

Messung des äußeren Reib- und Druckanisotropiekoeffizienten von Kunststoffschüttgütern

Diplomarbeit

verfasst von

Markus Mayer

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplomingenieur der Verfahrenstechnik

eingereicht am

Institut für Kunststoffverarbeitung

Vorstand o. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Günter R. Langecker

MUL Leoben

Leoben, Februar 2002

Vorwort

Dank an den Vorstand des Institutes für Kunststoffverarbeitung an der Montanuniversität Leoben, **Herrn Vorstand O. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Günter R. Langecker**, der es mir ermöglicht hat dieses interessante Forschungsgebiet am Institut für Kunststoffverarbeitung zu bearbeiten.

Ein besonderer Dank ergeht auch an **Herrn Dipl. Ing. Zitzenbacher** und das Mitarbeiterteam **Herrn Ing. Schatzer** und **Herrn Ricko**, für die gegebenen Anleitungen und Hilfestellungen in technischer Hinsicht, als auch für die wissenschaftliche Beratung.

Ich möchte mich besonders bei der **Borealis GmbH Linz** für die zur Verfügung gestellten Versuchsmaterialien bedanken.

Abstract

The description of the material behaviour in the entrance zone in the single-screw-apparatus is of great importance.

At the department of plastics processing Leoben a new friction equipment has been developed. This friction equipment represents a vertical single screw apparatus. In the screw channel, via a radial load cell the radial pressure and via temperature sensors the temperature of the cylinder surface can be measured.

Now there is the possibility to analyse the external and internal coefficient of friction under different test conditions (pressure, temperature, velocity).

This work contains the dependency of the external coefficient of friction on temperature, pressure, and velocity for one LDPE and two PP-compounds. Furthermore the coefficient of pressureanisotropy as well as the powder density were determined for different pressures. The mass flow-rate acknowledges the effect of the coefficient of friction on the conveyance of single-screw-systems.

Furthermore, with this apparatus exists the possibility to test different screw geometry's (pitch, screw-diameter, channel depth etc..). Easily interchangeable cylinder bushes (axial saw toothed grooves, tapered grooves) enabled the variation on the metal surface. So both grooved cylinders and different steel surfaces can be tested with relation to the frictional behaviour.

Vorstand: O.Univ.Prof.Dr.-Ing. Günter R. Langecker

Institut für Kunststoffverarbeitung in Leoben

Kurzfassung

Die Beschreibung des Stoffverhaltens im Einzugsbereich des Einschneckenextruders ist für die Auslegung von Extrusionsanlagen von besonderer Bedeutung. Am Institut für Kunststoffverarbeitung in Leoben wurde eine neuartige Reibapparatur entwickelt. Diese Reibapparatur stellt einen vertikalen Einschneckenextruder dar, mit dem über radiale Kraftaufnehmer der Radialdruck und mit Temperatursensoren die Temperatur an der Zylinderinnenoberfläche gemessen wird. Nun besteht die Möglichkeit, unter verschiedenen Versuchsbedingungen (Druck, Temperatur, Geschwindigkeit) den äußeren und den inneren Reibungskoeffizienten für den Feststoffbereich zu ermitteln.

In dieser Arbeit wurden eine LDPE und zwei PP-Typen bezüglich der Abhängigkeit des äußeren Reibungskoeffizienten von Temperatur, Druck und Geschwindigkeit untersucht. Ferner wurde der Druckanisotropiekoeffizient sowie die Schüttdichte für verschiedene Drücke bestimmt. Der ermittelte Massedurchsatz bestätigt die Auswirkung des Reibungskoeffizientens auf die Förderung im Einzugsbereich des Einschneckensystems.

Ferner besteht mit dieser Versuchsapparatur die Möglichkeit, verschiedene Schneckengeometrien (Gangsteigung, Schneckendurchmesser, Kanaltiefe etc.) zu testen. Leicht austauschbare Zylinderbuchsen (eingearbeitete Sägezahnnuten, konisch auslaufende Nuten) ermöglichen die Variation der Metalloberfläche. So können sowohl genutete Zylinder als auch unterschiedliche Stahloberflächen hinsichtlich des Reibungsverhaltens untersucht werden.

Vorstand: O.Univ.Prof.Dr.-Ing. Günter R. Langecker

Institut für Kunststoffverarbeitung in Leoben

INHALTSVERZEICHNIS

1	Einleitung	3
2	Theorie.....	4
2.1	Allgemeines	4
2.1.1	Dichte	5
2.1.2	Druckanisotropie.....	6
2.1.3	Der äußere Reibungskoeffizient	8
2.1.4	Der innere Reibungskoeffizient.....	9
2.2	Stand der Technik zur Messung von Reibkoeffizienten.....	10
3	Aufbau und Funktionsweise der neuen Reibapparatur	12
3.1	Beschreibung der eingebauten Messaufnehmer	13
3.1.1	Druckmessung.....	13
3.1.2	Temperaturmessung und –regelung.....	14
3.1.3	Drehmoment- und Drehzahlmessung	15
3.1.4	Austauschbare Teile.....	15
3.2	Hydrauliksystem	18
4	Datenerfassung und Kalibrierung.....	21
4.1	Kraftaufnehmer	21
4.2	Temperatursensoren.....	22
4.3	Drehmomentmessdose und Drehzahlmessung	23
5	Verwendete Materialien und zusätzliche Geräte.....	24
5.1	Verwendete Materialien.....	24
5.2	Verwendete Geräte.....	25
6	Versuchsdurchführung	26
7	Auswertetechnik	28
7.1	Physikalische Vorgehensweise	28
7.2	Programmtechnische Umsetzung	33

7.3 Fehlerabschätzung.....	36
8 Ergebnisse und Diskussion.....	40
8.1 Optische Erkenntnisse.....	40
8.2 Druckverlauf	44
8.3 Temperatur am Auslauf	47
8.4 Drehmomentenverläufe	51
8.5 Exponentenbestimmung für die Radialdrücke $p_r(l)$ am Auslauf unter verschiedenen Prozessbedingungen.....	55
8.6 Druckanisotropiekoeffizient	58
8.7 Der äußere Reibungskoeffizient	61
8.7.1 Die Druckabhängigkeit des äußeren Reibungskoeffizienten.....	61
8.7.2 Der äußere Reibungskoeffizient als Funktion der Geschwindigkeit	63
8.8 Der Massedurchsatz	66
8.9 Bestimmung der Schüttdichte	68
8.10 Ergebnis der Fehlerrechnung.....	69
9 Vorteile, Aussichten, und Verbesserungsvorschläge für die Reibapparatur.....	70
10 Zusammenfassung.....	73
11 Literatur	75
12 Anhang	76
12.1 Temperaturfühlerkalibrierung.....	76
12.2 Benutzerhandbuch.....	79
12.2.1 Einschalten der einzelnen Anlagenteile und Messsensorik	79
12.2.2 Einschalten des Datenerfassungssystems	81
12.2.3 Anfahren der Anlage und Messungen durchführen.....	82
12.2.4 Abstellen der Anlage	83
12.3 Benutzte Formelzeichen	84

1 Einleitung

Die Bestimmung der Fließ- und Fördereigenschaften von Schüttgütern erfordert spezielle Messmethoden und -geräte, in erster Linie aber umfangreiche Erfahrungen.

Im Rahmen meiner Diplomarbeit wurde eine neuartige Reibapparatur verwendet, um den äußeren Reibungskoeffizienten verschiedener Kunststoffgranulate im Einzugsbereich des Einschneckenextruders zu bestimmen. In der Einzugszone eines Einschneckenextruders liegt das Kunststoffschüttgut noch im festen Zustand vor. Der zu verarbeitende Kunststoff wird hier gefördert, verdichtet und erwärmt. Bei Glattrohrextrudern wird der Ausstoß bzw. die Art der Abhängigkeit des Ausstoßes vom Gegendruck maßgeblich durch die Schmelzeförderzone bestimmt. Auf dieser Annahme basieren viele Ansätze zur Berechnung von Einschneckenextrudern.

Bei Nutbuchsenextrudern hingegen wird der Massedurchsatz vornehmlich durch die Einzugszone bestimmt, weshalb die genaue Kenntnis des Materialverhaltens von Kunststoffschüttgütern im festen Zustand von besonderer Bedeutung ist. In der Einzugszone sind konisch auslaufende Axialnuten bzw. Wendelnuten eingearbeitet, die einen rechteckigen oder auch halbkreisförmigen Querschnitt aufweisen können. Die Förderung ist bis zu einem gewissen Grad gegendruckunabhängig.

Die Fördercharakteristik eines Extruders wird um so steifer, je weniger die Fördermenge der Einzugszone vom Druck vor der Schneckenspitze abhängt. Es gibt verschiedene Berechnungsmodelle, um die Feststoffförderung in der Einzugszone zu beschreiben. Für die Berechnung des Zusammenhanges von Massedurchsatz und Druckaufbau in der Feststoffförderzone ist die Kenntnis des äußeren als auch des inneren Reibungskoeffizienten sowie der Druckanisotropie unbedingt erforderlich [1].

2 Theorie

2.1 Allgemeines

Das Verhalten eines Schüttgutes lässt sich nicht allein durch die Angabe der stofflichen Zusammensetzung beschreiben. Neben der chemischen Zusammensetzung gibt es eine Fülle von zusätzlichen Größen, die die Fließeigenschaften eines Schüttgutes beeinflussen. Einige dieser kaum vollständig zu erfassenden Größen sind z.B.:

- Partikelgrößenverteilung,
- Feuchtigkeit,
- Härte, Scherfestigkeit
- Partikelform (z.B. Kugel-, Plättchen-, Stäbchenförmig; Glatte/ rauhe Partikeloberfläche)
- Temperatur und Oberflächenrauigkeit der Stahloberfläche
- Druckanisotropie

Weiterhin spielt neben der Zusammensetzung des Schüttgutes der aktuelle Verfestigungszustand eine wichtige Rolle. So verhält sich ein Schüttgut im fluidisierten Zustand (z.B. in einem Fließbett) wie eine Flüssigkeit und im kompaktierten Zustand (z.B. Tablette, Brikett) wie ein Festkörper. Beim Fördern von Schüttgütern liegen in der Regel Zustände zwischen diesen Extremen vor: hier hat man es mit verdichteten Schüttgütern zu tun, deren für die Förderung relevante mechanische Eigenschaften durch die im folgenden erläuterten Größen beschrieben werden. In der Feststoffförderzone von Einschneckenextrudern geht man davon aus, dass eine sogenannte Blockströmung vorliegt.

2.1.1 Dichte

Anders als bei klassischen Fluiden hängt die Dichte von Schüttgütern in starkem Maße von der Wirkung äußerer mechanischer Kräfte in Form von Spannungen, Stößen oder Vibrationen ab. Man unterscheidet deshalb je nach den im betreffenden Prozess auftretenden Beanspruchungen verschiedene Arten der Schüttgutedichte.

Hier hat man es mit einer sogenannten Rütteldichte zu tun. Diese Dichte wirkt sich auf die Druckübertragung in verschiedene Ausbreitungsrichtungen aus (siehe 2.1.2).

Ihre Bestimmung erfolgt mittels eines Messgefäßes bekannten Volumens und Auswiegen der Masse (z.B. Pyknometer). Diese benutzte Messeinrichtung wird mit einem Aufsatz versehen, um zunächst ein größeres Volumen einfüllen zu können, welches nach Entfernen des Aufsatzes mit einem Abstreifer exakt auf das eigentliche Messvolumen reduziert wird.

Die Schüttdichte eines Granulates ist ein schwierig zu messender Stoffwert. Es ist eine starke Beeinflussung durch die Messbedingungen gegeben. Zu nennen sind hier z.B.: die Grösse und die Form bzw. die Oberflächenbeschaffenheit des Messbechers, die Füllgeschwindigkeit, der Ordnungszustand der Granulatkörner etc.

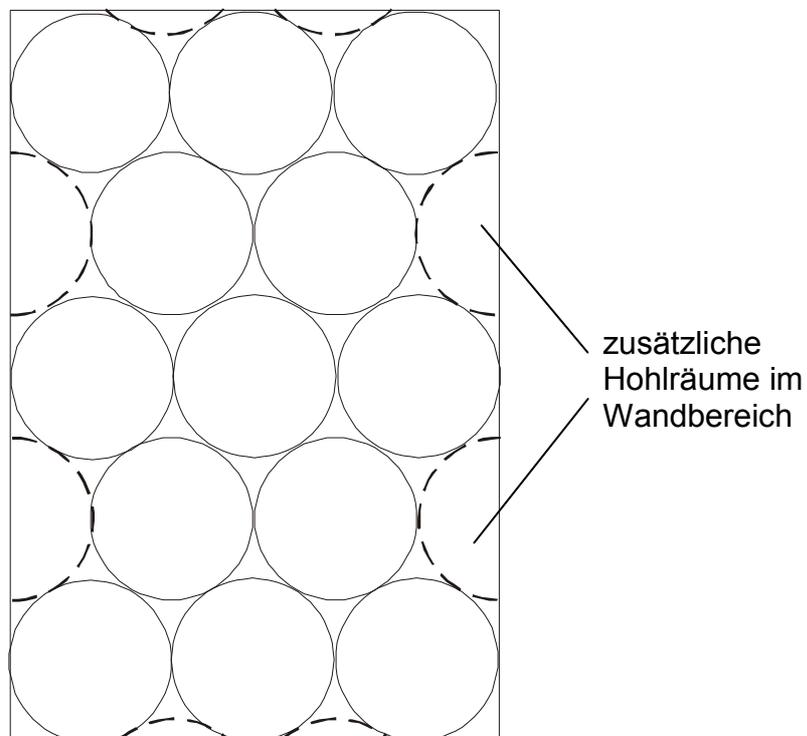


Abbildung 1: Idealisierte Darstellung der Schüttgutpackung im Messzylinder

Wegen der Abstützung der Körner an der Behälterwand ist das Volumen in unmittelbarer Wandnähe weniger dicht mit Körnern besetzt als im Inneren der Schüttung (Abbildung 1). Bei fehlender Wand würden die gestrichelt gezeichneten Körner die Hohlräume in der Wandnähe teilweise ausfüllen und so zu einer Dichteerhöhung beitragen. Bei zunehmendem Verhältnis von Behälteroberflächen zu Behältervolumen nimmt demnach die Schüttdichte ab. Daher wird die Dichte von Schüttgütern üblicherweise nach dem in DIN 53468 genormten Verfahren bestimmt [2].

2.1.2 Druckanisotropie

Im Gegensatz zu Flüssigkeiten pflanzt sich der Druck von rieselfähigen Pulvern und Granulaten nicht in alle Richtungen gleich fort. Für die Auslegung von Schneckenextrudern ist es von Bedeutung, die Mechanismen zu untersuchen, wie sich die Drücke im Schneckenkanal in Radialrichtung, in Kanalrichtung und normal zu den Schneckenstegen fortpflanzen (Abbildung 2).

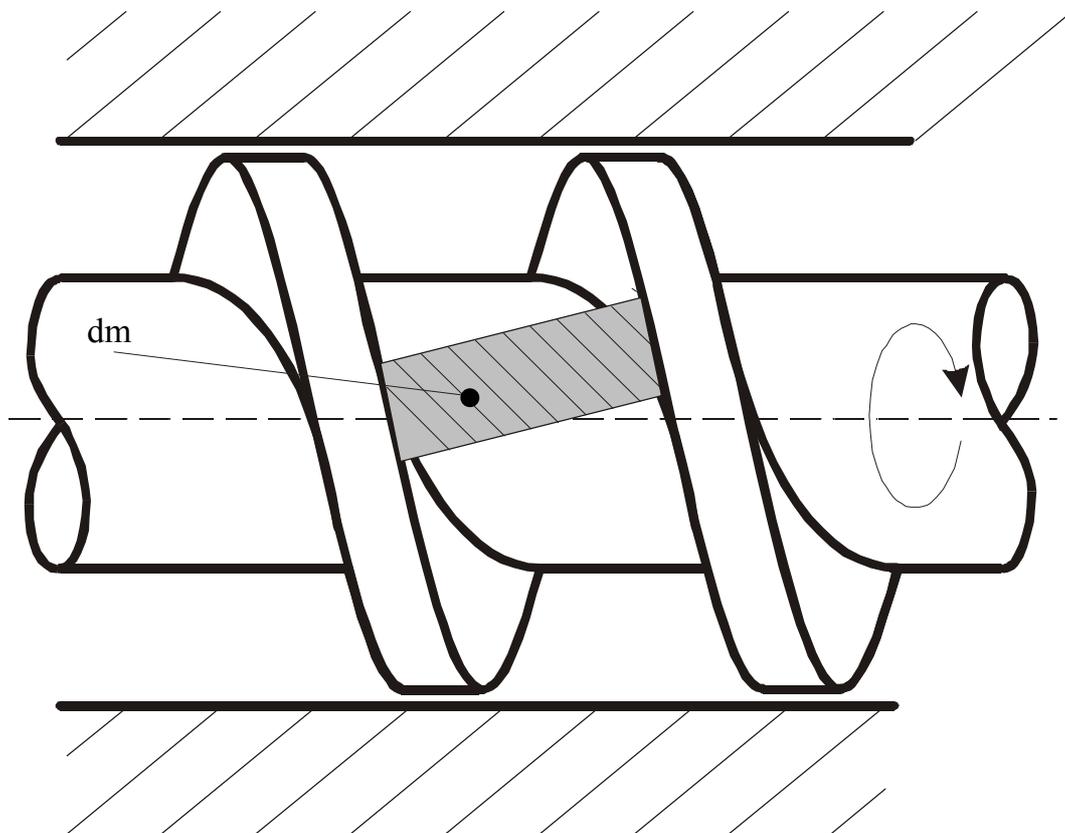


Abbildung 2: Schnecke mit einem Masselement

Nach Hennes [3] ist der Druckanisotropiekoeffizient als Verhältnis von Radialdruck und Axialdruck definiert (Abbildung 2):

$$k = \frac{p_r(l)}{p_{ax}(l)} \quad (1)$$

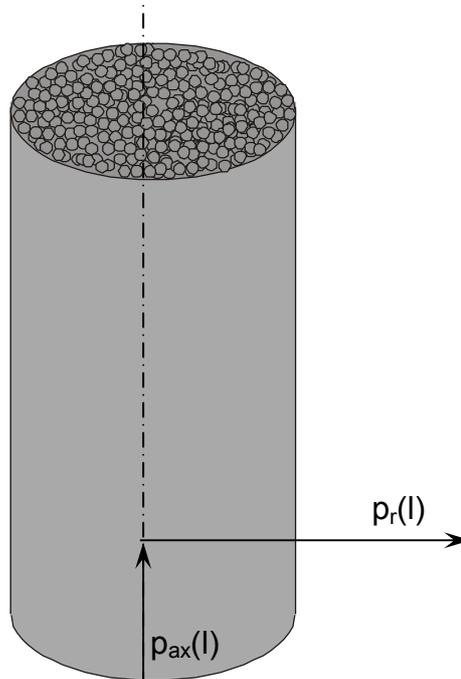


Abbildung 3: Skizze des mit Granulat gefüllten Zylinders und schematische Druckrichtungen

Der Druckanisotropiekoeffizient wurde in früheren Untersuchungen mit einer statischen Messapparatur in Abhängigkeit von Druck und Temperatur gemessen [4].

2.1.3 Der äußere Reibungskoeffizient

Der äußere Reibungskoeffizient beschreibt die Wechselwirkung des Granulates mit einer Metalloberfläche (Abbildung 4) und ist wie folgt definiert:

$$\mu_a = \frac{\tau}{p} \quad (2)$$

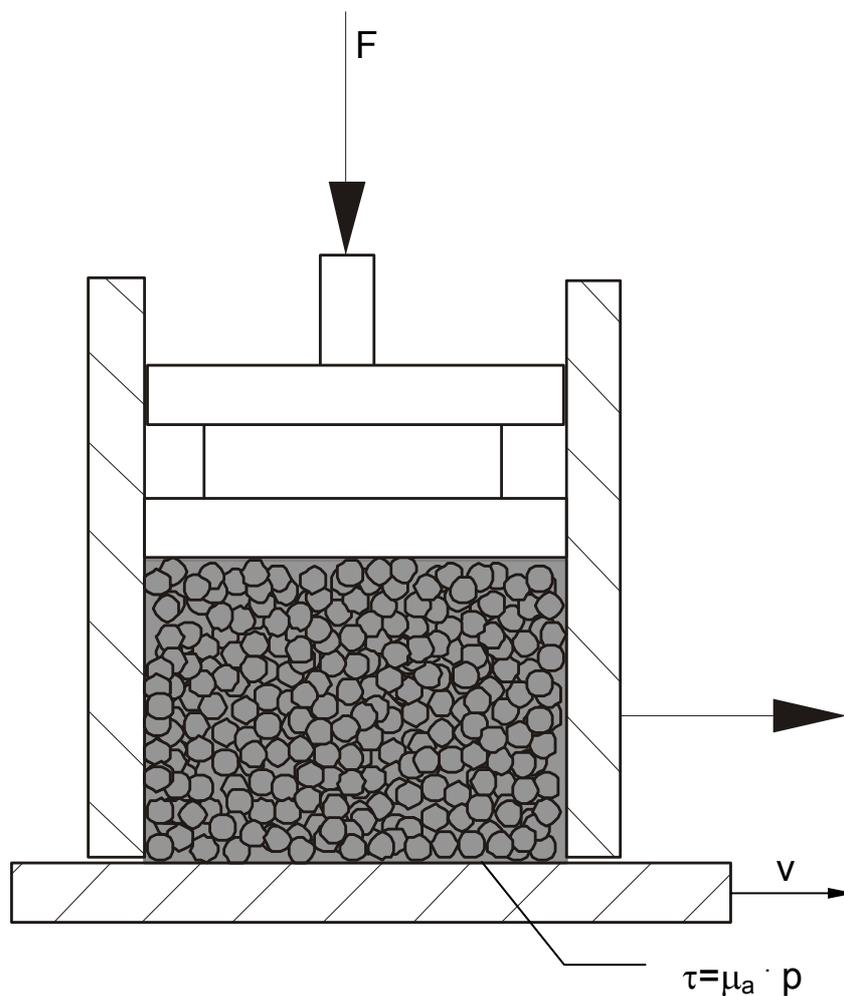


Abbildung 4: Prinzip für die Messung des äußeren Reibungskoeffizienten

Um eine Förderung des Schüttgutes durch die Schnecke zu bewirken, muss ein großer Reibungsunterschied zwischen Schnecke und Zylinderwand vorhanden sein. Die Schneckenoberfläche muss so glatt wie möglich sein. Die Zylinderoberfläche hingegen muss möglichst rauh sein, damit große Reibkräfte zwischen Feststoff und Zylinder auftreten [1].

2.1.4 Der innere Reibungskoeffizient

Zwischen dem Material im Schneckenkanal und dem Zylinder erfolgt eine Relativbewegung. Der innere Reibungskoeffizient beschreibt die Reibung der Schüttgutpartikel untereinander (Abbildung 5).

In genutzten Einzugszone tritt sowohl innere als auch äußere Reibung auf. Die innere Reibung erfolgt zwischen dem Feststoff im Schneckenkanal und dem Feststoff in den Nuten, die äußere Reibung hingegen zwischen dem Feststoff im Schneckenkanal und der Zylinderwand.

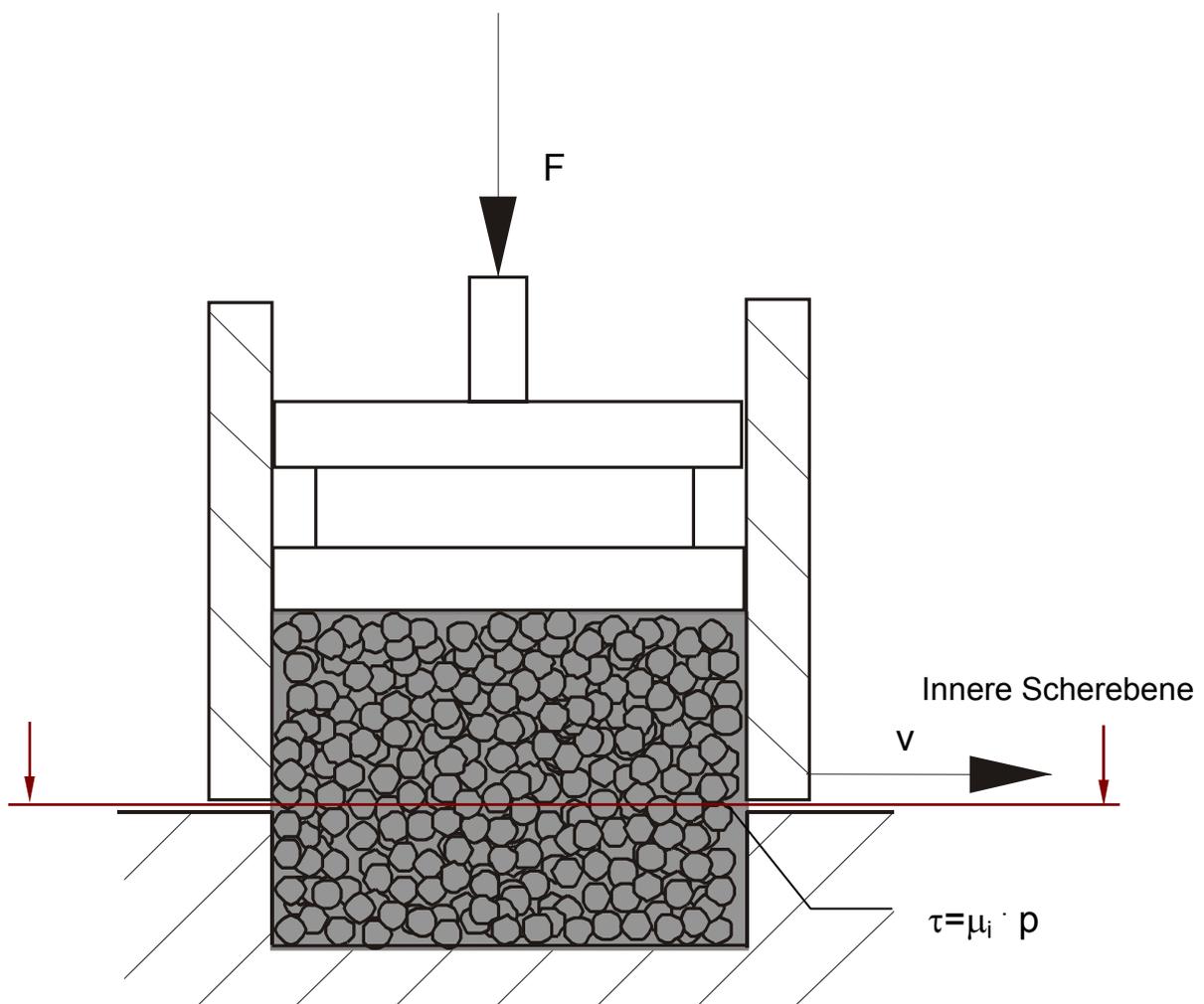


Abbildung 5: Prinzipielle Darstellung für die Ermittlung des inneren Reibungskoeffizienten

2.2 Stand der Technik zur Messung von Reibkoeffizienten

Zur Messung des Reibungskoeffizienten findet man in der Literatur verschiedene Apparaturen [3], [5]. Das Institut für Kunststoffverarbeitung Leoben hat zur Messung des äußeren Reibungskoeffizienten bisher ein sogenanntes Rotortribometer verwendet, wo die Kunststoffprobe an eine rotierende temperierte Stahlwalze gepresst wurde (Abbildung 6). Aus dem gemessenen Drehmoment konnte der äußere Reibungskoeffizient ermittelt werden.

