

DISSERTATION

Betriebsverhalten eines Brennstofffördersystems für direkt-holzstaubgefeuerte Gasturbinen

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades
eines Doktors der technischen Wissenschaften unter der Leitung von

O.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hermann Haselbacher
- E313 -

Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenbau

von

Dipl.-Ing. **Christoph Tmej**
Matr.Nr.: 9125915
Strassergasse 8, A-1190 Wien

Wien, im April 2001

Vorwort

Ich bedanke mich bei *O.Univ.-Prof. Dr. Hermann Haselbacher* für die interessante Themenstellung und die Möglichkeit, im Rahmen eines internationalen Forschungsprojektes wissenschaftlich zu arbeiten. *Ao.Univ.-Prof. Dr. Klaus Hoffmann* danke ich für die Übernahme des Koreferates.

Dem *Fonds zur Förderung der wissenschaftlichen Forschung* danke ich für die finanzielle Unterstützung des Projektes.

Ich danke *Dr. Andreas Joppich* für seine Einführung in das Fachgebiet, *Ing. Gerhard Kanzler* für seine Hilfe in technischen und bürokratischen Belangen und *Dr. Edgar Hortig*, *Dr. Reinhard Willinger* und *Dipl.-Ing. Michael Posch* für das angenehme Arbeitsklima.

Besonderer Dank gilt *Markus Schneider*, der mich stets mit großem Enthusiasmus freundschaftlich und tatkräftig unterstützt hat. Seine Ideen waren eine hilfreiche Anregung für meine Versuche im Labor und seine Vorschläge haben bei Problemen oft entschieden zu deren Bewältigung beigetragen.

Mag. Barbara Aigner danke ich für ihre Unterstützung auf unserem gemeinsamen Weg.

Meiner Familie danke ich für ihre mich immer begleitende Liebe und Fürsorge.

Kurzfassung

Die Brennkammer einer direkt-holzstaubgefeuerten Gasturbine stellt spezielle Anforderungen an das Fördersystem. Das Brennstofffördersystem muß den Brennstoffmassenstrom mit möglichst geringen Schwankungen der unter erhöhtem Betriebsdruck stehenden Brennkammer zuführen. In einer Druckbehälterschleuse wird der Brennstoff auf das Druckniveau der Brennkammer gebracht. Eine Förderschnecke und eine Schwingrinne dosieren den Brennstoffmassenstrom mit der geforderten Gleichmäßigkeit. Der Brennstoff wird durch einen Injektor und eine Förderleitung mit einem speziellen Aufsatz in die Brennkammer eingeblasen.

In dieser Arbeit wird das Betriebsverhalten eines Brennstofffördersystems unter Berücksichtigung der Förderguteigenschaften des Holzstaubes untersucht. In den Förderversuchen werden vier unterschiedliche Holzsorten eingesetzt.

Die Förderschnecke dosiert den Brennstoffmassenstrom bei höherer Drehzahl mit höherer Gleichmäßigkeit. Der Variationskoeffizient des Brennstoffmassenstromes ist näherungsweise verkehrt proportional zur Drehzahl und ist ab einer Drehzahl von etwa $50U/min$ kleiner als 10%. Zur Förderung von Holzsorten mit schlechten Fließeigenschaften wird der Füllungsgrad der Förderschnecke auf 42% abgesenkt. Der Variationskoeffizient des Brennstoffmassenstromes ist für Holzsorten mit schlechteren Fließeigenschaften größer, ist aber unabhängig vom Füllungsgrad der Förderschnecke.

Der Ausgleich unterschiedlicher Feststoffverteilungen bei der Förderung auf dem Schwingrinnentrog führt zu einer Vergleichmäßigung des von der Förderschnecke abgegebenen Brennstoffmassenstromes und damit zur Dämpfung der bei der Dosierung durch die Förderschnecke entstandenen Massenstromschwankungen. Die Dämpfung der Massenstromschwankungen ist definiert als das Verhältnis des Variationskoeffizienten des der Schwingrinne aufgegebenen Massenstromes zum Variationskoeffizienten des von der Schwingrinne abgegebenen Massenstromes. Die Dämpfung ist abhängig von den Fließeigenschaften der Holzsorte und der Verweilzeit und Schütthöhe des Feststoffes auf dem Schwingrinnentrog. Für die Dämpfung werden Werte bis zu 4,4 gemessen. Die maximale Dämpfung wird durch das Erreichen der optimalen Schütthöhe auf dem Schwingrinnentrog bestimmt. Unter Verwendung der für die untersuchten Holzsorten experimentell bestimmten optimalen Schütthöhe ist die Berechnung der optimalen Schwingrinnenamplitude in Abhängigkeit des Massenstromes möglich.

Die Förderluft, mit der der Brennstoff vom Injektor in die Brennkammer gefördert wird, setzt sich aus Primär- und Sekundärluft zusammen. Der Sekundärluftanteil ist als das Verhältnis des Sekundärluftmassenstromes zum Förderluftmassenstrom definiert. Die Primärluft beschleunigt in Form eines Hochdruck-Treibstrahles den mit der Sekundärluft durch den Trichter in die Mischkammer des Injektors eintretenden Brennstoff in die Förderleitung. Die Beladung ist das Verhältnis des Brennstoffmassenstromes zum Förderluftmassenstrom.

Bei Betrieb ohne Sekundärluft ist der vom Primärluftmassenstrom maximal aufgenommene Brennstoffmassenstrom näherungsweise proportional der Mantelfläche des Treibstrahlkegels in der Mischkammer des Injektors. Die maximale Beladung liegt bei einem Brennkammerdruck von etwa 1bar abhängig von der Holzsorte zwischen 0,7 und 3,0. Bei höherem Sekundärluftanteil kann ein größerer Brennstoffmassenstrom gefördert werden. Bei einem Sekundärluftanteil von 100%, d.h. Förderung ohne Hochdruck-Treibstrahl, liegt die maximale Beladung bei einem Brennkammerdruck von etwa 1bar abhängig von der Holzsorte zwischen 5,9 und 13,1. Die maximale Beladung ist etwa verkehrt proportional zum Brennkammerdruck.

Der Injektordruckaufbau wird in Abhängigkeit der Geometrie und der Betriebseinstellungen des Injektors gemessen und in Form der Druckaufbauziffer dimensionslos dargestellt. Das Flächenverhältnis vom Treibdüsenaustrittsquerschnitt zum Mischrohrquerschnitt, der Sekundärluftanteil und die Beladung haben entscheidenden Einfluß auf den Injektordruckaufbau. Die Änderung der Druckaufbauziffer mit der Beladung ist näherungsweise proportional zum Flächenverhältnis und näherungsweise unabhängig vom Sekundärluftanteil. Die Proportionalitätskonstante ist negativ. Bei kleinerem Flächenverhältnis, größerem Sekundärluftanteil und höherer Beladung ist die Druckaufbauziffer geringer und der Druck im Sendebehälter höher. Bei einem Sekundärluftanteil von 100% und einem Brennkammerdruck von 2bar beträgt der Leistungsbedarf etwa 36% des Wertes bei Betrieb mit einem Sekundärluftanteil von 0%. Der unter Beachtung der Anforderungen optimale Betrieb des Injektors erfolgt mit einem Sekundärluftanteil von 100%.

Abstract

A directly wood particle fired gas turbine requires a special fuel feeding system. A uniform fuel mass flow has to be fed at a steady rate with as low a conveying air mass flow rate as possible and minimal internal power consumption against the operating pressure of the combustion chamber. The fuel is pressurized in a sending bin. A screw feeder meters the fuel mass flow. From the screw, the fuel drops onto the vibration conveyor which attenuates the fuel fluctuations produced by the screw. The fuel is blown into the combustion chamber by an injector and a conveying pipe with a special attachment at its end in the combustion chamber.

In this thesis the performance and performance limitations of a fuel feeding system are investigated under consideration of the properties of the wood powder used. Feeding tests were done with four different wood powders.

At higher rotational speed of the screw the fuel mass flow rate is more uniform. The coefficient of variation of the mass flow rate is approximately inversely proportional to the rotational speed of the screw and less than 10% for a screw speed higher than 50rpm. The filling factor of the screw was reduced to 42%. The coefficient of variation of the flow rate is independent of the filling factor, but depends upon the flow characteristics of the wood powder.

The attenuation of mass flow fluctuations by the vibration conveyor is defined by the ratio of the coefficient of variation of the mass flow rate metered by the screw to the coefficient of variation of the mass flow rate after the vibration conveyor. An attenuation up to 4.4 was measured in feeding tests. The attenuation is caused by the irregular particle movement on the vibrator trough and depends upon the mean residence time of the particles on the trough, the solids layer height and the flow characteristics of the wood powder. A too high solids layer restrains the irregular movement of the particles: The continuous solids flow at vibrator discharge is disturbed by discontinuous crumbling. This effects an increasing coefficient of variation after the vibration conveyor and a decreasing attenuation.

The conveying air consists of primary and secondary air. The secondary air fraction is defined by the ratio of the secondary air mass flow rate to the conveying air mass flow rate. The secondary air supports the fuel flow in the funnel of the injector. In the mixing chamber of the injector the fuel is entrained into the conveying pipe by the primary air (driving jet). The loading is defined by the ratio of the fuel mass flow rate to the conveying air mass flow rate.

With a secondary air fraction of 0% the maximum fuel mass flow rate is approximately proportional to the surface area of the driving jet in the mixing chamber of the injector. At a combustion chamber pressure of approximately 1bar maximum loading is in the range of 0.7 to 3.0 depending on the wood powder used. With a higher secondary air fraction the maximum fuel mass flow rate is higher. With a secondary air fraction of 100% maximum loading at a combustion chamber pressure of approximately 1bar is in the range of 5.9 to 13.1 depen-

ding on the wood powder used. Maximum loading is approximately inversely proportional to the combustion chamber pressure.

The cross section area ratio is defined by the ratio of the cross section area of the nozzle exit to the cross section area of the mixing chamber. Injector pressure gain depends upon the cross section area ratio, the secondary air fraction and loading. The change of the injector pressure gain due to a change of the loading is approximately proportional to the cross section area ratio and approximately independent of the secondary air fraction. With a lower cross section area ratio, a higher secondary air fraction and a higher loading the injector pressure gain is lower and the pressure in the sending bin is higher. At a combustion chamber pressure of 2bar the power consumption operating with a secondary air fraction of 100% is approximately 36% of the power consumption operating with a secondary air fraction of 0%. Considering the requirements of the feeding system the injector should be operated with a secondary air fraction of 100%.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Holz als Primärenergieform	1
1.2	Wärme und Elektrizität aus Holz, Vorteile und Anwendungen	3
1.3	Direkt-holzstaubgefeuerte Gasturbine	6
2	Stand der Brennstoffördertechnik holzstaubgefeuerter Gasturbinen	9
2.1	Aerospace Research Corporation	9
2.2	Universität von Wisconsin-Madison	12
2.3	Königliche Technische Hochschule Stockholm und Technische Universität Luleå	12
2.4	Western Research Institute und Power Generating Incorporated	14
2.5	Technische Universität Wien	15
3	Aufgabenstellung	17
4	Brennstoff Holz	21
4.1	Brennstoffeigenschaften	21
4.1.1	Chemische Zusammensetzung	21
4.1.2	Verbrennungsluftverhältnis und Mindestluftbedarf	23
4.2	Förderguteigenschaften	24
5	Brennstoffdosierung	28
5.1	Dosiergenauigkeit	28
5.2	Mefstechnik	29
5.3	Förderschnecke	31
5.3.1	Grundlagen	31
5.3.2	Absenkung des Füllungsgrades	32
5.3.3	Kennlinie	35
5.3.4	Massenstromschwankungen	36
5.4	Schwingförderer	39
5.4.1	Grundlagen	39
5.4.2	Fördergeschwindigkeit	40
5.4.2.1	Theoretische Fördergeschwindigkeit bei Gleitförderung	41
5.4.2.2	Theoretische Fördergeschwindigkeit bei Wurfförderung	45
5.4.2.3	Mittlere theoretische Fördergeschwindigkeit	46
5.4.2.4	Tatsächliche Fördergeschwindigkeit	49
5.4.3	Dämpfung der Massenstromschwankungen	52
5.4.3.1	Stand der Untersuchungen	52
5.4.3.2	Dämpfungsmodell	55
5.4.3.3	Dimensionsanalyse	56
5.4.3.4	Optimale Amplitude und optimale Schütthöhe	58

5.4.3.5	Minimaler Variationskoeffizient und Maximale Dämpfung . . .	62
5.4.3.6	Feststoffmasse auf der Schwingrinne	65
5.5	Schlußfolgerungen	67
6	Pneumatische Förderung	69
6.1	Grundlagen	70
6.1.1	Druckniveau und Förderzustand	70
6.1.2	Transportgleichung der geraden Förderleitung	73
6.1.2.1	Schwerkraft und Gleitreibung	74
6.1.2.2	Luftwiderstand	74
6.1.2.3	Wandstoßreibung	76
6.1.2.4	Bewegungsgleichung	76
6.1.3	Druckverlust der geraden Förderleitung	77
6.1.3.1	Stationäre Feststoffströmung	77
6.1.3.2	Beschleunigte Feststoffströmung	78
6.1.4	Strömung durch Rohreinbauten	79
6.1.4.1	Druckverlust der Luftströmung	79
6.1.4.2	Feststoffströmung im Rohrbogen	81
6.2	Pneumatische Förderstrecke des Brennstoffördersystems	84
6.2.1	Randbedingungen und Anforderungen	84
6.2.2	Betriebsweise	86
6.2.3	Kennfeld und Kennfeldgrenzen	89
6.2.4	Übergangsverhalten	92
6.3	Injektor	93
6.3.1	Primärlufttreibstrahl	93
6.3.1.1	Konvergente Treibstrahldüse	93
6.3.1.2	Treibstrahlausbreitung	94
6.3.2	Dimensionsanalyse	98
6.3.3	Abschätzung des Kennfeldes	102
6.3.4	Kennfeldmessung	106
6.3.4.1	Kennfeldmessung ohne Feststoffförderung	108
6.3.4.2	Kennfeldmessung bei Feststoffförderung	111
6.3.5	Fördergrenze	119
6.3.5.1	Atmosphärischer Injektor	119
6.3.5.2	Injektor mit Druckbehälter	120
6.4	Sekundärluftinjektor	130
6.4.1	Kennfeld	131
6.4.2	Fördergrenze	134
6.5	Förderleitung und Rohrbogen	136
6.5.1	Förderleitungsdruckverlustbeiwert	136
6.5.2	Rohrbogendruckverlustbeiwert	137
6.6	Leistungsbedarf	143
6.6.1	Verdichterleistung	143
6.6.2	Kennfeld der pneumatischen Förderstrecke	144
6.6.3	Bezogene technische Arbeit und Leistungsverhältnis	146
6.7	Schlußfolgerungen	149
7	Zusammenfassung und Ausblick	151

