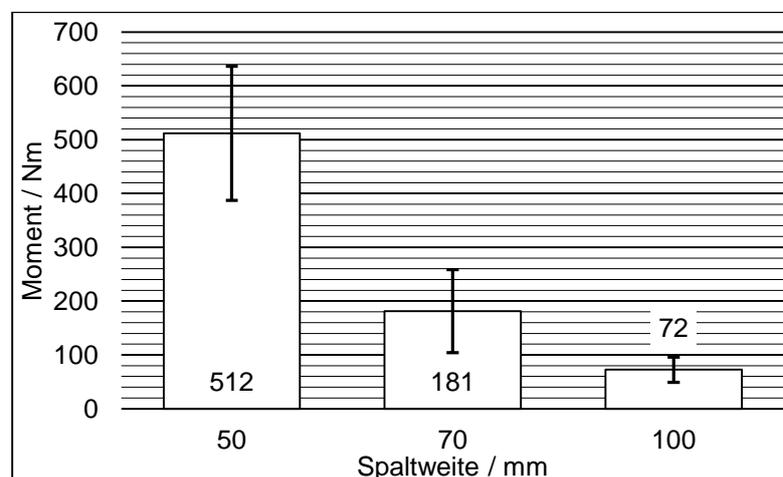


Abbildung 7-12 Maximalmoment bei einer konst. Drehzahl von $n_{Walze} = 20 \text{ upm}$

7.2.3 Prüfbetrieb mit modifizierter Walzenoberfläche

Betrachtet man einen Messschrieb eines Versuchsdurchgangs (Abbildung 7-13) mit vier umfangseitig angebrachten Stegblechen (wie Versuchsdurchgänge in Kapitel 7.2.1 und

Kapitel 7.2.2), so erkennt man den Eingriff der Stegbleche sehr gut. Dies spiegelt sich im Anstieg des Walzenmoments wider, welches in der Abbildung 7-13 in roter Farbe dargestellt ist. Dadurch, dass die Drehzahl dabei nur geringfügig absinkt, weist die Leistung einen qualitativ ähnlichen Verlauf auf.

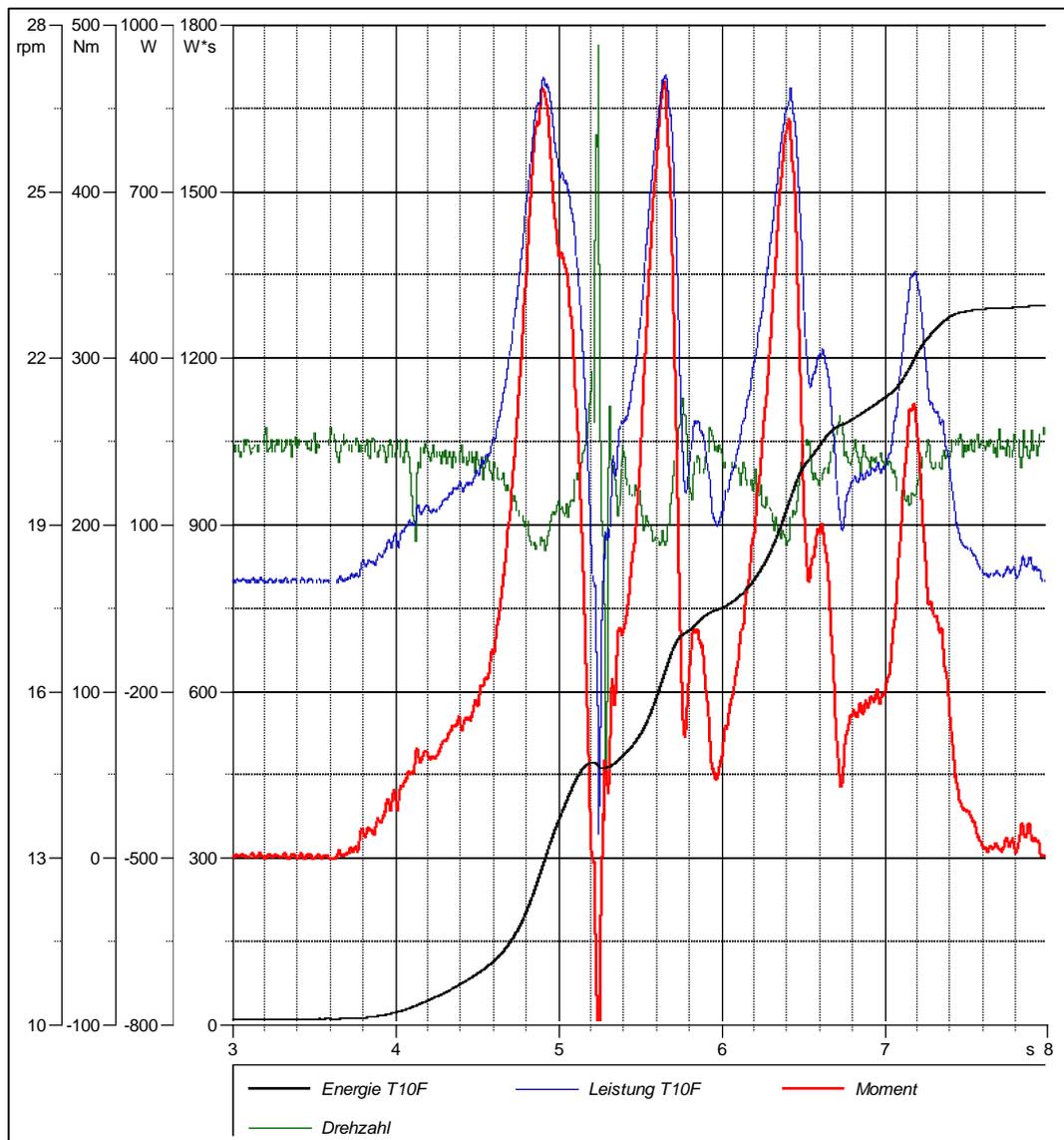


Abbildung 7-13 Exemplarischer Messschrieb mit vier umfangsseitig angebrachten Stegblechen