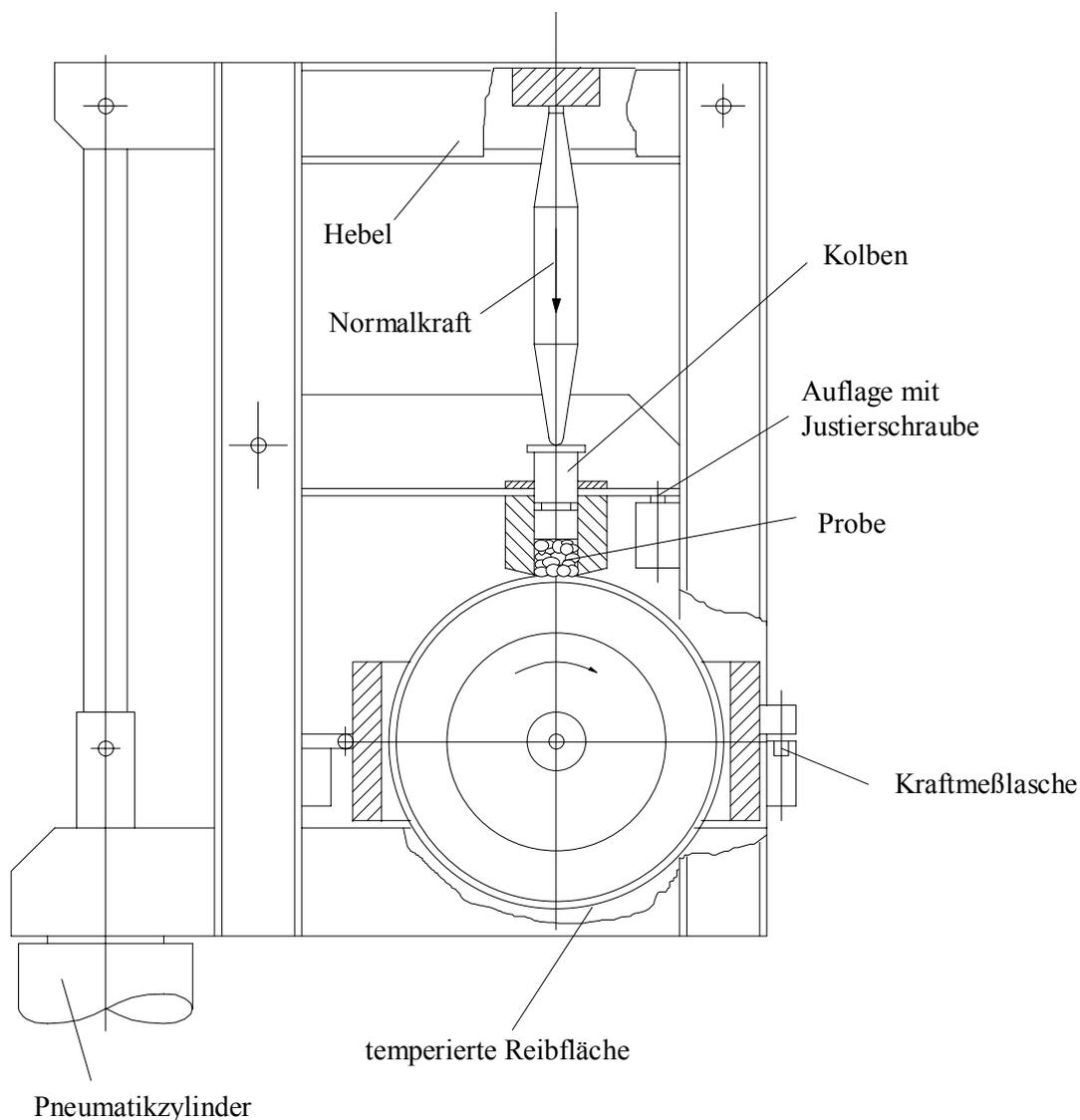


Abbildung 6: Rotortribometer [9]

Hennes [3] entwickelte eine Reibapparatur, deren prinzipieller Aufbau in Abbildung 7 dargestellt ist. Das Schüttgut wird durch Kolben (1) und Kolben (2) in einem Messzylinder (4) komprimiert. Der Messzylinder (4) kann am Schüttgut (3) über eine Wegregelung vorbeigeführt werden. Der Kolben (1) wird über die Druckregelung angesteuert.

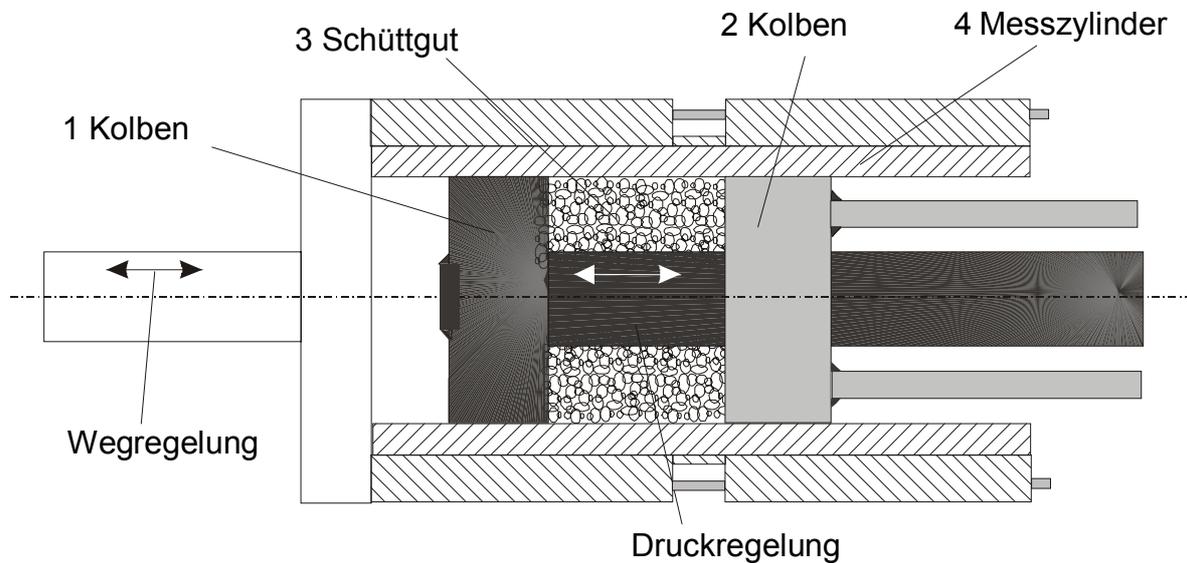


Abbildung 7: Reibapparatur nach Hennes [3]

Bei vielen Reibapparaturen schmilzt bei höheren Drücken die Probe an, weshalb keine stationären Temperaturverhältnisse realisiert werden können [9]. Die komplexen Reibmechanismen im Einschneckenextruder konnten bisher noch nicht zufriedenstellend nachgestellt werden. Die Reibkoeffizienten müssen bei hohen Drücken gemessen werden können, wie sie auch in der Feststoffförderzone von Einschneckenextrudern auftreten.

Die neue Reibapparatur muss ferner so gestaltet werden, dass sie vom zu untersuchenden Kunststoffschüttgut kontinuierlich durchströmt wird. Langecker [10] konzipierte schon vor einigen Jahren eine Reibapparatur, durch die kontinuierlich Granulat transportiert werden konnte. Mit dem heutigen Stand der Technik ist es hinsichtlich der Messsensorik und der Messdatenerfassung möglich, diese Idee weiterzuentwickeln.

3 Aufbau und Funktionsweise der neuen Reibapparatur

Die Reibapparatur wurde nach einer Idee von Langecker konstruiert und gebaut. Sie ist wie ein Vertikalextruder aufgebaut, bei dem die Schnecke mit einem Durchmesser $D = 70$ mm senkrecht in den Fülltrichter hineinragt. Der Axialdruck wird mit einem koaxialen Ringkolben am Auslauf des 3 D langen Extruders aufgebracht. Für niedere Axialdrücke bedient man sich einer Handpumpe, und für hohe Drücke wird eine Presse verwendet. Die Zylinderbuchsen sind austauschbar und in dem temperierfähigen Extrudermantel eingesetzt. Es können unter anderem unterschiedliche Schneckengeometrien verwendet werden.

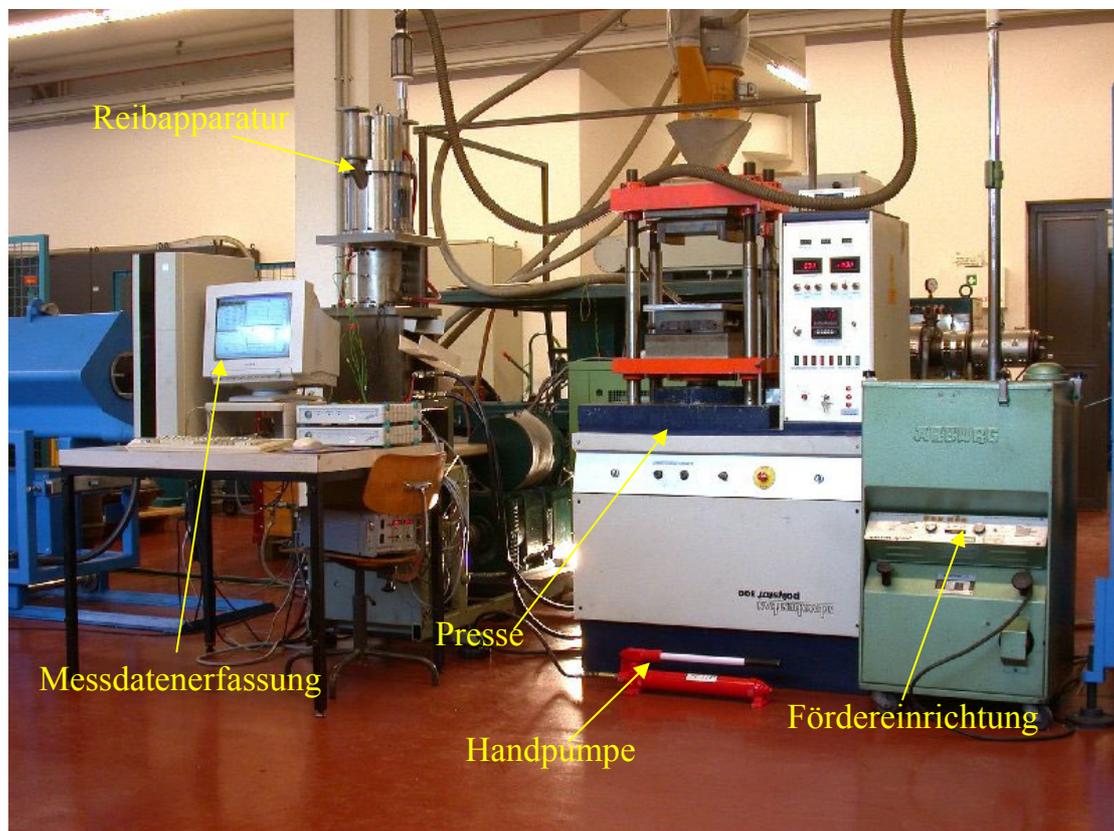


Abbildung 8: Neue Reibapparatur

3.1 Beschreibung der eingebauten Messaufnehmer

3.1.1 Druckmessung

In der Reibapparatur kann der Radialdruck mit 5 vertikal versetzt angeordneten Kraftmessdosen gemessen werden (Abbildung 9).

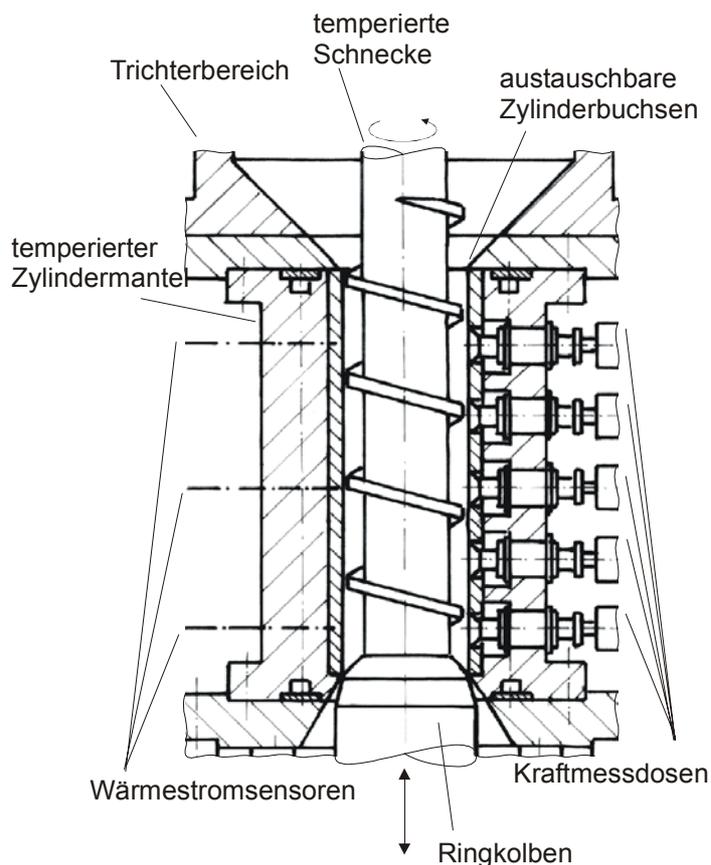


Abbildung 9: Kontinuierlich durchströmte Schüttgutmesszelle [5]

Die radialen Kraftaufnehmer werden in Kugelrollenbuchsen geführt. Durch die Kugelrollenbuchsen ist eine verklemmungsfreie axiale Bewegung der Messstößel gewährleistet (Abbildung 10). Die 4 cm² großen quadratischen Messflächen sind der Zylinderinnenoberfläche angepasst. Die quadratischen Messflächen haben gegenüber herkömmlichen Druckaufnehmern den Vorteil, dass durch diese Messfläche von 4 cm² der Radialdruck der Blockströmung gemessen werden kann, und Druckspitzen einzelner Granulatkörner auszuschließen sind. Bei handelsüblichen Drucksensoren mit relativ kleinen Membranen wäre der Messfehler

aufgrund des ungünstigen Verhältnisses von Membran zu Korndurchmesser sehr groß.

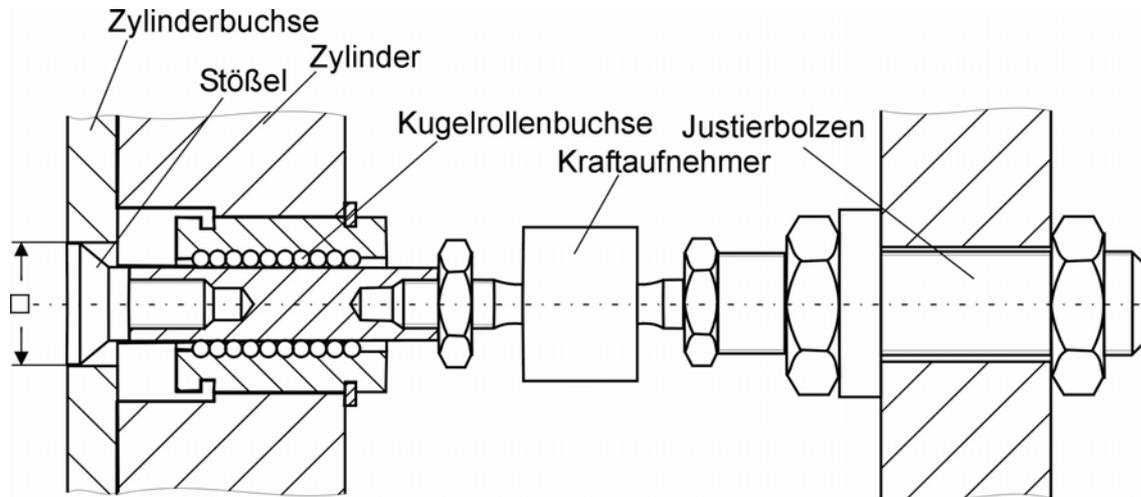


Abbildung 10: Messung des Radialdruckes [5]

3.1.2 Temperaturmessung und -regelung

Aufgrund der Reibwärmeentwicklung beim Durchströmen des Kunststoffschüttgutes durch die Reibapparatur müssen sowohl der Zylinder als auch die Schnecke temperiert werden. Die Temperierung der Schnecke und des Zylinders erfolgt mittels eines Kühlkreislaufes, wobei im Gegenstrom temperiert wird, um die maximale Kühlleistung zu erzielen. Die Oberflächentemperaturen der Zylinderbuchsen werden über 6 Thermoelemente gemessen, die paarweise radial versetzt angeordnet sind. Auf diese Weise kann der radiale Wärmestrom berechnet und die Temperatur an der Zylinderinnenoberfläche exakt bestimmt werden (Abbildung 9).

Da der Wärmeleitkoeffizient des Stahls um ca. 2 Zehnerpotenzen größer als der des Kunststoffes ist, kann als Näherung davon ausgegangen werden, dass nahezu der gesamte Wärmestrom durch die Feststoffreibung in der Grenzfläche Feststoff / Zylinder über den Zylinder abgeführt wird. Das bedeutet auch, dass die Zylinderwandtemperatur die sich einstellt, näherungsweise der Feststofftemperatur an der Zylinderwand entspricht.

3.1.3 Drehmoment- und Drehzahlmessung

Das Drehmoment wird über eine Drehmomentmessdose aufgenommen. Das Nenndrehmoment beträgt 2 kNm. Beim Anfahren der Anlage ist darauf zu achten, dass man nach Befüllen der Schnecke eine ausreichend hohe Drehzahl einstellt, da aus Erfahrung bei niedrigen Drehzahlen ($<20 \text{ min}^{-1}$) das Drehmoment beim Anfahren stark ansteigen kann.

Die Drehzahlsteuerung ist im Antriebsmotor integriert, und die Drehzahlmessung erfolgt mittels eines Ringkranzes am unteren Teil der Welle.

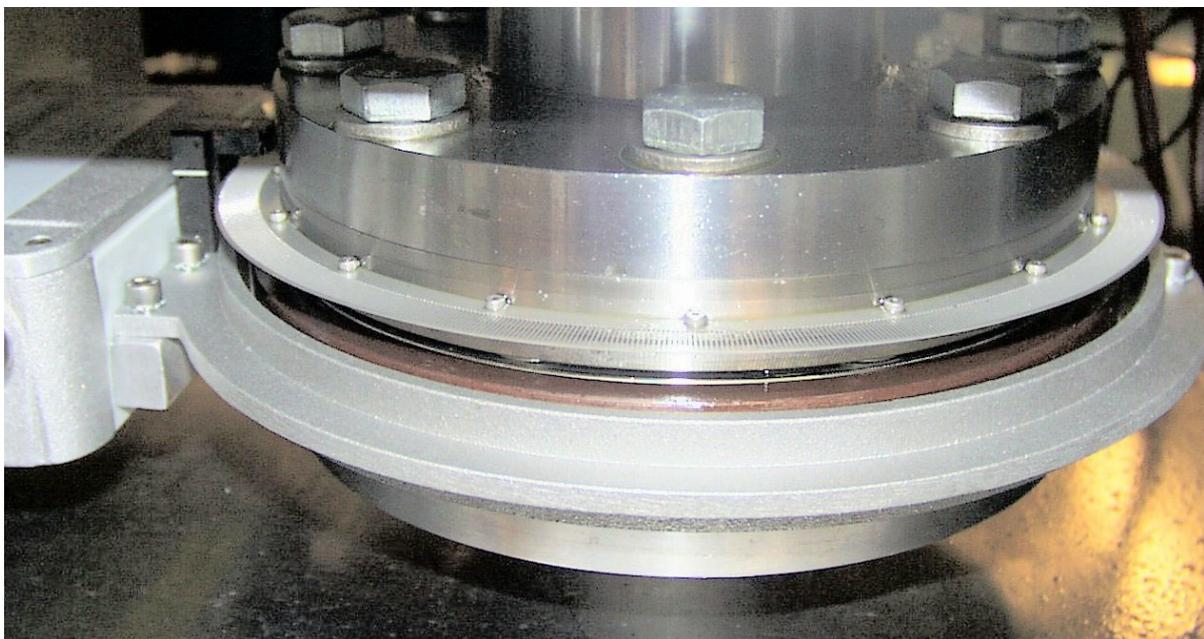


Abbildung 11: Drehmoment- und Drehzahlmesseinrichtung mit Ringkranz

3.1.4 Austauschbare Teile

Die Zylinderbuchsen sind austauschbar, damit man das Reibverhalten bei verschiedenen Metalloberflächen und Nutenausführungen untersuchen kann. Für die Messung des äußeren Reibwertes wird eine glatte Buchse bzw. glatte Kraftmessstößel (Abbildung 12) eingesetzt, während für die Messung des inneren Reibungskoeffizienten polierte axiale Sägezahnnuten in die Zylinderoberfläche eingearbeitet werden (Abbildung 13). Die Größe der Sägezahnnuten ist von der

Partikelgröße abhängig. Die Sägezahnnuten sind im Fall der inneren Reibwertmessung über die gesamte Länge der Buchse gleich tief eingearbeitet. Am Ende der Nuten ist ihr stirnseitiger Querschnitt offen, so dass die Nuten durchspült werden können.

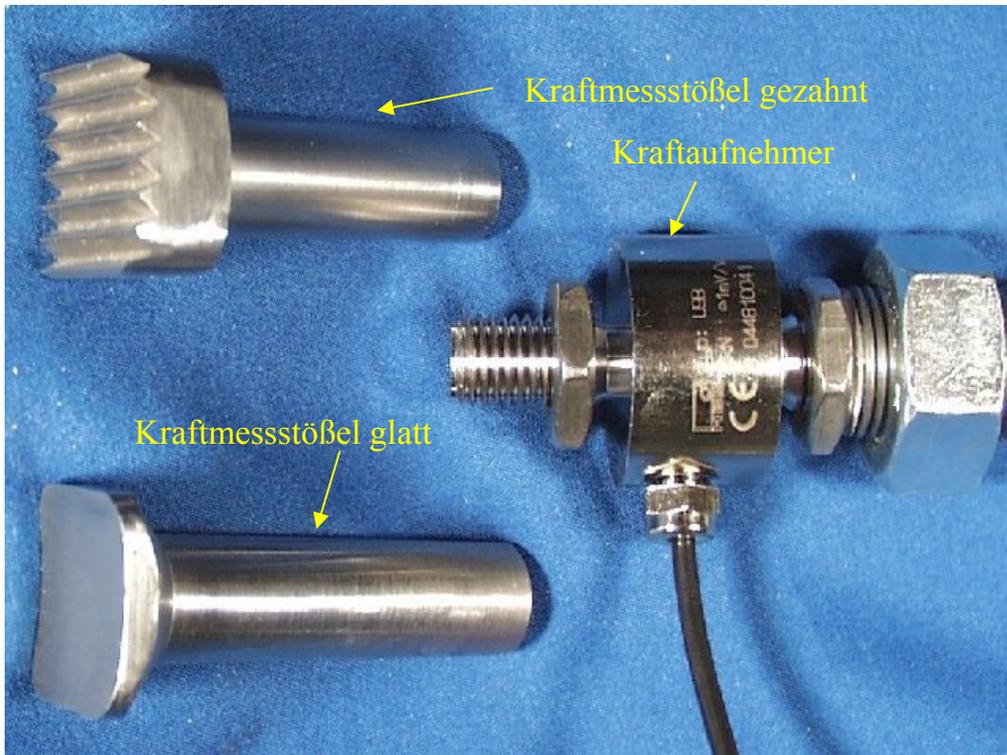


Abbildung 12: Kraftmessstößelaufsätze und Kraftaufnehmer

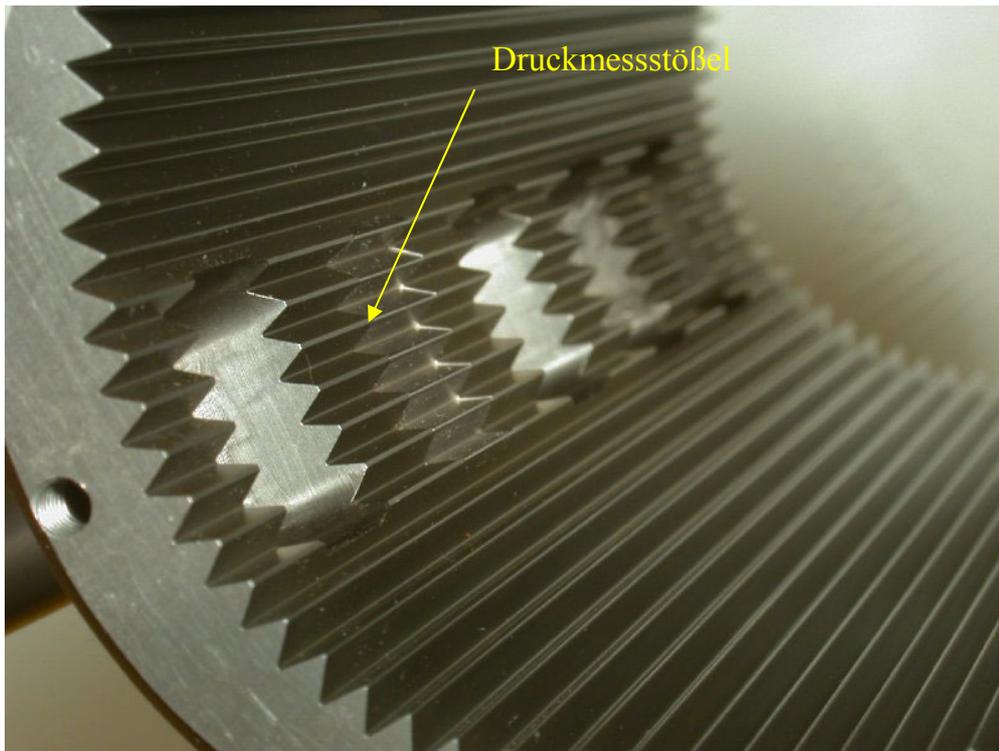


Abbildung 13: Gezählter Zylindereinsatz mit Kraftaufnehmerausnehmungen (innen)

Ferner können Buchsen mit konisch auslaufenden Nuten (Abbildung 14) verwendet werden, um das Reibverhalten in Nutbuchsen zu untersuchen.



Abbildung 14: Genuteter Zylindereinsatz mit Kraftaufnehmerausnehmungen (innen)

3.2 Hydrauliksystem

Das Hydrauliksystem beinhaltet zum Druckaufbau eine Handpumpe bzw. eine Presse, die unabhängig voneinander betrieben werden können. Für niedrige Hydraulikdrücke (< 23 bar) wird vorzugsweise die Handpumpe und für höhere Hydraulikdrücke die Presse verwendet. Der axiale Druck wird über die Presse bzw. über eine Handpumpe auf den Kolben aufgebracht, wobei der Axialdruck das 7,49 fache des Hydraulikdruckes beträgt. Es ist ein Hydroblasenspeicher parallelgeschaltet (Abbildung 15).

Der Grund für den zusätzlichen Einbau des Speichers war, dass es anfänglich zu großen Schwankungen des Drehmomentes kam, da das Hydrauliksystem noch zu träge reagierte.

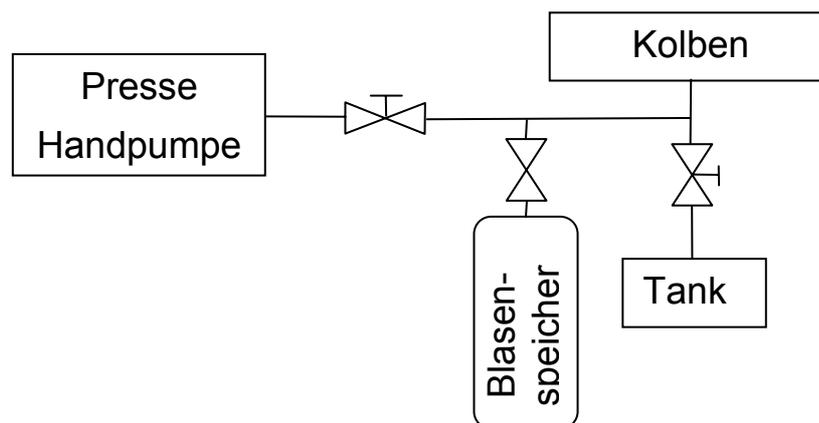


Abbildung 15: Schematische Darstellung der Hydraulikschaltung

Der verwendete Hydroblasenspeicher dient zur Umwandlung von potentieller Energie in kinetische Energie. In der Blase wird über einen gewissen Vorspanndruck potentielle Energie gespeichert, die bei Bedarf dem Drucksystem zur Verfügung gestellt wird [12]. Der verwendete Hydroblasenspeicher hat ein Füllvolumen von 5 Liter und ist in das Drucksystem eingebaut, um das Pulsieren des Kolbens auszugleichen, er wirkt wie eine Feder. Den Versuchsanforderungen entsprechend soll der Hydroblasenspeicher bei Hydraulikdrücken von 10 bar bis maximal 50 bar

ansprechen. Der Kolben wird dynamisch belastet und erfahrungsgemäß maximal 6 mm zurückgedrückt. Das entspricht einem Volumen von $\Delta V = 0,26 \text{ l}$ im System.

Die Blase ist mit Stickstoff gefüllt und mit 9 bar vorgespannt, da sich das Ventil bei 10 bar öffnen soll (3). Es wird angenommen, dass der Druckausgleich adiabatisch abläuft ($dQ=0$). Der in der Blase befindliche Stickstoff hat den Adiabatenkoeffizienten $\kappa=1,4$.