Formelzeichen

Lateinische Formelzeichen

a	$[m/s^2]$	Beschleunigung
A	$[m^2]$	Querschnittsfläche
A	$[m]$	Schwingrinnenamplitude
B	$[m]$	Breite
Ba	$[-]$	<i>Barthzahl</i>
c	$[m/s]$	Feststoffgeschwindigkeit
c_p	$[J/(kgK)]$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_W	$[-]$	Widerstandsbeiwert
C	$[-]$	Geschwindigkeitsverhältnis
d_P	$[m]$	Partikeldurchmesser
D	$[m]$	Durchmesser
D	$[-]$	Dämpfung
Eu	$[-]$	<i>Eulerzahl</i>
f	$[1/s]$	Frequenz
f	$[-]$	Gleitreibungskoeffizient
F	$[N]$	Kraft
Fr	$[-]$	<i>Froudezahl</i>
g	$[m/s^2]$	Erdbeschleunigung
h	$[J/kg]$	spezifische Enthalpie
h	$[m]$	Schütthöhe
H_u	$[J/kg]$	unterer Heizwert
k_I, k_{II}	$[-]$	Förderluftanteil
l	$[-]$	Luftbedarf
L	$[m]$	Länge
m	$[kg]$	Masse
\dot{m}	$[kg/s]$	Massenstrom
n	$[1/min]$	Drehzahl
n	$[-]$	Wurfdauerfaktor
p	$[Pa]$	Druck
P	$[W]$	Leistung
\dot{Q}	$[W]$	Wärmestrom
\dot{Q}	$[m^3/s]$	Volumenstrom
q_{BK}	$[1/s]$	Volumenbelastung der Brennkammer
r	$[m]$	Radius
R	$[J/(kgK)]$	Gaskonstante
Re_L	$[-]$	<i>Reynoldszahl</i> der Luftströmung

Re_P	$[-]$	Reynoldszahl der Partikelumströmung
s	$[kg/s]$	Standardabweichung der Stichprobe
s	$[m]$	Koordinate in der Schwingebene
S	$[m]$	Schneckensteigung
t	$[s]$	Zeit
T	$[K]$	Temperatur
T	$[s]$	Schwingungsdauer
T	$[s]$	Verweilzeit
v	$[m/s]$	Geschwindigkeit
V	$[-]$	Variationskoeffizient
V	$[m^3]$	Volumen
w_S	$[m/s]$	Sinkgeschwindigkeit der Gutwolke
$w_{S,0}$	$[m/s]$	Sinkgeschwindigkeit des Einzelpartikels
w_t	$[J/kg]$	spezifische technische Arbeit
x	$[m]$	Koordinate
y	$[m]$	Koordinate

Griechische Formelzeichen

α	$[rad]$	Winkel
β	$[rad]$	Schwingungswinkel
β	$[-]$	Schwerkraftbeiwert des Druckverlustes
β	$[-]$	Flächenverhältnis, Düsenquerschnitt zu Mischrohrquerschnitt
δ	$[-]$	Flächenverhältnis, Mischrohrquerschnitt zu Förderleitungsquerschnitt
δ', δ''	$[rad]$	Grenzwinkel des Schwingungsvorganges
Δ	$[-]$	relative Änderung einer beliebigen Größe
η	$[kg/(ms)]$	dynamische Viskosität
ϵ	$[rad]$	Grenzwinkel des Schwingungsvorganges
φ	$[-]$	Füllungsgrad der Förderschnecke
Γ	$[-]$	Wurfkennwert
ι	$[-]$	Impulszahl
κ	$[-]$	Isentropenexponent
κ'	$[rad]$	Grenzwinkel des Schwingungsvorganges
λ	$[-]$	Verbrennungsluftverhältnis
λ_L	$[-]$	Reibungsbeiwert der Luftströmung
λ_S	$[-]$	Feststoffreibungsbeiwert
λ_S^*	$[-]$	Stoßreibungsbeiwert
λ_I, λ_{II}	$[-]$	Verbrennungsluftverhältnis
η	$[-]$	Wirkungsgrad
η_{BK}	$[-]$	Brennkammerwirkungsgrad
μ	$[-]$	Feststoffbeladung
μ_{gl}	$[-]$	Gleitreibungskoeffizient
μ_h	$[-]$	Haftreibungskoeffizient
ω	$[1/s]$	Winkelgeschwindigkeit
π	$[-]$	Druckverhältnis
Π	$[-]$	Kennzahl
ψ	$[-]$	Druckaufbauziffer
ρ	$[kg/m^3]$	Dichte

ρ_h	[rad]	Haftreibungswinkel
ρ_P	[kg/m ³]	Partikel-, Feststoffdichte
ρ_R	[kg/m ³]	Rütteldichte
ρ_S	[kg/m ³]	Schüttdichte
ξ	[-]	Massenanteil
ζ	[-]	Sekundärluftanteil
ζ	[-]	Druckverlustbeiwert

Indizes

0	definierter Zustand
<i>I, II</i>	erste, zweite Brennkammerstufe
<i>B</i>	Beschleunigung
<i>BK</i>	Brennkammer
<i>Br</i>	Brennstoff
<i>D</i>	Düse
<i>DA</i>	Düsenaustritt
<i>Diff</i>	Diffusor
<i>DM</i>	Düse zu Mischrohr
<i>el</i>	elektrisch
<i>FL</i>	Förderleitung, Förderluft
<i>G</i>	Gut, Gewicht
<i>GA</i>	Gutabgabe
<i>ges</i>	gesamt
<i>i</i>	Laufindex
<i>Inj</i>	Injektor
<i>L</i>	Luft
<i>M</i>	Mischrohr
<i>max</i>	maximal
<i>min</i>	minimal
<i>opt</i>	optimal
<i>p</i>	primär
<i>P</i>	Partikel
<i>PL</i>	Primärluft
<i>r, rel</i>	relativ
<i>R</i>	Reibung, Rinne
<i>RB</i>	Rohrbogen
<i>S</i>	Schüttgut, Solid
<i>stat</i>	stationär
<i>SL</i>	Sekundärluft
<i>Str</i>	Strähne
<i>Sys</i>	System
<i>T</i>	Treibstrahl
<i>Tr</i>	Trichter
<i>th</i>	theoretisch, thermisch
<i>waf</i>	wasser- und aschefrei
<i>W</i>	Widerstand
<i>Z</i>	zusätzlich

Kapitel 1

Einleitung

Am Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen wird seit Anfang der 90er Jahre ein Prototyp einer holzstaubgefeuerten Gasturbine entwickelt. Eine öl- oder erdgasgefeuere Gasturbine mit einer Nennleistung von $80kW_{el}$ wird auf den Betrieb mit Holzstaub umgerüstet. Neben einer für die Verbrennung von Holzstaub geeigneten Brennkammer ist ein spezielles Fördersystem erforderlich. In der Einleitung wird zunächst die Entwicklung des Einsatzes von Holz als Primärenergieform beschrieben. Nach der Beschreibung der Vorteile der Holznutzung zur Elektrizitäts- und Wärmeerzeugung werden abhängig von der Anlagengröße verschiedene Möglichkeiten der technischen Realisierung beschrieben. Die Einleitung wird mit der Beschreibung der direkt-holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage des Institutes für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen abgerundet.

1.1 Holz als Primärenergieform

Nachdem der Biomassebrennstoff Holz zur Nutzwärmebereitstellung für die Menschheit jahrtausendlang eine geradezu einzigartige Stellung hatte, wurde seine Verwendung mit Beginn der industriellen Revolution im 18. Jahrhundert zunehmend durch fossile Primärenergieträger, insbesondere Kohle, Erdöl und Erdgas, zurückgedrängt. Diese zeichnen sich gegenüber Holz durch ihren höheren Energieinhalt aus. In den *60er-Jahren* wurden die ersten Kernkraftwerke in Betrieb genommen. Trotz wachsenden Verbrauches durch den Güter- und Personenverkehr sank in den *OECD Ländern*¹ der Erdölanteil am Primärenergieverbrauch im Zeitraum von 1973 bis 1996 von 53,1% auf 41,9%, während der Anteil der Kernenergie von 1,3% auf 10,9% anstieg (Abbildung 1.1). Der Primärenergieverbrauch der *OECD Länder* stieg in diesem Zeitraum von $157EJ/a$ auf $210EJ/a$, der weltweite Verbrauch von $254EJ/a$ auf $393EJ/a$ [36].

Mit einem weiteren Anwachsen des Kernenergieanteils am Primärenergieeinsatz ist zumindest in den *OECD Ländern* aufgrund einer Sensibilisierung der Bevölkerung gegenüber der Kernenergie und den Problemen der Wiederaufbereitung bzw. der Endlagerung des Kernbrennstoffes nur noch begrenzt zu rechnen. Verstärkt wird die Bewußtseinsbildung zu energiepolitischen Themen und Umweltschutz durch Meldungen über den *Treibhauseffekt* und das *Ozonloch*. Der weltweit steigende Primärenergiebedarf und die begrenzten Ressourcen fossiler und nuklearer Primärenergieträger fordern ein tiefgreifendes Umdenken und Umstrukturieren sowohl bei der Nutzenergiebereitstellung als auch bei Verbrauchergewohnheiten. Neben der

¹Der **O**rganization for **E**conomic **C**ooperation and **D**evelopment gehören Australien, Belgien, Dänemark, Deutschland, Finnland, Frankreich, Griechenland, Großbritannien, Irland, Island, Italien, Japan, Kanada, Korea, Luxemburg, Mexiko, Neuseeland, Niederlande, Norwegen, Österreich, Polen, Portugal, Spanien, Schweden, Schweiz, Tschechien, Türkei, Ungarn und die Vereinigten Staaten von Amerika an.

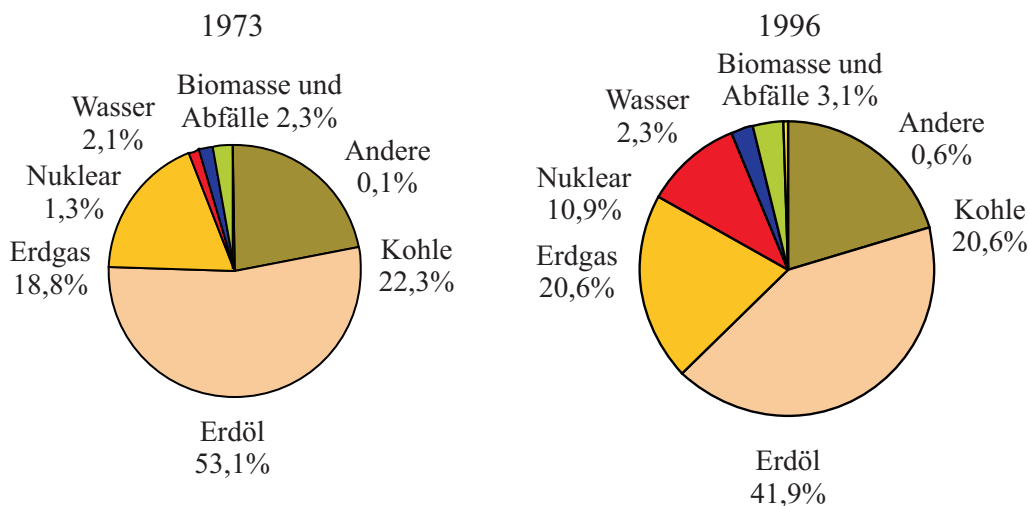


Abbildung 1.1: Gegenüberstellung der Anteile verschiedener Primärenergieformen an der Deckung des jährlichen Primärenergieverbrauches in den *OECD Ländern* in den Jahren 1973 und 1996. Unter dem Begriff *Andere* ist die Energiebereitstellung aus Sonnen-, Wind-, geothermischen und ähnlichen Anlagen zusammengefasst [36].

Nutzung der Sonnenenergie und der Wind- und Wasserkraft bietet die Verwendung von Biomasse die Möglichkeit emissionsarmer, regenerativer Nutzwärme- und Elektrizitätserzeugung.

Der Anteil der Biomasse am weltweiten Primärenergieverbrauch liegt mit 11,1% im Jahr 1996 im Vergleich zum Durchschnitt der *OECD Länder* mit 3,1% vergleichsweise hoch. In Entwicklungs- und Schwellenländern beträgt der Biomasseanteil im Mittel etwa 40%, erreicht aber z. B. in Nepal und Tansania Werte bis 95%. Dies liegt daran, daß in Entwicklungs- und Schwellenländern der Energiebedarf der Industrie, deren Wärme- und Elektrizitätsbedarf heutzutage vorwiegend aus fossilen Reserven gedeckt wird, und des Verkehrs anteilmäßig eine untergeordnete Rolle spielt. Schweden, Finnland und Österreich haben mit Werten bis zu 15% den höchsten Biomasseanteil unter den Industriestaaten. Das Energieäquivalent der jährlich weltweit nachwachsenden Menge an Holz von etwa 50 *Mrd. Tonnen* entspricht dem 4 bis 5fachen des derzeitigen Weltprimärenergieverbrauches. Auch wenn Schätzungen zufolge nur ca. 14% bis 18% des jährlichen Nachwuchses nutzbar sind, wird deutlich, daß Holz bei extensiver Forstwirtschaft wesentlich zur Deckung des Energiebedarfes beitragen kann.

Nach dem ersten Ölpreisschock war in Österreich ein deutlicher Trend zur Verwendung von Biomasse feststellbar, bis dieser mit dem Ölpreisverfall Mitte der Achtzigerjahre in eine Stagnation mündete [37]. Der Gesamteinsatz von Biomasse beläuft sich in Österreich derzeit jährlich auf rund 150 *PJ/a*. Dies entspricht einem Anteil von etwa 13% am Primärenergieverbrauch. Im Zeitraum von 1955 bis 1997 ist der Einsatz von Biomasse um mehr als 70% angestiegen.

Mehr als 70% der österreichischen Biomassenutzung erfolgt im Niedertemperaturbereich durch Verbrennung von Stückholz und Hackschnitzeln in Einzelöfen oder Zentralheizungskesseln bei Kleinverbrauchern (ca. 570.000 Hauptwohnsitze im Jahr 1995) und von biogenen Brennstoffen (Rinde, Sägenebenprodukte, Hackschnitzel, Stroh) in Biomasse-Nahwärmanlagen [21]. Seit Mitte der Achtzigerjahre wird der Bau von Biomasse-Nahwärmenetzen staatlich gefördert. Mit Ende 1997 waren 359 Anlagen mit einer Leistung von insgesamt 483 *MW* in

Betrieb. Die verbleibenden 30% der jährlich genutzten Biomasse werden zur Erzeugung von Prozesswärme und in industriellen Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen genutzt. In den in Österreich existierenden rund 1.700 Sägewerken werden jährlich mehr als 10 Millionen Festmeter Nutzholz verarbeitet. 38% des gesamten Holzeinsatzes ohne Rinde sind prozess technisch bedingte Nebenprodukte, die teilweise weiterverarbeitet oder zusammen mit der anfallenden Rinde von jährlich etwa 600.000 Festmeter energetisch genutzt werden. Zusätzlich fallen in der Holzverarbeitenden Industrie Abfallholz im Umfang von etwa 1,5 Millionen Festmeter im Jahr und in der Papier- und Zellstoffindustrie Rinde und Ablauge an.

1.2 Wärme und Elektrizität aus Holz, Vorteile und Anwendungen

Die Verwendung von Holz zur Wärmebereitstellung und Elektrizitätserzeugung bietet mehrere Vorteile.