Für den weiteren Prüfbetrieb wird nun versucht eine Momentglättung bzw. eine konstantere Belastung des Gesamtsystems zu erreichen. Dies soll durch ein Anbringen von zusätzlichen Stegblechen bewerkstelligt werden, konkret sollten insgesamt acht um 45° versetzte Stegbleche für einen gleichmäßigeren Eingriff sorgen. Die Prüfparameter werden, wie in Tabelle 7-3 angegeben, festgelegt.

Spaltweite	$h_A = 70 \text{ mm}$		$h_A = 50 \text{ mm}$
Walzendrehzahl	$n_{Walze} = 50 \text{ upm}$	$n_{Walze} = 20 \text{ upm}$	$n_{Walze} = 10 \text{ upm}$

Tabelle 7-3 Parameter für Prüfbetrieb mit variabler Walzenoberfläche

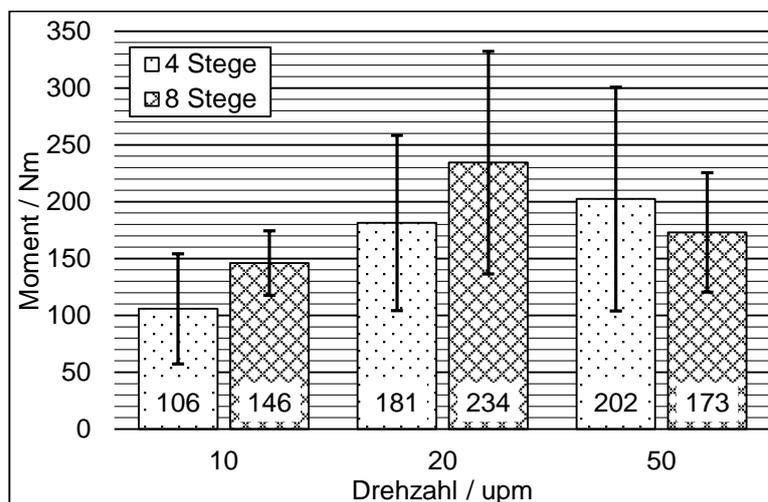


Abbildung 7-14 Maximalmoment bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 70 \text{ mm}$

Entgegen der Erwartung, dass durch diese Maßnahme eine Glättung des Maximalmoments erzielt wird, erhöht sich dieses sogar um mindestens 30% bei den Drehzahlen von $n_{Walze} = 10 \text{ upm}$ bzw. $n_{Walze} = 20 \text{ upm}$ (Abbildung 7-14). Nur bei der höheren Drehzahl von $n_{Walze} = 50 \text{ upm}$ ist ein Rückgang um ca. 15% bemerkbar. Eine Begründung hierfür ist nur sehr schwer möglich, da die Abweichungen der einzelnen Ergebnisse in der Versuchsreihe enorm sind - die Mittelwerte aller Versuchsreihen liegen im Bereich der Standardabweichung der Versuchsreihe mit vier Stegen und einer Drehzahl von $n_{Walze} = 20 \text{ upm}$. Möglicherweise kommt es zu einer Behinderung einer „Entlastungsbewegung“: Das vom Stegblech A1 (Abbildung 7-15) mitgenommene, teilverdichtete Schneidgut kann, bedingt durch die kleinere Teilung bei acht Stegblechen, an der gegenüberliegenden Walze B nur mehr minimal nach oben abgleiten/entweichen, da das Stegblech B1 sich bereits im Eingriff befindet. Bei höheren Drehzahlen könnte die Massenträgheit zu einer Belastungsglättung führen und den zuvor beschriebenen, negativen Effekt überkompensieren und sich somit insgesamt positiv auswirken.