Zur Berechnung wurden folgende Formeln verwendet:

$$p_0 \cdot 0,9^\kappa = p_1 \quad (3)$$

$$p_0 \cdot V_0^\kappa = p_{\text{hyd}} \cdot V_{\text{öl}}^\kappa = \text{const.} \quad (4)$$

Der Kolben wird mit einem Gegendruck von bis zu 240 bar gegen das geförderte Granulat gedrückt, wobei sich im Hydroblasenspeicher ein exponentieller Ölverlauf in Abhängigkeit des aufgetragenen Druckes auf die Blase abzeichnet. Unter anderem wurde die Abweichung des Druckes aufgrund der dynamischen Belastung des Ringkolbens bestimmt (Abbildung 16).

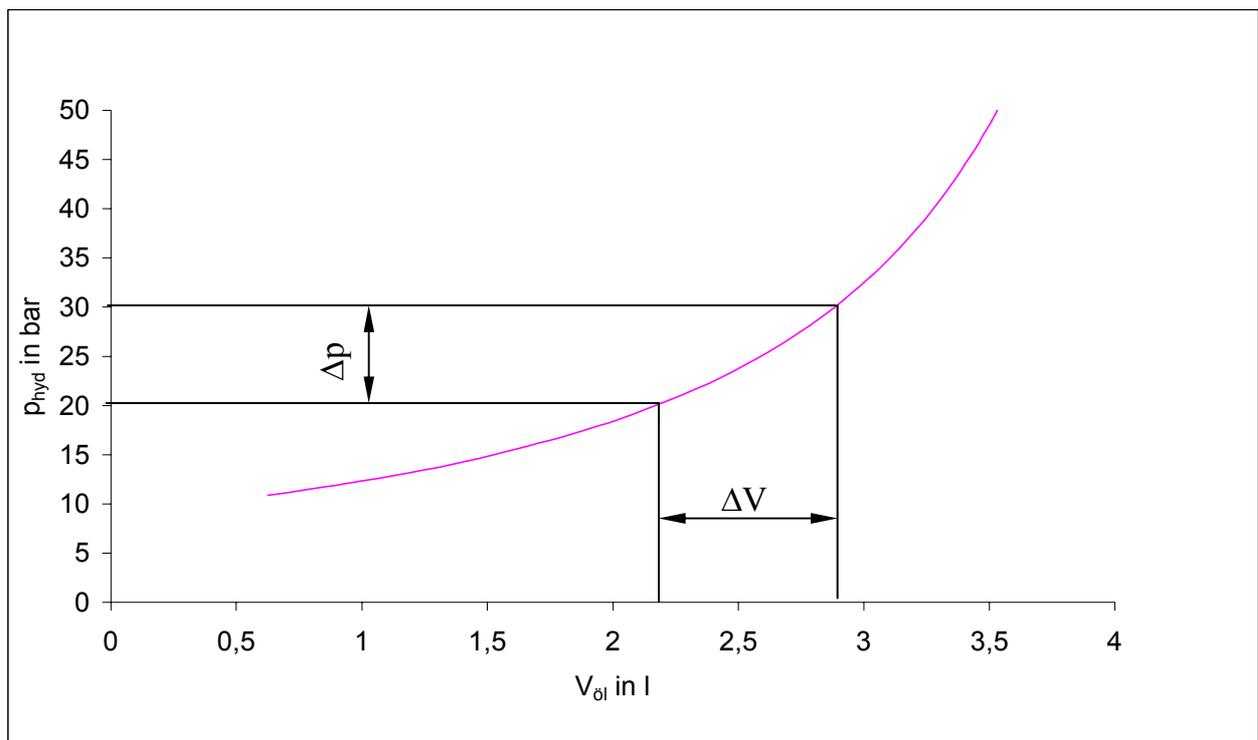


Abbildung 16: Druckverlauf im Blasenspeicher bei einem Vorspanndruck von 10 bar

Da bei höher aufgebrachten Drücken der Ölanteil bzw. die Reibungsverluste im Blasenspeicher größer werden, stellt man fest, dass dieses Regelsystem aufgrund des höheren Ölvolumens in der Blase träger reagiert (Abbildung 17).

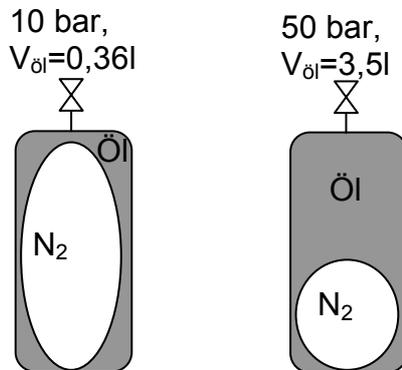


Abbildung 17: Blasenspeicher, bei unterschiedlichen Drücken p_{hyd}

4 Datenerfassung und Kalibrierung

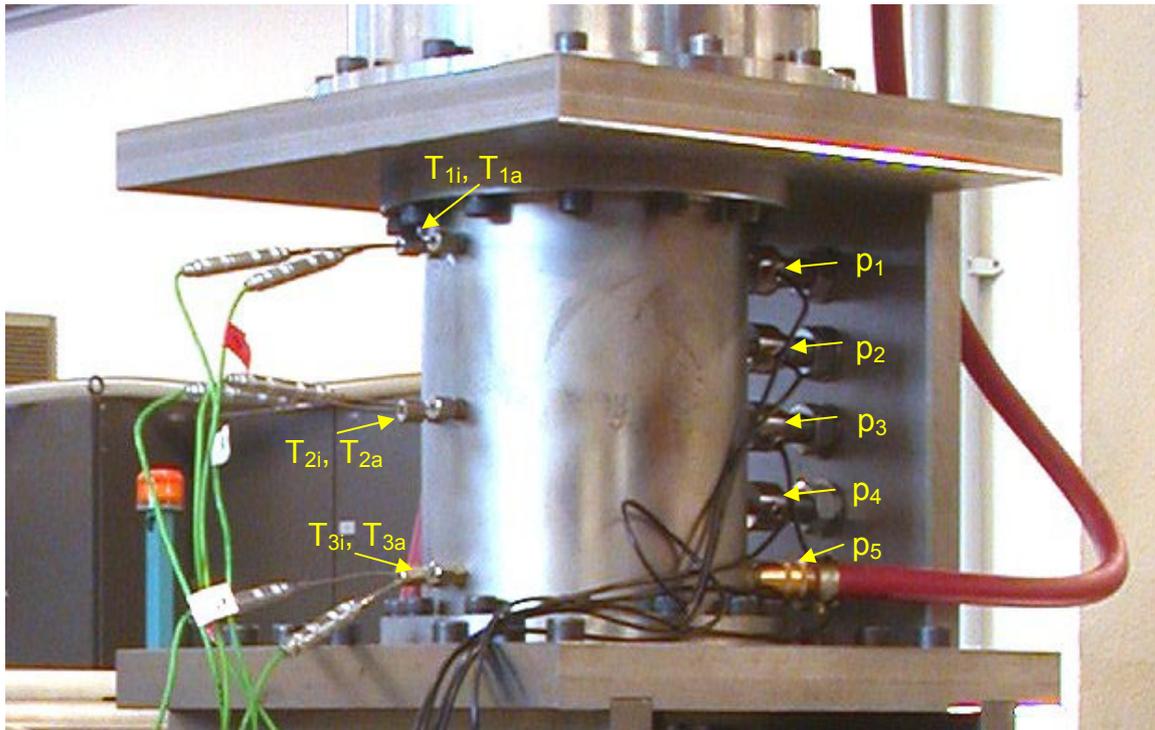


Abbildung 18: Messsensorik und Bezeichnung

4.1 Kraftaufnehmer

Die Kalibrierung der Kraftaufnehmer wurde werksseitig durchgeführt. Vor der ersten Messung im Datenerfassungssystem Spider erfolgte ein Nullabgleich. Ausserdem wird der Kraftmessimpuls bezogen auf die Fläche des Messstößels (4cm^2) automatisch auf den Radialdruck umgerechnet. Beim Einbau der Kraftaufnehmer muss auf den Anschluss geachtet werden. Die DMS - Aufnehmer sind passive Aufnehmer und werden mit einer Speisespannung versorgt. In der folgenden Tabelle sind die Grundeinstellungen für die fünf Kraftaufnehmer dargestellt.

Tabelle 1: DMS – Kraftaufnehmer

Kraftaufnehmer- bezeichnung	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅
Messbereich	2 kN	2 kN	2 kN	10 kN	10 kN
Messbereich in bar	50	50	50	250	250
Nennkennwert	3mV/V	3mV/V	3mV/V	3mV/V	3mV/V
Widerstand maximal	1k Ω				
Widerstand minimal	120 Ω				

Der Hydraulikdruck wird über einen Druckaufnehmer gemessen, und ist ein DC10V Aufnehmer. Dieser Druckaufnehmer wurde auf einer Druckwaage kalibriert und im Spiderdatenerfassungssystem Spider über einen elektrischen Impuls von 2 V = 200 bar abgeglichen.

Zur Bestimmung des Axialdruckes muss der Hydraulikdruck mit dem Druckübersetzungsfaktor 7,49 multipliziert werden.

4.2 Temperatursensoren

Die sechs Temperatursensoren beinhalten ein Thermoelement mit thermischem Vergleichselement. Sie wurden in einem Ölbad mit dem thermisch beständigem Öl Malotherm S über Bezugsmessungen zu Normthermometern kalibriert. Im Messdatenerfassungssystem wird die Temperaturkorrektur entsprechend der im Anhang (Abbildung 55 bis Abbildung 60) angeführten Kalibriergeraden durchgeführt.

Temperaturfühler mit dem Index „a“ sind 10 mm von der Zylinderoberfläche entfernt, und Temperaturfühler mit dem Index „i“ sind 1 mm von der Zylinderoberfläche entfernt.

Die Abweichungen für zwei Temperaturen sind in folgender Tabelle dargestellt:

Tabelle 2: Abweichungen der Temperaturfühler von den Normthermometer-Messungen

Thermometer	Fühler T_{3a}	Fühler T_{2a}	Fühler T_{1a}	Fühler T_{3i}	Fühler T_{2i}	Fühler T_{1i}
140.4 °C	141.5	140.8	141.4	140.6	140	140.3
Abw +/- °C	1.1	0.4	1	0.2	-0.4	-0.1
Abw +/- %	0.8	0.3	0.7	0.1	-0.3	-0.1
119.7 °C	120.3	119.9	120.3	119.6	118.7	119.1
Abw +/- °C	0.6	0.2	0.6	-0.1	-1	-0.6
Abw +/- %	0.4	0.1	0.4	-0.1	-0.7	-0.4

4.3 Drehmomentmessdose und Drehzahlmessung

Die Drehmomentmessdose bzw. die Drehzahlmesseinrichtung sind inkrementale Drehgeber mit TTL/HCMOS – Ausgang. Die Tabelle 3 zeigt die Einstellungen für das Spider-Messdatenerfassungssystem. Überprüft wurde der Drehzahlmessaufnehmer mit einer Zeitvergleichsmessung.

Tabelle 3: Eingestellte technische Daten der Drehmoment- und Drehzahlmessungsinstallation

	Betriebsart	Messbereich	Aufnehmer- anpassung	Brücken- speisung
Drehzahl	Frequ.	10 kHz	100 1/min =1200Hz	2 Phasen 1
Drehmoment	Frequ.	100 kHz	2000 = 12,972kHz	Flanke

Die Drehmomentmessdose war bereits werksseitig kalibriert, es war nur ein Nullabgleich im Spiderdatenerfassungssystem erforderlich. Die Drehzahl wird mit einem über der Drehmomentmessdose angebrachten Ringkranz, in dem sich

720 Durchbrüche befinden, mittels Optoelektronik aufgenommen. Dieser Impuls wird in einen elektrischen Impuls umgewandelt. Dieses Messsystem ist von niederen Drehzahlen (5 min^{-1}) bis zu hohen Drehzahlen (200 min^{-1}) sehr genau. Es können bei höheren Drehzahlen und einer hohen Messrate aufgrund der am Ringkranz begrenzten Anzahl an Fenstern Fehlimpulse auftreten.

5 Verwendete Materialien und zusätzliche Geräte

5.1 Verwendete Materialien

In dieser Diplomarbeit wurden die 3 Materialien Lupolen LDPE 3020D, PP RD208CF und PP RD226CF untersucht. Lupolen 3020D wurde von der Firma BASF und die beiden Materialien PP RD208CF und PP RD226CF von der Firma Borealis bezogen. Die Datenblätter zeigen die wichtigsten Materialdaten die für die Untersuchungen einen wesentliche Bedeutung haben.

Tabelle 4: Stoffdaten für die Materialien PP RD208CF und PP RD226CF, Lupolen 3020D

Produktname	PP RD208CF	PP RD226CF	Lupolen 3020D
Typ	Random-copolymer	Random-copolymer	LD PE
Dichte in g/cm^3	0,908 – 0,91	0,908 – 0,91	0,926-0,929
Schmelzindex MFR 230°C/2,16 kg in g/10 min	8.0	8.0	0,15-0,35
Glasübergangstemperatur bzw. Schmelzpunkt in °C	138-142	142 -148	141
Slip Agent in ppm	2000 EAA/OAA	-	-

Anti-blocking in ppm	-	1800 SiO ₂	-
Ca. Stearate	x	x	-
FlexuralModulus ISO 178 in MPa	650	800	28/21
Vicat 10N ISO 306 in °C	122	130	

5.2 Verwendete Geräte

Für die Bestimmung des Massedurchsatzes wurde eine elektrische Waage verwendet.

Die Schüttdichte wurde nach einem normierten Verfahren bestimmt, wobei hier ein spezielles Schüttdichteprüfgerät in Anspruch genommen wurde. Das genormte Prüfgerät ist in Abbildung 19 dargestellt. Es besteht aus einem Fülltrichter (oberer Durchmesser 56 mm, unterer Durchmesser 33 mm) mit einer Bodenklappe aus Metall, der ein Volumen von etwa 200 ml fasst und an einem Stativ befestigt ist. Die Fülltrichterinnenwand ist poliert. Der zylindrische Messbecher hat einen Durchmesser von 45 mm und fasst ein Volumen von 100 ml und hat ebenfalls polierte Innenwände.

Tabelle 5: Geometrische Daten des genormten Messzylinders

$m_0=108,19\text{ g}$		
Durchmesser	Höhe	Füllvolumen V_n
cm	cm	cm ³
4,49	6,41	101,49

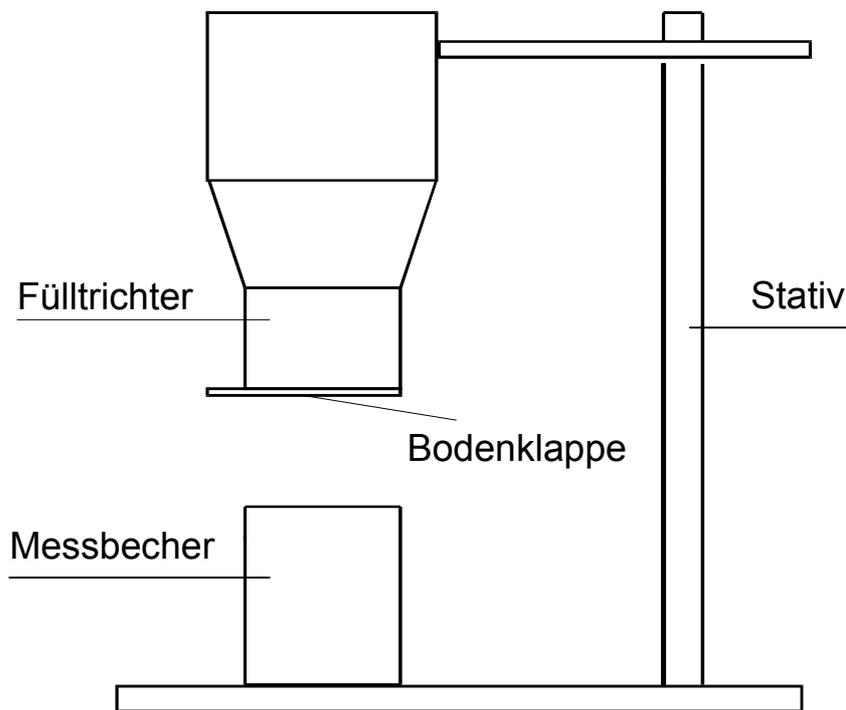


Abbildung 19: Schematische Darstellung des Pyknometers zur Bestimmung der Schüttdichte von Formmassen nach DIN 53 468 [2]

6 Versuchsdurchführung

Im Rahmen meiner Diplomarbeit wurde unter anderem ein Benutzerhandbuch für den störungsfreien Betrieb erstellt. Es enthält das Anfahren, Betreiben und das Abstellen der Versuchsanlage (siehe 12.2 im Anhang).

Zuerst wird für einen Versuchszyklus ein bestimmter Hydraulikdruck eingestellt. Nach dem Anfahren der Anlage ist darauf zu achten, dass stetig Material nachgefüllt wird um die stetige Förderung nicht zu unterbrechen. Während der Förderung durch die Schnecke muss man manuell für jeden Versuch 3 mal den Massedurchsatz messen. Die Masse wird über einen bestimmten Zeitraum in einem Behälter aufgefangen. Nun kann, nachdem der leere Behälter m_{Beh} einmalig gewogen wurde, die Masse des Granulates m_{gran} nach

$$m_{\text{gran}} = m_{\text{ges}} - m_{\text{Beh}} \quad (5)$$

bestimmt werden.

Nach einer bestimmten Betriebszeit stellt sich ein stationärer Zustand ein. Überprüfbar ist dieser Zustand dadurch, dass am letzten Temperaturlaufnehmer die Temperatur einen konstanten Wert anzeigt. Nun kann mit dem Messdatenerfassungssystem Spider gemessen werden. Es müssen vor der Messung folgende Einstellungen vorgenommen werden: Die Messzeit muss ein ganzes Vielfaches des Bezugs Messrate/Schneckendrehzahl haben, damit man vollständige Perioden aufnimmt. Die Grundeinstellung der Messrate ist 4500 Messimpulse pro 60 Sekunden.

Der Dateiname für die sich automatisiert abspeichernde Messung wurde wie das folgende Beispiel zeigt festgelegt, und ist vor einer Messung einzustellen.

Beispiel: t12n30p23m; das bedeutet: t... Kühltemperatur ist 12°C, n...Schneckendrehzahl ist 30 min⁻¹, p... Hydraulikdruck ist 23 bar

Nach Abschluss der Versuche für einen bestimmten Druck kann die Schüttdichte bestimmt werden.

In den Fülltrichter mit dem Volumen V_n wird eine Probenmenge von 110 bis 120 ml lose eingefüllt. Der Messbecher wird auf 0,1 g genau abgewogen (m_0) und senkrecht unter den Fülltrichter gestellt. Die Bodenklappe des Fülltrichters wird geöffnet, so dass die Formmasse in den Messbecher fällt. Die über den oberen Rand des Messbechers angehäuften Formmasse wird mit einem geradkantigen Messer unter einem Winkel von 45° abgestrichen. Der gefüllte Messbecher wird ebenfalls auf 0,1 g genau abgewogen (m_1). Die Schüttdichte ρ_s kann nun nach der Gleichung

$$\rho_s = \left(\frac{m_1 - m_0}{V_n} \right) \quad (6)$$

berechnet werden.

7 Auswertetechnik

Die Auswertetechnik wurde von Langecker und Zitzenbacher [5] vorgeschlagen. Sie basiert auf der Messung des Drehmomentes, der Drehzahl, der Temperatur, des Gegendruckes und der Radialdrücke. Die erhaltenen Radialdrücke werden über eine Umdrehung gemittelt und nach der Trapezregel flächenkorrigiert. Je nach Axialdruck stellen sich unterschiedliche Radialdruckverläufe ein. In Verbindung mit dem gemessenen Drehmoment kann die Auswertung durchgeführt werden, die es erlaubt, den Reibungskoeffizienten in Abhängigkeit vom Druck und der Geschwindigkeit sowie der Temperatur zu bestimmen.

7.1 Physikalische Vorgehensweise

Das differentielle Drehmoment dM ist das Produkt aus der differentiellen Reibkraft an der Zylinderwand dF_z mit dem halben Durchmesser D :

$$dM = dF_z \cdot \frac{D}{2} \quad (7)$$

Die Reibkraft am Zylinder erhält man aus der Schubspannung τ und dem Flächenelement dA :

$$dF_z = \tau \cdot dA \quad (8)$$

Der Radialdruck $p_{r,m}(z)$ wird über den Umfang nach

$$p_{r,m}(z) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \int_0^{2\pi} p_r(\psi, z) d\psi \quad (9)$$

gemittelt.

Die Schubspannung ergibt sich aus dem Reibungskoeffizienten μ und dem über den Umfang gemittelten Radialdruck $p_{r,m}$:

$$\tau = \mu \cdot p_{r,m}(z) \quad (10)$$

Das differentielle Flächenelement erhält man aus der Kanalbreite b und der differentiellen Kanallänge dz :

$$dA = b \cdot dz \quad (11)$$

Mit diesen Beziehungen ergibt sich schließlich das differentielle Drehmoment:

$$dM = \mu \cdot p_{r,m}(z) \cdot b \cdot \frac{D}{2} \cdot dz \quad (12)$$

Durch Integration über die abgewickelte Kanallänge l erhält man das gesamte wirkende Drehmoment:

$$M = C \cdot \int_0^l \mu \cdot p_{r,m}(z) \cdot dz \quad (13)$$

$$C = b \cdot \frac{D}{2} \quad (14)$$

Das gemessene Drehmoment M_{ges} muss um das Leerlaufdrehmoment M_L vermindert werden:

$$M = M_{\text{ges}} - M_L \quad (15)$$

Die Gleichung für das Drehmoment (13) wird nun so umgeformt, dass nicht über z sondern über den an der Zylinderwand wirkenden mittleren Radialdruck $p_{r,m}$ integriert werden kann.

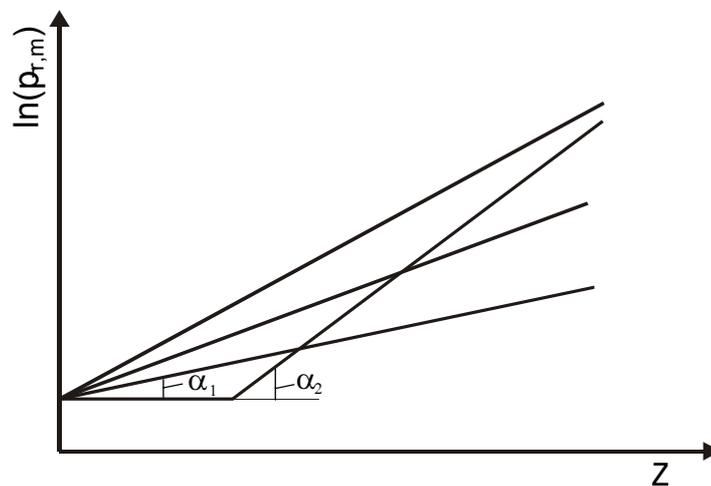


Abbildung 20: Verlauf des mittleren radialen Druckes $p_{r,m}$ an der Zylinderwand, unterschiedliche Steigungen α [5]

Der gemessene Druckverlauf (Abbildung 20) an der Zylinderwand ist durch eine Exponentialfunktion der Form

$$p_{r,m}(z) = p_{r,0} \cdot e^{\alpha \cdot z} \quad (16)$$

approximierbar, für die Ableitung von $p_{r,m}$ nach z ergibt sich dann:

$$\frac{dp_{r,m}(z)}{dz} = p_{r,0} \cdot \alpha \cdot e^{\alpha \cdot z} = \alpha \cdot p_{r,m}(z) \quad (17)$$

Nach der Substitution von z durch $p_{r,m}$ erhält man für die Drehmomentengleichung:

$$M = \frac{C}{\alpha} \cdot \int_{p_{r,0}}^{p_r(l)} \mu dp_{r,m} \quad (18)$$

Die Radialdrücke $p_r(l)$ an der Stelle $z=l$ und $p_{r,0}$ an der Stelle $z=0$ sind über den Umfang gemittelte Drücke. Die Gleichung (18) wird nun nach dem radialen Druck an der Stelle $z = l$ partiell differenziert:

$$\frac{dM}{dp_r(l)} = C \cdot \frac{d}{dp_r(l)} \left(\frac{1}{\alpha} \right) \cdot \int_{p_{r,0}}^{p_r(l)} \mu dp_{r,m} + \frac{C}{\alpha} \cdot \mu(p_r(l)) \quad (19)$$

Mit der Gleichung

$$p_r(l) = p_{r,0} \cdot e^{\alpha \cdot l} \quad (20)$$

folgt für das Differential von α

$$\frac{d\alpha}{dp_r(l)} = \frac{1}{l \cdot p_r(l)} \quad (21)$$

Es ergibt sich für den Kehrwert von α differenziert:

$$\frac{d}{dp_r(l)} \left(\frac{1}{\alpha} \right) = -\frac{1}{\alpha^2} \cdot \frac{1}{l \cdot p_r(l)} \quad (22)$$

Verwendet man die Beziehung für das Drehmoment (19), kann das Integral über den Reibungskoeffizienten wie folgt ausgedrückt werden:

$$\int_{p_{r,0}}^{p_r(l)} \mu dp_{r,m} = \frac{\alpha}{C} \cdot M \quad (23)$$

Werden die Gleichungen (21) und (22) in Gleichung (19) eingesetzt, erhält man folgende Beziehung:

$$\frac{dM}{dp_r(l)} = \frac{1}{\alpha} \cdot \left(-\frac{M}{l \cdot p_r(l)} + C \cdot \mu(p_r(l)) \right) \quad (24)$$

Aus dieser Gleichung kann der Reibungskoeffizient explizit ausgedrückt werden:

$$\mu(p_r(l)) = \frac{1}{C} \cdot \left(\alpha \cdot \frac{dM}{dp_r(l)} + \frac{M}{l \cdot p_r(l)} \right) \quad (25)$$

Durch die Messanordnung der Temperaturmessfühler wird es ermöglicht, die Temperatur T_z an der Zylinderoberfläche zu berechnen. Die inneren Temperatursensoren T_i sind $s_1=1$ mm von der Zylinderoberfläche angebracht, und die äußeren Temperatursensoren T_a sind $s_2=10$ mm von der Oberfläche entfernt. Aus der Wärmeleitungsgleichung für zylindrische Körper kann man den Wärmestrom in radialer Richtung berechnen [8].

$$q_{\text{rad}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (T_a - T_i) \cdot \lambda}{\ln\left(\frac{D + 2 \cdot s_1 + 2 \cdot s_2}{D + 2 \cdot s_1}\right)} \quad (26)$$

Die Temperatur T_z an der Zylinderoberfläche ergibt sich aus:

$$T_z = T_i - \left[\frac{\ln\left(\frac{D + 2 \cdot s_1}{D}\right)}{\ln\left(\frac{D + 2 \cdot s_1 + 2 \cdot s_2}{D + 2 \cdot s_1}\right)} \right] \cdot (T_a - T_i) \quad (27)$$

Der Temperaturverlauf T_z über die axiale Länge ist von exponentieller Form:

$$T_z(z_{\text{ax}}) = T_0 \cdot e^{\beta \cdot z_{\text{ax}}} \quad (28)$$

Nach Bestimmung des Exponenten β bzw. der Temperatur T_0 für den Temperaturverlauf nach Gleichung (28) kann die Temperatur $T(l)$ am Auslauf ermittelt werden. Es wurde mit maximaler Kühlleistung gekühlt, die Temperatur T_0 entspricht der Einlaufemperatur des Kühlwassers.

Nun müssen die Werte für das Drehmoment M und den Druck $p_r(l)$ aus verschiedenen Messungen in einem Diagramm (Abbildung 21) aufgetragen werden.

Für jeden Wert von $p_r^*(l)$ kann nun das Drehmoment M^* und die Steigung dieser Kurve abgelesen werden. Eingesetzt in Gleichung (24) mit dem zugehörigen α^* erhält man den Wert für den Reibungskoeffizienten bei dem Druck $p=p_r^*(l)$ [5].