- Holz ist ein **erneuerbarer Energieträger** und steht bei kontrollierter Forstwirtschaft dauerhaft zur Verfügung. Mit etwa 46% Waldanteil an der Landesfläche zählt Österreich zu den dichtest bewaldeten Ländern Europas.
- Als **heimischer** Brennstoff führt der Einsatz von Holz zu einer Senkung der Energie-Importabhängigkeit und des Kapitalabflusses ins Ausland. In Österreich werden etwa drei Viertel der benötigten Energie aus dem Ausland in Form von fossilen Brennstoffen und zu geringem Anteil in Form von Strom importiert [55].

Durch die **lokale Verfügbarkeit** von Holz entfallen lange Transportwege. Die Möglichkeit, dezentral Wärme und Elektrizität bereitzustellen, fördert die lokale Infrastruktur und Wirtschaft.

- Die energetische Nutzung von Holz ist theoretisch **CO₂ neutral**, d. h. bei der Verbrennung wird jene Menge CO₂ frei, die zuvor beim Wachstum der Pflanze aus der Atmosphäre gebunden wurde. Bei der Aufforstung, der Bringung, dem Transport und der Vorbehandlung durch Trocknung und Zerkleinerung für die Verbrennung fällt jedoch zusätzliches CO₂ an. Der CO₂-Kreislauf ist zu etwa 95% geschlossen [48].
- Holz kann **schadstoffarm** verbrannt werden. Der Stickstoffgehalt liegt unter 0,2%, Schwefel tritt nur im Promillebereich auf [1]. Der Stickstoff- und Schwefelgehalt von Braun- und Steinkohle liegen im Bereich von etwa 1% bis 2%. Der Aschegehalt von Holz liegt mit 0,1% bis 2,0% deutlich unter dem anderer fester Brennstoffe. Steinkohle hat einen Aschegehalt von etwa 3% bis 7%, bei Braunkohle beträgt der Aschegehalt bis zu 20%.

Zur Stromerzeugung aus Holz – und Biomasse im allgemeinen – sind unterschiedliche Verfahren einsetzbar. Die thermochemischen Umwandlungsverfahren der Verbrennung, Vergasung und Pyrolyse unterscheiden sich in der Prozessführung, d. h. in Verbrennungsluftverhältnis und Temperatur, und dem anfallendem Reaktionsprodukt (Tabelle 1.1). Bei der Fermentation wird Biomasse mit ausgewählten Mikroorganismen zur Reaktion gebracht und dadurch in gasförmigen, flüssigen und festen Zustand übergeführt. Als Produkte fallen Methan als gasförmiger und Methanol und Ethanol als flüssige Brennstoffe an.

Tabelle 1.1: Thermochemische Umwandlungsverfahren [52]

Prozeß	Verbrennungsluftverhältnis λ	Temperatur, Druck	Hauptprodukt
Verbrennung	$\lambda > 1$	$800^{\circ}\text{C} \dots 1300^{\circ}\text{C}$ $1\text{bar} \dots 30\text{bar}$	heißes Abgas
Vergasung	$0,2 < \lambda < 0,5$	$700^{\circ}\text{C} \dots 900^{\circ}\text{C}$ $1\text{bar} \dots 30\text{bar}$	heizwertreiches Produktgas
Pyrolyse	$\lambda = 0$ (theor.) $\lambda < 0,2$ (prakt.)	$400^{\circ}\text{C} \dots 700^{\circ}\text{C}$ $1\text{bar} \dots 30\text{bar}$	heizwertreiche Flüssigkeit (Pyrolyseöl)

Die chemische Energie der Produkte der Vergasung, Pyrolyse und Fermentation wird meist in einer Verbrennungs- oder Wärmekraftmaschine indirekt über die Verbrennung in elektrische Energie umgewandelt. An der direkten Umwandlung der chemischen Energie des Produktgases in elektrische Energie in einer Brennstoffzelle wird gearbeitet. Bei der Wärmekraftmaschine, z. B. Dampfturbine, geschlossene Gasturbine und Stirlingmotor, wird die bei der Verbrennung freigesetzte thermische Energie über einen Wärmetauscher auf das Arbeitsmedium übertragen. Die Verbrennung erfolgt atmosphärisch. In der Verbrennungskraftmaschine, z. B. offene Gasturbine und Verbrennungsmotor, sind die Verbrennungsprodukte das Arbeitsmedium des offenen Kreisprozesses, die Verbrennung erfolgt auf dem oberen Druckniveau des Prozesses.

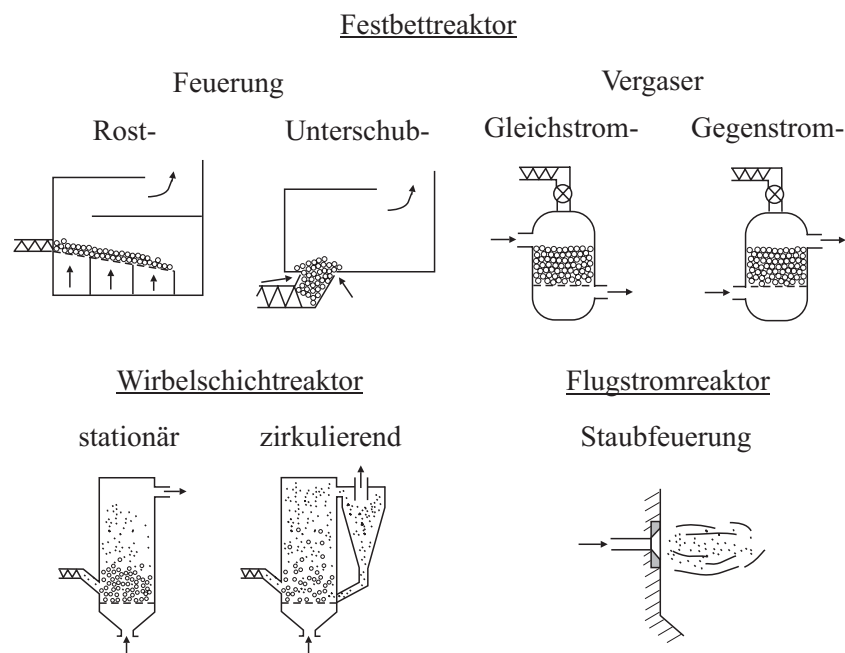


Abbildung 1.2: Einteilung von Vergaser- und Feuerungsanlagen [52]

Die verschiedenen Vergasungs- und Feuerungstechniken werden in Festbett-, Wirbelschicht- und Flugstromreaktoren eingeteilt (Abbildung 1.2). Die Festbettverbrennung umfaßt Unterschub- und Rostfeuerungen, die für Holzbrennstoffe heute im Leistungsbereich von 20kW_{th} bis 10MW_{th} eine breite Anwendung als Wärmeerzeuger haben. Die Strömungsgeschwindigkeit

der Verbrennungsluft liegt unterhalb des Lockerungspunktes des Bettes. Die Festbettvergaser werden in Gleich- und Gegenstromvergaser unterteilt und arbeiten im Bereich von $10kW_{th}$ bis $10MW_{th}$. Die Brennstoffpalette ist in Bezug auf den Einsatz von Biomasse eingeschränkt, da oft nur mit stückigen, trockenen Holzbrennstoffen eine einwandfreie Funktion gewährleistet ist. Für Leistungen von $5MW_{th}$ bis $300MW_{th}$ werden stationäre und zirkulierende Wirbelschichtanlagen eingesetzt. Die Luftgeschwindigkeit liegt zwischen dem Lockerungs- und Austragungspunkt. In Wirbelschichten können auch inhomogene Brennstoffe wie Hausmüll verwertet werden. Staubförmige Brennstoffe können mittels Flugstromverbrennung in Staubfeuerungen umgesetzt werden. Kohlestaubbrenner werden in Feuerungen mit einer Leistung ab etwa $100MW$ eingesetzt.

Die Entwicklungen der letzten Jahre zeigen, daß für die Gaserzeugung aus Biomasse ab etwa $5MW$ Feuerungswärmeleistung ein Vergaser nach dem Prinzip der atmosphärischen zirkulierenden Wirbelschicht sehr gut geeignet ist [39]. Mehrere Anlagen mit Wirbelschichtfeuerungen und Dampfkraftprozeß zur gekoppelten Erzeugung von Elektrizität und Wärme wurden in den letzten Jahren in Europa in Betrieb genommen, beispielsweise in der Nähe von Stockholm (Schweden) mit einer Leistung von $44MW_{el}/85MW_{th}$, in Thetford (Großbritannien) mit $38,5MW_{el}$, in Cuijk (Niederlande) mit $25MW_{el}$, in Schongau-Altenstadt (Deutschland) mit $10MW_{el}$ und in Forssa (Finnland) mit $17,2MW_{el}/48MW_{th}$. Bestehende Wärmekraftwerke wurden durch parallelgeschaltete biomassegefeuerte Kessel, z. B. in Aabenraa (Dänemark) mit $96MW_{th}$, oder dem vorhandenen Kraftwerkskessel vorgeschaltete Wirbelschichtvergaser, z. B. in Zeltweg (Österreich) mit $10MW_{th}$, erweitert.

Infolge der hohen Investitionskosten ist der Einsatz von Druckwirbelschichten erst deutlich oberhalb einer Leistung von $30MW_{th}$ sinnvoll. Für Großanlagen verspricht die Druckwirbelschicht im Kombiprozeß mit Gas- und Dampfturbine die höchsten elektrischen Wirkungsgrade von rund 30% bis 43%. In Hawaii wird beispielsweise eine derartige Anlage mit $20MW_{el}$ mit einem Wirkungsgrad von 27,6% betrieben [38]. Zirkulierende Druckwirbelschichten befinden sich im Versuchsstadium.

Dampfanlagen unter $1MW_{el}$ haben hohe spezifische Investitionskosten und erreichen lediglich einen Wirkungsgrad von rund 8% bis 15%. Für Anlagen mit einer Leistung unter $2MW_{el}$ werden Gasturbinen und -motoren mit unterschiedlichen Vergasern bzw. Feuerungen entwickelt. Beispielfhaft sind in der folgenden Liste verschiedene Entwicklungen für Anlagen mit einer Leistung unter $2MW_{el}$, gegliedert nach dem eingesetzten Reaktortyp, angeführt:

- Festbettreaktor
 - atmosphärische Feuerung mit Stirlingmotor, $35kW_{el}$, Dänemark [10]
 - druckaufgeladene Kiesbettbrennkammer mit Gasturbine, $300kW_{el}$, Universität von Wisconsin-Madison, U.S.A. [59]
 - druckaufgeladener Vergaser mit Verbrennungsmotor, $200kW_{th}$, ETH Zürich, Schweiz [68], [22]
 - druckaufgeladener Vergaser mit Gasturbine, $40kW_{el}$, Dänemark [40]
- Wirbelschichtreaktor
 - atmosphärischer, stationärer Vergaser mit Wärmetauscher und Gasturbine, $500kW_{el}$, Vrije Universität, Brüssel, Belgien [50]
 - druckaufgeladener, stationärer Vergaser mit Gasturbine, $1,5MW_{el}$, Cratech, Tahoka, Texas, U.S.A. [12]

- Flugstromreaktor
 - druckaufgeladener Zyklonvergaser mit Gasturbine, $50kW_{el}$, Technische Universität Lulea, Schweden [25]
 - druckaufgeladene Staubfeuerung mit Gasturbine,
 - * $375kW_{el}$ und $3MW_{el}$, Aerospace Research Corporation, Virginia, U.S.A. [27]
 - * $80kW_{el}$, Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen, Technische Universität Wien, Österreich
 - * $425kW_{el}$, Western Research Institute und Power Generating Incorporated, Wyoming, U.S.A. [45]
 - * $5MW_{el}$, Bioten, Knoxville, Tennessee, U.S.A. [2]

1.3 Direkt-holzstaubgefeuerte Gasturbine

Eine vom Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen im Jahr 1993 durchgeführte Umfrage über die Energieversorgung österreichischer Sägewerke ergab, daß Sägereibetriebe mit einer Holzproduktion von mehr als 10.000 Festmeter pro Jahr – entspricht etwa 10% der österreichischen Betriebe mit 70% Produktionsanteil – ihren elektrischen Energiebedarf zu durchschnittlich 72% durch Fremdbezug, 23% durch Wasserkraft und 5% durch Dieselmotoren und andere Erzeugungsarten decken [69]. Die benötigte elektrische Leistung liegt abhängig von der Größenklasse des Sägewerkes zwischen $200kW$ und $2MW$. Daneben wird Wärme zur Holz Trocknung benötigt.

Am Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen wird an einem Prototyp einer direkt-holzstaubgefeuerten Gasturbinenanlage für den Leistungsbereich von $200kW_{el}$ bis $2MW_{el}$ gearbeitet. Die Anlage wird unter den Zielsetzungen eines robusten Aufbaus, geringer Investitionskosten und einfacher Bedienung für die dezentrale Elektrizitätserzeugung vor Ort, z. B. in einem Sägewerk, entwickelt. Bei dem Prototyp wird eine Kleingasturbine vom Typ *KHD-GT216* mit einer Nennleistung bei Betrieb mit Leichtöl oder Erdgas von $80kW_{el}$ eingesetzt.

Die Brennkammer der erdgas- oder erdölgefeuerten Gasturbine wird durch die speziell für die Verbrennung von Holzstaub entwickelte externe Brennkammer ersetzt (Abbildung 1.3). Der vom Dosiersystem bereitgestellte Brennstoff wird unter Druck mit der verdichteten Verbrennungsluft verbrannt. Das entstandene Heißgas wird durch den Abscheidezyklon am Brennkammeraustritt von Staubteilchen gereinigt, bevor es in der Turbine entspannt wird. Die vom Generator abgegebene elektrische Energie kann den lokalen Bedarf decken oder in ein regionales Versorgungsnetz eingespeist werden. Der Energieinhalt des Abgases kann als Heiz- oder Prozeßwärme verwendet werden.