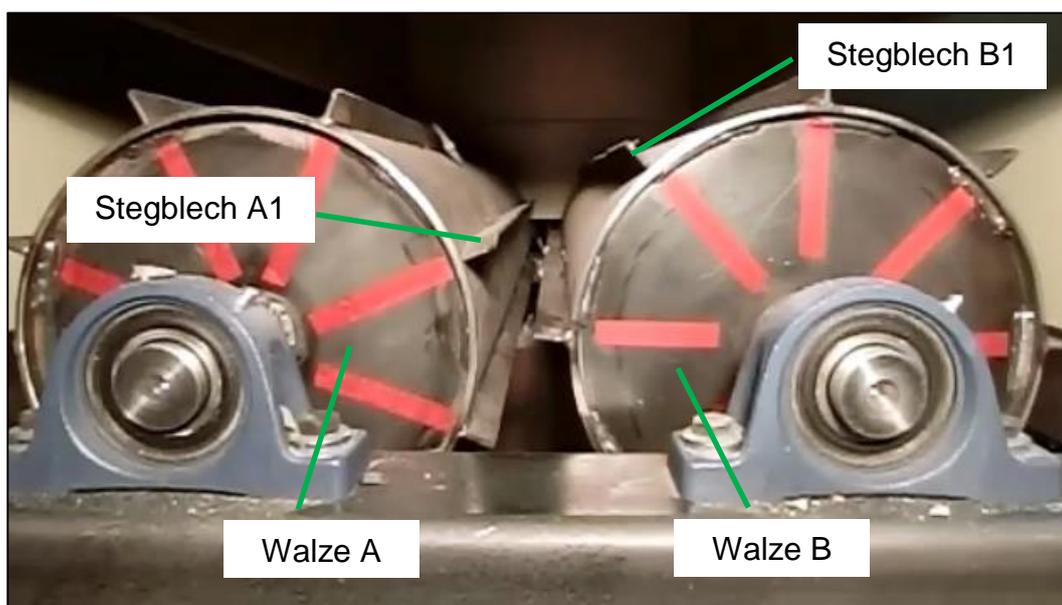


Abbildung 7-15 Nomenklatur Stegbleche

Auch die Verdichtungsenergie weist einen ähnlich qualitativen Verlauf auf (Abbildung 7-16).

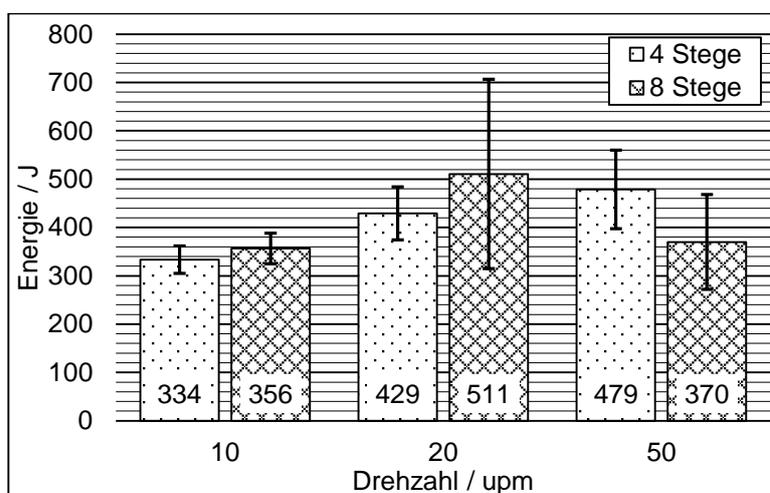


Abbildung 7-16 Verdichtungsenergie bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 70$ mm

Lediglich eine geringe Minimierung der benötigten Walzenumdrehungen lässt sich feststellen (Abbildung 7-17). Möglicherweise führen die kleineren Einzelverdichtungsgebiete zwischen den Stegblechen zu einer Behinderung des Formschlusses zwischen Schneidgut und Oberfläche. Aus einer Videoaufnahme mit einer Highspeed Kamera kann man erkennen, dass das Einzugsverhalten zwischen Walzen mit vier und solchen mit acht Stegblechen ein anderes ist. Während bei Walzen

mit vier Stegblechen ein konstant ausgebildeter Einzug erkennbar ist, scheint es bei Walzen mit acht Stegblechen, bedingt durch die geringere Umfangslänge einer Teilung, zu sporadisch auftretenden Verlusten des Formschlusses zu kommen. Dies bewirkt eine Abscherung in der Kontaktzone.

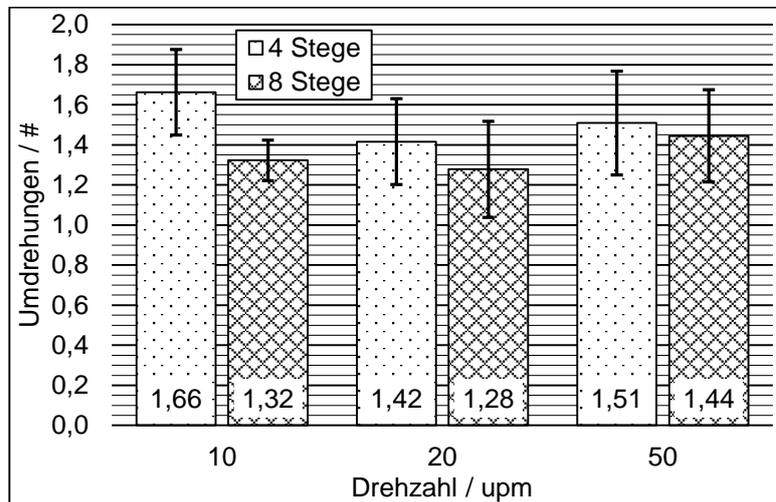


Abbildung 7-17 Walzenumdrehungen bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 70$ mm

Wie zuvor erwähnt ist eine Momentenglättung durch die höheren vermeintlichen Einzelverdichtungsereignisse nicht feststellbar. Der Momentenverlauf dazu ist in Abbildung 7-18 dargestellt.