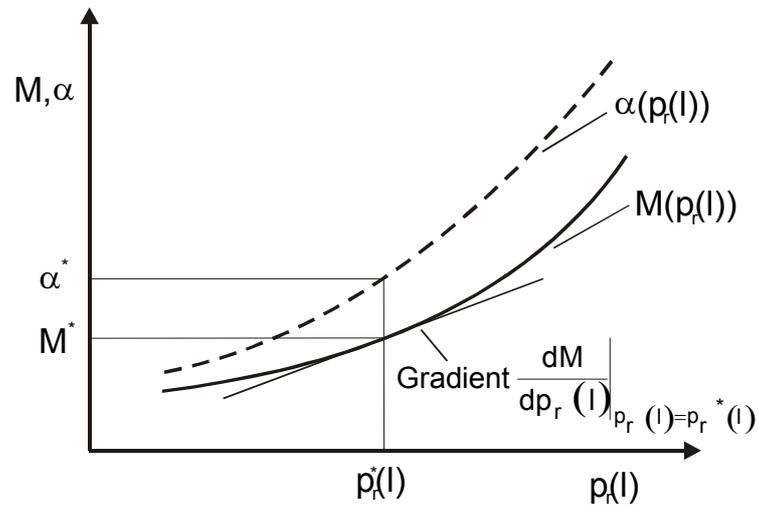


Abbildung 21: Schematische Darstellung zur Auftragung des Drehmoments M und des Exponenten α über $p_r(l)$ zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten [5]

7.2 Programmtechnische Umsetzung

In meiner Diplomarbeit habe ich ein Excelprogramm für die Auswertung entwickelt. Das Schema für die Vorgehensweise sowie die Dateinamen sind in Abbildung 22 dargestellt.

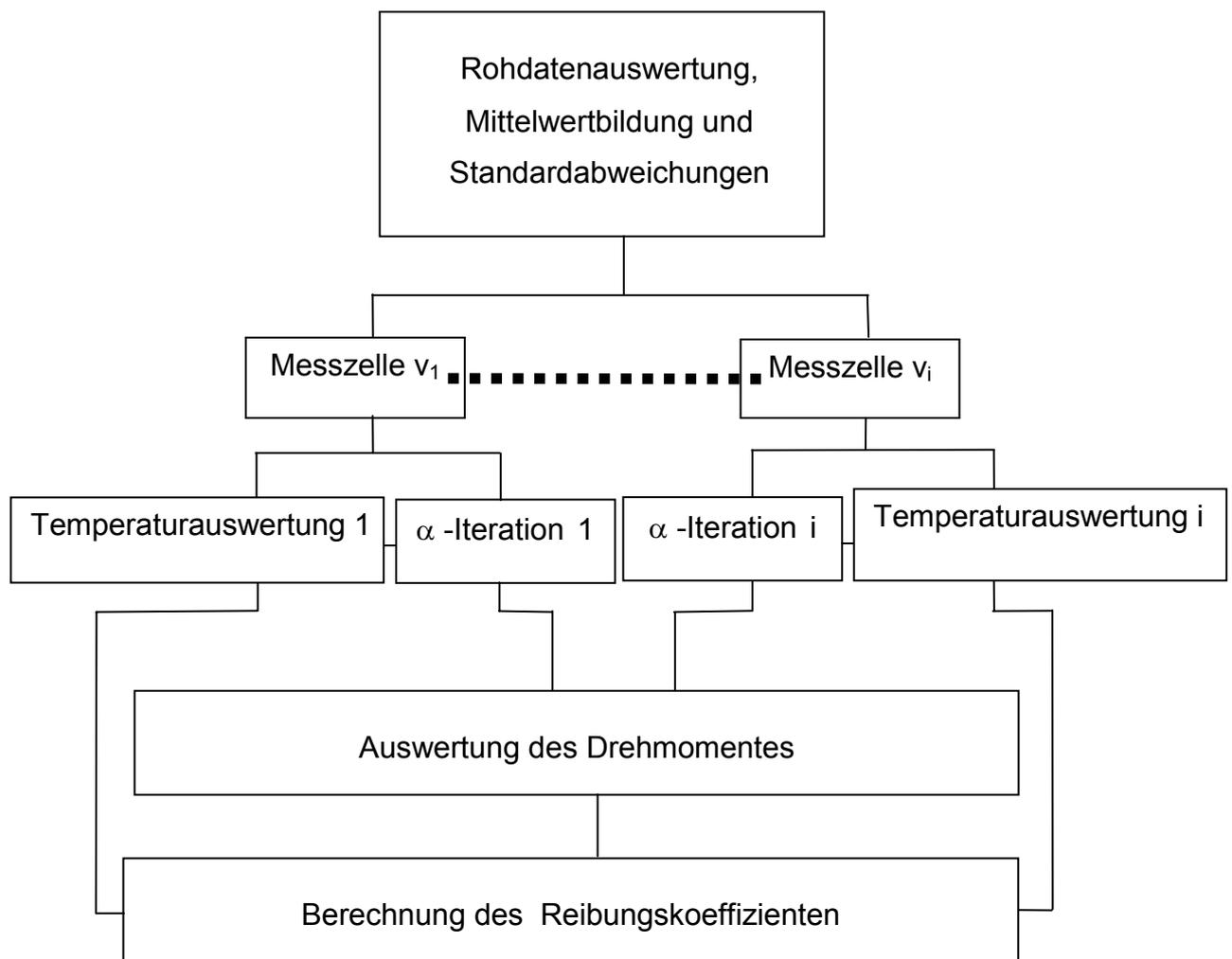


Abbildung 22: Auswertestruktur bzw. Verknüpfungen der Auswertedateien

Es wurde folgendermaßen vorgegangen: Für eine ausgewählte Messreihe wurden 3 Versuche durchgeführt und die Mittelwerte bzw. die Standardabweichungen für die gemessenen Parameter in der Datei „Rohdaten“ ausgewertet.

Die nach der Gleichung (20) erforderlichen Iterationen für den Exponenten α des Radialdruckverlaufes bzw. für die Temperatur nach der Gleichung (28) wurden mit dem Programm Jandel Scientific Table Curve 3.3 iteriert. Die Konstanten a, b und der Korrelationsfaktor r^2 der ermittelten Approximationsfunktion für den Drehmomentenverlauf

$$M = a + b \cdot p_r(l)^{\frac{1}{n}} \quad (29)$$

bezüglich des Druckes am Auslauf $p_r(l)$ wurden mit demselben Programm ausgewertet. Der Exponent wurde in meinen Untersuchungen auf $n=2$ gesetzt. Die Ergebnisse wurden in der Datei „Momentenauswertung“ ausgewertet.

Nach Differentiation der obigen Gleichung kann der Reibungskoeffizient nach der Gleichung

$$\mu(p_r(l)) = \frac{1}{C} \cdot \left(\alpha \cdot \frac{dM}{dp_r(l)} + \frac{M}{l \cdot p_r(l)} \right) \quad (30)$$

ermittelt werden.

Die mittleren Temperaturen befinden sich zwar in der Datei „Messzelle“, aber die Auswertung der Temperatur bezüglich der Radialdrücke kann erst nach der Bestimmung des Exponenten α in der Datei „Temperaturauswertung“ festgelegt werden.

Die Auswertedateien werden aufgeteilt, damit man nach einmaliger Verknüpfung mit den Rohdaten nicht zu große Arbeitsspeicherkapazitäten benötigt.

In Tabelle 6 sind die wichtigsten Daten der Reibapparatur aufgelistet.

Tabelle 6: Geometrische Daten der Reibapparatur

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert
Axialer Abstand Einzugstrichter – 1. Kraftaufnehmer	z_{ax1}	40 mm
Axialer Abstand der weiteren Kraftaufnehmer 2-5 untereinander	z_{ax2-5}	40 mm
Axialer Abstand Einzugstrichter – Auslauf	l_{ax}	0,2250 m
Abgewickelte Kanallänge für die einzelnen Radialdruckmessstellen	z_{1-5}	0,1405 m
Abgewickelte Kanallänge bis zum Auslauf	l	0,7901 m
Schneckensteigung	t	$0,8 \cdot D$
Schneckendurchmesser	D	70 mm
Kanaltiefe	h	10 mm
Gängigkeit	i	1
Stegbreite	e	6 mm
Kanalbreite	b	47,7 mm
Geometrische Konstante	C	0,0017 m ²
Steigungswinkel	φ_m	16,55 °
Wandabstand zum inneren Temperaturfühler	s_1	1 mm
Wandabstand zum äußeren Temperaturfühler	s_2	10 mm

7.3 Fehlerabschätzung

Im Allgemeinen erstreckt sich der Fehler von den gerätespezifischen systematischen Abweichungen der Messwerte bis zu den zufälligen Fehlern. Systematische Fehler kann man erfassen und bewerten. Als Grundlage der Fehlerfortpflanzung dienen die VDE/VDI 2620 – Richtlinien, die sich an die Norm DIN 1319 halten [11]. Da in dieser Arbeit mit den Messdaten Approximationen und mathematische Auswertungen vorgenommen wurden, ist eine Fehlerabschätzung unbedingt erforderlich. Der Fehler pflanzt sich über die verschiedenen Auswerteebenen fort (Abbildung 22).

Die gerätespezifischen Messabweichungen in Prozent werden von den Herstellern angegeben und sind in Tabelle 7 dargestellt:

Tabelle 7: Gerätespezifischer Fehler

Bezeichnung	Messabweichung in %	Messbereich
Kraftaufnehmer $\Delta p(z)_{fa}$	5	2kN, 10 kN, 20kN
Drehmoment ΔM_{fa}	1	0 - 2000 Nm
Drehzahl Δn_{fa}	1	80 min ⁻¹

Da die Drehzahl nicht direkt in das Auswerteverfahren eingeht, braucht für die Messungengenauigkeit der Drehzahlerfassung nur der gerätespezifische Fehler und der Fehler für die Mittelwertbildung berücksichtigt werden.

Im Auswerteverfahren wurden zuerst Mittelwerte $P_r(z)$, \bar{M} , \bar{n} aus 3 Messungen $P_{ri}(z)$, M_i , n_i gebildet. Der Gesamtfehler nach der Berechnung der Mittelwerte setzt sich für den Druck $\Delta p_{r,m}(z)$ nach

$$\Delta p_{r,m}(z) = \sum_{i=0}^3 \left| \bar{P}_r(z) - P_{ri}(z) \right| + \Delta p_r(z)_{fa} \quad (31)$$

und für das Drehmoment nach ΔM_{mes}

$$\Delta M_{mes} = \sum_{i=0}^3 \left| \bar{M} - M_i \right| + \Delta M_{fa} \quad (32)$$

bzw. analog für die Abweichung der Drehzahl Δn nach

$$\Delta n = \sum_{i=0}^3 \left| \bar{n} - n_i \right| + \Delta n_{fa} \quad (33)$$

zusammen. Hier ist der gerätespezifische Fehler bereits integriert.

In der nächsten Ebene der Fehlerfortpflanzung wurde untersucht, wie sich die Abweichungen der Mittelwerte bzw. der gerätespezifische Fehler bei funktionalen Zusammenhängen fortpflanzt. Das heißt: Ein Ergebnis y kann von mehreren Messwerten abhängen, die in einem funktionalen Zusammenhang $y = f(x_1, x_2, \dots, x_i)$ stehen. Der ermittelte Fehler setzt sich aus der Differentiation des funktionalen Zusammenhangs zusammen.

7.3.1.1 Fehler des Druckexponenten α

In der Auswertung wurde der Exponent α nach Gleichung (16) aus den gemessenen Radialdrücken ermittelt. Durch Differentiation der Gleichung

$$\frac{dp_{r,m}(z)}{d\alpha} = z \cdot p_r(0) \cdot e^{\alpha \cdot z} \quad (34)$$

nach α ergibt sich der Fehler $\Delta\alpha$ mit

$$\Delta\alpha = \sum_{z3}^{z5} \frac{\Delta p_{r,m}(z)}{z \cdot p_r(0) \cdot e^{\alpha \cdot z}} \quad (35)$$

Der Radialdruck $p_r(0)$ konnte nicht gemessen werden und wurde bei der α -Iteration bestimmt. Der Radialdruck $p_r(l)$ am Auslauf konnte nach Bestimmung des Exponenten α berechnet werden. Es wurde mit dem Radialdruck $p_r(l)$ am Auslauf weiter gerechnet, wobei sich hier der Fehler $\Delta\alpha$ fortpflanzt:

$$\Delta p_r(l) = \Delta\alpha \cdot l \cdot p_r(0) \cdot e^{\alpha \cdot l} \quad (36)$$

7.3.1.2 Fehler des Drehmoments

Das gemessene Drehmoment wurde mit der Approximationsfunktion

$$M = a + b \cdot p_r(l)^{\frac{1}{n}} \quad (29)$$

angenähert. Die Differenzierung des Drehmomentes M_{mess} nach dem Radialdruck $p_r(l)$ am Auslauf nach der Gleichung (29)

$$\frac{dM_{\text{mess}}}{dp_r(l)} = \frac{b}{n \cdot p_r(l)^{\frac{1}{n}}} \quad (37)$$

ergibt den Fehler für das Drehmoment ΔM_{mess}

$$\Delta M_{\text{mess}} = \frac{b}{n \cdot p_r(l)^{\frac{1}{n}}} \cdot \Delta p_r(l) \quad (38)$$

Über die Quotientenregel kann man auch den Fehler ermitteln, der nach Gleichung (24) in die Berechnung des Reibungskoeffizienten eingeht. Für die Abschätzung des Fehlers für den differentiellen Anteil des Drehmomentes $dM/dp_r(l)$ muss zunächst die 2. Ableitung des Drehmoments gebildet werden:

$$\frac{d^2 M_{\text{mess}}}{dp_r(l)^2} = -\frac{b}{n \cdot p_r(l)} \cdot \frac{1}{n \cdot p_r(l)^{\frac{1}{n}}} \quad (39)$$

Der Fehler lautet dann

$$\Delta \left(\frac{dM_{\text{mess}}}{dp_r(l)} \right) = -\frac{b}{n \cdot p_r(l)} \cdot \frac{1}{n \cdot p_r(l)^{\frac{1}{n}}} \cdot \Delta p_r(l) = -\frac{b \cdot \Delta p_r(l)}{n^2 \cdot p_r(l)^{\left(\frac{n-1}{n}\right)}} \quad (40)$$

7.3.1.3 Fehler des äußeren Reibungskoeffizienten

Der äußere Reibungskoeffizient wurde nach der Gleichung

$$\mu(p_r(l)) = \frac{1}{C} \cdot \left(\alpha \cdot \frac{dM}{dp_r(l)} + \frac{M}{l \cdot p_r(l)} \right) \quad (25)$$

berechnet.

Um den Fehler $\Delta\mu_a$ für den äußeren Reibungskoeffizienten zu berechnen wurde die Gleichung (25) in 2 Terme aufgeteilt.

Der 1. Term kann nach der Kettenregel berechnet werden:

$$d\left(\alpha \cdot \frac{dM_{\text{mess}}}{dp_r(l)}\right) = d\alpha \cdot \frac{dM_{\text{mess}}}{dp_r(l)} + \alpha \cdot d\left(\frac{dM_{\text{mess}}}{dp_r(l)}\right) \quad (41)$$

Daraus ergibt sich der Fehler

$$\Delta\left(\alpha \cdot \frac{dM_{\text{mess}}}{dp_r(l)}\right) = \Delta\alpha \cdot \frac{dM_{\text{mess}}}{dp_r(l)} + \alpha \cdot \Delta\left(\frac{dM_{\text{mess}}}{dp_r(l)}\right) \quad (42)$$

Der 2. Term wird nach der Quotientenregel berechnet:

$$d\left(\frac{M_{\text{mess}}}{l \cdot p_r(l)}\right) = \frac{dM_{\text{mess}} \cdot p_r(l) - M_{\text{mess}} \cdot d \cdot p_r(l)}{l \cdot p_r(l)^2} \quad (43)$$

Daraus ergibt sich der Fehler

$$\Delta\left(\frac{M_{\text{mess}}}{l \cdot p_r(l)}\right) = \frac{\Delta M_{\text{mess}} \cdot p_r(l) - M_{\text{mess}} \cdot \Delta p_r(l)}{l \cdot p_r(l)^2} \quad (44)$$

Der Gesamtfehler $\Delta\mu_a$ für den Reibungskoeffizienten ergibt sich durch Addition der beiden Terme:

$$\Delta\mu_a = \frac{1}{C} \cdot \left[\Delta\left(\alpha \cdot \frac{dM_{\text{mess}}}{dp_r(l)}\right) + \Delta\left(\frac{M_{\text{mess}}}{l \cdot p_r(l)}\right) \right] \quad (45)$$

Der relative Fehler f_{μ_a} in % lautet dann

$$f_{\mu_a} = \frac{\Delta\mu_a}{\mu_a} \cdot 100 \quad (46)$$

8 Ergebnisse und Diskussion

8.1 Optische Erkenntnisse

Das Granulat verändert seine Form beim Durchlaufen der Anlage in Abhängigkeit vom Gegendruck. Die Verformungen nehmen mit höheren Drücken zu, bis es zum lokalen Anschmelzen kommt. Agglomerationen und Anschmelzen sollen in den Untersuchungen vermieden werden. Der optische Vergleich der Ergebnisse bei verschiedenen Axialdrücken zeigt, dass die Komprimierung bzw. die Verformung stark zunimmt, bis bei einem maximalen Axialdruck lokales Anschmelzen auftritt (Abbildung 23 bis Abbildung 26).



Abbildung 23: Jungfräuliches Granulat



Abbildung 24: Lupolen3020D bei $p_{ax}= 120$ bar



Abbildung 25: Lupolen 3020D bei $p_{ax}= 142$ bar



Abbildung 26: Lupolen3020D bei $p_{ax} = 172$ bar:

Bei noch höheren Drücken entsteht ein Agglomerat des lokal aufgeschmolzenen Kunststoffes, das sich ungünstigerweise am Auslauf des konischen Kolbens festklebt, wodurch die Förderung behindert wird (Abbildung 27). Solche Versuche sind unbrauchbar und müssen abgebrochen werden.



Abbildung 27: Beispiel einer Reibagglomeration von Lupolen 3020D

Die mit der neuen Reibapparatur gemessenen äußeren Reibungskoeffizienten sind im Vergleich zu den Ergebnissen des Reibungskoeffizienten am Rotortribometer höher. Aus mehreren Gründen kann man diese Messergebnisse nur eingeschränkt vergleichen:

- Anlagenspezifische Unterschiede
- beim Rotortribometer kam es während der Messung zur Agglomeration (Abbildung 28), was bedeutet, dass der Versuch unbrauchbar ist.
- Am Rotor des Tribometers hat sich während der Reibversuche ein Schmelzefilm gebildet, weil die Kunststoffprobe an der Reibfläche angeschmolzen ist. Aufgrund dieser Vorgänge wurden die Messergebnisse verfälscht. Das Anschmelzen des Schüttgutes ist bei der neuen Reibapparatur auszuschließen, da die Verweilzeit des Granulates im Zylinder sehr kurz ist.
- Die Stahloberfläche des Rotors unterscheidet sich von der der Reibapparatur. Da aber der Reibungskoeffizient von der Oberflächenrauigkeit der Reibfläche abhängt, müssen für eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse die selben Stähle verwendet werden, und Oberflächenrauigkeiten gewährleistet sein.



Abbildung 28: Angeschmolzene und agglomerierte Kunststoffproben am Rotortribometer [6]

8.2 Druckverlauf

Es wurde schon früher angeführt, dass der Widerstand über ein Hydrauliksystem aufgebracht wurde. Der Hydraulikdruck soll über den ganzen Messzeitraum konstant bleiben. In Abbildung 29 ist so ein Hydraulikdruckverlauf über eine bestimmte Messzeit dargestellt, wobei diese minimale Schwankungen (± 2 bar) vernachlässigt wurden.

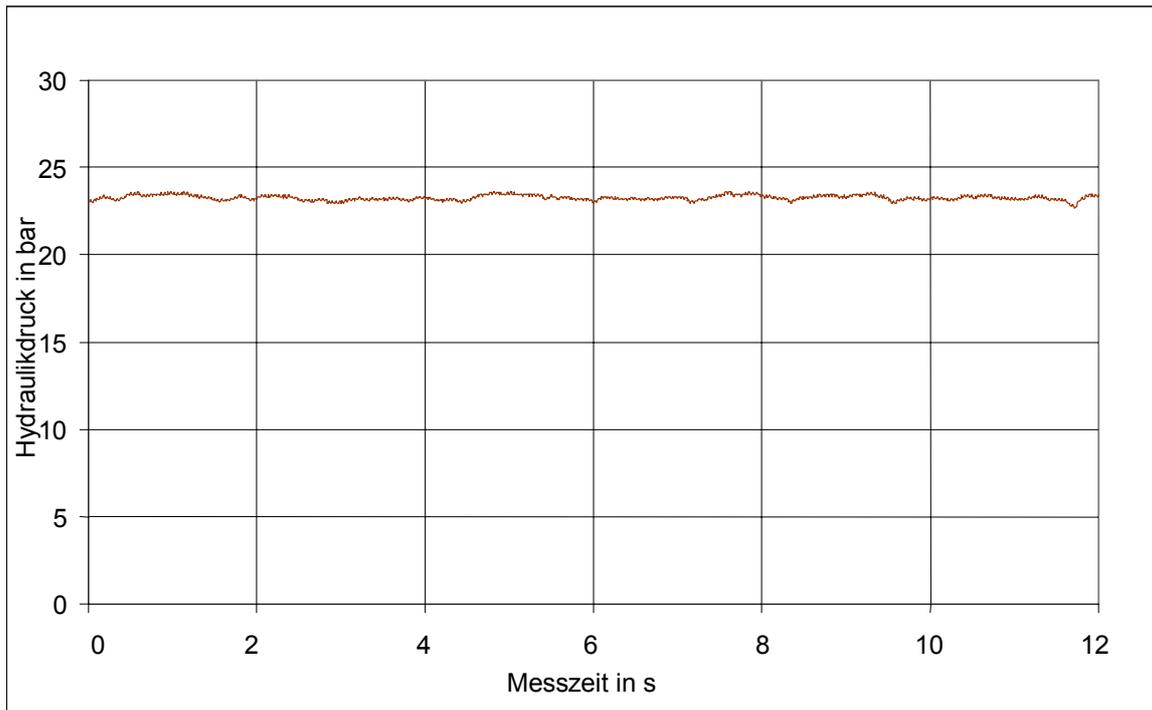


Abbildung 29: Hydraulikdruckverlauf gemessen bei Lupolen 3020D bei $n=30\text{ min}^{-1}$

Durch den Hydraulikdruck stellt sich bei der Versuchsdurchführung ein bestimmter Radialdruckverlauf (Abbildung 30) ein.

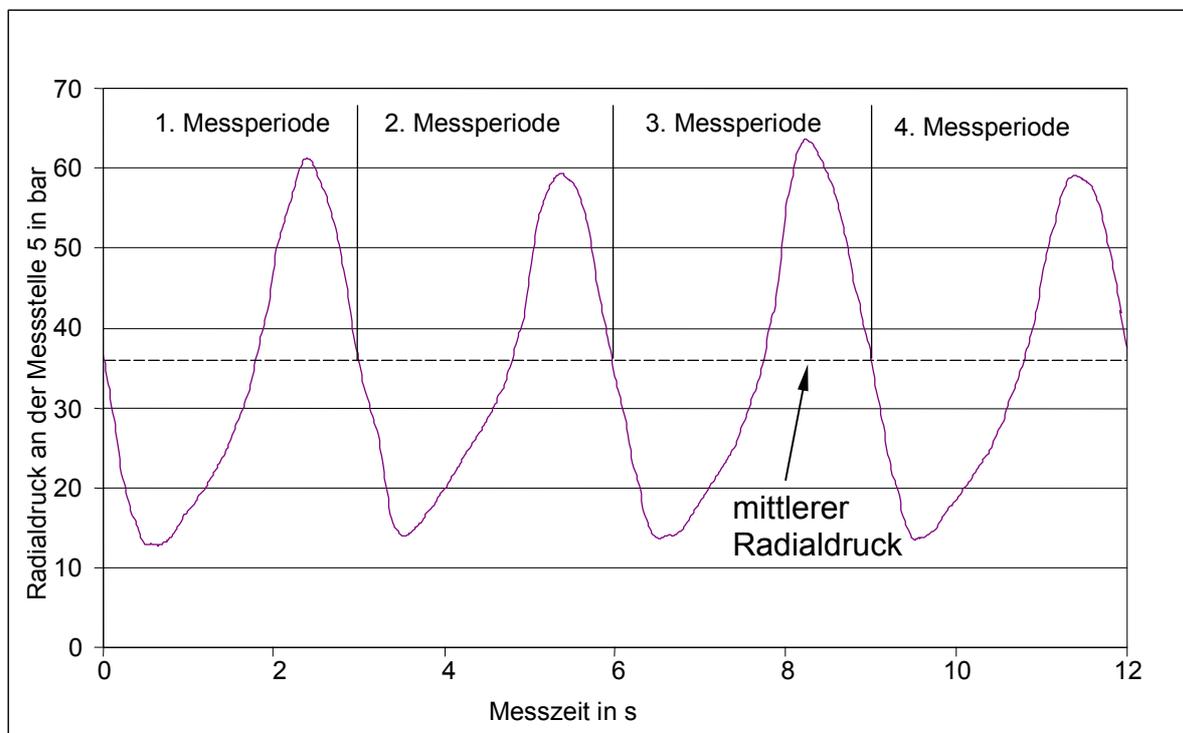


Abbildung 30: Beispiel eines gemessenen Druckverlaufes für PP 208RD für $v=4,4\text{ m/min}$ und einen Axialdruck von 226,5 bar

8.3 Temperatur am Auslauf

Die Temperatur, die sich am Auslauf einstellt, ist von verschiedenen Parametern wie Druck, Umfangsgeschwindigkeit, Schneckengeometrie, Oberflächenrauigkeit des Zylinders, Kornverteilung, Härte des Korn, etc. abhängig.

Da die Messwerte nur auf eine bestimmte Schneckengeometrie bzw. auf einen bestimmten Zylindereinsatz bezogen werden können, und die Kornverteilung des Granulates sehr homogen ist, ist die Temperatur eine Funktion der Umfangsgeschwindigkeit und des Radialdruckes, und hat natürlich über diese beiden Parameter eine große Auswirkung auf den äußeren Reibungskoeffizienten.

Die gemessenen Temperaturen wurden mit der Approximationsfunktion

$$T_{\text{zyl}}(z_{\text{ax}}) = T_0 \cdot e^{\beta \cdot z_{\text{ax}}} \quad (28)$$

angenähert. Für $z_{\text{ax}} = l$ ergeben sich die Reibflächentemperaturen am Auslauf.

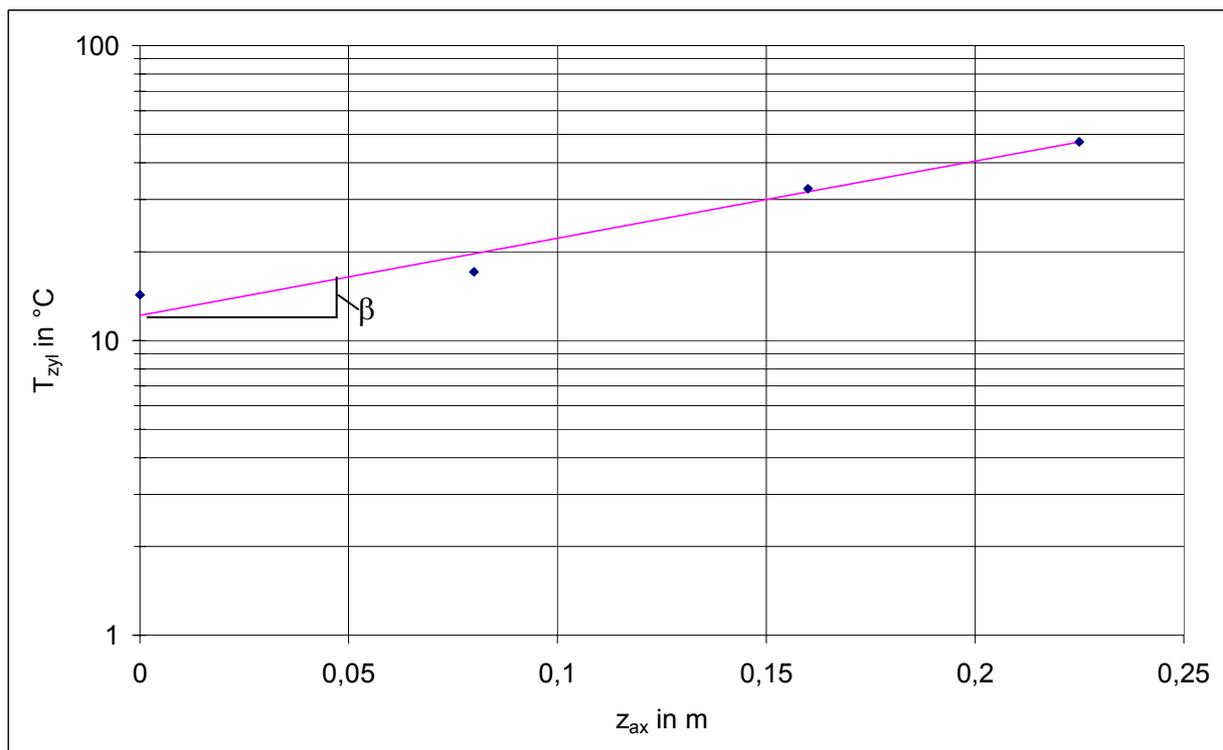


Abbildung 32: Halblog. Darstellung der Temperatur $T_{\text{zyl}}(z_{\text{ax}})$ an der Stelle $z_{\text{ax}} = l$ für PP 208RD bzw. Darstellung der Steigung β

Diese Ergebnisse wurden für verschiedene Geschwindigkeiten dargestellt (Abbildung 33 bis 35). Es ist nicht verwunderlich, dass die Temperaturen am Auslauf bezüglich des Radialdruckes einen linearen Zusammenhang haben, da wenn der Druck zunimmt, man einen höheren Widerstand überwinden muss, und daher auch die Temperatur zunehmen muss. Nun kann man dem erhaltenen Bezugsdruck $p_r^*(l)$ die jeweilige Temperatur zuordnen.