Die am Institut entwickelte Brennkammer ist in zwei Kammern unterteilt. Die Holzpartikel werden in der Primärkammer durch die von der primären Verbrennungsluft erzeugte Drallströmung bis zur vollständigen Entgasung und einsetzenden Verbrennung gehalten. Der Verbrennungsluftmassenstrom der Primärkammer $\dot{m}_{L,I}$ setzt sich aus dem tangential eingeblasenen primären Verbrennungsluftmassenstrom $\dot{m}_{L,I}^p$ und dem Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} zusammen,

$$\dot{m}_{L,I} = \dot{m}_{L,I}^p + \dot{m}_{FL}. \quad (1.1)$$

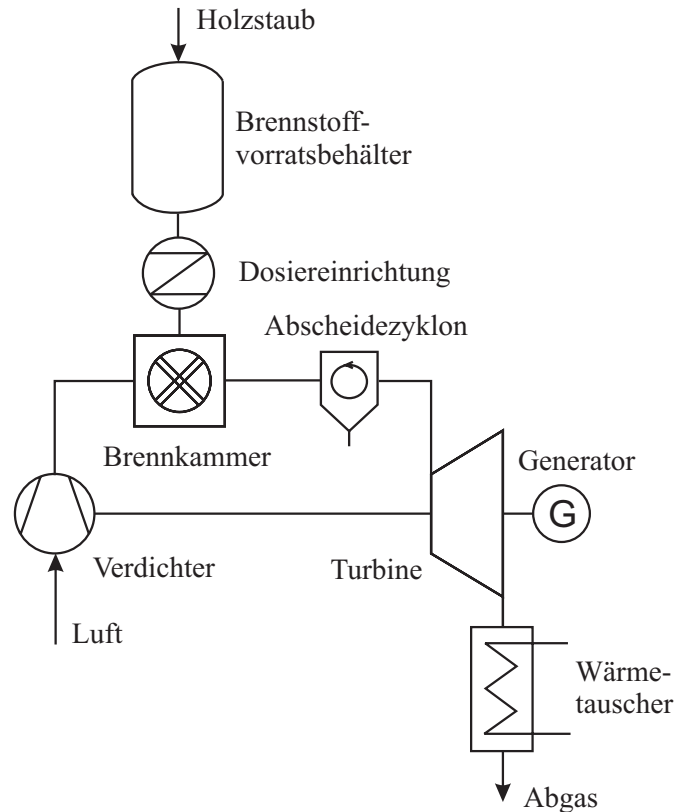


Abbildung 1.3: Verfahrensfliessbild der direkt-holzstaubgefeuerten Gasturbine

Für eine gut ausgebildete Drallströmung in der Primärkammer darf der Förderluftanteil k_I , der durch das Verhältnis des Förderluftmassenstromes \dot{m}_{FL} zum Verbrennungsluftmassenstrom der Primärkammer $\dot{m}_{L,I}$ definiert ist, etwa 33% nicht überschreiten,

$$k_I = \frac{\dot{m}_{FL}}{\dot{m}_{L,I}} \leq 0,33. \quad (1.2)$$

Die Volumenbelastung der Brennkammer q_{BK} , die durch den Quotienten aus freigesetzter Wärmeleistung \dot{Q}_{th} und dem Produkt aus Brennkammerdruck p_{BK} und Brennkammervolumen V_{BK} definiert ist, beeinflusst die Aufenthaltszeit der Rauchgase in der Brennkammer,

$$q_{BK} = \frac{\dot{Q}_{th}}{p_{BK}V_{BK}}. \quad (1.3)$$

Das Brennkammervolumen wurde mit $V_{BK} = 0,15\text{m}^3$ so gewählt, daß die Volumenbelastung der Brennkammer im Bereich $12\text{s}^{-1} \leq q_{BK} \leq 20\text{s}^{-1}$ liegt [70].

Die maximale Temperatur in der Brennkammer wird durch den Erweichungspunkt der Holzasche beschränkt. Dieser beträgt für Fichte und Kiefer etwa 1100°C , für Buche etwa 1020°C . Die Bildung von als Schlacke bezeichneter geschmolzener Asche in der Brennkammer ist zu vermeiden, weil sie einerseits zu starker Verschmutzung der Brennkammerwände, Heißgasleitung und Turbinenschaufeln führt, andererseits unverbrannte Brennstoffpartikel mit einem Film überzieht und dadurch deren vollständigen Ausbrand verhindert. Zur Begrenzung der Brennkammertemperatur wird die Primärkammer unterstöchiometrisch mit dem Verbrennungsluftverhältnis λ_I im Bereich $0,5 \leq \lambda_I \leq 0,9$ betrieben (Kapitel 4.1.2). Durch die

verhältnismäßig geringe Temperatur in der Primärkammer wird die Bildung von Stickoxiden durch Vermeidung von thermischem NO_x eingeschränkt. Die Brennkammertemperatur ist verglichen mit modernen Gasturbinenanlagen mit Turbineneintrittstemperaturen über $1300^\circ C$ relativ gering.

Die sekundäre Verbrennungsluft tritt zwischen Druckmantel und Flammrohr am unteren Ende der Primärkammer ein. Beim Umströmen des Flammrohres wird dieses gekühlt und die sekundäre Verbrennungsluft vorgewärmt. Die vorgewärmte Luft tritt durch schlitzzartige Einlässe im Flammrohr hinter der Primärkammer in die Sekundärkammer ein. Bei Luftüberschuß, Verbrennungsluftverhältnis $\lambda_{II} \approx 1,6$, werden der in der Primärkammer entgaste Brennstoff und das Verbrennungsgas in der Sekundärkammer vollständig verbrannt.

Kapitel 2

Stand der Brennstoffördertechnik holzstaubgefeuerter Gasturbinen

In diesem Kapitel sind veröffentlichte Informationen über Fördersysteme zusammengestellt, die zur Beschickung holzstaubgefeuerter druckaufgeladener Brennkammern entwickelt wurden. Die unterschiedlichen technischen Lösungen der Brennstoffbeschickung zeigen die besonderen Anforderungen, die an das Fördersystem gestellt werden.

2.1 Aerospace Research Corporation

Die *Aerospace Research Corporation* in Roanoke, Virginia, U.S.A., startete bereits 1980 ein vom *DOE*¹ unterstütztes Programm, in dem Holzstaub und andere Sägenebenprodukte als Brennstoff für Gasturbinen eingesetzt wurden [27]. Auch die Verwendung von Zuckerrohr-bagasse als Brennstoff wurde untersucht. Im Rahmen dieses Projektes betrieb *Hamrick* in den Jahren von 1981 bis 1983 eine *Garrett IE831-200* Gasturbine mit einer Nennleistung von 400kW . Als Brennstoff dienten zwei Sorten von Kiefernholzspänen unterschiedlicher Korngröße, welche durch eine Schlagmühle auf Größen kleiner $12,7\text{mm}$ bzw. $6,35\text{mm}$ zerkleinert wurden.

Aus dem über der Brennkammer angeordneten Sendebehälter wurden die Holzspäne mittels einer Förderschnecke dosiert entnommen und über der Brennkammer abgeworfen (Abbildung 2.1). Der Sendebehälter wurde nach dem Befüllen mit Holzspänen geschlossen und mit einem Teilluftmassenstrom vom Verdichter auf den Betriebsdruck der Brennkammer aufgeladen. Die räumliche Nähe zwischen Brennkammer und Sendebehälter verursachte Rückbrände in den Vorratsbehälter nach dem Abschalten der Förderschnecke.

Bei der Suche nach einem alternativen Fördersystem konnte *Hamrick* auf die Erfahrungen von *Yellott* zurückgreifen [83]. Dieser verwendete eine Schieberschleuse zur Beschickung einer druckaufgeladenen Brennkammer einer Gasturbine mit zerkleinerter Holzkohle. Die Brennkammer arbeitete bei einem Betriebsdruck von etwa $5,2\text{bar}$. Das periodische Öffnen und Schließen der Schieberventile verursachte Druckschwankungen in der Brennkammer. Die Druckänderungen führten zu unerwünschten Veränderungen des Brennstoffmassenstromes. *Hamrick* ersetzte die Förderschnecke durch in Reihe geschaltete Zellenradschleusen. Dadurch wurden Rückbrände in das Fördersystem vermieden. Nach einer Gesamtbetriebszeit von über 1150 Stunden wurde das Projekt mit der *Garrett IE831-200* Gasturbine beendet.

¹Department of Energy, U.S.A.

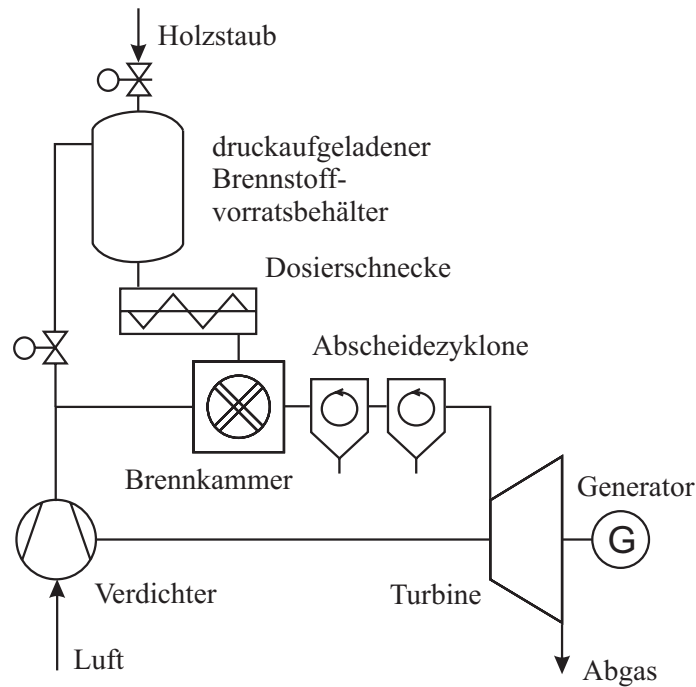


Abbildung 2.1: Verfahrensfliessbild der 400kW Gasturbinenanlage von Hamrick [27]

Im Zeitraum von 1985 bis 1989 wurde als Folgeprojekt in Red Boiling Springs, Tennessee, U.S.A., eine Anlage mit einer Allison T-56 Gasturbine mit einer Nennleistung von 3000kW errichtet und getestet (Abbildung 2.2).

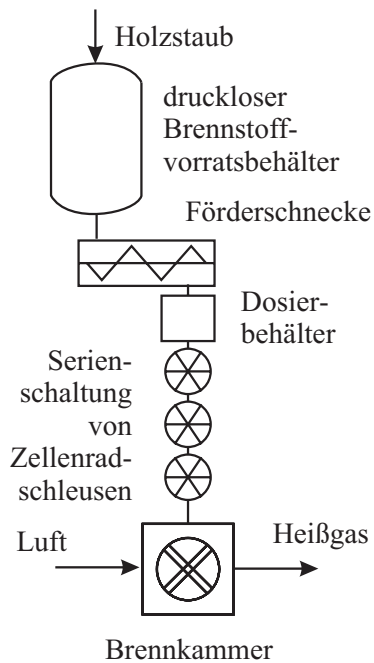


Abbildung 2.2: Brennstofffördersystem der 3000kW Gasturbinenanlage von Hamrick [27]

In Lastwagen angelieferte Sägewerksabfälle von Pappeln und Eichen wurden nach Wägung, Zwischenlagerung und Trocknung in einer Schlagmühle auf Größen kleiner 6,35mm zerkleinert und dem Brennstoffvorratsbehälter zugeführt. Aus dem drucklosen Vorratsbehälter wurde der Holzstaub über eine Förderschnecke dem Dosierbehälter zugeführt, welcher gefolgt von zuerst vier, dann drei in Serie geschalteten Zellenrad-schleusen über der Brennkammer angeordnet war. Über die in Serie geschalteten Zellenrad-schleusen wurde der Brennstoff vom Umgebungsdruck auf den Betriebsdruck der Brennkammer von etwa 10bar gebracht. Der Vorrats- und Dosierbehälter und die Förderschnecke wurden atmosphärisch betrieben. Der von oben in die vertikal angeordnete Brennkammer fallende Brennstoff wurde mit vorgewärmer Luft in einer Strahlflamme verbrannt.

Der Gesamttestbetrieb dauerte über 760 Stunden an, 106 Stunden wurde Elektrizität an einen lokalen Elektrizitätsversorger abgegeben. Probleme traten vorwiegend beim Brennstofffördersystem und bei der Turbine durch Verschmutzungen auf. Die Probleme beim Fördersystem traten bei den Zellenradschleusen auf. Der Brennstoff mußte auf Sägenebenprodukte von Kreissägen beschränkt werden, weil die Sägenebenprodukte von Bandsägen zu fein für eine problemlose Förderung durch die Zellenradschleusen waren.

Das abrasive Verhalten der Holzpartikel führte zu raschem Versagen der Dichtungen der Zellenradschleusen. Dichtungen aus Kunststoff oder Metall hielten den Belastungen nur zwischen 2 und 20 Stunden stand. Nachdem Schleusen mit unterschiedlichen Abmessungen und Dichtungen getestet worden waren, zeigte sich die Verwendung von gefederten Dichtbelägen aus Nylon als Lösung des Verschleißproblems. Durch die Federung wurde verhindert, daß Zellenradflügel durch Partikel verklemmt und deren Dichtoberflächen zerstört wurden. Durch die Wärmeabgabe der Brennkammer war der Einsatz der gefederten Dichtbeläge aus Nylon auf die oberen zwei Zellenradschleusen begrenzt. Die unterste Zellenradschleuse arbeitete mit Metalldichtungen ohne Druckdifferenz als Feuerbarriere und Hitzeschild. Der gleichmäßige Druckabbau über die beiden oberen Zellenradschleusen wurde über ein Entlüftungsventil an der Rücklaufseite geregelt. Dadurch kam es zu einem unkontrollierbaren Leckagefluß von Holzspänen durch die Entlüftungsleitung.

Eine von *Hamrick* bei *T.R. Miles* in Auftrag gegebene Studie zur Verbesserung des Brennstofffördersystems empfahl die pneumatische Beschickung der Brennkammer [28]. Dabei sah *Miles* die Vorteile der pneumatischen Beschickung in der Möglichkeit, bei etwa gleichen Anlagenkosten den Brennstofflagerbehälter und den Dosierbehälter zur einfacheren Befüllung und Wartbarkeit und größeren räumlichen Trennung zur Brennkammer auf Bodenhöhe anzuordnen.

Bei der Beschickung der Brennkammer über eine Zellenradschleuse wies *Miles* darauf hin, daß die Frequenz des pulsierenden Brennstoffmassenstromes durch Erhöhung der Drehzahl und/oder Stegzahl der Zellenradschleuse auf Werte größer $8Hz$ gehoben werden müßte oder eine Glättung des Massenstromes nach der Zellenradschleuse notwendig wäre. Zur Massenstromglättung schlug *Miles* die Verwendung einer der Zellenradschleuse nachgeschalteten Dosierschnecke hoher Drehzahl und den Einbau von Ablenkblechen in das Fallrohr zur Brennkammer vor.

2.2 Universität von Wisconsin-Madison

In den Jahren 1989 bis 1992 betrieben *Ragland*, *Aerts* und *Palmer* an der *Universität von Wisconsin-Madison*, U.S.A., eine Versuchsanlage einer mit Holzhackschnitzeln gefeuerten Gasturbine [59]. Die *Allison 250-C20B Gasturbine* mit einer Nennleistung von 300kW wurde mit dem Heißgas aus einer bei 4bar bis 5bar Betriebsdruck betriebenen Kiesbettbrennkammer beschickt. Die Holzhackschnitzel hatten eine mittlere Größe zwischen 6mm und 20mm .