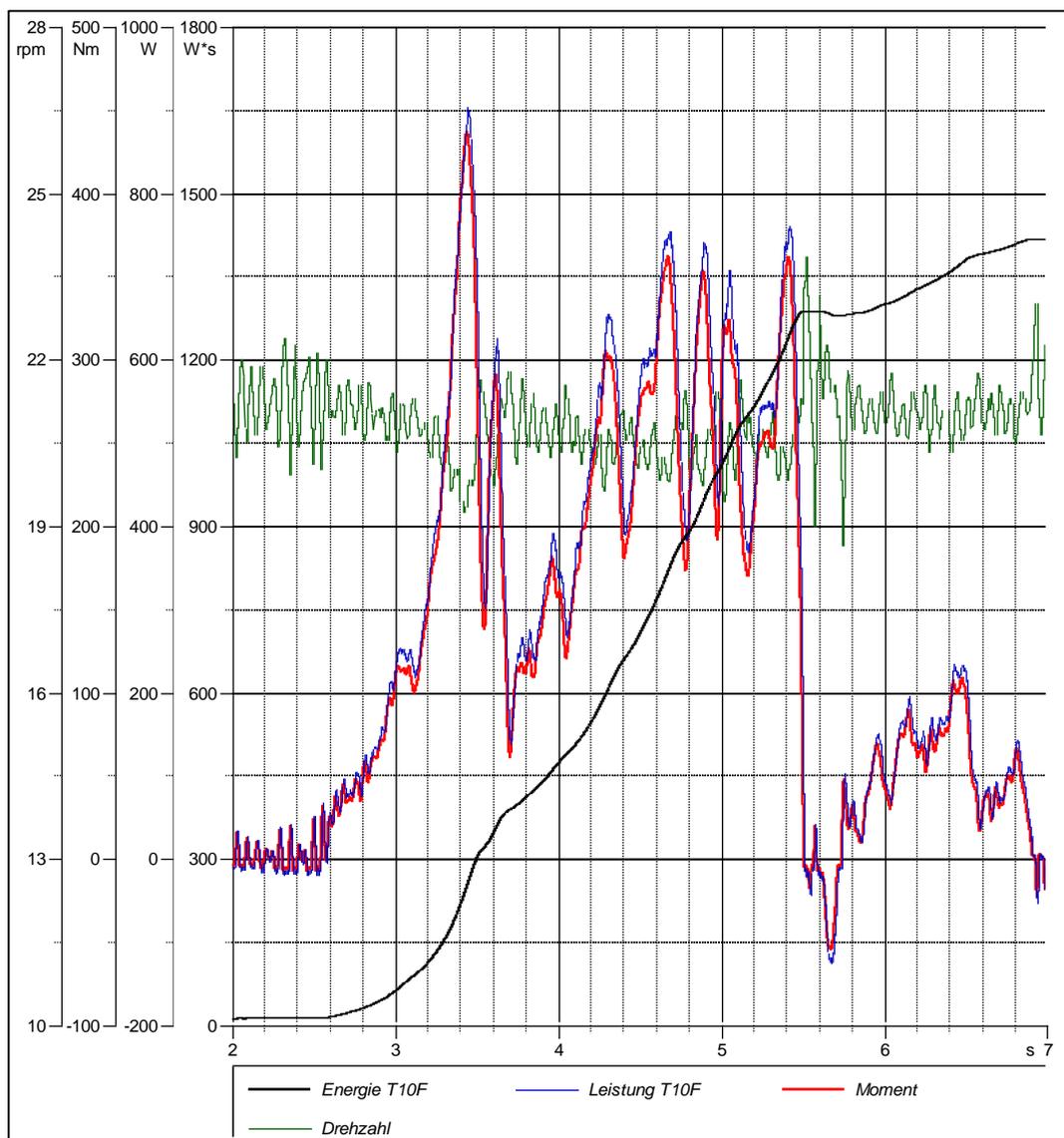


Abbildung 7-18 Exemplarischer Messschrieb mit acht umfangsseitig angebrachten Stegblechen

7.2.4 Prüfbetrieb mit befeuchtetem Schneidgut

Um einen Einfluss auf das Verdichtungsverhalten abhängig vom Feuchtigkeitsgehalt des Schneidgutes am Prüfstand abzubilden, wird diesem Wasser beigemischt. In Absprache mit dem Auftraggeber werden ca. zehn Massenprozent Wasser dem Schneidgut untergemischt, diese Menge entspricht einem in der Realität häufig auftretenden Feuchtigkeitsgehalt des Agglomerats. **Bei der Auswertung von Energie, Moment, Zeit und Verdichtungsumdrehungen wird die höhere Masse des Schneidgutes $m_{\text{Versuch_befeuchtet}} \sim 21 \text{ kg}$ mit dem daraus resultierenden**

Vergleichsmassenkorrekturfaktor von $F_{Vergleichsmasse} = 1,1$ berücksichtigt. Die Prüfparameter werden wie in Tabelle 7-4 angegeben festgelegt.

Spaltweite	$h_A = 70 \text{ mm}$		
Walzendrehzahl	$n_{Walze} = 50 \text{ upm}$	$n_{Walze} = 20 \text{ upm}$	$n_{Walze} = 10 \text{ upm}$

Tabelle 7-4 Parameter für Prüfbetrieb mit befeuchtetem Schneidgut

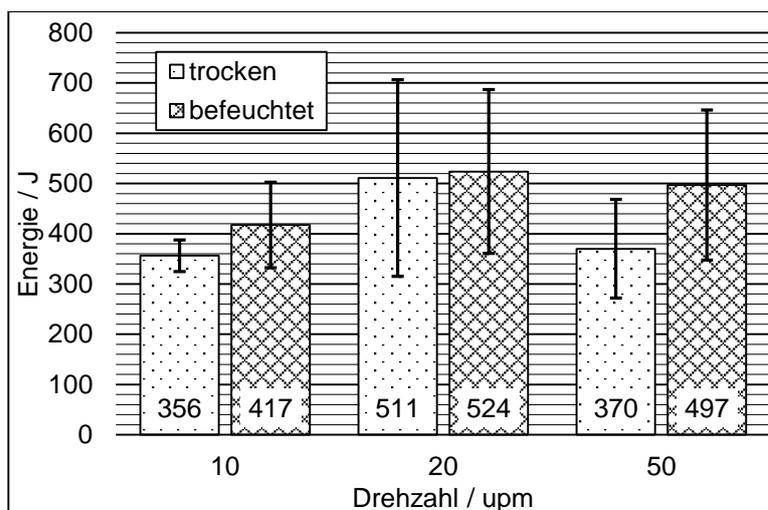


Abbildung 7-19 Verdichtungsenergie von trockenem und befeuchtetem Schneidgut ($h_A = 70 \text{ mm}$)