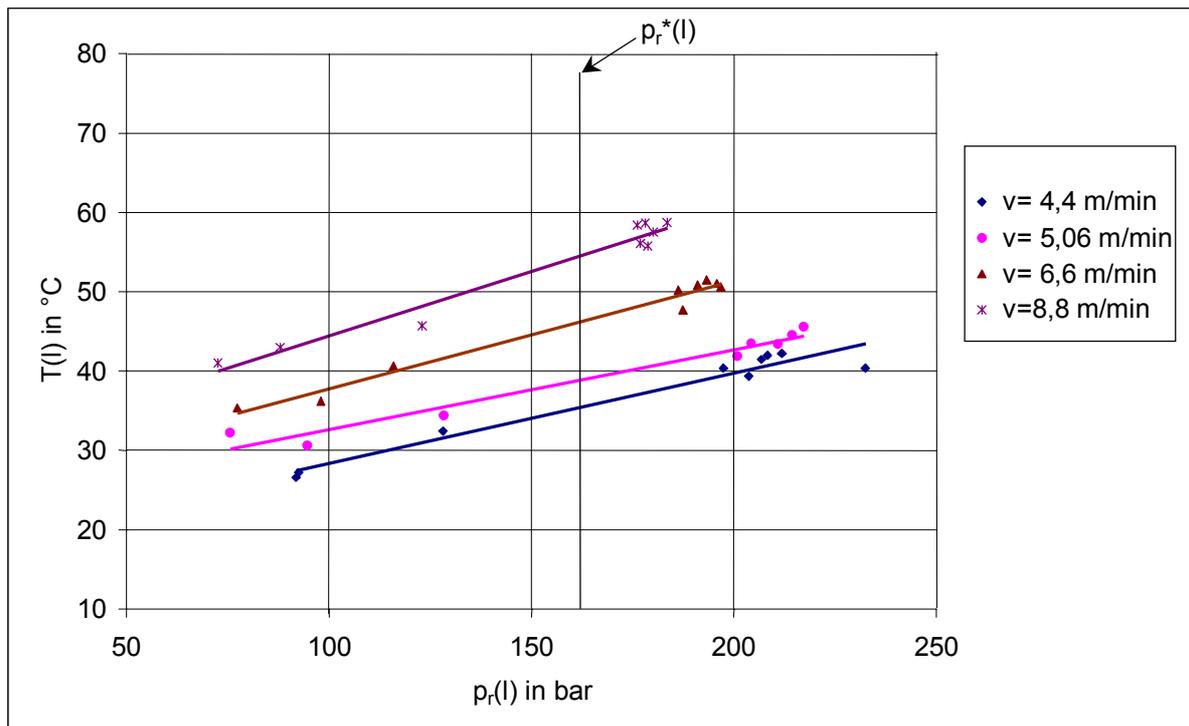


Abbildung 33: Temperaturverlauf bei verschiedenen Radialdrücken von Lupolen 3020D

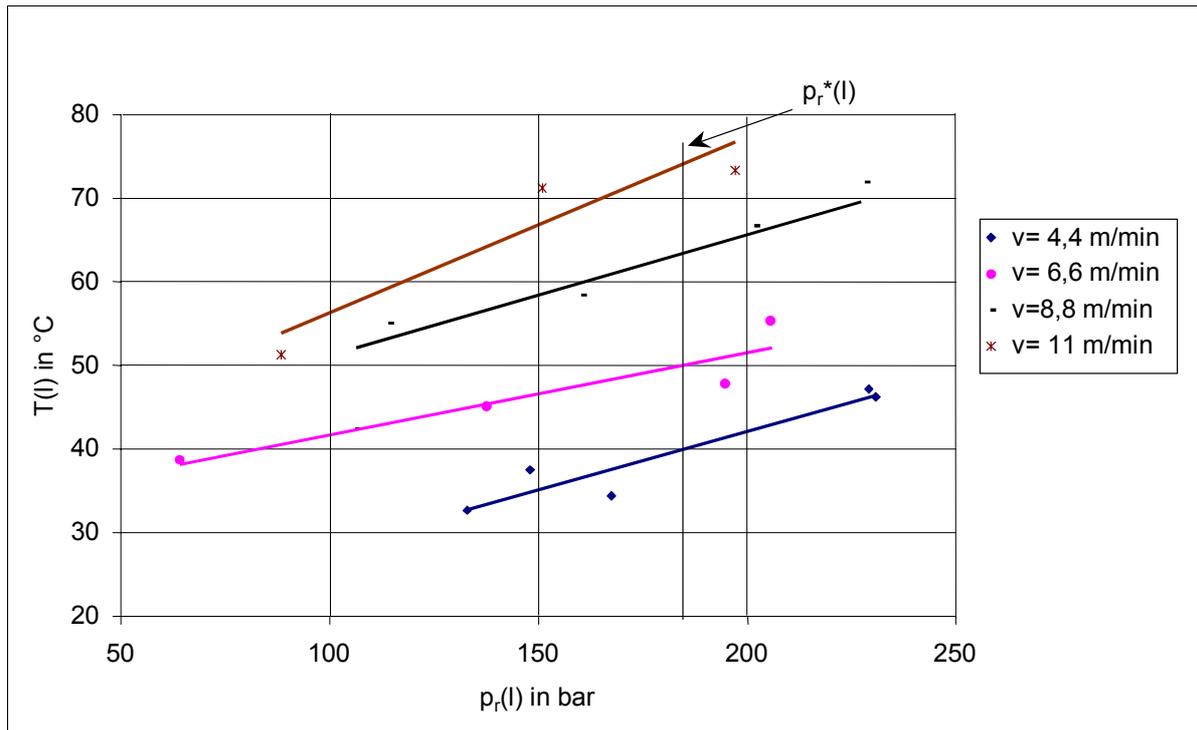


Abbildung 34: Temperaturverlauf bei verschiedenen Radialdrücken von PP RD208

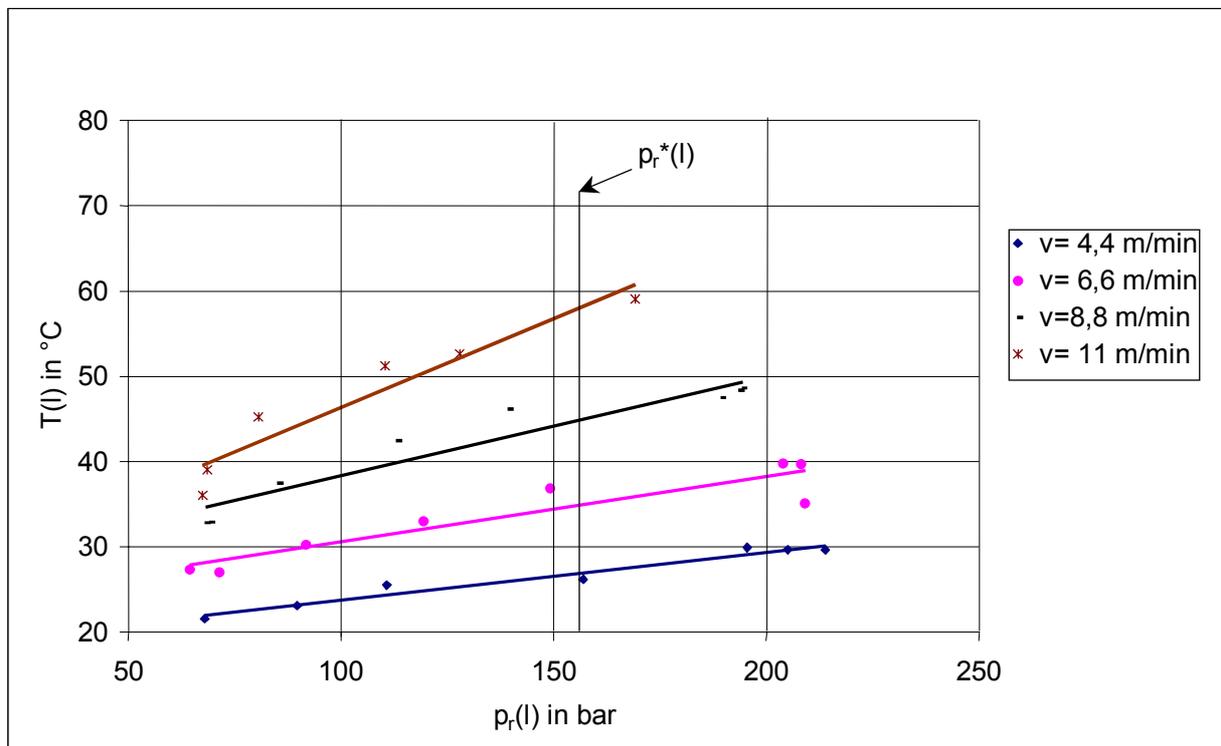


Abbildung 35: Temperaturverlauf bei verschiedenen Radialdrücken von PP RD226

Die Steigung k_1 , die Achsenabschnitte d_1 und die Korrelationskoeffizienten r^2 der Regressionsgeraden

$$T_i(l) = d_1 + k_1 \cdot p_r(l) \quad (47)$$

für die Temperaturapproximation sind von Tabelle 8 bis 10 dargestellt.

Tabelle 8: Regressionsgeraden für die Temperaturverläufe von Lupolen

Umfangsgeschwindigkeit v_i in m/min	4,4	5,06	6,6	8,8
Steigung k_1	0,113	0,101	0,136	0,162
Achsenabschnitt d_1	17,058	22,611	24,151	28,283
Korrelation r^2	0,950	0,961	0,976	0,964

Tabelle 9: Regressionsgeraden für die Temperaturverläufe von PP RD208

Umfangsgeschwindigkeit v_i in m/min	4,4	6,6	8,8	11
Steigung k_1	0,140	0,098	0,145	0,211
Achsenabschnitt d_1	14,177	31,880	36,708	35,267
Korrelation r^2	0,900	0,943	0,976	0,831

Tabelle 10: Regressionsgeraden für die Temperaturverläufe von PP RD226

Umfangsgeschwindigkeit v_i in m/min	4,4	6,6	8,8	11
Steigung k_1	0,056	0,076	0,116	0,209
Achsenabschnitt d_1	18,229	22,982	26,739	25,470
Korrelation r^2	0,956	0,894	0,915	0,916

8.4 Drehmomentenverläufe

Es wurde in der programmtechnischen Umsetzung schon beschrieben, dass das gemessene Drehmoment, die gemessene Drehzahl und der Hydraulikdruck gemittelt wurden (Abbildung 36).

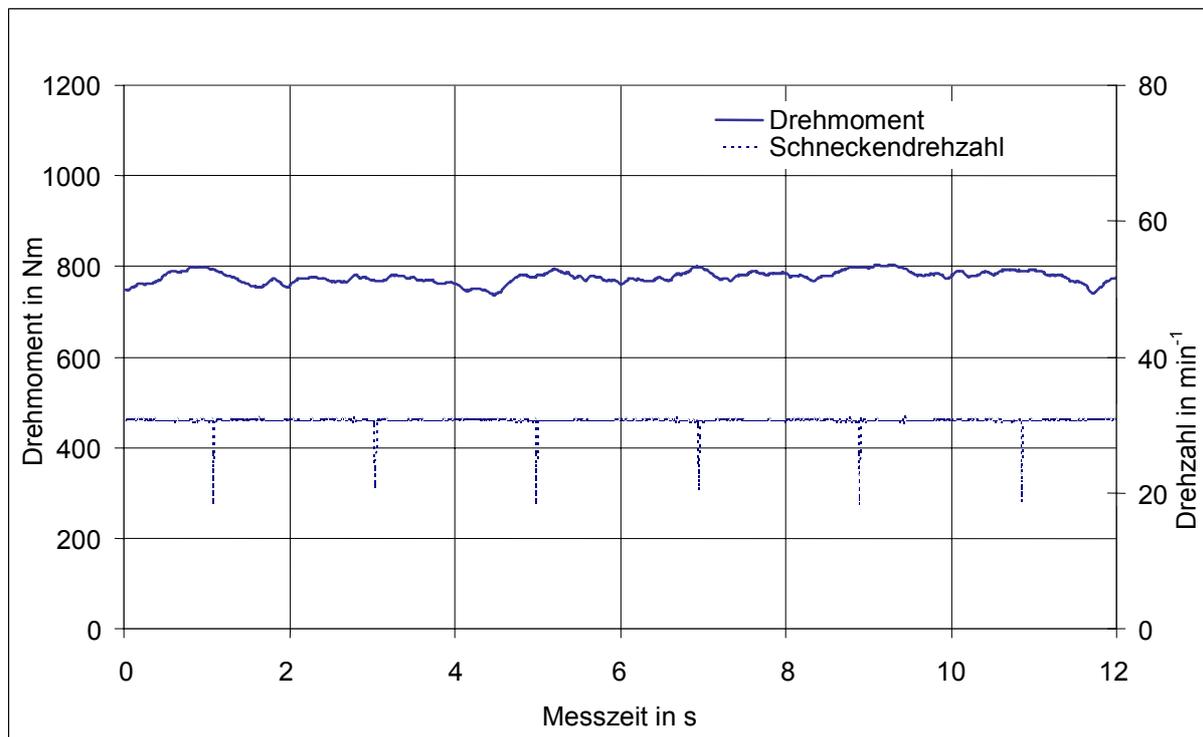


Abbildung 36: Gemessener Drehmomenten- und Drehzahlverlauf von Lupolen 3020 D für $n= 30 \text{ min}^{-1}$ und einem Axialdruck von 225 bar

Am Auslauf des Vertikalextruders wurden die Drehmomentenverläufe iterativ für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten und Drücke bestimmt. Die Messpunkte

und Approximationsfunktionsverläufe sind in Abbildung 37 bis Abbildung 39 dargestellt.

Mit Hilfe der Approximationsfunktion für das Drehmoment nach der Gleichung

$$M = a + b \cdot p_r(l)^{\frac{1}{n}} \quad (29)$$

kann man für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten einen beliebigen Druck $p_r^*(l)$ zuordnen.

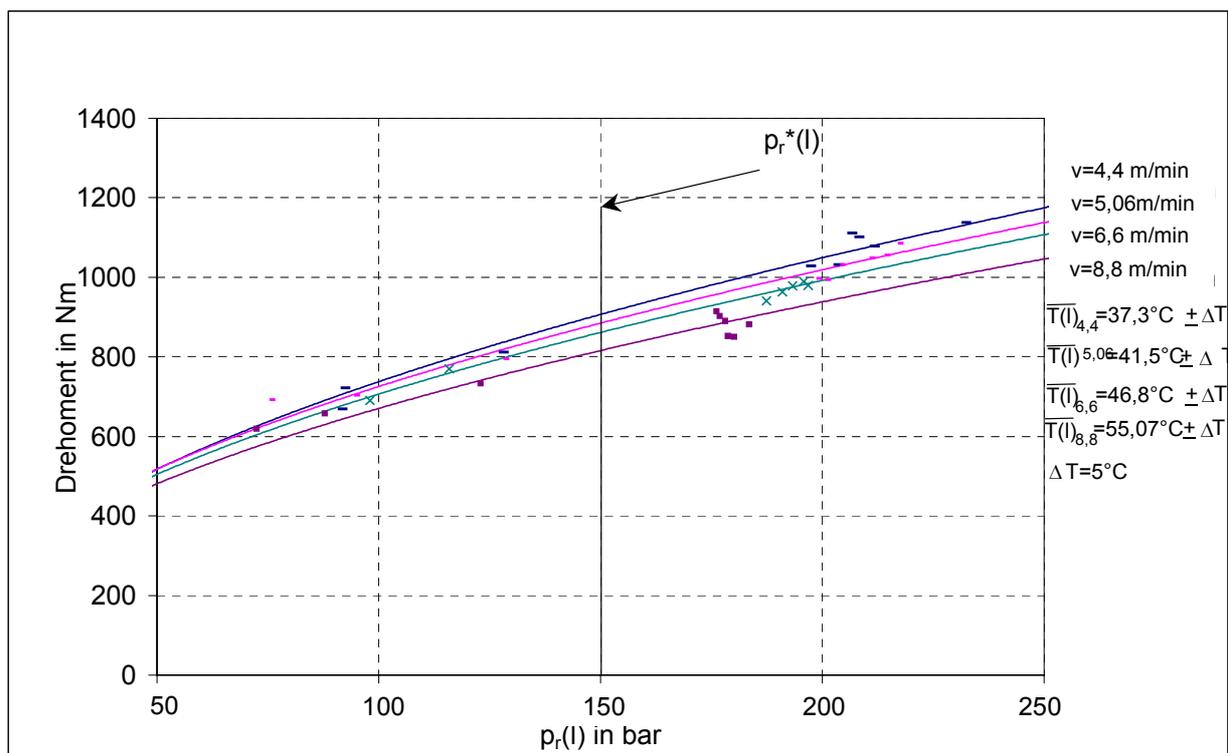


Abbildung 37: Approximierter Drehmomentenverlauf von Lupolen 3020D in Abhängigkeit vom Radialdruck an der Stelle $z=l$ für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten

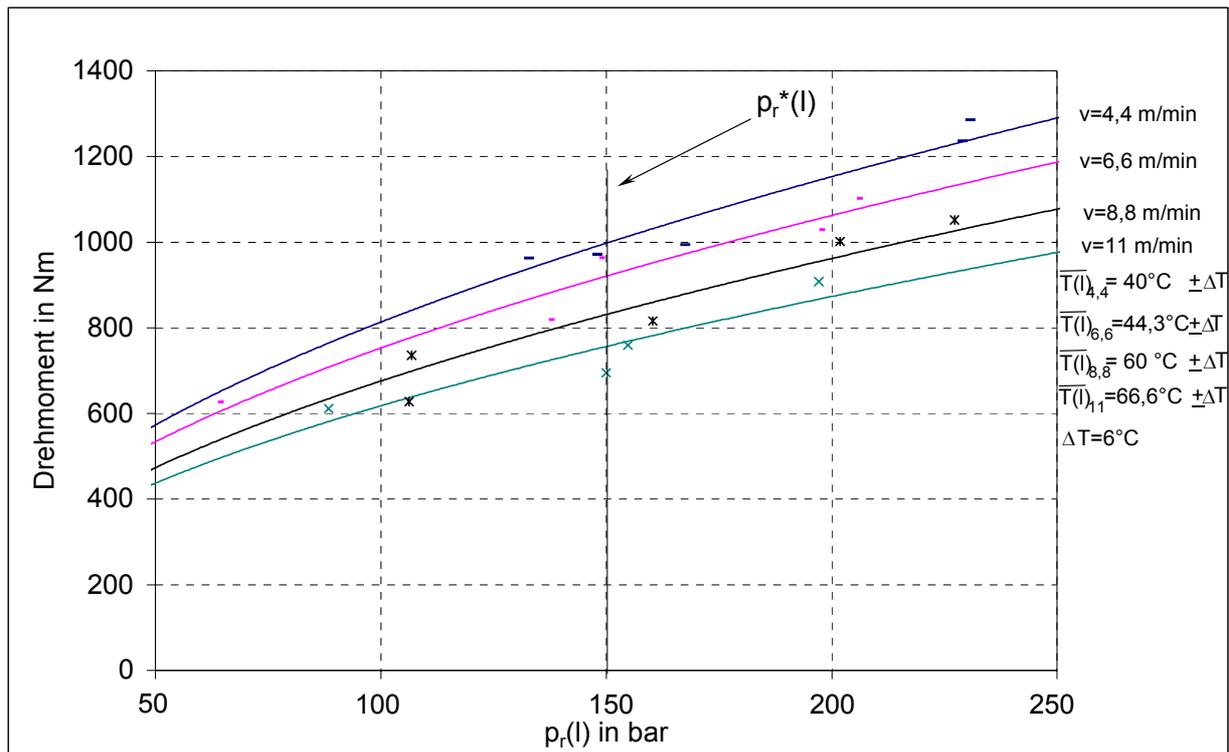


Abbildung 38: Approximierter Drehmomentenverlauf von PP RD208 in Abhängigkeit vom Radialdruck an der Stelle $z=l$ für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten

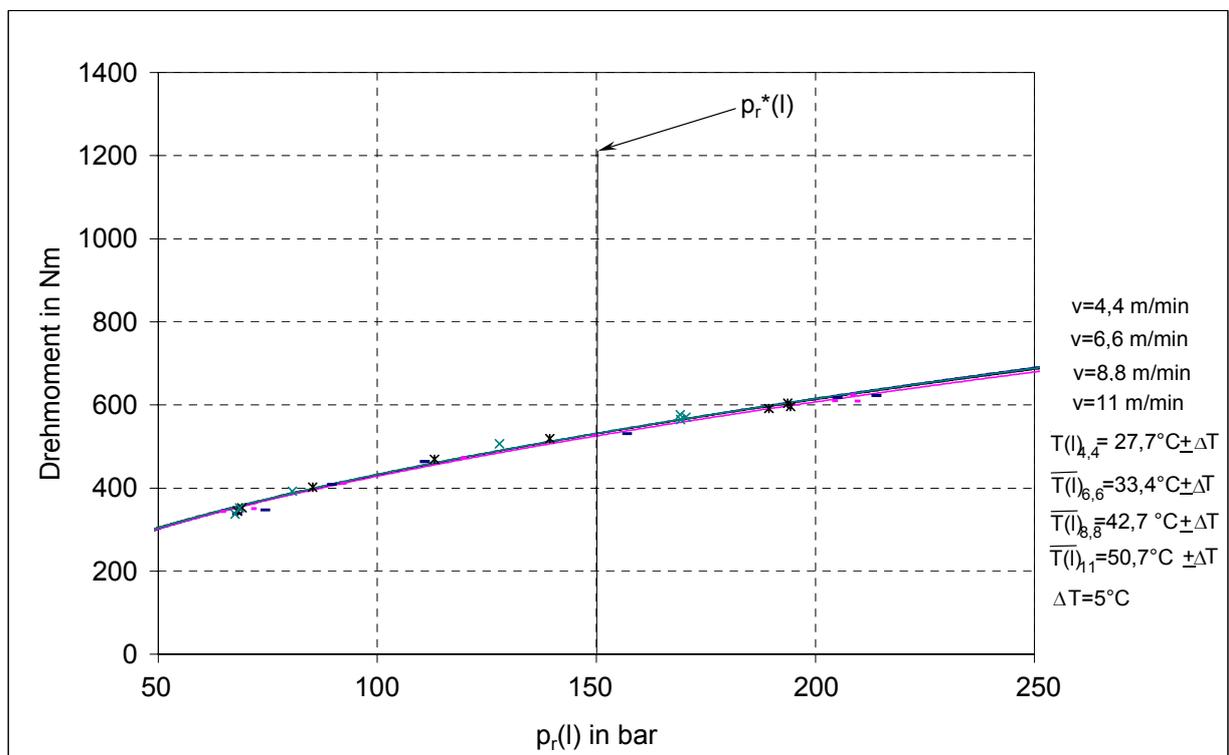


Abbildung 39: Approximierter Drehmomentenverlauf von PP RD226 in Abhängigkeit vom Radialdruck an der Stelle $z=l$ für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten

Aus diesen approximierten Funktionsverläufen kann man feststellen, dass sich das Drehmoment gegenüber dem Radialdruck anfangs stark ändert, und die Änderung der Steigung bei hohen Drücken kleiner wird. Außerdem sieht man dass sich bei allen gemessenen Granulaten bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten auch ein niedrigeres Drehmoment einstellt, was eine Abhängigkeit des äußeren Reibungskoeffizienten von der Geschwindigkeit vermuten lässt.

Bei den ersten Versuchen konnte das Drehmoment nicht konstant gehalten werden, da das Hydrauliksystem zu träge reagierte. Nach Einbau des Hydroblasenspeichers in das Hydrauliksystem wurde dieses Problem behoben. Die Drehmomentmessdose ist nur bis zu einem Drehmoment von 2000 Nm ausgelegt, weshalb bei zu hohen Axialdrücken und zu niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten die Gefahr einer Beschädigung der Drehmomentmesssensorik und des Abdrehens der Schnecke besteht. Ferner verhält sich die Drehzahlregelung bei Messungen mit zu niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten sehr unsensibel.

Mit einer Approximation der Drehmomentenverläufe wurden die Koeffizienten a und b bzw. der Korrelationsfaktor r^2 nach Gleichung (29)

$$M = a + b \cdot p_r(l)^{\frac{1}{n}}$$

bestimmt und in den Tabellen 11-13 dargestellt:

Tabelle 11: Koeffizienten für den funktionalen Zusammenhang nach Gleichung (29) für Lupolen 3020D

Koeffizienten	4,4 m/min	5,06 m/min	6,6 m/min	8,8 m/min
a	-14,472	16,180	16,983	23,848
b	0,238	0,224	0,218	0,204
r^2 für a	0,994	0,993	0,996	0,988
r^2 für b	0,993	0,992	0,995	0,985

Tabelle 12: Koeffizienten für den funktionalen Zusammenhang nach Gleichung (29) für PP 208 RD

Koeffizienten	4,4 m/min	6,6 m/min	8,8 m/min	11 m/min
a	-6,903	5,184	-15,339	1,405
b	0,259	0,236	0,218	0,195
r ² für a	0,994	0,9902	0,986	0,987
r ² für b	0,989	0,936	0,977	0,974

Tabelle 13: Koeffizienten für den funktionalen Zusammenhang nach Gleichung (29) für PP 226 RD

Koeffizienten	4,4 m/min	6,6 m/min	8,8 m/min	11 m/min
a	-13,201	-3,105	-3,207	-5,613
b	0,141	0,136	0,138	0,139
r ² für a	0,988	0,999	0,999	0,995
r ² für b	0,984	0,999	0,998	0,986

8.5 Exponentenbestimmung für die Radialdrücke $p_r(l)$ am Auslauf unter verschiedenen Prozessbedingungen

Für die Bestimmung des Reibkoeffizienten ist eine Auftragung des Druckexponenten α über dem Radialdruck $p_r(l)$ an der Stelle $z = l$ erforderlich. Es hat sich in den Untersuchungen herausgestellt, dass zwischen dem Exponenten α und $p_r(l)$ ein linearer Zusammenhang besteht (Abbildung 40 bis Abbildung 42).