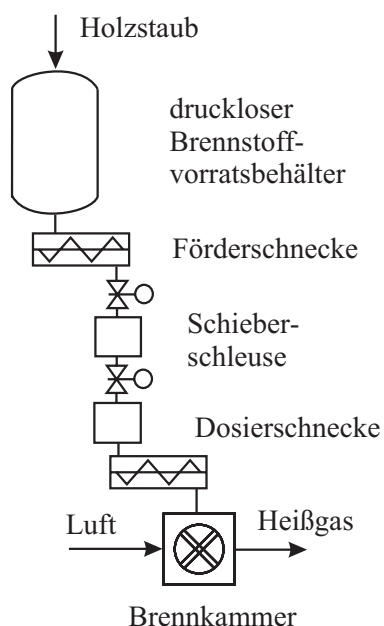


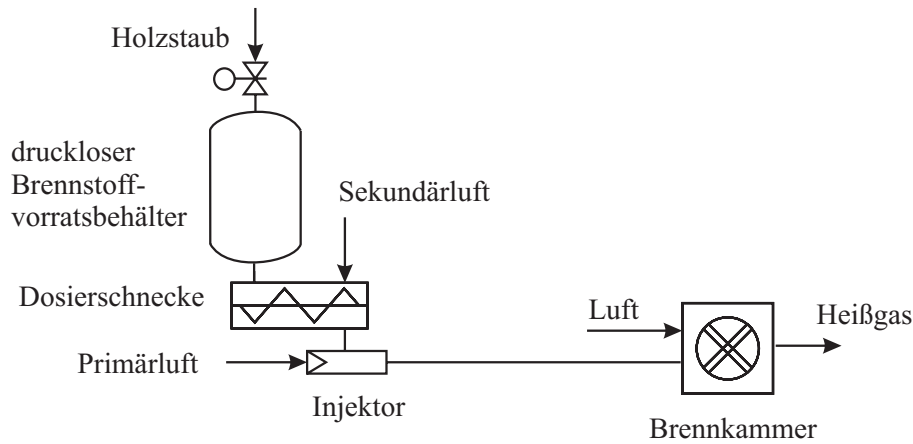
Abbildung 2.3: Brennstofffördersystem von *Ragland*, *Aerts* und *Palmer* [59]

Der Brennstoffvorratsbehälter war auf Bodenhöhe aufgestellt. Über eine geneigte Förderschnecke wurde der Brennstoff aus dem Vorratsbehälter zur Schieberschleuse gefördert (Abbildung 2.3). Nachdem der Brennstoff in der Schieberschleuse auf den Betriebsdruck der Brennkammer gebracht wurde, erfolgte die Einbringung in die Brennkammer durch eine Dosierschnecke. Nach etwa 250 Betriebsstunden wurde ein Dauerbetriebstest von 100 Stunden durchgeführt [60]. Dabei kam es zu zwei kurzen Rückbänden in die Dosierschnecke des Fördersystems. Die Dichtungen der Schieber der Schleuse wurden einige Male durch Hackschnitzel blockiert. Die von der Dosierschnecke verursachten Brennstoffschwankungen waren für die Verbrennung auf dem Festbett der Kiesbettbrennkammer unbedeutend. Infolge des hohen Druckverlustes der Brennkammer war das Umschalten der Luftversorgung von der externen Versorgung auf die Verdichtungsluft der Gasturbine nicht möglich.

2.3 Königliche Technische Hochschule Stockholm und Technische Universität Luleå

An der *Königlichen Technischen Hochschule* in Stockholm, Schweden, untersuchten *Fredriksson* und *Kallner* unter der Leitung von *Kjellström* in den Jahren 1991 bis 1993 die Verbrennung von Holzstaub in einer zweistufigen Brennkammer [24]. Der in die als Zyklonvergaser arbeitende erste Brennkammerstufe an einer Stelle tangential eingeblasene Holzstaub wurde in der zweiten Stufe unter Beimischung zusätzlicher Verbrennungsluft verbrannt. Als Brennstoff wurde ein in Schweden handelsüblicher Holzstaub mit der Bezeichnung *Södra Träpulver*² mit einer mittleren Partikelgröße kleiner $0,5\text{mm}$ verwendet. Die Versuche, die die Untersuchung der Rauchgasverunreinigungen durch Natrium und Kalium und des Ascheabscheidevermögens der Zyklonbrennkammer zum Ziel hatten, wurden unter atmosphärischen Bedingungen durchgeführt.

²Kapitel 4.2

Abbildung 2.4: Brennstofffördersystem von *Fredriksson* und *Kallner* [24]

Der Holzstaub wurde aus dem Vorratsbehälter über fünf parallel angeordnete Dosierschnecken abgezogen (Abbildung 2.4). In einem Injektor wurde der von den Dosierschnecken abgegebene Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Br} vom Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} in die Förderleitung mit 10mm Innendurchmesser beschleunigt. Durch eine oberhalb des Schneckenauslasses angeordnete Leitung wurde der Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} aus der Umgebung angesaugt. Der Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} setzt sich aus dem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} und dem Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} zusammen,

$$\dot{m}_{FL} = \dot{m}_{PL} + \dot{m}_{SL}. \quad (2.1)$$

Der Sekundärluftanteil ζ ist als das Verhältnis des Sekundärluftmassenstromes \dot{m}_{SL} zum Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} definiert,

$$\zeta = \frac{\dot{m}_{SL}}{\dot{m}_{FL}}. \quad (2.2)$$

Die Förderluftgeschwindigkeit wurde im Bereich von 25m/s bis 40m/s variiert. Durch die pneumatische Förderung des Holzstaubes wurde ein Flammenrückschlag von der Brennkammer in den Brennstoffbehälter verhindert. Das Verhältnis vom Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Br} zum Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} wird als Beladung μ bezeichnet,

$$\mu = \frac{\dot{m}_{Br}}{\dot{m}_{FL}}. \quad (2.3)$$

Fredriksson und *Kallner* erreichten in ihren Versuchen eine maximale Beladung $\mu_{max} = 0,6$.

Die Dosierschnecken wurden mit einer Drehzahl zwischen 1U/min und 5U/min betrieben. Hohe Schwankungen im Brennstoffmassenstrom führten zu Temperaturschwankungen in der Brennkammer, die für einen Gasturbinenbetrieb unakzeptabel waren. Eine Absenkung der Brennstoffmassenstromschwankungen wurde durch Anordnung einer vibrierenden Platte am Schneckenauslauf erreicht. Zur Verringerung der Brennstoffmassenstromschwankungen wurde eine Steigerung der Schneckendrehzahl um das 10fache empfohlen. Für die Weiterentwicklung der Anlage wurde die Untersuchung der Vergleichmäßigung des Brennstoffmassenstromes und der pneumatischen Förderung gegen erhöhten Druck unter Beachtung der Wirtschaftlichkeit der Förderanlage empfohlen.

Seit 1993 wird an der *Technischen Universität Luleå*, Schweden, von *Kjellström et al.* ein Holzstaubvergaser für eine *Rover IS/60* Gasturbine mit einer Nennleistung von $50kW_{el}$ entwickelt [42], [23]. Der Zyklonvergaser ist für den Betriebsdruck von $2,9bar$ und eine Wärmeleistung von $490kW$ ausgelegt. Als Brennstoffe werden neben Holzstaub auch Abfälle von Zuckerrohrpflanzen verwendet. Neben *Södra Träpolver* werden die auch in dieser Arbeit untersuchten Holzsorten *feine Fichtenspäne* und *Buchenspäne*³ vergast.

Das Fördersystem ist ähnlich dem in Abbildung 2.4 dargestellten System aufgebaut [63]. Der Brennstoff wird vom Sendebehälter über zwei Förderstränge in den Vergaser gefördert. Ein Förderstrang besteht aus zwei parallel angeordneten Förderschnecken, Fallrohr, Injektor und Förderleitung. Die Förderschnecken dosieren den Brennstoffmassenstrom eines Förderstranges und werfen diesen in das Fallrohr des Injektors. An der Gutabgabe der Förderschnecken sind bürstenähnliche Vorrichtungen angebracht, die zu einer Vergleichmäßigung des Brennstoffmassenstromes führen. Im Injektor werden die herabfallenden Feststoffpartikel von einem Überschall-Treibstrahl in den Vergaser beschleunigt. Als Treibstrahlmedium wird die Verwendung von Luft und Dampf erprobt. Zur Erzielung der überkritischen Treibstrahlgeschwindigkeit von etwa $750m/s$ wird eine Lavaldüse eingesetzt.

Als wesentliche Aufgaben des Fördersystems werden die Bereitstellung des benötigten Brennstoffmassenstromes mit minimalen Schwankungen, die Verwendung minimaler Primär- und Sekundärluftmassenströme und die Erzielung einer größtmöglichen Feststoffeintrittsgeschwindigkeit in den Zyklonvergaser definiert [64]. Der Variationskoeffizient (= die auf den Mittelwert bezogene Standardabweichung) des Brennstoffmassenstromes beträgt durch die Verwendung der bürstenähnlichen Vorrichtungen etwa 15% [25]. Bei Versuchen unter atmosphärischen Bedingungen wurde die Holzsorte *Södra Träpolver* mit der maximalen Beladung $\mu_{max} \approx 25$ gefördert, *Buchenspäne* wurden mit $\mu_{max} \approx 13$ gefördert, *feine Fichtenspäne* mit $\mu_{max} \approx 10$ [64]. Förderversuche unter erhöhtem Betriebsdruck wurden noch nicht durchgeführt.

2.4 Western Research Institute und Power Generating Incorporated

In Wyoming, U.S.A., wird vom *Western Research Institute* in Zusammenarbeit mit *PGI*⁴ seit 1990 an einem $400kW_{el}$ Prototyp einer direkt-holzstaubgefeuerten Gasturbine gearbeitet [45]. Dazu wird eine *Garrett IE831-800* Turbine mit einer Nennleistung von $550kW$ verwendet. Die serienmäßig verwendete Brennkammer mit einem Betriebsdruck von $7,5bar$ wird durch eine externe Brennkammer ersetzt. Die Druckdifferenz zwischen dem Brennstoffbehälter und der Brennkammer wird durch zwei Zellenradschleusen überwunden (Abbildung 2.5). Der Brennstoff, entrindetes Holz mit einer mittleren Partikelgröße kleiner $3,2mm$ und einer Feuchte unter 15%, wird über einen Injektor und eine Förderleitung in die Brennkammer eingebracht.

³Kapitel 4.2

⁴Power Generating Incorporated

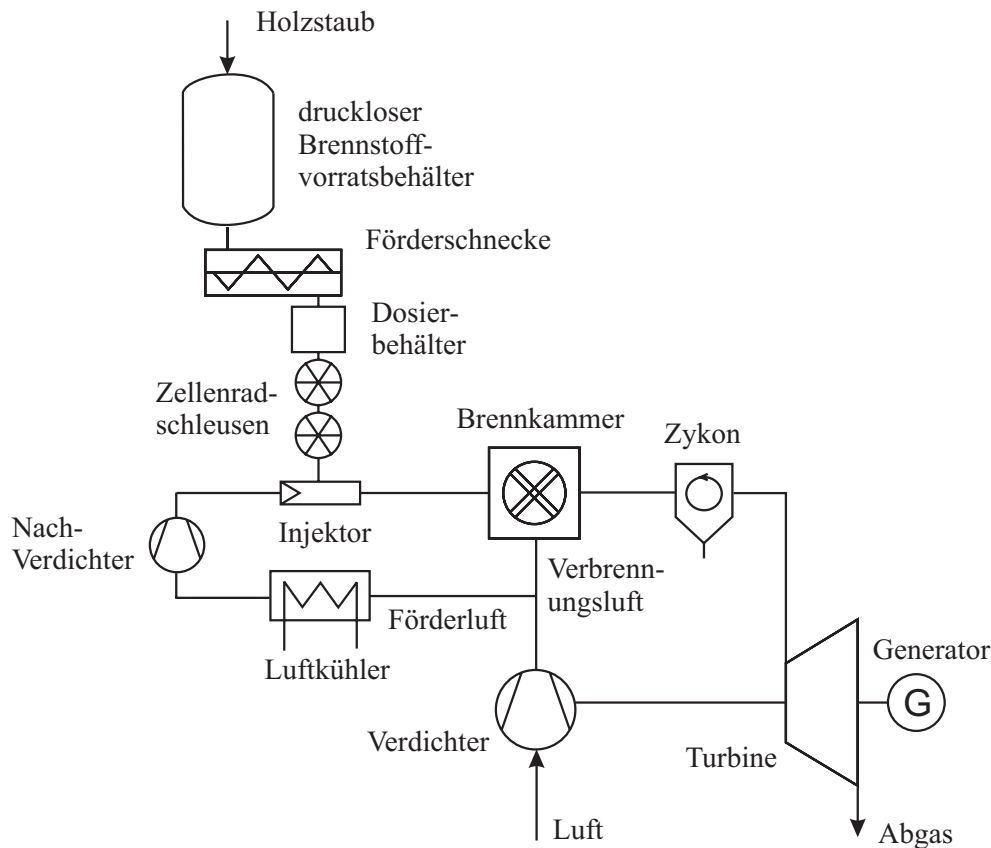


Abbildung 2.5: Verfahrensfliessbild der Gasturbinenanlage von PGI [45]

2.5 Technische Universität Wien

Das von Joppich am ITTEA⁵ in den Jahren 1995 bis 1999 entwickelte Fördersystem besteht aus Brennstoffbehälter, Dosierschnecke, Schwingrinne, Injektor und Förderleitung (Abbildung 2.6) [41]. Der Brennstoffbehälter dient als Vorratsbehälter und Sendebehälter. Nach dem Befüllen mit Brennstoff wird der Behälter unter Druck gesetzt. Das Füllvolumen des Behälters ist mit $1,7\text{m}^3$ so gewählt, daß je nach Leistungsbedarf der Gasturbine ein Versuchsbetrieb der Brennkammer für 1 bis 2 Stunden möglich ist.

Durch das Rührwerk am Boden des Behälters wird der Schneckenabzug am Behälterauslaß gleichmäßig mit Material gefüllt. Der Brennstoffmassenstrom wird durch die Förderschnecke dosiert. Zur Dämpfung der von der Schneckenförderung hervorgerufenen Massenstromschwankungen wird eine Schwingrinne verwendet. Der von der Schwingrinne abgeworfene Brennstoff fällt durch ein Fallrohr in den Trichter des Injektors. Primärluft beschleunigt den Feststoff in die Förderleitung zur Brennkammer. Der am Boden der Schwingrinne zugeführte Sekundärluftmassenstrom unterstützt den Brennstoffmassenstrom im Fallrohr und Injektor. Nachdem der Brennstoff aus dem Behälter aufgebraucht ist, wird die Anlage zur neuerlichen Befüllung drucklos gemacht. Durch Erweiterung des Systems um einen weiteren Druckbehälter ist eine für kontinuierlichen Gasturbinenbetrieb erforderliche kontinuierliche Brennstoffversorgung möglich.

⁵Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen

Bei ersten Förderversuchen mit der Holzsorte *Södra Träpolver* zeigte sich ein starker Einfluß des Sekundärluftanteils ζ auf den Injektordruckaufbau und auf die maximale Beladung μ_{max} . Bei Betrieb des Injektors mit dem Sekundärluftanteil $\zeta = 0$ ist die maximale Beladung $\mu_{max} \leq 1,5$. Bei höherem Sekundärluftanteil ζ ist die maximale Beladung μ_{max} größer. Der Förderluftanteil k_I liegt den Anforderungen entsprechend unter 33% (Kapitel 1.3).

Durch die Dosierung und Vergleichmäßigung des Brennstoffmassenstromes nach der Behälterschleuse werden Störeinflüsse der Schleuse auf die Gleichmäßigkeit des Brennstoffmassenstromes, beispielsweise die impulsartige Entleerung der Kammern einer Zellenradschleuse, vermieden. Der Variationskoeffizient des Brennstoffmassenstromes nach der Schwingrinne liegt für den Bereich von 100kg/h bis 300kg/h unter 10% und 5%. Die Verringerung der durch die Dosierschnecke verursachten Massenstromschwankungen durch die Schwingrinne ist stark von der Amplitude der Rinnenschwingung abhängig.