Tendenziell zeigen die Versuche mit befeuchtetem Schneidgut eine höhere Energieaufnahme (Abbildung 7-19) gegenüber jenen mit trockenem Schneidgut. Durch die hohen Schwankungen der einzelnen Versuchsdurchgänge ist jedoch keine genauere Interpretation möglich. Betrachtet man hingegen die für die Förderung/Verdichtung benötigten Walzenumdrehungen, welche in Abbildung 7-20 dargestellt sind, so ist eine signifikante Abnahme erkennbar. Es ist offensichtlich, dass durch die beschriebenen Auswirkungen (gesteigerte Energie bei geringerer Gesamtumdrehungszahl) durch das befeuchtete Schneidgut sich das Moment erhöhen muss.

Dafür gibt es mehrere Erklärungsmodelle, bzw. Effekte:

Bedingt durch die höhere Masse der einzelnen Partikel oder eine Reduzierung des Reibwertes μ wird die Brückenbildungsneigung bzw. der Ausbau von Hohlräumen zwischen den Partikeln unterdrückt.

Weiters scheint die Feuchtigkeit auch für eine Erhöhung der Rohdichte (Volumsreduktion bei selber Trocken-Schneidgutmasse) verantwortlich zu sein. Dies wurde jedoch nicht verifiziert.

Die Eigenschaftsänderung durch die Wasserzugabe könnte aber auch dazu führen, dass ein geringerer Schneidgutanteil vor dem Verdichtungsbereich rückgefördert wird. Rückgefördertes Material wird somit nicht sofort, sondern erst zu einem späteren Zeitpunkt („beim nächsten Anlauf“) eingezogen. Je weniger Material rückgefördert wird, desto schneller läuft der Verdichtungs- und Förderungsprozess ab.

All diese Effekte scheinen sich positiv auf das Einzugsverhalten auszuwirken. Was wiederum bedeuten würde, dass sich mehr Schneidgutmasse im selben Zeitpunkt zwischen den Walzen befindet und so ein höheres lokales Verdichtungsverhältnis erreicht würde, welches das oben beschriebene, höhere Walzenmoment erklären würde (Abbildung 7-21).

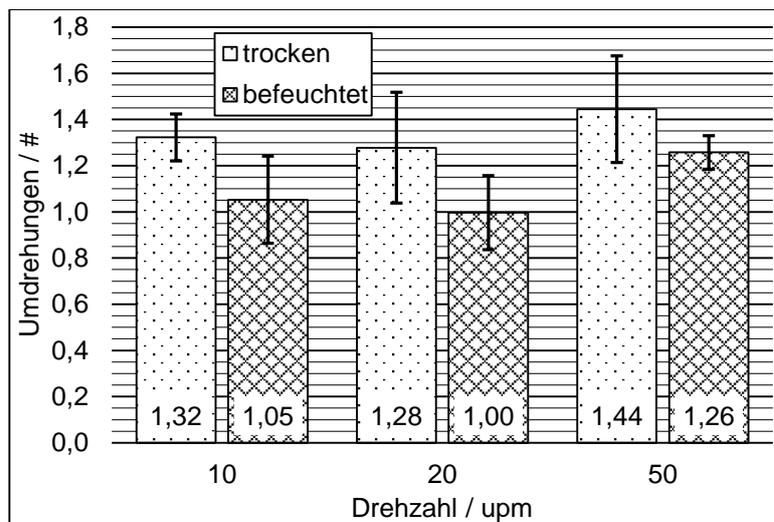


Abbildung 7-20 Walzenumdrehungen von trockenem und befeuchtetem Schneidgut ($h_A = 70 \text{ mm}$)

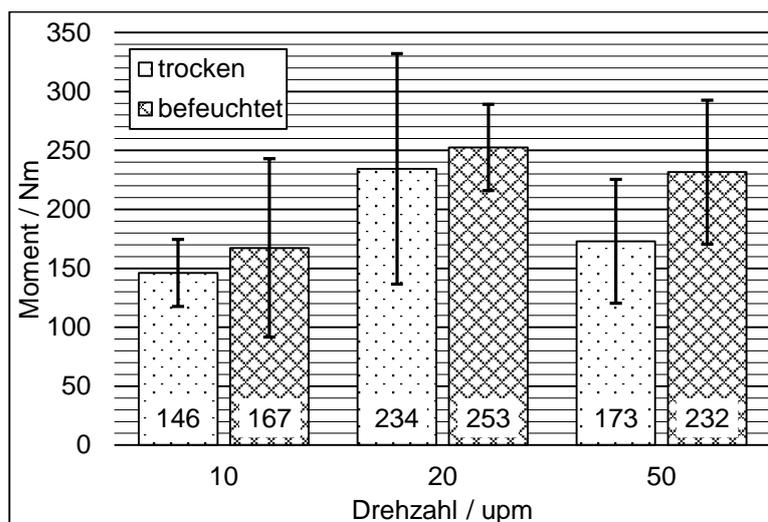


Abbildung 7-21 Maximalmoment von trockenem und befeuchtetem Schneidgut ($h_A = 70$ mm)

7.3 Interpretation der Ergebnisse

Durch Veränderung des Parameters Drehzahl bei konstanter Spaltweite und gleichbleibender Walzenoberfläche kann signifikant nur eine Änderung der für den Durchgang benötigten Zeit detektiert werden. Die absolut benötigte Energie ist nahezu konstant, ebenso die benötigten Walzenumdrehungen für einen Versuchsdurchgang. Aus diesen Gründen eignet sich die Drehzahl hervorragend als Regelparameter des Massenstroms, ohne sich negativ auf die benötigte Energie auszuwirken.