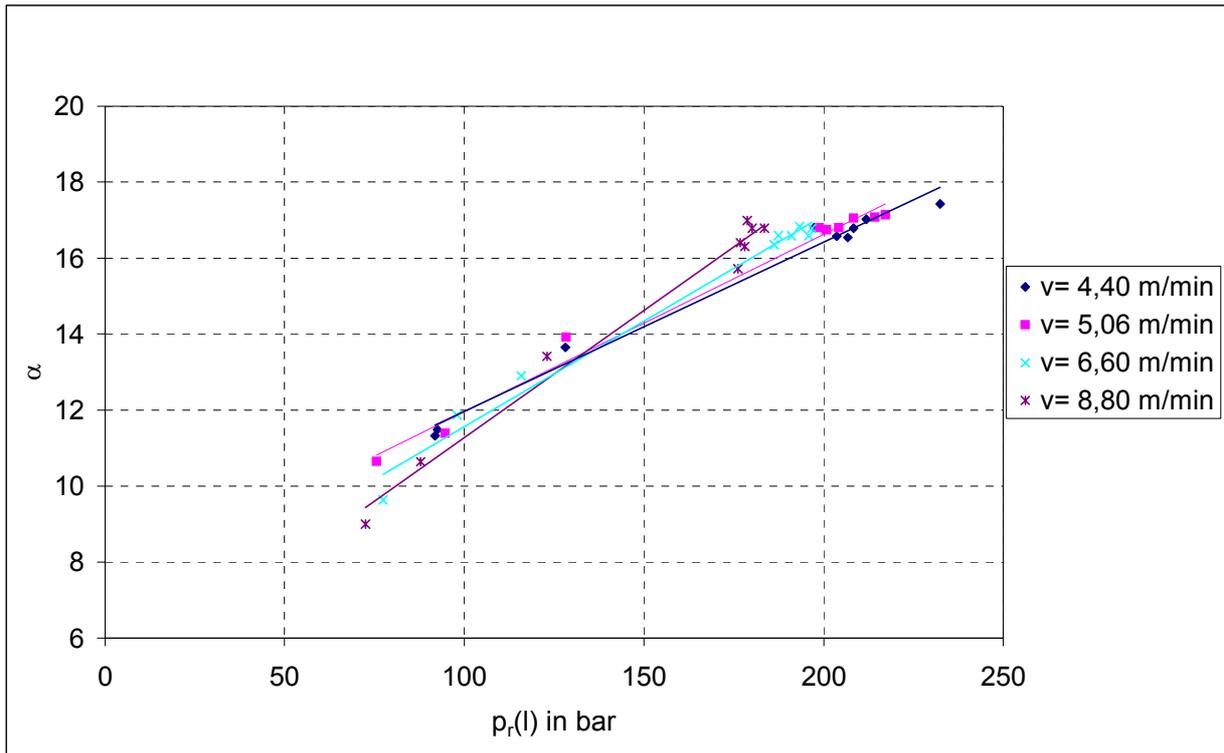


Abbildung 40: Druckexponent α für Lupolen 3020D

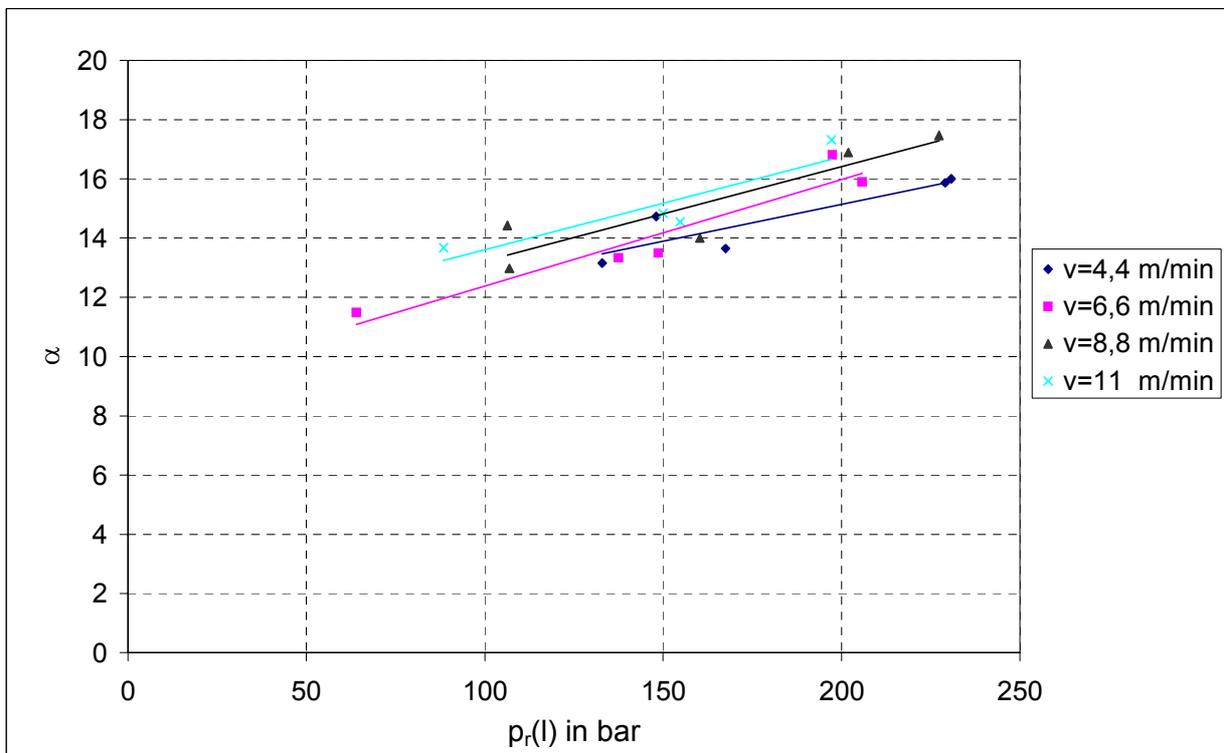


Abbildung 41: Druckexponent α für PP RD208

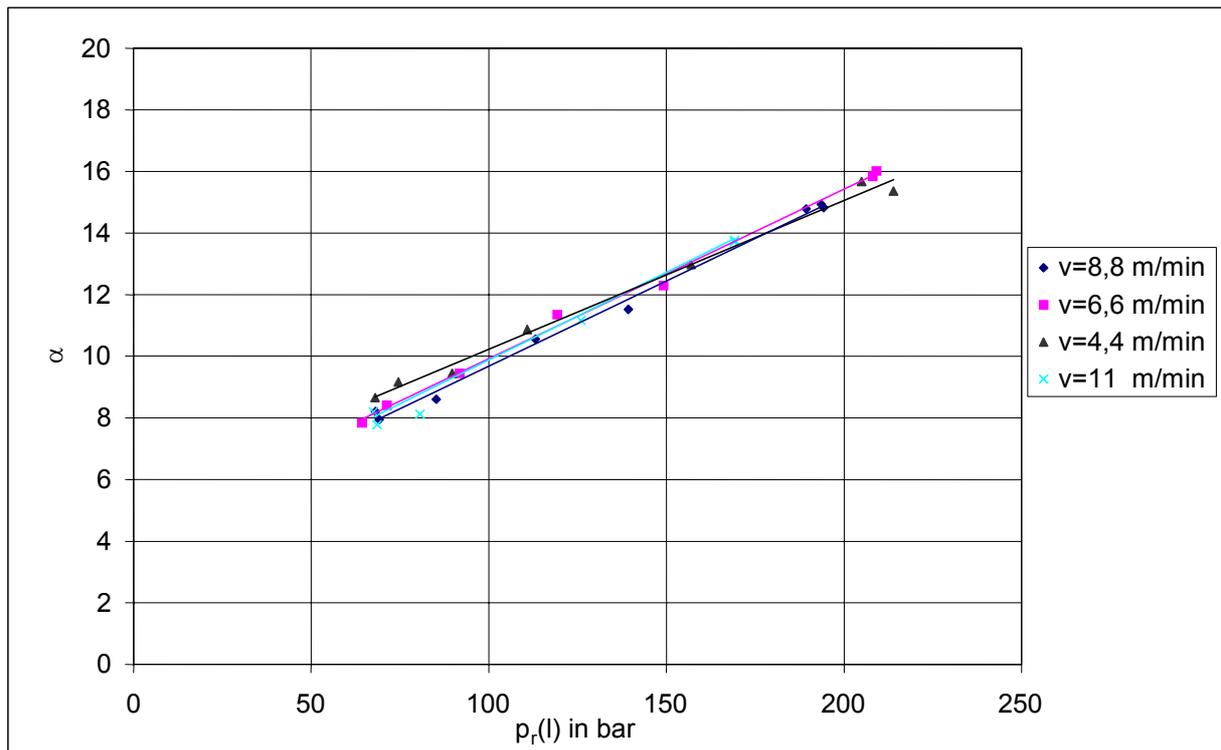


Abbildung 42: Druckexponent α für PP RD226

Die Steigung k_2 , die Achsenabschnitte d_2 bzw. die Korrelationskoeffizienten der Regressionsgeraden

$$\alpha^* = d_2 + k_2 \cdot p_r(l) \quad (48)$$

für die Exponentenbestimmung α^* sind in der Tabelle 14 bis Tabelle 16 für alle 3 Materialien bei konstanten Umfangsgeschwindigkeiten dargestellt:

Tabelle 14: Konstanten k_2 und d_2 für den Druckexponenten α von Lupolen 3020D

Umfangsgeschwindigkeit v_i in m/min	4,4	5,06	6,6	8,8
Steigung k_2	0,045	0,047	0,057	0,067
Achsenabschnitt d_2	7,521	7,286	5,485	4,594
Korrelation r^2	0,984	0,987	0,983	0,982

Tabelle 15: Konstanten k_2 und d_2 für den Druckexponenten α von PP RD208

Umfangsgeschwindigkeit v_i in m/min	4,4	6,6	8,8	11
Steigung k_2	0,025	0,0360	0,032	0,0315
Achsenabschnitt d_2	10,158	8,786	10,030	10,451
Korrelation r^2	0,800	0,910	0,820	0,816

Tabelle 16: Konstanten k_2 und d_2 für den Druckexponenten α von PP RD226

Umfangsgeschwindigkeit v_i in m/min	4,4	6,6	8,8	11
Steigung k_2	0,048	0,055	0,055	0,057
Achsenabschnitt d_2	5,405	4,426	4,161	4,177
Korrelation r^2	0,993	0,996	0,995	0,887

Mit Hilfe dieser linearen Approximationsfunktion kann man dem Radialdruck $p_r^*(l)$ das zugehörige α^* für die weitere Auswertung zuordnen.

8.6 Druckanisotropiekoeffizient

Nach der Bestimmung der Radialdrücke wurde der Druckanisotropiekoeffizient nach Gleichung

$$k = \frac{p_r(l)}{p_{ax}(l) \cdot \sin \varphi} \quad (1)$$

bestimmt (Abbildung 43 bis Abbildung 45).

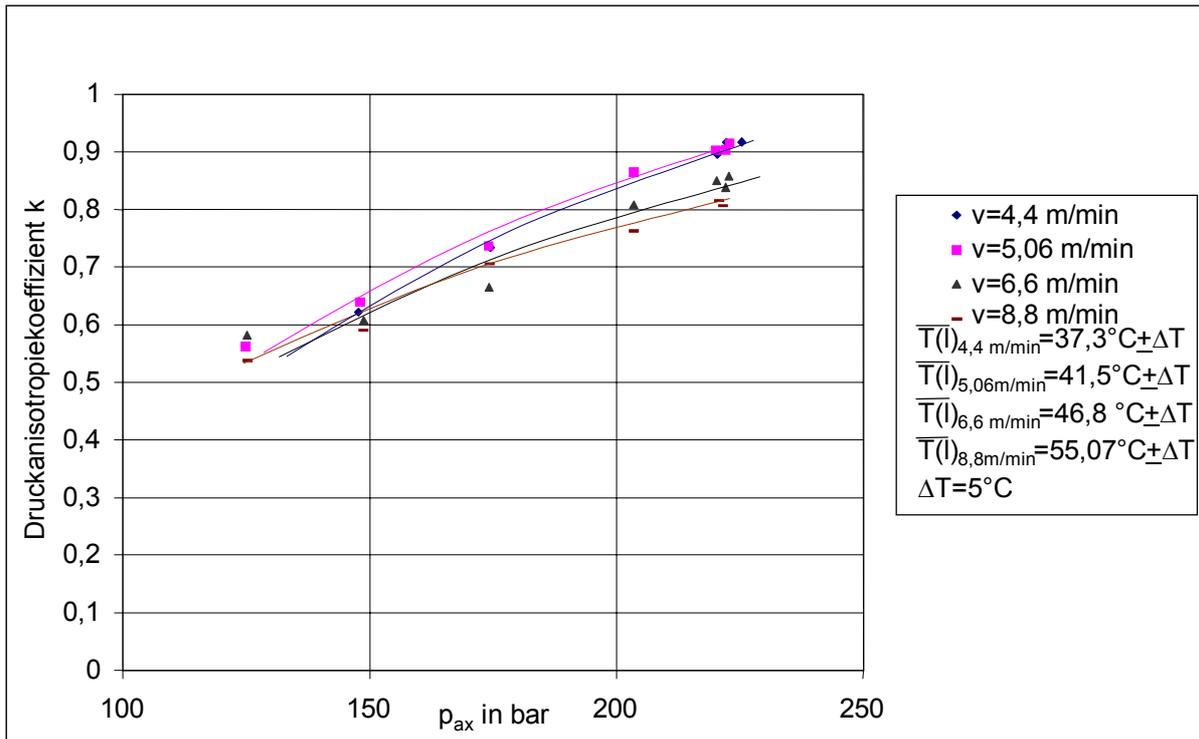


Abbildung 43: Druckanisotropiekoeffizienten für Lupolen 3020D

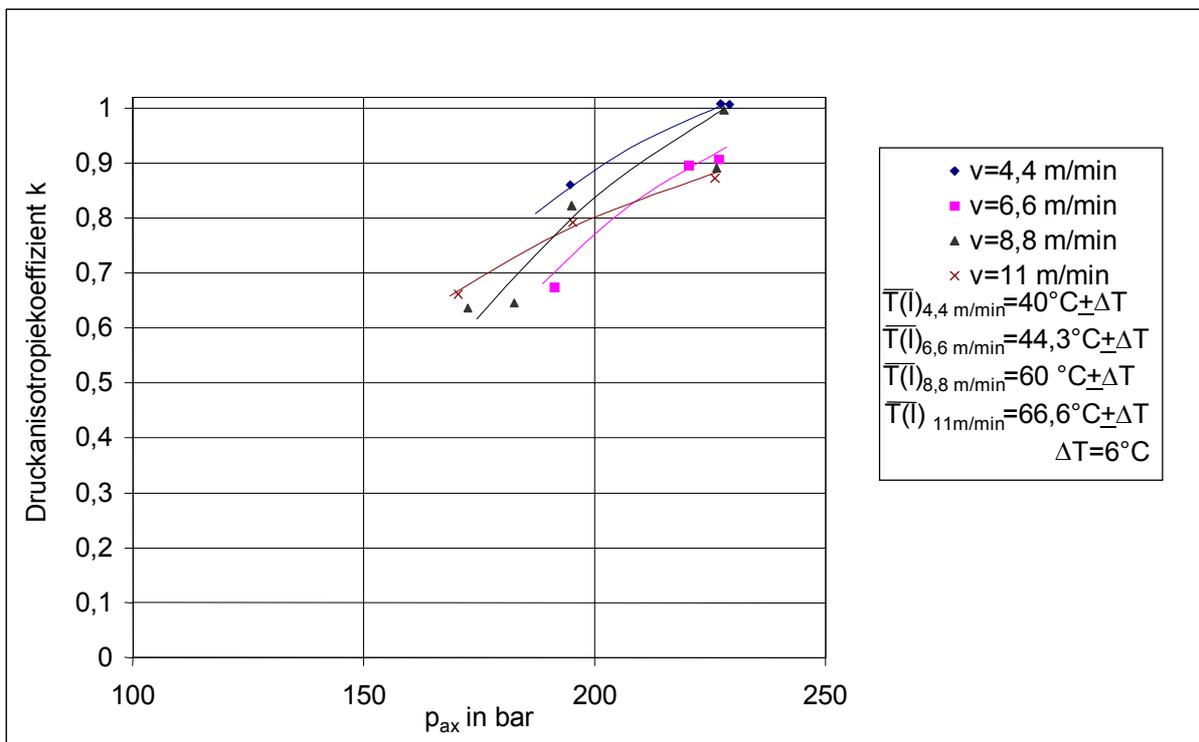


Abbildung 44: Druckanisotropiekoeffizienten für PP RD208

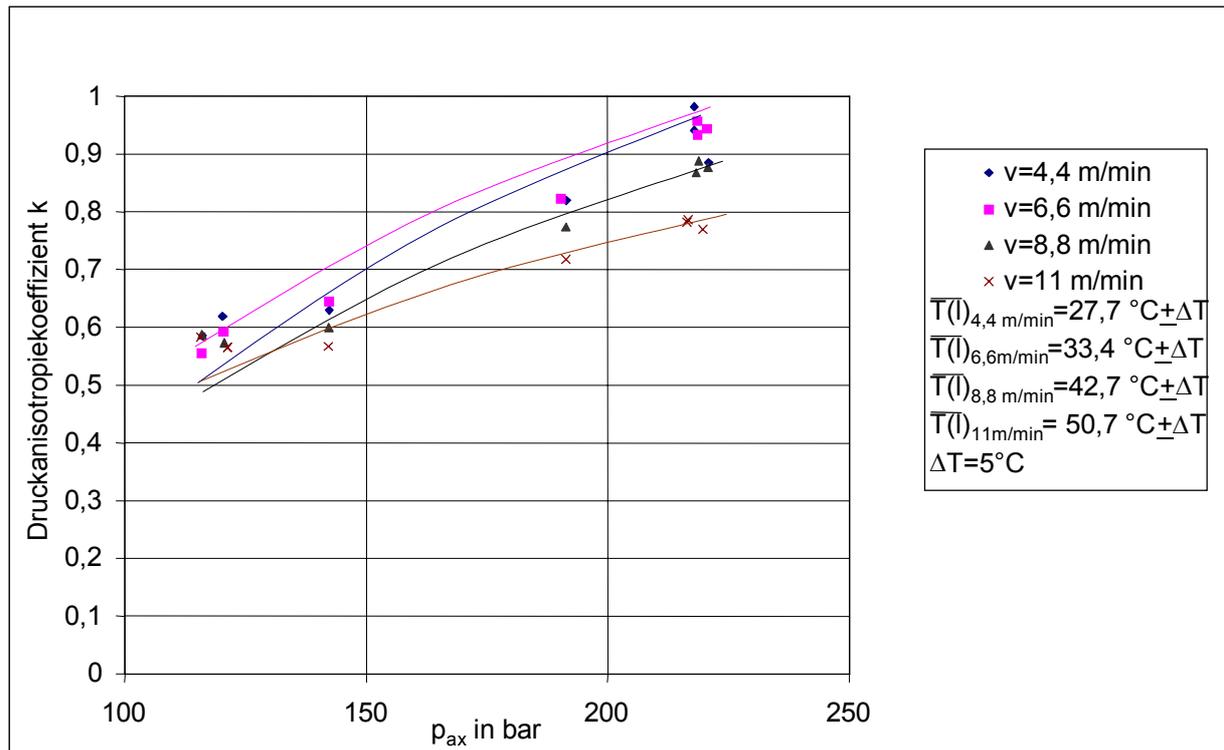


Abbildung 45: Druckanisotropiekoeffizienten für PP RD226

Wie zu erwarten nähert sich der Druckanisotropiekoeffizient k bei höheren Temperaturen und höheren Drücken dem Wert 1 an. Es konnte festgestellt werden, dass der Druckanisotropiekoeffizient weitgehend von der Umfangsgeschwindigkeit v_i unabhängig ist. Das bedeutet, dass die in statischen Versuchen gemessenen Druckanisotropiekoeffizienten [4] auch für den dynamischen Fall ihre Gültigkeit besitzen.

Bei niedrigeren Axialdrücken ist die Auswirkung des Druckanisotropiekoeffizienten größer. Im Druckbereich von 100 – 250 bar kann man annehmen, dass der Druckanisotropiekoeffizientenverlauf einen linearen Zusammenhang hat. Furthmayr [4] hat bei seinen Messungen bei hohen Drücken ähnliches festgestellt.

Unter 140 bar ist der Druckanisotropiekoeffizient bei den 3 untersuchten Materialien $k < 0,6$ (Abbildung 43 bis Abbildung 45).

Aus dieser Abhängigkeit kann man schließen, dass nicht nur die geometrische Form des Granulates, sondern auch die Stoffeigenschaften wie z.B. Glasübergangstemperatur und Schmelzpunkt eine Auswirkung auf die Druckanisotropie haben. Die Abhängigkeit des Druckanisotropiekoeffizienten vom

Druck ist bei meinen Ergebnissen stärker ausgeprägt, als die Abhängigkeit von der Temperatur. (vgl. [4])

8.7 Der äußere Reibungskoeffizient

Der äußere Reibungskoeffizient für die verschiedenen Materialien Lupolen 3020D, PP RD208 und PP RD226 wurde auf die Abhängigkeit von den Prozessgrößen Temperatur, Druck und Geschwindigkeit untersucht und dargestellt.

8.7.1 Die Druckabhängigkeit des äußeren Reibungskoeffizienten

Aus den Messungen wurden über die behandelten Formalismen der Reibungskoeffizient bestimmt. In Abbildung 46 bis Abbildung 48 sind die Ergebnisse bei konstanter Geschwindigkeit dargestellt.

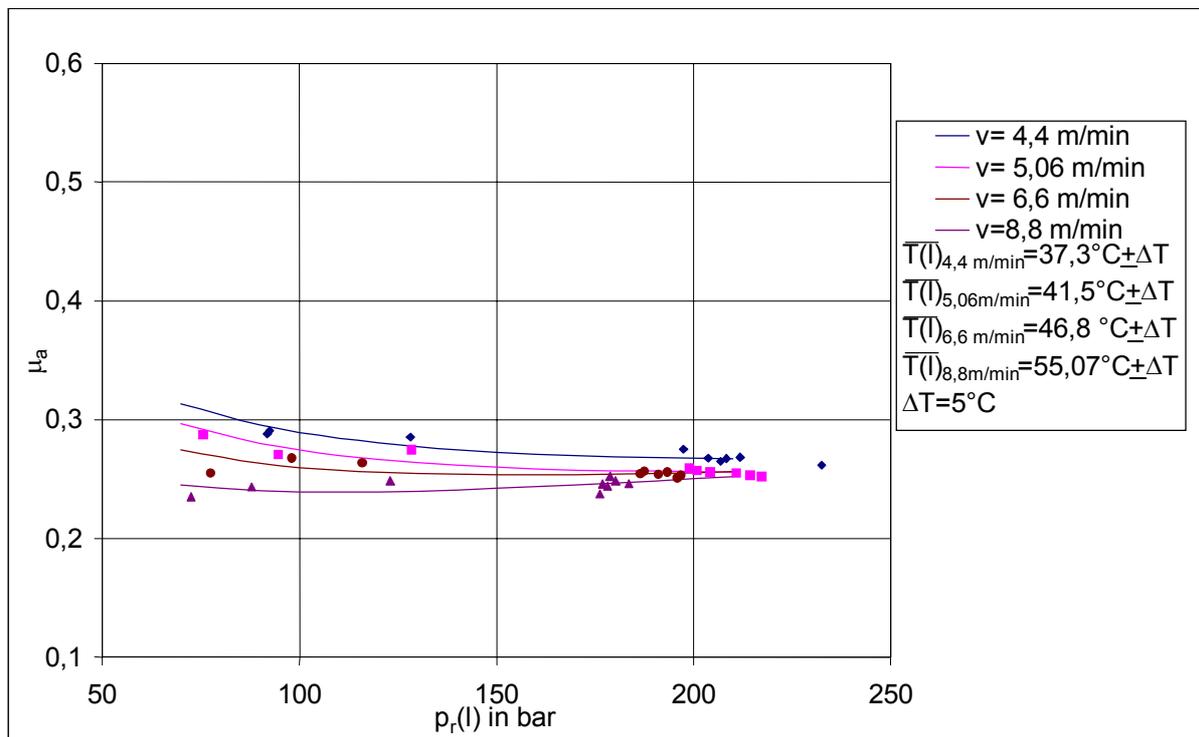


Abbildung 46: Äußerer Reibungskoeffizient für Lupolen3020D in Abhängigkeit vom Druck

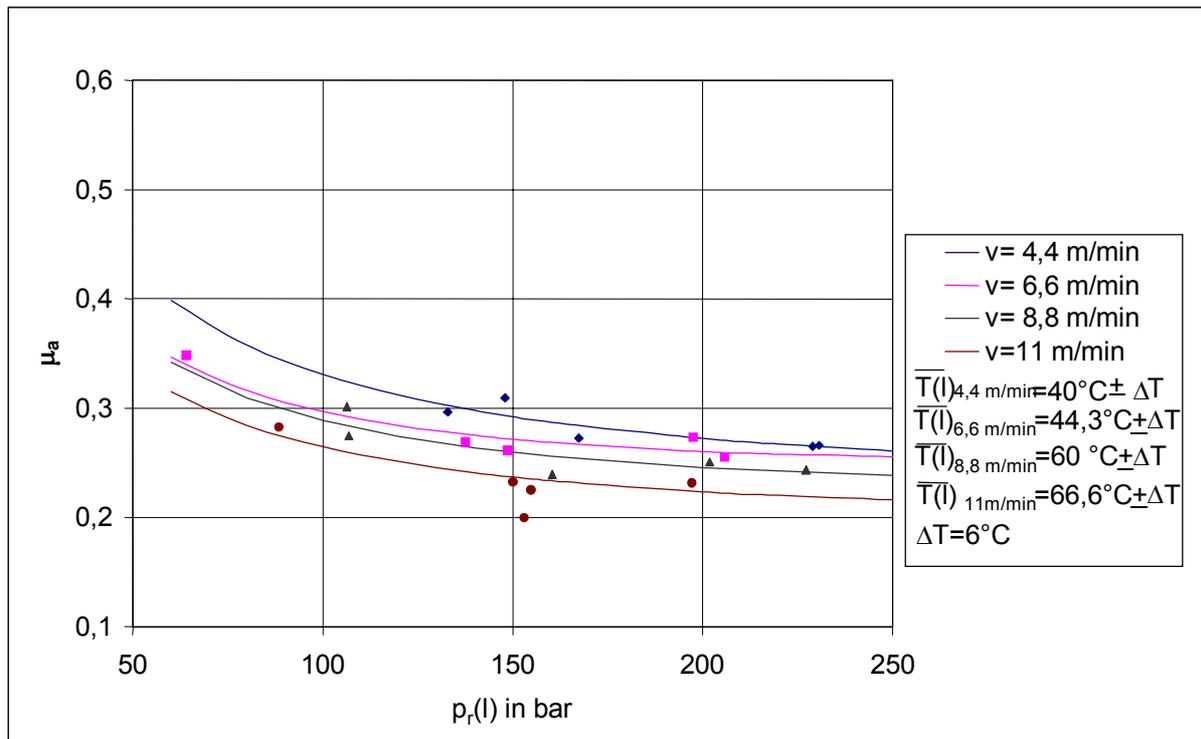


Abbildung 47: Äußerer Reibungskoeffizient für PP RD208 in Abhängigkeit vom Druck

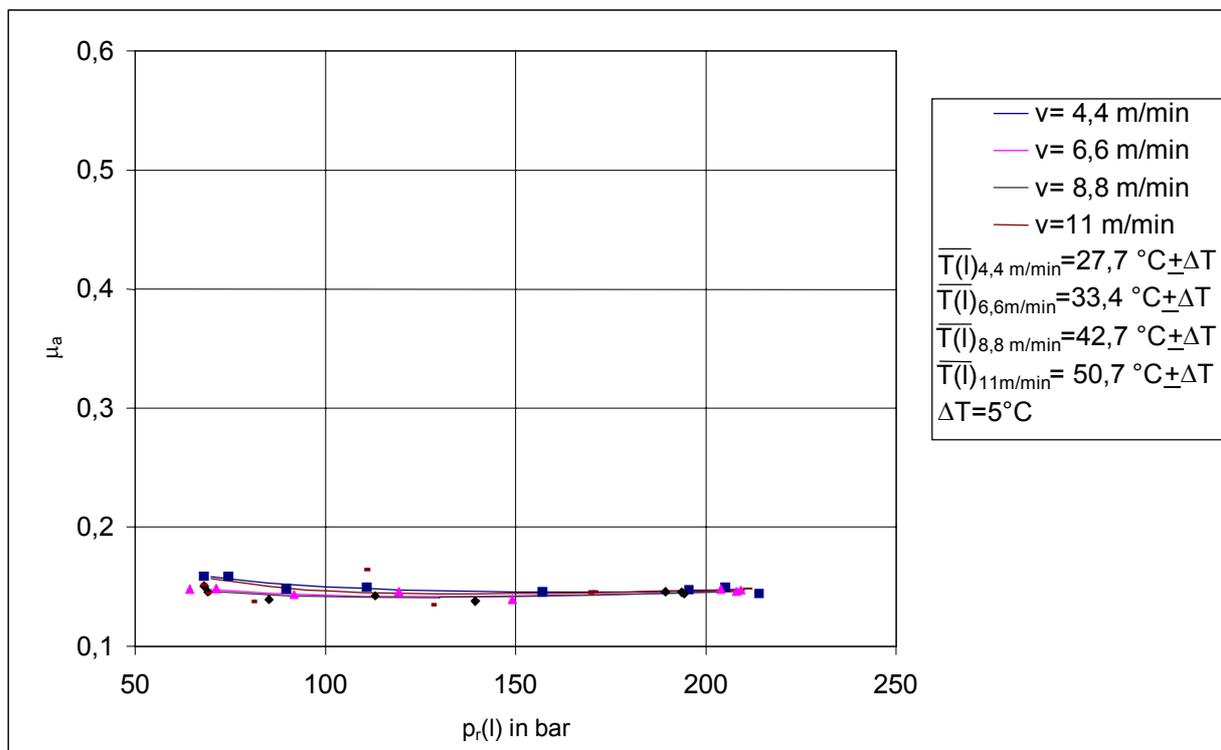


Abbildung 48: Äußerer Reibungskoeffizient μ_a für PP RD226 in Abhängigkeit vom Druck

Bei den Granulaten Lupolen 3020D und PP RD208 ist eindeutig feststellbar, dass der Reibungskoeffizient von niederen zu höheren Drücken abnimmt (Abbildung 46, Abbildung 47). Bei hohen Drücken erkennt man, dass die Unterschiede der Reibwerte für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten immer geringer werden. Bei PP RD226 ist dieser Effekt nicht so intensiv ausgeprägt (Abbildung 48).