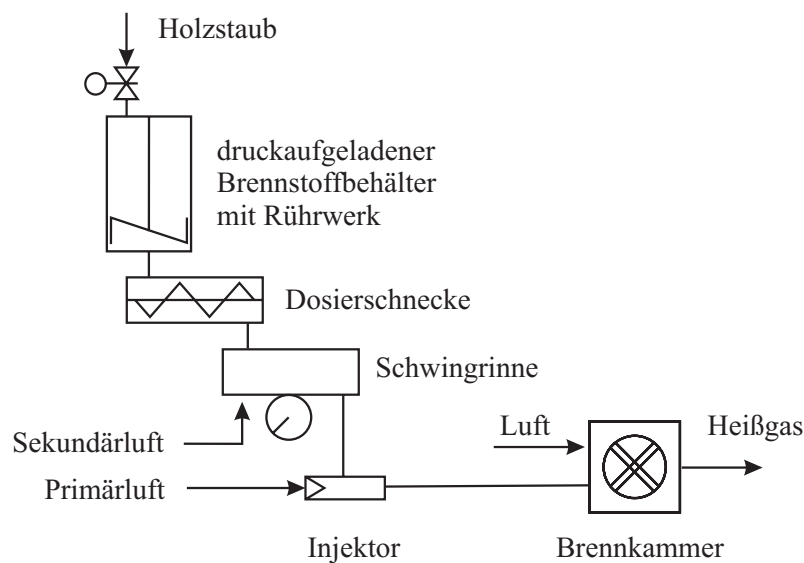


Abbildung 2.6: Brennstofffördersystem des ITTEA [41]

Kapitel 3

Aufgabenstellung

In dieser Arbeit wird das Betriebsverhalten des von *Joppich* am *ITTEA* entwickelten Brennstoffördersystems untersucht [41]. Das Brennstoffördersystem hat folgende Funktionen zu erfüllen:

Schleusenfunktion: Das Brennstoffördersystem hat die Aufgabe, den bei Umgebungsdruck p_U zur Verfügung stehenden Brennstoff in die Brennkammer mit dem Druck p_{BK} zu fördern. Der Brennstoff muß gegen die Druckdifferenz $p_{BK} - p_U$, die auch als Druckniveau der Anlage bezeichnet wird, in die Brennkammer eingeschleust werden. Das Einschleusedruckverhältnis ist als das Verhältnis des Brennkammerdruckes p_{BK} zum Umgebungsdruck p_U definiert. Der Leistungsbedarf der Einschleusung soll minimal sein.

Förderfunktion: Der Brennstoff muß mit minimaler Störeinwirkung auf die Verbrennung in die Brennkammer gefördert werden. Rückbrände aus der Brennkammer in den Brennstoffvorratsbehälter müssen vermieden werden, d. h. das Fördersystem muß auch als Feuerbarriere zwischen Brennkammer und Vorratsbehälter wirken.

Dosierfunktion: Zum störungsfreien Betrieb der Gasturbine muß der benötigte Brennstoffmassenstrom der Brennkammer mit möglichst geringen Schwankungen zugeführt werden. Schwankungen im Brennstoffmassenstrom verursachen Schwankungen der Eintrittstemperatur der Gasturbine. Als Grenzwert der zulässigen Schwankungen geben Turbinenhersteller Abweichungen von $\pm 10\%$ für den Leistungsbereich von etwa $4MW_{el}$ bis $8MW_{el}$ an [8].

Die Dosierung von Holzstaub mit unterschiedlichen Förderguteigenschaften mit einem Fördersystem ist erforderlich. Ein Gemisch von Holzstaub und Holzspänen einer bestimmten Baumart, z. B. Fichte oder Buche, mit bestimmten Eigenschaften, z. B. Heizwert, Korngrößenverteilung, Partikeldichte und Schüttdichte, wird in dieser Arbeit als *Holzsorte* bezeichnet (Kapitel 4).

Schleusenfunktion

Das Druckniveau bestimmt die Art der Einschleusung des Brennstoffes. Während der Brennkammerdruck der Pilotanlage des Institutes maximal $2,8bar$ beträgt, liegt das zu überwindende Druckniveau bei Brennkammern in der Leistungsklasse von $500kW_{el}$ bis $2MW_{el}$ zwischen $5bar$ und $7bar$ [29]. In der Fördertechnik wurde die Einschleusung von Feststoff in Systeme mit diesem Druckniveau mit Kolbenpumpen, Schneckenauflagebern, Zellenradschleusen, Klappen- und Schieberschleusen und Druckbehälter untersucht. Injektorschleusen werden

in der Fördertechnik üblicherweise bis zu einem Druckniveau von etwa 1bar eingesetzt [9]. Die Injektoren der in Kapitel 2 beschriebenen Anlagen schleusen den Brennstoff nicht vom Umgebungsdruck auf den Brennkammerdruck ein, sondern werden als Gutaufgabe der pneumatischen Förderstrecke verwendet.

Kolbenpumpen: Das Fördergut wird im Zylinder vom Kolben von der drucklosen Gutaufnahme zur unter erhöhtem Druck stehenden Gutabgabe geschoben. Nach der Abgabe des Fördergutes und vor Erreichen der Gutaufnahme zur erneuten Befüllung mit Fördergut wird der erhöhte Druck im Zylinder durch ein Ventil abgelassen. In Versuchen wurde Kohlenstaub in einen Behälter mit etwa 10bar gefördert. Dabei traten Probleme bei der Schmierung des Kolbens, Verstopfungen des Zylinders und Druckschwankungen auf [83].

Schneckenauge: Bei Schneckenauge dichtet das Fördergut zwischen den Schneckengängen und dem Gehäuse der Schnecke. Mit einem als *Möller-* oder *Fuller-*Pumpe bezeichneten Schneckenauge werden Druckdifferenzen von etwa $1,5\text{bar}$ bis $2,5\text{bar}$ überwunden [13]. Stopfschnecken führen zu einer Verdichtung des Fördergutes, die maximal überwindbare Druckdifferenz beträgt etwa 30bar [73]. Der Schneckenauge ist durch die hohe Materialverdichtung für eine Staubfeuerung ungeeignet [83].

Zellenradschleusen: Bei der Zellenradschleuse ist die Abdichtung des Spaltes zwischen Zellenrad und Gehäuse problematisch und führt infolge der über der Schleuse herrschenden Druckdifferenz zu einem Leckageluftmassenstrom [27]. Der Leckageluftmassenstrom behindert die Gutaufnahme durch das Zellenrad und begrenzt den fördertechnisch wirtschaftlichen Einsatzbereich von Zellenradschleusen auf ein Druckniveau kleiner etwa $3,5\text{bar}$ [73]. Die Brennstoffördersysteme der 3000kW Anlage von *Hamrick* und der Anlage von *PGI* und dem *Western Research Institute* arbeiten mit Serienschaltungen von Zellenradschleusen (Kapitel 2).

Klappen- und Schieberschleusen: Bei Klappen- und Schieberschleusen erfolgt die Bewegung des Fördergutes durch Schwerkrafteinfluß. Die Schleusen bestehen aus einem Pufferbehälter, dessen Ein- und Auslauf in geeigneter Weise gesteuert werden. Bei geringeren Druckdifferenzen wird die Klappenschleuse, bei höheren Druckdifferenzen die Schieberschleuse verwendet. Der Materialfluß der Klappen- und Schieberschleuse ist intermittierend. Bei der Anlage von *Yellott* führte die Verwendung einer Schieberschleuse zu unzulässig hohen Druckschwankungen in der Brennkammer [83].

Druckbehälterschleusen: Druckbehälterschleusen sind in der Fördertechnik die meistverwendeten Schleusen für hohe Beladungen μ und Einschleusedruckverhältnisse über 3 [56]. Nach dem Befüllen des Druckbehälters über das Feststoffeinlaßventil wird der Behälter geschlossen und unter Druck gesetzt. Das Fördergut verläßt den Behälter zusammen mit der Förderluft. Vor dem Wiederbefüllen des Behälters mit Fördergut wird der Behälter entlüftet. Für kontinuierlichen Betrieb kann der Druckbehälter durch einen vor- oder parallelgeschalteten Druckbehälter erweitert werden. Druckbehälterschleusen werden bei der 400kW Anlage von *Hamrick* und der Förderanlage des *ITTEA* eingesetzt.

Die Druckbehälterschleuse zeichnet sich gegenüber den anderen Schleusensystemen durch die Überwindung beliebig hoher Druckdifferenzen und relativ geringen Energieverbrauch aus [81]. Der **Leistungsbedarf der Einschleusung** durch die Druckbehälterschleuse der Förderanlage des *ITTEA* wird in Kapitel 6.6 untersucht.

Förderfunktion

Bei der direkten Einbringung des Brennstoffes aus einem druckaufgeladenen Brennstoffvorratsbehälter in die Brennkammer durch eine Dosierschnecke traten bei *Hamrick* Rückbrände in den Vorratsbehälter auf [27]. Die **pneumatische Förderung** des Brennstoffes in die Brennkammer wird gegenüber der Verwendung einer Zellenradschleuse als Feuerbarriere als vorteilhaft bewertet [28]. Bei etwa gleichen Anlagenkosten wird durch die pneumatische Beschickung größere räumliche Trennung zwischen Brennstoffbehälter und Brennkammer erreicht und der Brennstoffbehälter kann zur einfacheren Befüllung und Wartbarkeit auf Bodenhöhe aufgestellt werden.

Bei der pneumatischen Förderung wird die Erzielung einer hohen Beladung μ angestrebt, um Störeinträge der Förderung auf die Verbrennung in der Brennkammer zu vermeiden und den Leistungsbedarf zur Bereitstellung des Förderluftmassenstromes gering zu halten. *Fredriksson* und *Kallner* konnten in atmosphärischen Förderversuchen die Beladung μ nicht über 0,6 steigern und empfahlen die Untersuchung der pneumatischen Förderung gegen erhöhten Druck unter Beachtung der Wirtschaftlichkeit der Anlage [24]. *Kjellström* fordert eine Steigerung der Beladung μ und erreicht bei atmosphärischen Förderversuchen maximale Beladungen μ_{max} abhängig von der Holzsorte zwischen 10 und 25 [64]. Die Abhängigkeit der maximalen Beladung μ_{max} von der Geometrie und den Betriebseinstellungen¹ des Injektors wurde nicht untersucht. *Joppich* erreicht mit dem Sekundärluftanteil $\zeta = 0$ eine maximale Beladung $\mu_{max} \leq 1,5$. Bei höherem Sekundärluftanteil ζ ist die maximale Beladung μ_{max} größer [41].

In dieser Arbeit wird die Abhängigkeit der **maximalen Beladung** μ_{max} von der Geometrie und den Betriebseinstellungen des Injektors mit besonderer Beachtung des Sekundärluftanteiles ζ , dem simulierten Brennkammerdruck und der Holzsorte untersucht.

Ein typischer Anwendungsfall eines Injektors in der Fördertechnik ist der Injektor mit atmosphärischer Gutaufnahme. Der Injektordruckaufbau wird zur Überwindung des Druckverlustes der Förderstrecke benötigt. Die Sekundärluft dient zur Einschränkung der Staubbildung an der Gutaufnahme und zur Unterstützung des Materialflusses im Injektortrichter. Steigender Sekundärluftanteil ζ führt zu sinkendem Injektordruckaufbau. Der Sekundärluftanteil ζ wird daher mit etwa 20% begrenzt [47]. Ziel bisheriger Untersuchungen an Injektoren war die Bestimmung des maximalen Injektordruckaufbaus abhängig von der Geometrie und den Betriebseinstellungen des Injektors und dem Fördergut [35], [67], [79].

Bei der Verwendung eines Injektors mit Druckbehälter an der Gutaufnahme wird der Injektordruckaufbau nicht zur Überwindung des bei der Förderung auftretenden Druckverlustes benötigt: geringerer Injektordruckaufbau bedingt höheren Behälterdruck, höherer Injektordruckaufbau verlangt geringeren Behälterdruck. Bei einer Steigerung der Beladung μ sinkt der Injektordruckaufbau und der Behälterdruck muss gesteigert werden. Druckänderungen im Fördersystem führen zu ungleichmäßigem Förderluftmassenstrom und können zum Verstopfen der Förderanlage führen. In dieser Arbeit wird die Änderung des Druckaufbaus von Injektoren mit Druckbehälter mit der Beladung μ untersucht (Kapitel 6.3). Dabei werden die Geometrie und die Betriebseinstellungen des Injektors, der simulierte Brennkammerdruck und die Holzsorte variiert. Ein Ziel der Untersuchungen ist die Bestimmung jener Geometrie und Betriebseinstellungen des Injektors, bei der die Änderung des Injektordruckaufbaus mit

¹z. B. Treibstrahlgeschwindigkeit, Sekundärluftanteil ζ

der Beladung μ minimal ist.

In dieser Arbeit wird der Sekundärluftanteil ζ auf 100% gesteigert. Dieser Grenzfall der Injektorförderung wird als **Sekundärluftinjektor** definiert (Kapitel 6.4). Die maximale Beladung μ_{max} und der Druckverlust des Sekundärluftinjektors werden abhängig von den Betriebseinstellungen des Sekundärluftinjektors, dem simulierten Brennkammerdruck und der Holzsorte gemessen.

In Kapitel 6.5 wird der Druckverlust der **Rohrleitung** und des **Rohrbogens** untersucht.

Dosierfunktion

Vom Fördersystem wird die Dosierung von Holzstaub mit unterschiedlichen Förderguteigenschaften gefordert. Die Förderanlage des *ITTEA* wird mit unterschiedlichen Holzsorten betrieben, deren Eigenschaften in Kapitel 4 beschrieben werden.

Die **Dosierung des Brennstoffmassenstromes** erfolgt bei den in Kapitel 2 angeführten Anlagen entweder durch eine Dosierschnecke oder Zellenradschleuse. Die diskontinuierliche Entleerung der Zellen einer Zellenradschleuse wird von *Hamrick* als nachteilig für einen gleichmäßigen Brennstoffmassenstrom beurteilt [27]. *Miles* schlägt neben der Erhöhung der Drehzahl und / oder Stegzahl der Zellenradschleuse die Glättung des pulsierenden Brennstoffmassenstromes durch die Verwendung einer der Zellenradschleuse nachgeschalteten Dosierschnecke hoher Drehzahl vor [28].

Die mit einer Drehzahl zwischen $1U/min$ und $5U/min$ betriebene Dosierschnecke von *Fredriksson* und *Kallner* verursachte unzulässig hohe Brennstoffmassenstromschwankungen, die durch eine vibrierende Platte am Schneckenauslauf verringert wurden. Die Steigerung der Schneckendrehzahl um das 10fache wurde empfohlen [24]. Der Variationskoeffizient des Brennstoffmassenstromes der Dosierschnecke mit bürstenähnlichen Vorrichtungen am Schneckenauslauf nach *Kjellström* beträgt etwa $\pm 15\%$ [25]. Durch die Verwendung einer der Dosierschnecke nachgeschalteten Schwingrinne erreicht *Joppich* die Reduktion des Variationskoeffizienten des Brennstoffmassenstromes für den Bereich von $100kg/h$ bis $300kg/h$ auf unter 10% und 5%.