Bei Minimierung der Spaltweite ist ein erheblicher Anstieg der Energie bemerkbar. Die Zunahme folgt bei höherer Drehzahl einer linearen Funktion, bei Verringern der Drehzahl lässt sich die benötigte Energie besser durch die Charakteristik einer Exponentialfunktion beschreiben. Die Gesamtzahl an Walzenumdrehungen steigt nur minimal an, d.h. die Spaltweite ist als Parameter für das Einstellen des Verdichtungsverhältnisses heranziehbar.

Es ist kein signifikanter Unterschied zwischen Versuchen in Bezug auf Energie und Verdichtungszeit mit vier bzw. acht Stegen erkennbar. Daraus lässt sich ableiten, dass eine Förderung bzw. Verdichtung erst durch Anbringen formschlüssiger Mitnehmer am Umfang stattfindet. Sind keine solchen Mitnehmer umfangsseitig vorhanden, so gleitet das Schneidgut, ohne durch die Walzen gefördert zu werden, von diesen ab, d.h. es tritt reine Reibleistung auf.

Schneidgut mit höherer Feuchte verhält sich im Prüfbetrieb im Vergleich zum trockenen Material qualitativ unterschiedlich. Die Streuung der Messergebnisse und die geringe Anzahl an Versuchen, sowie die geringe Schneidgutmenge lassen jedoch keine belastbaren, quantifizierten Aussagen zu. Es wird zwar ein höheres Walzenmoment gemessen, die in Kapitel 7.2.4 aufgestellte Hypothese besagt jedoch, dass zeitgleich ein höheres Verdichtungsverhältnis vorhanden ist. Sollte sich im Regelbetrieb einer Anlage durch eine Feuchtigkeitsschwankung das nötige Antriebsmoment stark verändern, könnte zur Vermeidung der Überlastung der Antriebsaggregate mit einer Vergrößerung der Spaltweite in Form einer Regelschleife reagiert werden.

Aus den Vorversuchen mit dem Walzenkompaktierer V1 kann entnommen werden, dass durch höhere Mitnehmer eine bedeutend höhere Antriebsleistung benötigt wird. Inwiefern dies eine Auswirkung auf den Massenstrom hat, muss versuchstechnisch ermittelt werden.

8 Ausblick

Für das Grundverständnis der Parameterabhängigkeiten sind die bisherigen Versuche ausreichend. Die wichtigsten Erkenntnisse dieser Arbeit sind in Kapitel 7.3 - Interpretation der Ergebnisse des Walzenkompaktierers V2, angeführt. Um jedoch bessere Aussagen über das Verdichtungsverhalten zu erhalten und damit Konstruktionsparameter für einen Prototypen zu generieren, ist es sinnvoll eine genauere Untersuchung unter Einbeziehung der realen Verdichtungssituation durchzuführen.

Diese Untersuchung sollte vorerst durch einen Versuchsaufbau mit Gegendruck stattfinden. Dabei sollte auch die Verdichtungskraft messtechnisch erfasst werden. Dies kann beispielsweise durch Applizierung von Kraftaufnehmer an den Lagern der Verdichtungswalze und des Gegendruckbehälters erfolgen. Der Gegendruckbehälter kann als Trichter ausgeführt werden, damit wäre auch ein längerer stationärer Prüfbetrieb, gegebenenfalls in Bypass-Schaltung beim Kunden, möglich.

Nachdem bei den durchgeführten Versuchen keine Momentenglättung erzielt worden ist, kann dies für etwaige weitere Untersuchungen durch Abänderung der Walzenoberfläche auf eine mit gewellter Oberfläche, ähnlich der Pfeilverzahnung bei Zahnrädern, realisierbar sein.

Im Grunde genommen ist es durch die Verdeutlichung der Komplexität der Zusammenhänge bei gleichzeitiger Aufzeigung des als sehr hoch einzustufenden Potentials des Walzenkompaktierers für die Verdichtung von Ersatzbrennstoffen naheliegend, weitere Untersuchungen durchzuführen. Die Realisierungschance eines Walzenkompaktierers zur Effizienzsteigerung bei Zerkleinerungsmaschinen ist durchaus als hoch einzuschätzen.

9 Literaturverzeichnis

Amazone, 2013. *AMAZONE - Zahnpackerwalze*. [Online]
Available at: <http://amazone.de/205.asp>
[Zugriff am 27 02 2013].

Deutsches Institut für Normung e.V., 1994-04. *Continuous mechanical handling equipment; terminology DIN 15201-1*. s.l.:s.n.

Grote, K. H. & Feldhusen, J., 2007. *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag.

Gupta, A. & Arora, A., 2007. *Industrial automation and robotics*. New Delhi: Laxmi Publications (P) LTD.

Häberlein, P. D. M., 2013. *Extruderbauarten*. [Online]
Available at: <http://www.mhaeberl.de/KAT/311Extruderbauarten.htm>
[Zugriff am 20 02 2013].

Herrmann, W., 1973. *Das Verdichten von Pulvern zwischen zwei Walzen*. Weinheim/Bergstr.: Verlag Chemie GmbH.