8.7.2 Der äußere Reibungskoeffizient als Funktion der Geschwindigkeit

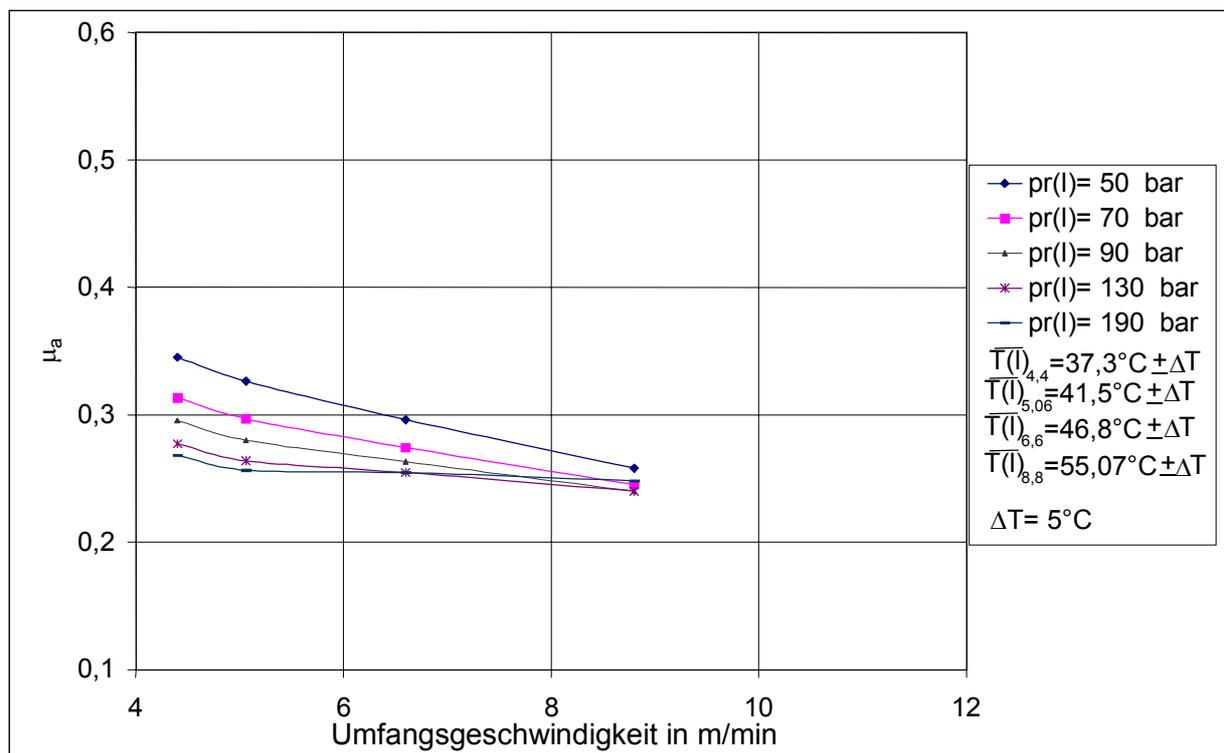


Abbildung 49: Äußerer Reibungskoeffizient für Lupolen 3020D in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit

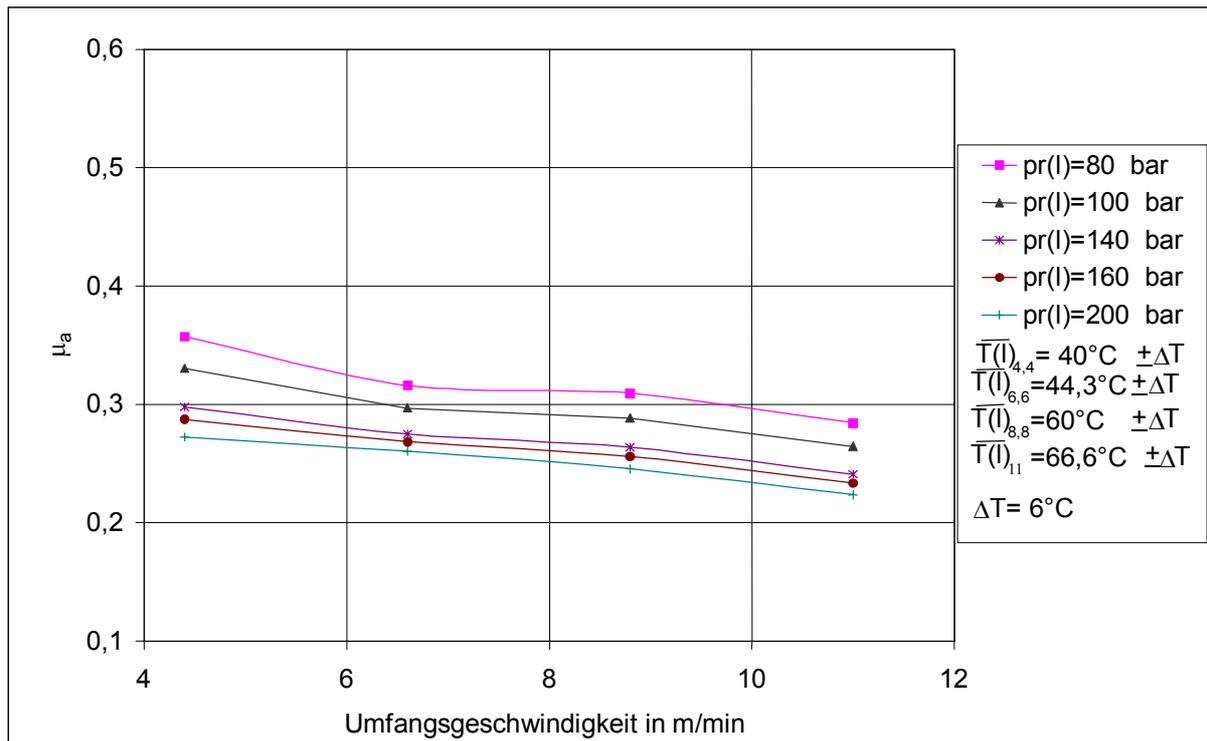


Abbildung 50: Äußerer Reibungskoeffizient für PP RD208 in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit

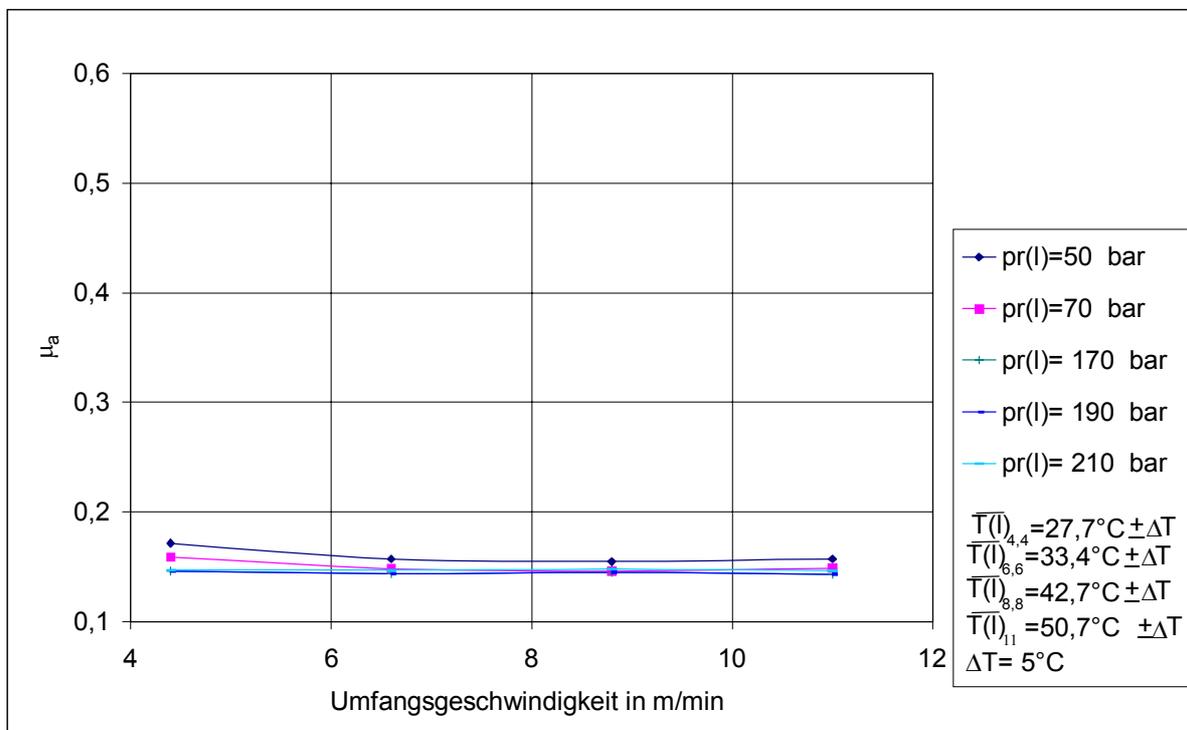


Abbildung 51: Äußerer Reibungskoeffizient für PP RD226 in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit

Bei konstantem Radialdruck kann man feststellen, dass die Reibungskoeffizienten von niederen zu höheren Umfangsgeschwindigkeiten hin abnehmen. Bei sehr hohen Drücken gibt es bezüglich des Reibungskoeffizienten keine großen Geschwindigkeitsänderungen mehr. Wenn der Druck weiter gesteigert wird kommt es zum lokalen Anschmelzen, was aber bei der Untersuchung des Reibungskoeffizienten in der Feststoffförderzone unerwünscht ist.

8.8 Der Massedurchsatz

Der Massedurchsatz wurde so bestimmt, indem man die Masse in einem Auffangbehälter über einen definierten Zeitraum sammelte und über Gegenwaage ein mittlerer Massestrom gemessen wurde. Manche Granulateile wurden während der Messung verschleppt, da durch den Druckabfall nach dem Kolben auf einzelne Teilchen eine große kinetische Energie einwirkte. Dieser Effekt zeigt sich besonders bei elastischem Material.

Aus der Abbildung 52 bis Abbildung 54 erkennt man, dass der Massestrom vom Reibungskoeffizienten abhängt. Bei Lupolen 3020D und PP RD208 sind die Reibungskoeffizienten ähnlich hoch und daher auch der Massestrom höher als bei PP RD226.

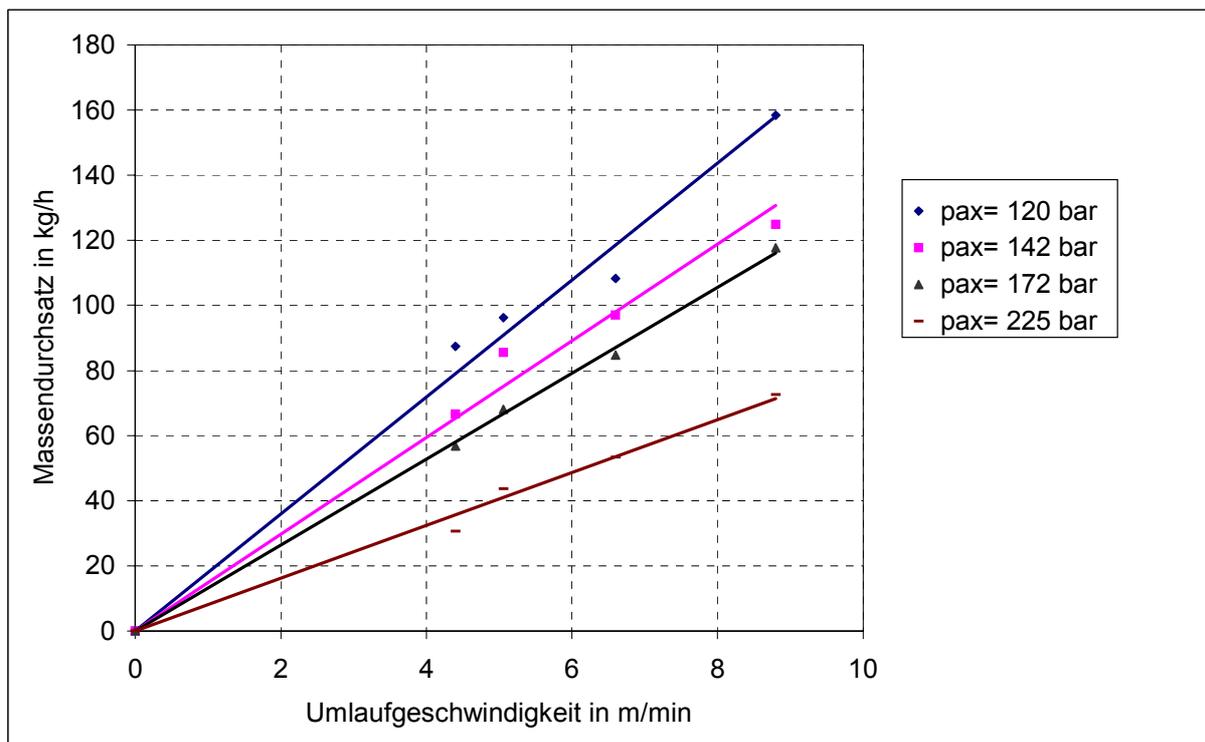


Abbildung 52: Durchschnittliche Massenströme für Lupolen 3020D

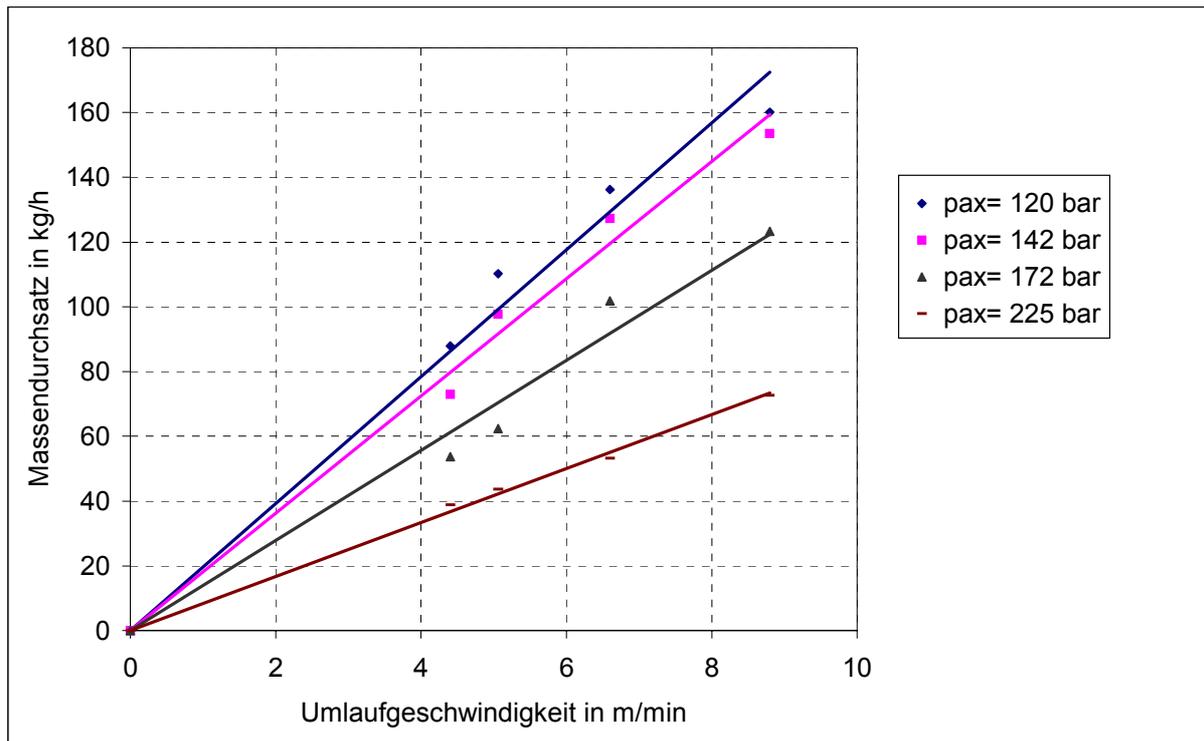


Abbildung 53: Durchschnittliche Massenströme für PP RD208

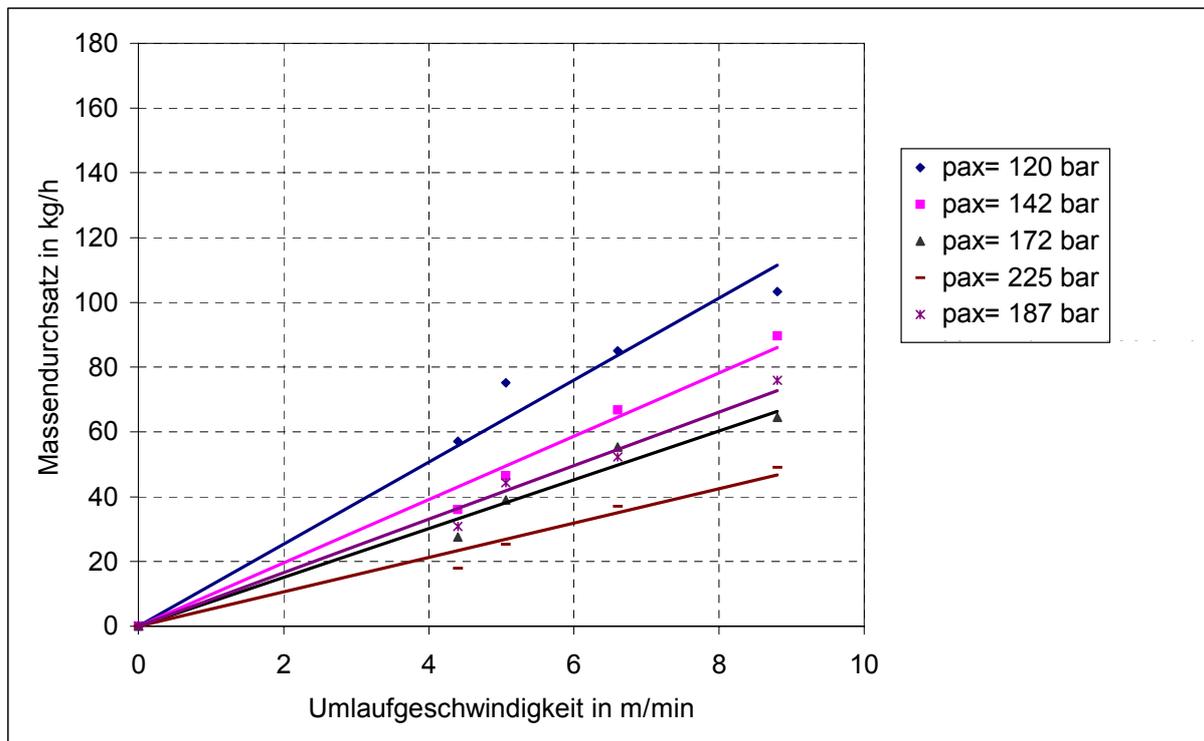


Abbildung 54: Durchschnittliche Massenströme für PP RD226

8.9 Bestimmung der Schüttdichte

Nach DIN 53 468 ist die Schüttdichte einer Formmasse der Quotient aus der Masse und dem Volumen, das die in bestimmter Form geschüttete Formmasse einnimmt. Eine Messung wird fünfmal wiederholt und ein Mittelwert aus den Ergebnissen der Einzelmessungen gebildet.

Tabelle 17: Schüttdichte von Lupolen 3020D

Axialdruck in bar	Msg. 1 in g	Msg. 2 in g	Msg. 3 in g	Msg. 4 in g	Msg. 5 in g	Mittelwert in g	Stabw.	ρ_s in g/cm ³
0	150,12	151,02	151,00	150,56	150,43	150,63	0,34	0,42
142	152,20	152,01	153,20	152,92	152,73	152,61	0,44	0,44
172	154,51	155,21	155,60	156,13	155,50	155,39	0,53	0,47

Tabelle 18: Schüttdichte von PP RD208

Axialdruck in bar	Msg. 1 in g	Msg. 2 in g	Msg. 3 in g	Msg. 4 in g	Msg. 5 in g	Mittelwert in g	Stabw.	ρ_s in g/cm ³
0	162,72	162,01	161,98	161,95	162,53	162,24	0,32	0,53
142	160,01	159,23	159,45	160,04	159,73	159,69	0,31	0,51
172	167,94	167,33	168,01	167,41	168,01	167,74	0,30	0,59

Tabelle 19: Schüttdichte von PP RD226

Axialdruck in bar	Msg. 1 in g	Msg. 2 in g	Msg. 3 in g	Msg. 4 in g	Msg. 5 in g	Mittelwert in g	Stabw.	ρ_s in g/cm ³
0	166,96	167,33	167,02	166,92	167,40	167,13	0,20	0,58
120	168,01	166,47	167,51	168,00	168,20	167,64	0,63	0,59
142	169,26	170,30	170,42	171,01	171,02	170,40	0,64	0,61

Es wurde festgestellt, dass beim Durchlaufen der Anlage bei verschiedenen Axialdrücken die Schüttdichte sich aufgrund der irreversiblen Verformung des Korns verändert. Je höher die Gegendrücke werden desto höher wird die Schüttdichte.

8.10 Ergebnis der Fehlerrechnung

Da durch den hohen mathematischen Aufwand sich die systematischen Fehler in der Auswertung fortpflanzen, wurde eine Fehlerrechnung durchgeführt. Die Fehlerabschätzung für die Ergebnisse wurde für sämtliche Parameter durchgeführt. Die Fehlergrenzen für die einzelnen Ergebnisse sind in Tabelle 20 dargestellt.

Tabelle 20: Ergebnisse der Fehlerrechnung

Bezeichnung	Formelzeichen	mittlerer Fehler in %	Fehlergrenzen in %
Drehmoment	M_{mes}	0,85	0,61 – 1,19
Drehzahl	n	0,72	0,65 – 0,89
Radialdruck an der Stelle z	$p_r(z)$	3,62	1,41 – 4,67
Exponent α für Radialdruckverlauf	α	0,86	0,81 – 0,91
Berechneter Druck am Auslauf	$p_r(l)$	9,83	9,2 – 10,5
Drehmoment aus dem funktionalen Zusammenhang	M	4,57	4,18 – 5,37
Differentieller Anteil des Drehmoments	$dM/dp_r(l)$	4,83	4,60 – 5,04
Gesamtfehler	μ_a	5,19	\pm 1,63 – 8,30

Aus den Einzelfehlern entsprechend der Fehlerrechnung (Kapitel 7.3) ergibt sich für den äußeren Reibungskoeffizienten:

$$\mu_a = \mu_{a,\text{gem}} \pm 5,19\%$$

9 Vorteile, Aussichten, und Verbesserungsvorschläge für die Reibapparatur

Herkömmliche Messmethoden haben bisher Versuche und Untersuchungen durchgeführt, wo in geschlossenen Messzellen gemessen wurde, d.h. es trat keine stetige Förderung des Schüttgutes auf. Die anlagentechnischen Unterschiede verschiedener Versuchsapparaturen lassen eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse nur eingeschränkt zu. Die neue kontinuierlich durchströmte Schüttgutschermesszelle bietet die Möglichkeit, unter dynamischen Bedingungen zu messen.

Vorteile

- Einer der größten Vorteile der neuen Reibapparatur ist, dass sie vom Aufbau einem Extruder ähnelt, und man daher die verschiedenen Prozessbedingungen in der Feststoffförderzone realistisch dem Verfahrensablauf in einem Extruder annähern kann.
- Die Apparatur bietet die vielfältige Variation der verschiedenen geometrischen Parameter, wie die Untersuchung verschiedener Schneckengeometrien, Zylindereinsätze, Variation des Durchmessers, und nicht zuletzt die Untersuchung verschiedener Kunststoffsorten.
- Die Apparatur gibt uns die Möglichkeit, den inneren und den äußeren Reibungskoeffizienten ohne großen Umbauaufwand messen zu können.
- Durch die kontinuierliche Förderung kann im stationären Zustand nicht nur der äußere und innere Reibungskoeffizient, bzw. Druckanisotropiekoeffizient bestimmt werden, sondern man erhält auch eine charakteristische Förderrate des Granulates.
- Die zusätzliche Einrichtung der Handpumpe bzw. die Verwendung der Presse erlaubt es, den Förderwiderstand zu variieren.
- Der Blasenspeicher im Hydrauliksystem gewährleistet während der Versuchsdurchführung konstante Druckverhältnisse.
- Die Messeinrichtung ist so ausgelegt, dass man über den ganzen Schneckenkanal prozessspezifische Daten erhält. Somit kann im Gegensatz zu

anderen Messverfahren die Charakteristik der Feststoffströmung genauer beschrieben werden.

- Aufgrund des heutigen Standes der Technik konnten Kraftaufnehmer installiert werden, die für ein großes Messspektrum genaue und zuverlässige Werte liefern, bzw. eine lange Lebensdauer aufweisen.
- Die getrennten Temperierkreisläufe der Schnecke und des Zylindereinsatzes ermöglichen auch hier eine Variation der Kühlung, was vielleicht zu neuen Erkenntnissen führen kann.

Die aufgezählten Vorteile zeigen schon die Überlegenheit und die Vielfältigkeit dieser Anlage zu herkömmlichen Messapparaturen.

Verbesserungsvorschläge

- Eine der größten Schwierigkeiten für die Auswertung der Messungen liegt in der Temperaturmessung. Eine Möglichkeit, die Auswertung zu vereinfachen, ist die Installation eines zusätzlichen Temperaturmessensors am Auslauf der Anlage. Somit kann man die bisher approximativen Berechnungen der Temperatur am Auslauf überprüfen. Ferner bietet dieser Lösungsvorschlag auch die Möglichkeit sinnvoll auf den Auslauf bezogen zu temperieren.
- Um auch signifikante Drücke am Anfang der Einzugszone der Reibapparatur messen zu können, sind Kraftaufnehmer mit einem kleineren Messbereich erforderlich, damit der systematische Fehler minimiert werden kann.
- Die Drehmomentmesseinrichtung hat eine Grenze von 2000 Nm, was das Anfahren der Anlage erheblich erschweren kann.
- Der Blasenspeicher ist zur Zeit mit Stickstoff auf einen Vorspanndruck von 9 bar vorgespannt. Um die Regulierung der Druckpulsierung zu verbessern wäre ein Adapter erforderlich, damit man den Blasenspeicher auf verschiedene Vorspanndrücke einstellen kann.

Ausblick:

- Zur Drehzahlmessung wäre anzumerken, dass bei Messungen durch die erforderliche hohe Messrate bei höheren Drehzahlen Fehlimpulse vorkommen können. Der Grund ist, dass am Ringkranz nur eine begrenzte Anzahl an Fenstern angebracht werden kann.
- Die Belastbarkeitsgrenze der Schnecke liegt bei etwa 3000 Nm. Die Drehmomentmesseinrichtung ist aber auf maximal 2500 Nm ausgelegt. Das bedeutet, dass die maximale Belastung von 2500 Nm nur kurzfristig erreicht werden darf, damit der Drehmomentmessflansch nicht zerstört wird.
- Die Fördereinrichtung gibt die Möglichkeit, bei höheren Drehzahlen zu fahren, aber da zur Zeit das deformierte Material noch manuell abgeführt werden, muss noch eine Fördereinrichtung zum Abbefördern des Kunststoffschüttgutes installiert werden.