Die Untersuchungen zur Dosierung eines gleichmäßigen Brennstoffmassenstromes werden in die Untersuchung der Entstehung der Massenstromschwankungen bei der Dosierung durch die Dosierschnecke und die Untersuchung der Dämpfung der Schwankungen durch die Schwingrinne unterteilt. Der Füllungsgrad der Dosierschnecke der Förderanlage wird abgesenkt, um die Auswirkungen der von *Fredriksson* und *Kallner* empfohlenen **Steigerung der Schneckendrehzahl** auf die von der Schneckenförderung verursachten Massenstromschwankungen zu untersuchen (Kapitel 5.3).

Die Messungen von *Joppich* zeigen eine starke Abhängigkeit der Massenstromschwankungen nach der Schwingrinne von der Amplitude der Rinnenschwingung bei konstanter Frequenz. Ziel dieser Arbeit ist die Bestimmung des ursächlichen Zusammenhanges zwischen der **Dämpfung der Massenstromschwankungen** und der Schwingrinnenamplitude und die Formulierung eines Modells, mit dessen Hilfe die Schwingrinnenamplitude abhängig vom Massenstrom und der Holzsorte abgeschätzt werden kann, bei der der Variationskoeffizient des Brennstoffmassenstromes minimal ist (Kapitel 5.4).

Kapitel 4

Brennstoff Holz

In diesem Kapitel werden die Eigenschaften der in dieser Arbeit untersuchten Holzsorten *Södra Träpulver (S)*, *feine Fichtenspäne (FF)*, *grobe Fichtenspäne (FG)* und *Buchenspäne (B)* beschrieben. *Södra Träpulver* ist ein in Schweden handelsüblicher Brennstoff, der größtenteils aus Sägemehl von Tanne und Kiefer besteht. Dazu ist Birkenrinde zu einem Anteil von etwa 10% zugemischt. Die Holzsorten *FF*, *FG* und *B* wurden von einer in Wien ansässigen Holzmühle bezogen, die Restholz des Holzverarbeitenden Gewerbes und der Industrie weiterverarbeitet. Der Produktionsprozeß besteht im wesentlichen aus dem Mahlen lufttrockener Kanthölzer, Bretter und Hackschnitzel und Aussieben in vom Kunden gewünschte Größenklassen.

4.1 Brennstoffeigenschaften

4.1.1 Chemische Zusammensetzung

Die chemische Zusammensetzung der Holzsorte hat Einfluß auf die Verbrennung und dadurch in weiterer Folge auf die Auslegung des Fördersystems. Die in der Brennkammer freigesetzte, dem Gasturbinenprozeß zugeführte Wärmeleistung \dot{Q}_{th} ist das Produkt aus Brennkammerwirkungsgrad η_{BK} , Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Br} und unterem Heizwert H_u des eingesetzten Brennstoffes,

$$\dot{Q}_{th} = \eta_{BK} \dot{m}_{Br} H_u. \quad (4.1)$$

Der Brennkammerwirkungsgrad ist abhängig von der Vollständigkeit des Brennstoffausbrandes in der Brennkammer und den Verlusten infolge der Wärmeabgabe der Brennkammer an die Umgebung durch Strahlung und Konvektion. Der Brennkammerwirkungsgrad herkömmlicher Gasturbinenanlagen ist $\eta_{BK} \approx 0,99$. Der Wirkungsgrad der Brennkammer der Versuchsanlage ist noch unbekannt. Für die Dimensionierung des Fördersystems ist die Kenntnis des maximal bereitzustellenden Brennstoffmassenstromes $\dot{m}_{Br,max}$ wichtig. Unter der Annahme eines Brennkammerwirkungsgrades kann dieser durch Umstellen von Gleichung 4.1 aus der dem Gasturbinenprozeß maximal bereitzustellenden Wärmeleistung $\dot{Q}_{th,max}$ und dem Heizwert H_u berechnet werden,

$$\dot{m}_{Br,max} = \frac{\dot{Q}_{th,max}}{\eta_{BK} H_u}. \quad (4.2)$$

Der Heizwert H_u der Brennstoffmasse m_{Br} ist abhängig von der chemischer Zusammensetzung der wasser- und aschefreien Brennstoffmasse $m_{Br,waf}$, dem Aschegehalt ξ_A und Wassergehalt ξ_W im Brennstoff,

$$m_{Br,waf} = m_{Br} - m_W - m_A, \quad \xi_A = \frac{m_A}{m_{Br}}, \quad \xi_W = \frac{m_W}{m_{Br}}. \quad (4.3)$$

Der Aschegehalt ξ_A ist definiert durch das Verhältnis der Aschenmasse m_A zur Brennstoffmasse m_{Br} , der Wassergehalt ξ_W beschreibt das Verhältnis der Wassermasse m_W zu m_{Br} . Anstelle des Wassergehaltes ξ_W wird oft die Feuchte u des Brennstoffes angegeben,

$$u = \frac{m_W}{m_{Br} - m_W} = \frac{\xi_W}{1 - \xi_W}. \quad (4.4)$$

Die Feuchte u ist das Verhältnis der im Brennstoff enthaltenen Wassermasse m_W zur trockenen Brennstoffmasse. Bei Kenntnis der Anteile $\xi_{i,waf}$ von Kohlenstoff C , Wasserstoff H und Sauerstoff O ,

$$\xi_{i,waf} = \frac{m_i}{m_{Br,waf}}, \quad i = \{C, H, O\}, \quad (4.5)$$

kann der Heizwert der wasser- und aschefreien Brennstoffmasse $H_{u,waf}$ nach *Boje* berechnet werden [4],

$$H_{u,waf} = 10^4 (3,5 \xi_{C,waf} + 9,4 \xi_{H,waf} - 1,08 \xi_{O,waf}) [kJ/kg]. \quad (4.6)$$

Die Umrechnung des auf den feuchten Brennstoff bezogenen Anteils ξ_i in den auf die asche- und wasserfreie Substanz bezogenen Anteil $\xi_{i,waf}$ erfolgt mit

$$\xi_{i,waf} = \frac{\xi_i}{1 - \xi_A - \xi_W}. \quad (4.7)$$

Mit der für Holzbrennstoffe in der Literatur [4] angegebenen typischen Zusammensetzung,

$$\xi_{C,waf} = 0,507, \quad \xi_{H,waf} = 0,062, \quad \xi_{O,waf} = 0,429, \quad (4.8)$$

liegt der größte relative Fehler zwischen der Abschätzung des Heizwertes $H_{u,waf}$ nach Gleichung 4.6 und den Meßwerten bei $\pm 5\%$. Der Heizwert des feuchten aschehaltigen Brennstoffes H_u berechnet sich aus $H_{u,waf}$ unter Berücksichtigung des Wassergehaltes ξ_W und des Aschegehaltes ξ_A im Brennstoff und der Verdampfungswärme r des Wassers,

$$H_u = H_{u,waf} (1 - \xi_W - \xi_A) - r \xi_W. \quad (4.9)$$

Die Verdampfungswärme des Wassers ist druckabhängig und beträgt bei einem Druck von 1bar etwa $2258 kJ/kg$ [4]. Tabelle 4.1 zeigt das Ergebnis der chemischen Analyse der Holzsorten *S*, *FF*, *FG* und *B*.

Frisch geschlagenes Holz hat eine Feuchte $u \approx 100\%$. Bei Lagerung im Freien sinkt die Feuchte innerhalb einiger Tage auf $u \approx 40\%$ ab [61]. Lufttrockenes Holz weist nur noch eine Feuchte $u \leq 10\%$ auf. Bei Absinken der Brennstofffeuchte von $u = 100\%$ auf $u = 10\%$ sinkt der maximal bereitzustellende Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_{Br,max}$ nach Gleichung 4.2 bei konstantem Brennkammerwirkungsgrad η_{BK} auf 46% des Wertes für $u = 100\%$.

Der Stickstoff- und Schwefelgehalt des Brennstoffes beeinflussen die Schadstoffbildung bei der Verbrennung. Der Schwefelgehalt der untersuchten Holzsorten liegt unter 0,05%, der Stickstoffgehalt unter 0,2%, der Chlorgehalt unter 0,05%. Der Gehalt an Natrium und Kalium

Tabelle 4.1: Chemische Analyse der Holzsorten *S*, *FF*, *FG* und *B*

Chemische Analyse		Holzsorte		
		S	FF, FG	B
Anteil ξ_i [%]	Kohlenstoff <i>C</i>	49,32	44,14	43,70
	Wasserstoff <i>H</i>	6,02	5,64	5,55
	Sauerstoff <i>O</i>	40,24	39,54	40,97
	Asche <i>A</i>	1,26	0,25	0,54
	Wasser <i>W</i>	2,91	10,30	9,02
Heizwert H_u [MJ/kg]		18,84	16,49	16,09

ist für Korrosionsvorgänge entscheidend. Der Natriumgehalt der Asche liegt zwischen 0,1% bis 0,2%, der Kaliumgehalt der Asche beträgt 8,6% bis 13,1%. Erosion an Turbinenschaufeln wird durch Partikel im Heißgas ab einer Größe von etwa $3\mu m$ verursacht. Zur Abscheidung dieser Partikel wird ein Zyklon in der Heißgasleitung eingesetzt. Neben der chemischen Zusammensetzung der Holzsorten ist das Ascheschmelzverhalten für den Brennkammerbetrieb entscheidend (Kapitel 1.3). Das Ascheschmelzverhalten wird durch die Erweichungstemperatur und die Fließtemperatur beschrieben (Tabelle 4.2).

Tabelle 4.2: Ascheschmelzverhalten verschiedener Hölzer [58]

Holzart	Aschegehalt [%]	Erweichungstemperatur [$^{\circ}C$]	Fließtemperatur [$^{\circ}C$]
Kiefer	0,30	1100	1445
Fichte	0,35	1100	1460
Buche	0,15	1020	1550

4.1.2 Verbrennungsluftverhältnis und Mindestluftbedarf

Zur Bestimmung des Förderluftanteils k_I nach Gleichung 1.2 ist es notwendig, den Verbrennungsluftmassenstrom $\dot{m}_{L,I}$ zu kennen. Dieser kann über die Luftzahl l aus dem Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Br} berechnet werden,

$$\dot{m}_{L,I} = l \dot{m}_{Br} = \lambda_I l_{min}^f \dot{m}_{Br}. \quad (4.10)$$

Die Luftzahl l ist das Produkt des Verbrennungsluftverhältnisses λ_I und des Mindestluftbedarfes l_{min}^f an feuchter Luft für stöchiometrische Verbrennung. Für die Verbrennung ist der in der Luft enthaltene Sauerstoff maßgeblich. Der spezifische Mindestsauerstoffbedarf für stöchiometrische Verbrennung o_{min} berechnet sich über die Massenanteile ξ_i der Komponenten $i = \{C, H, S, O\}$ im Brennstoff [1],

$$o_{min} = 2,664 \xi_C + 7,937 \xi_H + 0,998 \xi_S - \xi_O. \quad (4.11)$$

Aus dem spezifischen Mindestsauerstoffbedarf o_{min} und dem Sauerstoffgehalt der Luft $\xi_O^L \approx 21\%$ folgt der Mindestluftbedarf trockener Luft l_{min}^{tr} . Zur Bestimmung der Mindestluftbedarfes feuchter Luft l_{min}^f ist die Kenntnis des Wassergehaltes x der Luft notwendig,

$$l_{min}^{tr} = \frac{o_{min}}{\xi_O^L}, \quad l_{min}^f = (1 + x) l_{min}^{tr}. \quad (4.12)$$

4.2 Förderguteigenschaften

Holzstaub und Hackschnitzel sind Schüttgüter. Schüttgüter werden nach *DIN ISO 3435* nach folgenden Kriterien klassifiziert [20]:

1. Kornbeschaffenheit: Korngröße und Kornform
2. Zusammenhalt, Fließverhalten: Böschungswinkel
3. Besondere Eigenschaften des Fördergutes (Besonderheiten)
4. Schüttdichte
5. Temperatur

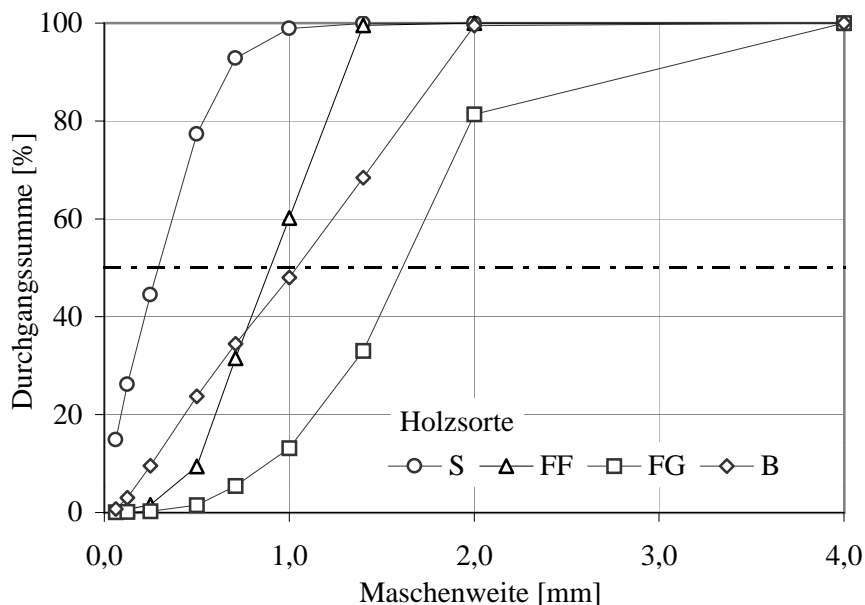
Die **Kornbeschaffenheit** eines Schüttgutes wird durch die **Korngröße** und **Kornform** beschrieben. Zur Beschreibung eines Schüttgutes mit breiter Korngrößenverteilung ist eine vollständige Korngrößenanalyse, d. h. eine Siebanalyse nach *DIN 66165*, notwendig (Tabelle 4.3, Abbildung 4.1). Aus der Siebanalyse wird als Maßzahl für die mittlere Partikelgröße d_P der Median der Verteilung bestimmt (Tabelle 4.4).

Tabelle 4.3: Siebanalyse der Holzsorten *S*, *FF*, *FG* und *B*

		Durchgangssumme [%] der Holzsorte			
		S	FF	FG	B
Maschenweite [mm]	0,063	17,4	0,3	0,1	0,7
	0,125	28,8	0,6	0,2	3,0
	0,25	47,5	1,6	0,3	9,5
	0,5	82,9	9,4	1,5	23,7
	0,71	95,7	31,5	5,4	34,5
	1,0	99,5	60,2	13,1	48,0
	1,4	100,0	99,5	33,1	68,4
	2,0	100,0	100,0	81,4	99,5
	4,0	100,0	100,0	100,0	100,0

DIN ISO 3435 unterscheidet sechs Kornformen, die durch römische Zahlen gekennzeichnet werden: Scharfkantige Körner mit ungefähr gleichen Abmaßen in den drei Dimensionen (I, z. B. Würfel), mit einer deutlich längeren (II, z. B. längliches Prisma) oder kürzeren Kante (III, z. B. Platte), Körner mit abgerundeten Kanten mit ungefähr gleichen Abmaßen in den drei Dimensionen (IV, z. B. Kugel) oder mit einer deutlich längeren Kante (V, z. B. Zylinder) und faserig, faden-, lockenförmig oder verschlungene Körner (VI). Die untersuchten Holzsorten *S*, *B*, *FF* und *FG* fallen in die Klassen I, II und VI (lockenförmig). Die Abbildung 4.2 zeigt fotografische Aufnahmen im Maßstab 1 : 1.