Lindner, 2013. *Nachzerkleinerer für die Aufbereitung von EBS*. [Online]
Available at: <http://www.l-rt.com/de/produkte/nachzerkleinerer/power-komet/power-komet.html>
[Zugriff am 03 02 2013].

Mittag, C., 1952. *Die Hartzerkleinerung*. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag OHG.

Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J. & Grote, K. H., 2007. *Konstruktionslehre Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung Methoden und Anwendung*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.

Pucher, W. & Bader, M., 2013. *FFG Feasibility Study "Vorverdichtung für eine Zerkleinerungsmaschine" (UNVEROEFFENTLICHT)*. Graz: s.n.

Schubert, H., 2003. *Handbuch der Mechanischen Verfahrenstechnik*. Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA.

Schulze, D., 2009. *Pulver und Schüttgüter - Fließeigenschaften und Handhabung*. Berlin Heidelberg: Springer Verlag.

Stieß, M., 2009. *Mechanische Verfahrenstechnik - Partikeltechnologie 1*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.

VDI, 1969. *VDI 2225 Technisch-wirtschaftliches Konstruieren Anleitung und Beispiele*. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH.

Wikipedia, 2013. *Wikipedia*. [Online]
Available at: <http://de.wikipedia.org/wiki/Reibungswinkel>
[Zugriff am 25 02 2013].

11 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1 Schredder KOMET (Lindner, 2013).....	3
Abbildung 4-1 Erklärung von im Flowchart verwendeten Symbolen	4
Abbildung 4-2 Flowchart Vorgehensweise	5
Abbildung 4-3 Normalspannungsbelastetes Schüttgutelement (Schulze, 2009, p. 12) ...	7
Abbildung 4-4 Verdichtungs- und Entlastungsvorgang eines Schüttgutes (Schulze, 2009, p. 23)	8
Abbildung 4-5 Kräftegleichgewicht am Schüttgutelement, Mohrscher Spannungskreis (Schulze, 2009, p. 14)	10
Abbildung 4-6 Einachsiger Druckversuch (Schulze, 2009, p. 36).....	10
Abbildung 4-7 Kräftesituation am zu verdichtenden Partikel	13
Abbildung 4-8 Definition Verdichterfläche	14
Abbildung 4-9 Prinzip Ermittlung der Coulombschen Reibung über Gleitwinkel	18
Abbildung 4-10 Versuchsaufbau mit eingezeichnetem Reibwinkel	18
Abbildung 4-11 Kraftsituation zwischen zwei Körpern.....	19
Abbildung 4-12 Prüfaufbau zur Reibkraftmessung.....	20
Abbildung 4-13 Nomenklatur Prüfbehälter	21
Abbildung 4-14 Reibwertverlauf mit Reibbereichen	22
Abbildung 4-15 Reibwerte μ des Schneidgutes nach Schredder JUPITER	23
Abbildung 4-16 Reibwerte μ des Schneidgutes nach Schredder KOMET.....	23
Abbildung 4-17 Reibwerte in Abhängigkeit der Flächenpressung	24
Abbildung 4-18 Dichte Schneidgut nach Schredder JUPITER	25
Abbildung 4-19 Dichte Schneidgut nach Schredder KOMET	25
Abbildung 4-20 Prinzip Ermittlung der Flächenpressung.....	26
Abbildung 4-21 Prüfaufbau zur Verdichtungskraftermittlung	27

Abbildung 4-22 Spannungsverlauf bei Verdichtung - Schneidgut nach Schredder JUPITER	28
Abbildung 4-23 Spannungsverlauf bei Verdichtung - Schneidgut nach Schredder KOMET	29
Abbildung 4-24 Vergleich Spannungsverlauf bei Verdichtung - Schneidgut beider Schreddertypen.....	30
Abbildung 4-25 Prinzipdarstellung des Versuchs zur Ermittlung der Brückenbildungsneigung	30
Abbildung 4-26 Prüfaufbau Brückenbildungsneigung (840x820 mm)	31
Abbildung 4-27 Aufgeschüttetes Schneidgut vor Versuchsdurchführung.....	32
Abbildung 4-28 Brücke von ca. 400 mm gerade noch vorhanden.....	32
Abbildung 4-29 Spaltweite und Schütthöhe Schneidgut nach Schredder JUPITER.....	33
Abbildung 4-30 Prinzip Schlauchpumpe (Gupta & Arora, 2007, p. 38)	36
Abbildung 4-31 Anordnung einer Schlauchpumpe für Förderung und Verdichtung von Feststoffen	37
Abbildung 4-32 Mögliche Ausführung eines Plattenförderers.....	39
Abbildung 4-33 Schnecke mit progressivem Anstieg des Kerndurchmessers (Häberlein, 2013)	40
Abbildung 4-34 Gangprogressive Schnecke (Häberlein, 2013).....	40
Abbildung 4-35 Schematische Darstellung Walzenverdichter	41
Abbildung 4-36 Prinzip Rootsgebläse (Grote & Feldhusen, 2007, p. P26).....	42
Abbildung 5-1 Flowchart zur Prüfstandskonzeptfindung	46
Abbildung 5-2 Mehrstufiger Aufbau eines Walzenkompaktierers mit Verstellmöglichkeiten	47
Abbildung 5-3 Zahnpackerwalze von Amazone (aus dem Landwirtschaftssektor) (Amazone, 2013).....	48
Abbildung 5-4 Prinzip Gurtförderer mit eingezeichneten Verstellmöglichkeiten	50