10 Zusammenfassung

Das Stoffverhalten im Einzugsbereich des Einschneckenextruders ist für die Auslegung von Extrusionsanlagen von besonderer Bedeutung. Mit der am Institut für Kunststoffverarbeitung in Leoben entwickelten Reibapparatur besteht die Möglichkeit, unter verschiedenen Versuchsbedingungen (Druck, Temperatur, Geschwindigkeit) relevante Stoffdaten für den Feststoffbereich zu ermitteln.

In der Inbetriebnahmephase der neu entwickelten Reibapparatur wurde neben der Kalibrierung der Messsensorik ein Versuchsplan erstellt. Zusätzlich wurde ein Benutzerhandbuch für den störungsfreien Betrieb angefertigt, um falsches Betreiben und somit Schädigungen der Anlage auszuschließen.

Anschließend wurden eine LDPE und zwei PP-Typen untersucht. Die Programmierung einer teilweise automatisierten Auswertestruktur in Excel war für die Bestimmung des Reibungskoeffizienten unbedingt erforderlich. Zunächst erfolgte die Bestimmung des exponentiellen Druckverlaufes, des exponentiellen Temperaturverlaufes, sowie die Approximierung des Radialdruck / Drehmoment-zusammenhangs.

Aus diesen erhaltenen Informationen konnte der äußere Reibungskoeffizient mit einer speziellen Auswertemethodik ermittelt werden. Die Ergebnisse sind mit den Untersuchungen von anderen Versuchsapparaturen nur eingeschränkt vergleichbar. Die erhaltenen äußeren Reibungskoeffizienten weisen eine Druck-, Temperatur- und Geschwindigkeitsabhängigkeit auf. Der Reibungskoeffizient nimmt mit höherer Geschwindigkeit bzw. mit höheren Drücken ab. Bei PP RD226 ergeben sich kleinere tendenziellen Abhängigkeiten bezüglich Druck und Geschwindigkeit, und der äußere Reibungskoeffizient ist um etwa 30% kleiner als bei den anderen Materialien.

Unter anderem wurde eine Fehlerabschätzung durchgeführt, um die systematischen Abweichungen bestimmen zu können. Diese systematischen Fehler pflanzen sich über die verschiedenen Auswerteebenen fort, und ergeben einen Gesamtfehler für den äußeren Reibungskoeffizienten von $\pm 5,19\%$.

Der unter dynamischen Bedingungen erhaltene Druckanisotropiekoeffizient ist analog zu früheren statischen Untersuchungen auch druck- und temperaturabhängig.

Bei höheren Drücken nähert er sich dem Wert 1 an. Die Druckabhängigkeit ist bei den untersuchten Granulaten stärker ausgeprägt als die Temperaturabhängigkeit.

Ferner wurde nach jedem Messzyklus die Schüttdichte des untersuchten Granulats bestimmt. Die Ergebnisse zeigen, dass mit zunehmendem Druck die irreversible Deformierung und daher auch die Schüttdichte der einzelnen Kunststoffgranulate zunimmt.

Abschließend wurde von den 3 untersuchten Kunststoffgranulaten der Massedurchsatz bestimmt, der erwartungsgemäß die große Abhängigkeit des Massedurchsatzes vom Reibungskoeffizienten widerspiegelt. Hier wird deutlich, dass bei PP RD226 der Massedurchsatz für eine konstante Umfangsgeschwindigkeit und beim selben Gegendruck kleiner ist als bei den anderen Granulaten. Die stationäre Förderung durch diesen Vertikalextruder und die geometrische Ähnlichkeit zu herkömmlichen Einschneckenextrudern ermöglichen die Feststellung des inneren und des äußeren Reibungskoeffizienten für dynamische Bedingungen.

Ferner besteht mit dieser Versuchsanordnung die Möglichkeit, verschiedene Schneckengeometrien (Gangsteigung, Schneckendurchmesser, Schneckenwindung etc.) zu testen. Leicht austauschbare Zylinderbuchsen (eingearbeitete Sägezahnnuten, konisch auslaufende Nuten) ermöglichen die Variation der Metalloberfläche. So können sowohl genutete Zylinder als auch unterschiedliche Stahloberflächen hinsichtlich des Reibungsverhaltens untersucht werden.

Diese neuen Erkenntnisse werden in Zukunft die Simulationstechnik beeinflussen, da Berechnungsmodelle für die Schneckenauslegung die Kenntnis des äußeren und des inneren Reibungskoeffizienten voraussetzen.

11 Literatur

- [1] *Schneider, K.*: Der Einfluss der Einzugszone auf die Fördercharakteristik eines Einschneckenextruders, Kunststoffe Bd. 59 Heft 11, 1969, 758 - 759
- [2] *DIN 53468*; Bestimmung der Schüttdichte von Formmassen; Beuth, Berlin
- [3] *Hennes, J. P.*: Ermittlung von Materialkennwerten von Kunststoffschüttgütern und Simulation der Vorgänge im Einzugsbereich von konventionellen Einschneckenextrudern. Dissertation, RWTH Aachen, 2000
- [4] *Furthmayr, A.*: Untersuchung der Druckausbreitung in Kunststoff – Schüttgütern in Abhängigkeit von Druck und Temperatur. Diplomarbeit, Institut für Kunststoffverarbeitung, Montanuniversität Leoben, 1998
- [5] *Zitzenbacher, G.*: Entwicklung einer Auswertetechnik zur Bestimmung von Reibkoeffizienten mit der neuen Reibapparatur. Interner Bericht, Institut für Kunststoffverarbeitung, 2001
- [6] *Langecker, G. R.; Zitzenbacher, G.*: Physikalische Beschreibung der Transportvorgänge in Einschneckenextrudern. 20. Hermann F. Mark Symposium, Wien 2001
- [7] *Langecker, G. R.; Zitzenbacher, G.*; A new measuring device for measuring the internal and external coefficient of friction of compressed polymer bulk goods. Umdruck zum 2nd World Tribology Congress, Wien, 2001
- [8] *Mayer, T.*: Experimentelle Untersuchungen am Einschneckenextruder – Anschmelzpunkt, Schmelzwirbelbildung, Schmelzeströmung um das Feststoffbett. Umdruck zum 14. Leobner Kunststoffkolloquium, 1996
- [9] *Kriechbaum, A.*: Messung des äußeren Reibungskoeffizienten von verschiedenen Kunststoffgranulaten in Abhängigkeit von Druck, Temperatur und Gleitgeschwindigkeit. Diplomarbeit, Institut für Kunststoffverarbeitung, Montanuniversität Leoben, 2000
- [10] *Langecker, G. R.*: Untersuchungen zum Stoffverhalten von Kunststoffpulvern in der Einzugszone von Einschneckenmaschinen mit genuteten Buchsen. Dissertation, RWTH Aachen, 1977
- [11] *DIN 1319 T 2/01.80*: Grundbegriffe der Meßtechnik. Bl.1,2 u.3; VDE/VDI 2620, 1992
- [12] *Exner H. und Lang R. A.*: Der Hydraulik-Trainer, Band III, 1991

12 Anhang

12.1 Temperaturfühlerkalibrierung

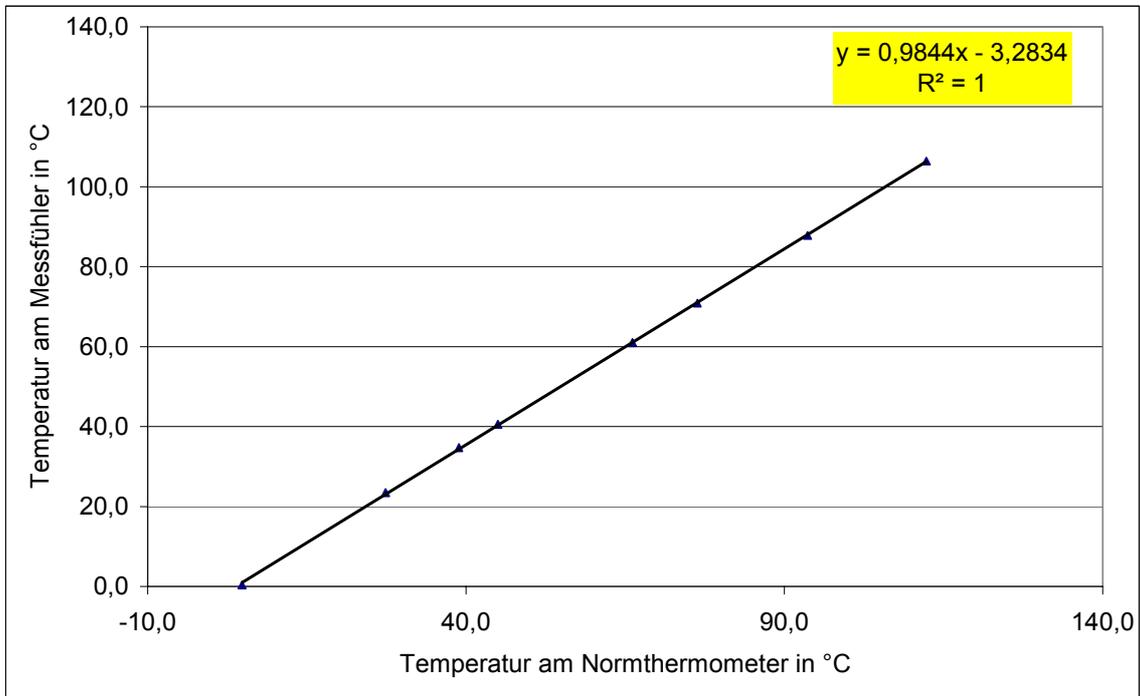


Abbildung 55: Kalibriergerade des Temperaturfühlers T_{1a}

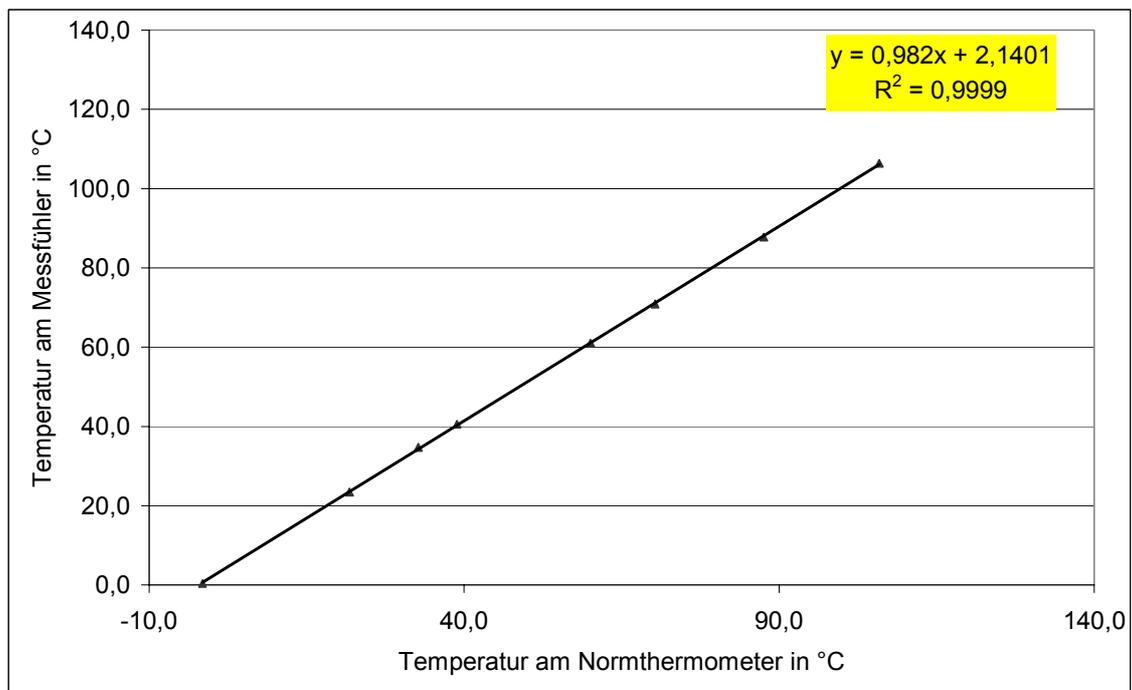


Abbildung 56: Kalibriergerade des Temperaturfühlers T_{2a}

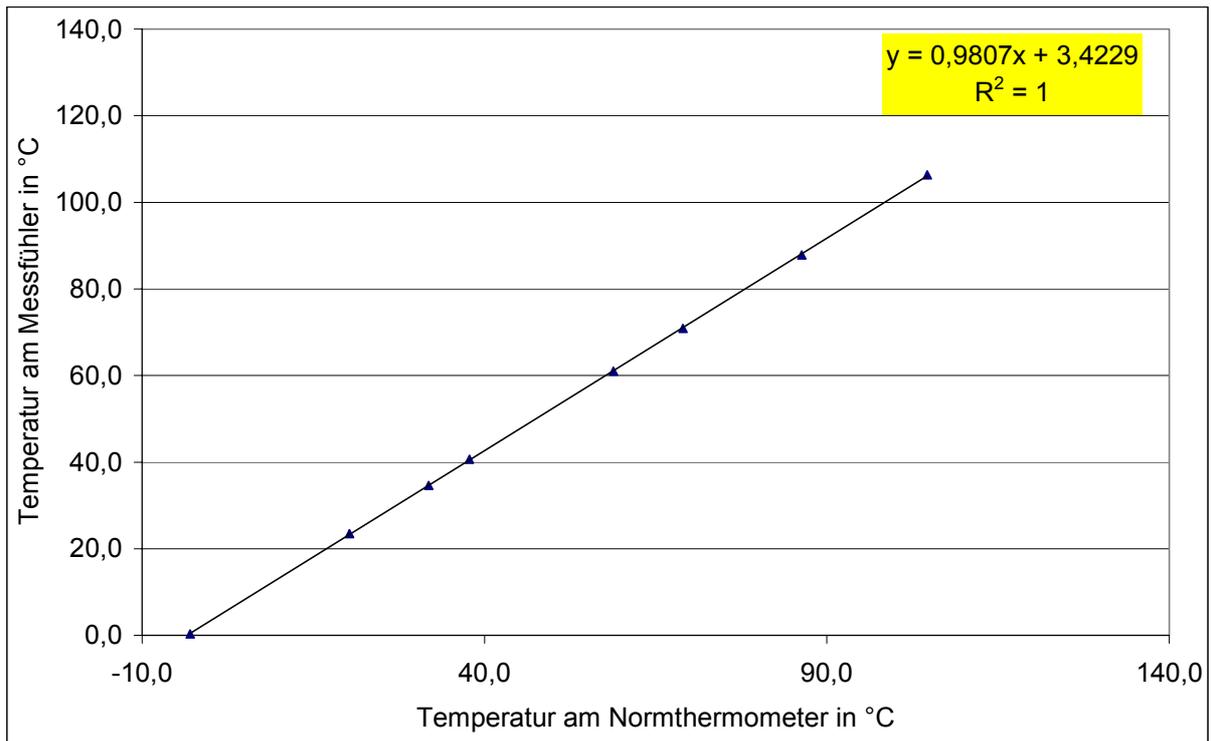


Abbildung 57: Kalibriergerade des Temperaturfühlers T_{3a}

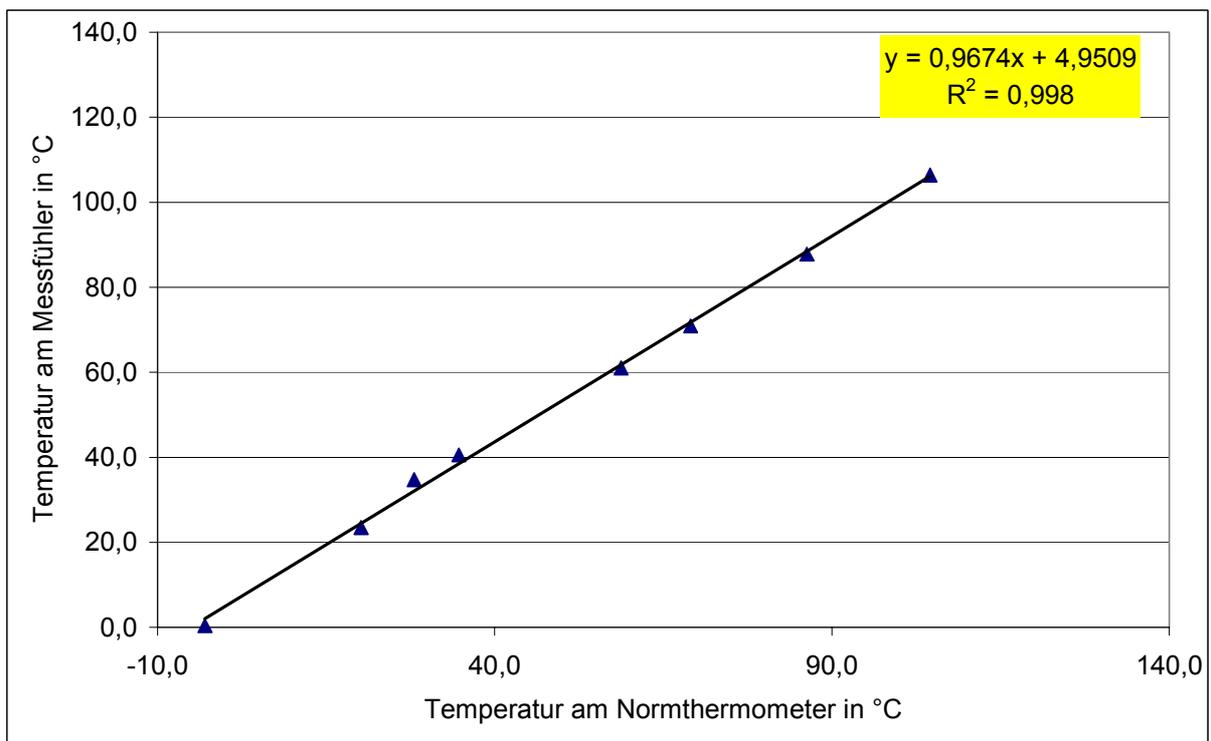


Abbildung 58: Kalibriergerade des Temperaturfühlers T_{1i}

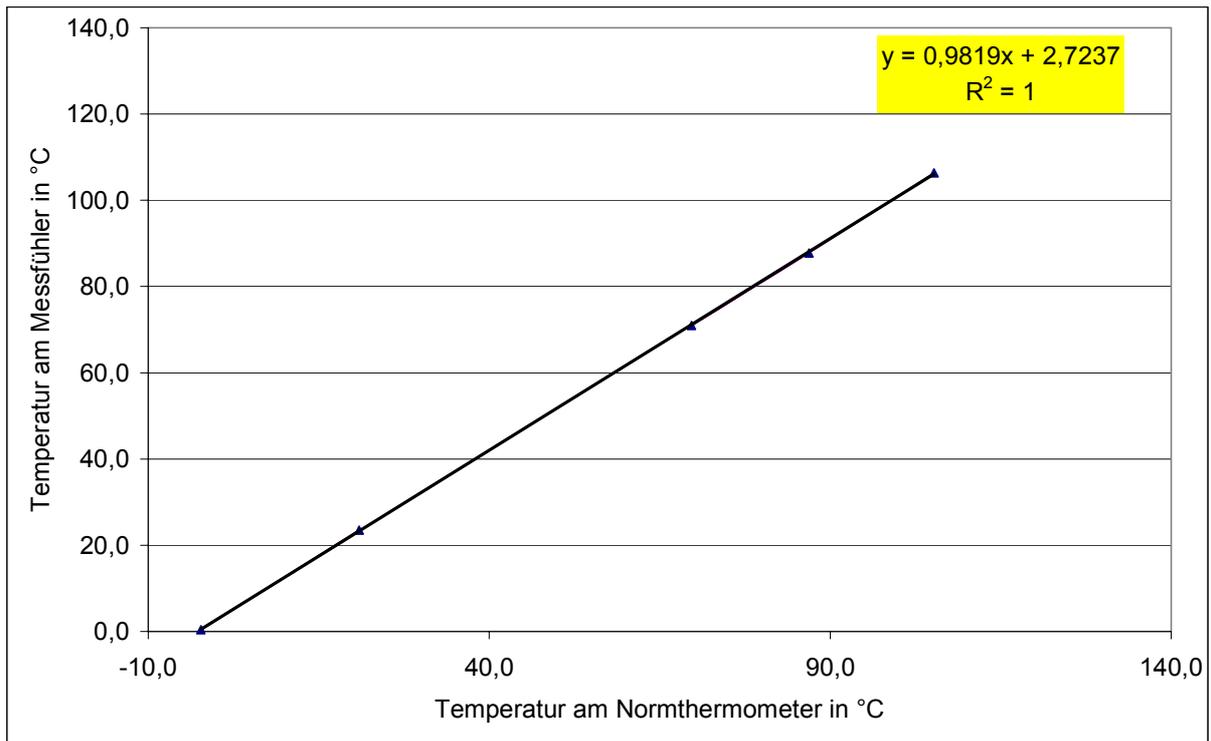


Abbildung 59: Kalibriergerade des Temperaturfühlers T_{2i}

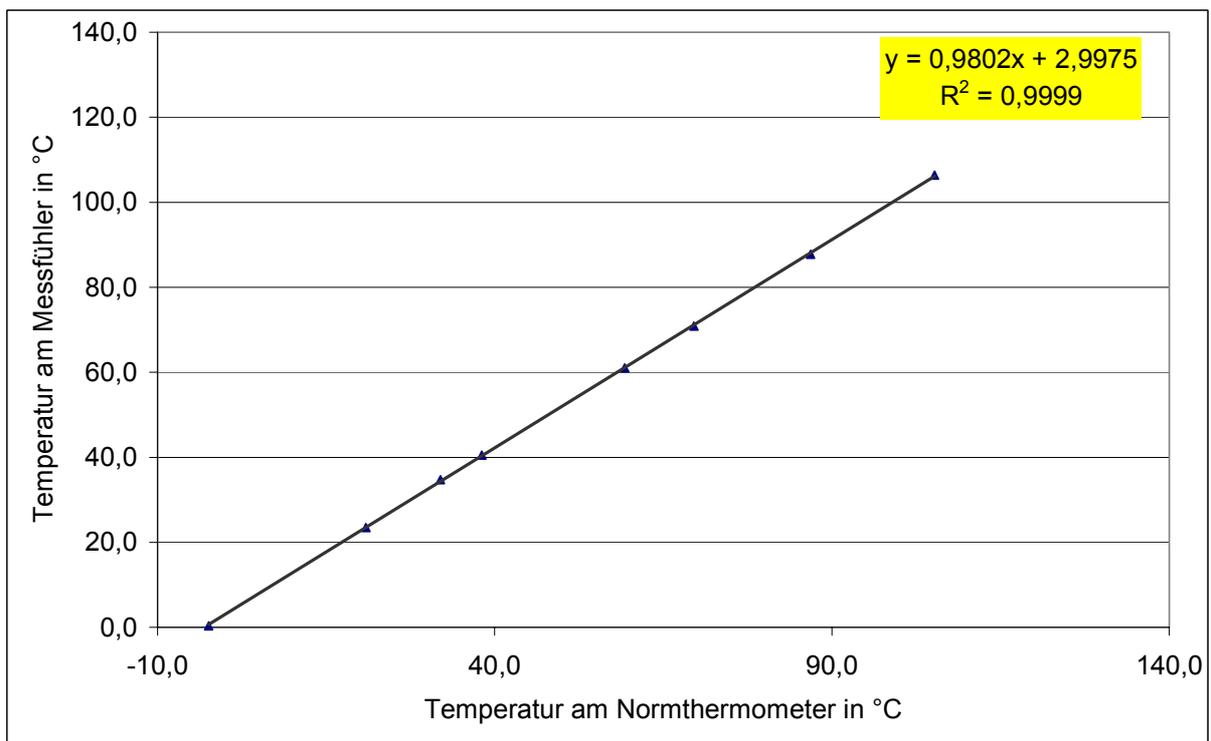


Abbildung 60: Kalibriergerade des Temperaturfühlers T_{3i}

12.2 Benutzerhandbuch

Dieses Handbuch gilt nur für das Betreiben der Reibapparatur unter normalen und störungsfreien Betriebsbedingungen. Es beinhaltet das Verfahrensschema, das systematische Anfahren, Betreiben und Abstellen der Anlage.

12.2.1 Einschalten der einzelnen Anlagenteile und Messsensorik

Systematische Vorgehensweise ist nummeriert und in Abbildung 60 dargestellt:

1. Betätigen des Hauptschalters für Stromversorgung und Notstromaggregat des Technikums
2. Betätigen des Hauptschalters für den Antrieb (im Bild verdeckt)
3. Betätigen des Hauptschalters für die Drehzahlsteuerung bzw. für die Hydraulikdruckaufnahme
4. Betätigen des Hauptschalters für die Drehmomentmessanordnung (im Bild verdeckt)
5. Anschalten der Presse mit Startschlüssel oder Verwendung der Handpumpe
6. Wasserhahn für die Kühlung der Schnecke und des Zylinders einschalten.
Wichtig!!!



Abbildung 61: Gesamtansicht der Anlage

12.2.2 Einschalten des Datenerfassungssystems

Die systematische Vorgehensweise ist nummeriert und in Abbildung 62 dargestellt:

1. Hauptschalter des PCs betätigen
2. 2 Blitzschutzschalter anschalten
3. Anschalten der 2 Datenerfassungseinheiten !!!Reihenfolge beachten!!!
3a = Master; 3b = Slave
4. Starten des Programms Spider und Grundeinstellungen für die Datensicherung vornehmen



Abbildung 62: Ansicht Datenerfassung

12.2.3 Anfahren der Anlage und Messungen durchführen

Die systematische Vorgehensweise ist nummeriert und in Abbildung 63 dargestellt:

1. Hydraulikdruck mittels Pumpe bzw. mit Presse (2 Startknöpfe gleichzeitig betätigen) aufbauen. Bei Verwendung der Pumpe ist der Ölablauf zur Presse über das Kugelventil zu sperren.
2. Im Messüberwachungsprogramm Spider Messwertübersicht für Drehmomentanzeige (Kanal 2) einstellen, um aktuelle Drehmomentanzeige überprüfen zu können (wichtig!!!)
3. Starten des Antriebmotors für Schnecke und gewünschte Drehzahl einstellen
4. Chargieren des Gutes mittels Förderpumpe (blauer Knopf), Zugabe händisch kontrollieren.
5. Beobachten des Drehmomentes (bei $M_{\max} = 2500 \text{ Nm}$ Notfallabschaltung siehe Abschaltung)
6. Messen mit der Tastenkombination Strg + m



*Abbildung 63: Anfahren der Anlage***12.2.4 Abstellen der Anlage**

1. An der Presse „Notausknopf“ (rot) betätigen und Druck abbauen
2. Drehzahl auf 0 U/min einstellen
3. Falls der Kolben nach Druckabbau noch nicht aufgemacht hat, Granulat nachpumpen (blauer Knopf) und Drehzahl erhöhen bis Schnecke entleert ist (mit Druckluft ausblasen)
4. nach Entleeren Motor abstellen
5. Abstellen des Hauptschalters für die Drehzahlsteuerung bzw. für die Hydraulikdruckaufnahme
6. Abstellen des Hauptschalters für die Drehmomentmessanordnung
7. Abschalten des PC's und der Zusatzeinrichtungen
8. Wasserhahn für die Kühlung der Schnecke und des Zylinders ausschalten.
Wichtig!!!
9. Abschalten der Presse mit Startschlüssel, oder Verwendung der Handpumpe
10. Abstellen des Hauptschalters für den Antrieb

12.3 Benutzte Formelzeichen

Tabelle 21: Verwendete Zeichen

Formelzeichen	Bezeichnung
k	Druckanisotropiekoeffizient
M	Drehmoment
n	Drehzahl
D	Schneckendurchmesser
α	Exponent für Radialdruckverlauf
β	Exponent für Temperaturverlauf
$\Delta p_{fa}, \Delta n_{fa}, \Delta m_{fa}$	firmenspezifischer Fehler
A	Fläche
C	geometrische Konstante
b	Kanalbreite
l	Kanallänge
a, b	Konstanten für Drehmomentenverlauf
m_1	Masse gefüllter Messbecher
m_0	Masse Messbecher
V_n	Normvolumen
$p_r(l)$	Radialdruck am Auslauf
$p_{r,0}$	Radialdruck an der Stelle 0
$p_r(z)$	Radialdruck an der Stelle z
μ	Reibungskoeffizient
F_z	Reibkraft
$f_{\mu a}$	relativer Fehler für Reibungskoeffizient
Q_{rad}	radialer Wärmestrom
τ	Schubspannung
ρ_s	Schüttdichte
D_{mess}	system. Fehler für das Drehmoment
$T(l)$	Temperatur am Auslauf
T_a, T_i, T_z	Temperatur außen, innen, an der Wand
s_1, s_2	Wandstärke