Abbildung 5-5 Profiliertes Einzugsgurt der Hackguterzeugungsmaschine Lindner ANTAGUAR P600	51
Abbildung 6-1 Walzenkompaktierer V1 mit eingezeichneter Spaltweiten-Verstellmöglichkeit	56
Abbildung 6-2 Zusammenbau Walzenkompaktierer V1 mit glatter Walzenoberfläche ..	57
Abbildung 6-3 Integral der Leistung: die Energie	59
Abbildung 6-4 Aufbau Drehzahlmesssystem Walzenkompaktierer V1	59
Abbildung 6-5 Aufbau Walzenkompaktierer V1	61
Abbildung 6-6 Walzenkompaktierer V1: Freigabe Schneidgut	62
Abbildung 6-7 Brückenbildung bei glatter Walzenoberfläche	63
Abbildung 6-8 Walzen mit Stegblechen (hier bereits mit einer Höhe von 20 mm).....	64
Abbildung 6-9 Eingriff der Stegbleche	64
Abbildung 6-10 Messschrieb 120mm Spaltweite / 4 Stege 20 mm / 70 upm.....	65
Abbildung 6-11 Messschrieb 120mm Spaltweite / 4 Stege 20 mm / 50 upm.....	66
Abbildung 7-1 Walzenkompaktierer V2	67
Abbildung 7-2 Auswertung eines Versuchsdurchgangs	70
Abbildung 7-3 Komponenten des Walzenkompaktierer V2	71
Abbildung 7-4 Verdichtungsenergie bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 100$ mm	72
Abbildung 7-5 Verdichtungszeit bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 100$ mm.....	73
Abbildung 7-6 Walzenumdrehungen bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 100$ mm	73
Abbildung 7-7 Maximalmoment bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 100$ mm.....	74
Abbildung 7-8 Verdichtungsenergie bei einer konst. Drehzahl von $n_{Walze} = 50$ upm	75
Abbildung 7-9 Verdichtungsenergie bei einer konst. Drehzahl von $n_{Walze} = 20$ upm	75
Abbildung 7-10 Walzenumdrehungen bei einer konst. Drehzahl von $n_{Walze} = 50$ upm ..	76
Abbildung 7-11 Walzenumdrehungen bei einer konst. Drehzahl von $n_{Walze} = 20$ upm ..	77
Abbildung 7-12 Maximalmoment bei einer konst. Drehzahl von $n_{Walze} = 20$ upm	77

Abbildung 7-13 Exemplarischer Messschrieb mit vier umfangsseitig angebrachten Stegblechen78

Abbildung 7-14 Maximalmoment bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 70$ mm.....79

Abbildung 7-15 Nomenklatur Stegbleche80

Abbildung 7-16 Verdichtungsenergie bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 70$ mm80

Abbildung 7-17 Walzenumdrehungen bei einer konst. Spaltweite von $h_A = 70$ mm81

Abbildung 7-18 Exemplarischer Messschrieb mit acht umfangsseitig angebrachten Stegblechen82

Abbildung 7-19 Verdichtungsenergie von trockenem und befeuchtetem Schneidgut ($h_A = 70$ mm)83

Abbildung 7-20 Walzenumdrehungen von trockenem und befeuchtetem Schneidgut ($h_A = 70$ mm)84

Abbildung 7-21 Maximalmoment von trockenem und befeuchtetem Schneidgut ($h_A = 70$ mm)85

12 Formelverzeichnis

Formel 4.1 Horizontallastverhältnis	7
Formel 4.2 Normal- und Schubspannung in einer beliebigen Ebene	9
Formel 4.3 Fließfähigkeit nach JENIKE	11
Formel 4.4 Hypothesenformel Walzenkompaktierer	12
Formel 4.5 Radiusberechnung aus Kräftesituation	13
Formel 4.6 Näherungsformel nach JOHANSON (Herrmann, 1973, p. 169)	15
Formel 4.7 Berechnungsformel Walzenverdichter (angelehnt an MITTAG)	16
Formel 4.8 Geometrischer Zusammenhang Reibwert μ / Reibwinkel β	18
Formel 4.9 Reibwert μ als Funktion von Reib- und Normalkraft	19
Formel 4.10 Flächenpressung p als Funktion des Weges	26
Formel 6.1 Formel zur Bestimmung der elektrischen Leistung	58
Formel 6.2 Vergleichsgröße einzelner Messungen: Elektrische Energie	59
Formel 7.1 Walzenleistung	68
Formel 7.2 Verdichtungsenergie	68

13 Tabellenverzeichnis

Tabelle 4-1 Übersicht Einteilung von Fließfähigkeit.....	11
Tabelle 4-2 Abkürzungsverzeichnis für Näherungsformel nach JOHANSON	15
Tabelle 4-3 Abkürzungsverzeichnis für Durchmesserberechnung Walzenverdichter (angelehnt an MITTAG).....	16
Tabelle 4-4 Ergebnis der verschiedenen Rechenmodelle	34
Tabelle 4-5 Punktebewertungsskala nach Richtlinie VDI 2225 (VDI, 1969, p. 12)	43
Tabelle 4-6 Entscheidungsmatrix bereits vorselektierter Prinzipien	44
Tabelle 5-1 Entscheidungsmatrix Prüfstandsprinzip	55
Tabelle 6-1 Antriebsdaten der Asynchronmaschine des Walzenkompaktierers V1	57
Tabelle 7-1 Antriebsdaten der Asynchronmaschine des Walzenkompaktierers V2	68
Tabelle 7-2 Parameter für Prüfbetrieb mit variabler Spaltbreite	74
Tabelle 7-3 Parameter für Prüfbetrieb mit variabler Walzenoberfläche	79
Tabelle 7-4 Parameter für Prüfbetrieb mit befeuchtetem Schneidgut.....	83