Der **Zusammenhalt** der Körner beeinflusst das Fließverhalten des Schüttgutes. Zur Klassifizierung nach *DIN ISO 3435* wird der Böschungswinkel bestimmt. Der Böschungswinkel α ist jener Winkel, den die Mantellinie des aus geringer Höhe gleichmäßig langsam aufgeschütteten, kegelförmigen Haufwerks mit der Horizontalen einschließt (Versuchsdurchführung nach [31]). Bei Überschreitung des Böschungswinkels, der auch als Winkel der inneren Reibung

Abbildung 4.1: Durchgangssummenkurve der Holzsorten *S*, *FF*, *FG* und *B*

bezeichnet wird, setzt Fließen im Schüttgut ein.

Unter **Besonderheiten** werden abrasive, korrosive, zerbrechliche, explosive, brennbare, staubende, klebrige und ähnliche Eigenschaften beschrieben. Die Holzsorten sind als brennbar, explosiv und staubend einzustufen. Allgemeines zum Thema Explosionsschutz und die Sicherheitsvorkehrungen am Brennstoffördersystem sind in [41] beschrieben. Weicht die **Temperatur** des Fördergutes von der Umgebungstemperatur ab, ist sie zur vollständigen Beschreibung nach *DIN ISO 3435* anzugeben.

Die **Schüttdichte** ρ_S ist das Verhältnis der Masse m_{Br} zu dem Volumen V des Fördergutes in dem Zustand, in dem es dem Förderer aufgegeben wird,

$$\rho_S = \frac{m_{Br}}{V}. \quad (4.13)$$

Zur Bestimmung der Schüttdichte nach *ÖNORM A 5561* wird ein Behälter mit Füllvolumen V_1 vollständig mit dem Feststoff gefüllt [54]. Dabei ist darauf zu achten, daß es bei der Befüllung zu keiner Verdichtung des Schüttgutes im Behälter kommt. Nach der Bestimmung der eingefüllten Masse m_{Br} wird nach Gleichung 4.13 mit $V = V_1$ die Schüttdichte ρ_S berechnet. Zur Bestimmung der **Rütteldichte** ρ_R wird der Meßbehälter solange aus einer definierten Höhe auf eine hölzerne Platte fallengelassen, bis das vom Feststoff im Behälter eingenommene Volumen V_2 konstant bleibt. Mit dem Volumen V_2 als Divisor in Gleichung 4.13 wird die Rütteldichte ρ_R der Masse m_{Br} bestimmt. Die Klammerwerte der in Tabelle 4.4 angegebenen Schütt- bzw. Rütteldichte beziehen sich auf Proben von Holzstaub, die im Zuge von Förderversuchen öfter als etwa 50mal die Förderstrecke passierten. Infolge des bei der Förderung auftretenden Feststoffverschleißes kommt es zu einem Anstieg der Schütt- bzw. Rütteldichte.

Für die Feststoff- oder Partikeldichte ρ_P der Holzpartikel sind in Tabelle 4.4 Literaturwerte angegeben [4]. Der Gleitreibungsbeiwert von Holz auf Stahl ist $\mu_{gl} \approx 0,45$, der Elastizitätsmodul von Holz beträgt $E \approx 10kN/mm^2$. Die Sinkgeschwindigkeit der Gutwolke w_S wird im Fallversuch durch Mittelung des Quotienten aus Fallhöhe H und Fallzeit Δt abgeschätzt.

Die Fallhöhe des Fallversuches ist $H = 8,2m$. Der Einfluß der Beschleunigungszeit bei der Ermittlung der Fallzeit Δt wird in erster Näherung vernachlässigt. Durch die unterschiedliche Korngröße und Kornform der Holzpartikel ist die Sinkgeschwindigkeit der Einzelpartikel $w_{S,0}$ unterschiedlich.

Tabelle 4.4: Förderguteigenschaften der Holzsorten *S*, *FF*, *FG* und *B*

Förderguteigenschaften			Holzsorte			
			S	FF	FG	B
Mittl. Partikelgröße	d_P	mm	0,3	0,9	1,6	1,1
Kornform			I, II	I, II	lockenf. (VI)	II
Böschungswinkel	α	°	37	44	46	40
Schüttdichte *)	ρ_S	kg/m ³	135 (190)	70	50	135 (190)
Rütteldichte *)	ρ_R	kg/m ³	160 (240)	90	65	160 (230)
Partikeldichte	ρ_P	kg/m ³	500 - 900	300 - 700		500 - 900
Sinkgeschwindigkeit	w_S	m/s	1,1	1,3	1,6	2,1

*) Die Klammerwerte der Schütt- bzw. Rütteldichte beziehen sich auf Proben von Holzstaub, die im Zuge von Förderversuchen öfter als etwa 50mal die Förderstrecke passierten.

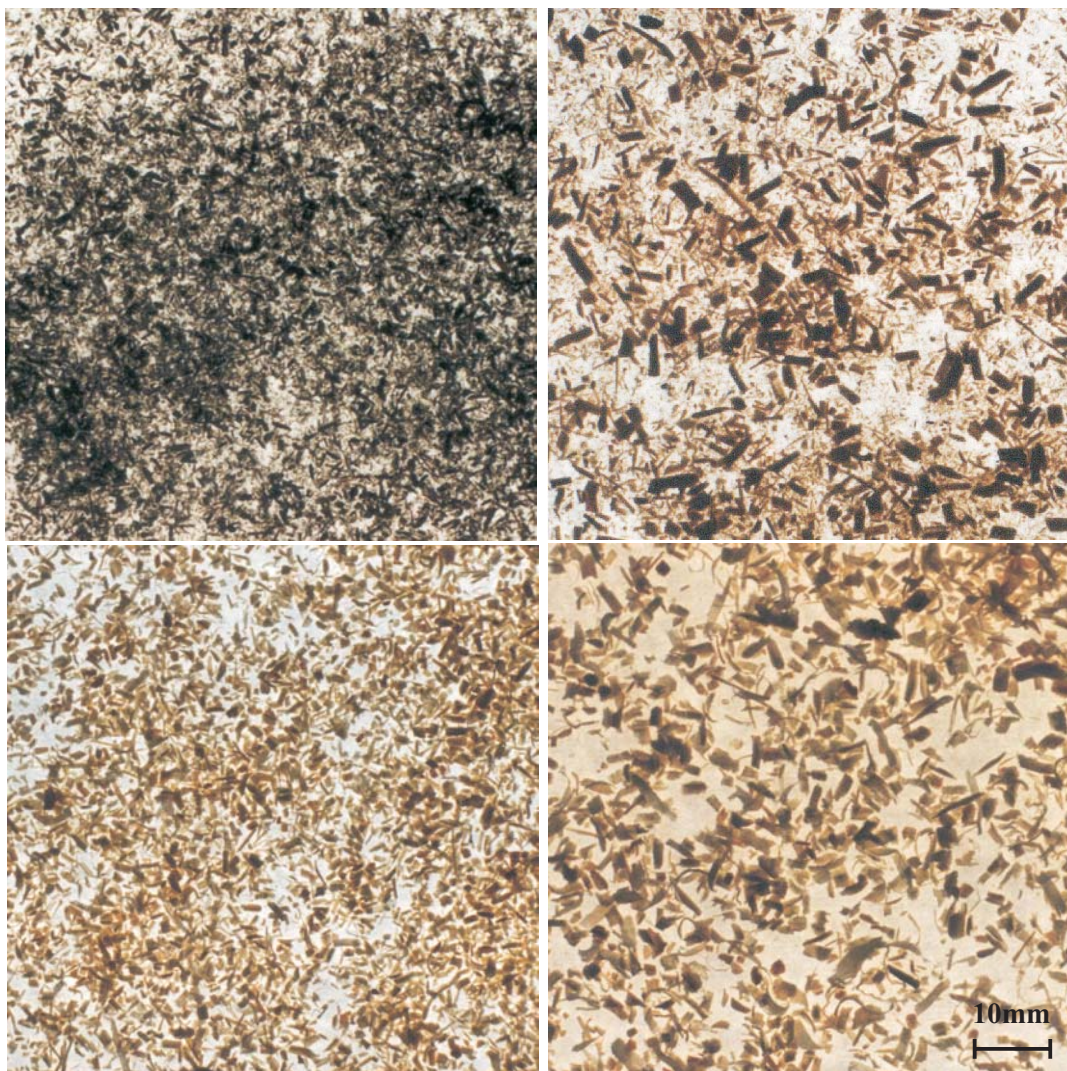


Abbildung 4.2: Aufnahmen der Holzsorten *S* (l.o.), *B* (r.o.), *FF* (l.u.) und *FG* (r.u.)

Kapitel 5

Brennstoffdosierung

Dosieren bedeutet die Entnahme von Teilmengen¹ aus einem Vorrat an Dosiergut und umfaßt das Abgrenzen und Fördern einer volumetrisch oder gravimetrisch gemessenen Gutmenge über das Einstellen einer Stellgröße, d. h. der Vorgabe eines Sollwertes [26]. Während bei der volumetrischen Dosierung die Teilmengen durch die Erfassung eines bestimmten Volumens erzeugt werden, wird bei der gravimetrischen Dosierung die Masse oder eine dazu proportionale Größe erfaßt und als Regelgröße zur Einstellung des Dosierstromes verwendet. Zu den volumetrischen Dosierern zählen beispielsweise Schneckenförderer, Zellenrad und Kolbenpumpe. Dosierbandwaage, Differentialdosierwaage mit Vibrationsdosierer und Dosierer mit Durchlaufmeßgerät und geeignetem Vordosierer sind gravimetrische Dosierer.

Bei der kontinuierlichen Dosierung werden die Teilmengen stetig in definierter Menge pro Zeiteinheit (= Dosierstrom) entnommen. Der Dosierstrom der diskontinuierlichen Dosierung wird nach Erreichen einer definierten Gesamtmenge unterbrochen. Die gravimetrisch kontinuierliche Dosierung hat gegenüber der volumetrisch kontinuierlichen Dosierung zwei Vorteile: höhere Dosiergenauigkeit und Rückmeldung der tatsächlich dosierten Menge. Diesen Vorteilen stehen Mehraufwendungen bei Investition und Wartung gegenüber.

5.1 Dosiergenauigkeit

Die Dosiergenauigkeit ist als Abweichung des tatsächlichen Dosierstromes, des Istwertes, vom Sollwert in einem festzulegenden Bereich des zu dosierenden Massenstromes definiert und wird durch den Variationskoeffizienten V beschrieben. Die Abweichung des tatsächlichen Dosierstromes vom Sollwert wird durch zufällige und systematische (durch die Bauart des Dosierers bedingte) Schwankungen verursacht. Der Variationskoeffizient V wird auch als relative Standardabweichung bezeichnet und ist der Quotient aus Standardabweichung s und Mittelwert \bar{m} einer Messung,

$$V = \frac{s}{\bar{m}}. \quad (5.1)$$

Der Mittelwert \bar{m} und die Standardabweichung s einer Meßreihe mit n Messungen, d. h. $i = 1 \dots n$, werden aus den Istwerten der Massenströme \dot{m}_i berechnet,

$$\bar{m} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \dot{m}_i, \quad (5.2)$$

¹„Dosen“, griechisch Dosis ($\delta\omega\sigma\iota\sigma$) = Gabe

$$s = \pm \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\dot{m}_i - \bar{m})^2}. \quad (5.3)$$

Zur Bestimmung der Istwerte der Massenströme \dot{m}_i werden die in festzulegenden Zeitintervallen Δt_i dosierten Mengen Δm_i gemessen,

$$\dot{m}_i = \frac{\Delta m_i}{\Delta t_i}. \quad (5.4)$$

In der Fördertechnik wird zwischen Kurzzeit- und Langzeitgenauigkeit unterschieden. Die Kurzzeitgenauigkeit wird durch den über eine Gesamtmeßdauer Δt_{ges} von 60s bis 120s aus mindestens 20 Meßwerten, $n \geq 20$, gebildeten Variationskoeffizienten V beschrieben [26]. Abhängig von der Anzahl der Meßwerte n und der Gesamtmeßdauer Δt_{ges} betragen die Meßintervalle Δt_i etwa 1s bis 6s. Die Langzeitgenauigkeit wird durch den Variationskoeffizienten V beschrieben, der aus Messungen mit Meßintervallen $\Delta t_i \approx 60s$ und einer Gesamtmeßdauer Δt_{ges} von mehreren Stunden oder Tagen ermittelt wird.

Zur gleichmäßigen Beschickung einer Gasturbinenbrennkammer ist eine kontinuierliche Dosiereinrichtung erforderlich. Die Brennstoffdosierung erfolgt bei der Versuchsanlage des *IT-TEA* durch eine Förderschnecke. Die Güte der Brennstoffdosierung bei der Beschickung der Gasturbinenbrennkammer wird durch den Variationskoeffizienten V der Kurzzeitgenauigkeit mit $\Delta t_i = 1s$ definiert.

Die Langzeitgenauigkeit volumetrischer Dosierer ist gegenüber Schwankungen in Schüttguteigenschaften, z. B. der Schüttdichte ρ_S , empfindlich. Der über eine Gesamtmeßdauer Δt_{ges} von etwa 10 Betriebsstunden ermittelte Variationskoeffizient der Langzeitgenauigkeit der Dosierschnecke beträgt rund 5%. Die Langzeitgenauigkeit des Brennstoffmassenstromes ist nur indirekt von Bedeutung, da die Regelung der Gasturbine über die Turbineneintrittstemperatur erfolgt.

5.2 Meßtechnik

Die Wägebrücke des Typs *KC-600* der Firma *Mettler Toledo* arbeitet nach dem Meßprinzip der elektromagnetischen Kraftkompensation. Der Meßbereich kann zwischen 150kg, 300kg und 600kg umgeschaltet werden. Die relative Auflösung von 1/75.000 des Meßbereiches ergibt eine Auflösung von 2g, 4g bzw. 8g. Im Bereich von 100kg/h bis 500kg/h wird der Feststoffmassenstrom \dot{m}_i für $\Delta t_i = 1s$ mit einer Auflösung von 2g erfaßt. Die Auflösung der Zeitmessung Δt_i beträgt 1ms.

In Dosierversuchen werden der mittlere Massenstrom \bar{m} und der Variationskoeffizient V des Massenstromes nach der Schnecke (Kapitel 5.3.3 und 5.3.4) und nach der Schwingrinne (Kapitel 5.4.3) untersucht. Abhängig vom Versuch wird die Wägeeinrichtung nach der zu untersuchenden Fördereinrichtung positioniert. Der geförderte Feststoffmassenstrom wird in einem auf der Waage platzierten Behälter mit dem Volumen von 0,1m³ aufgenommen. Das Füllvolumen der Gutaufnahme begrenzt die maximale ununterbrochene Meßdauer Δt_{ges} . Diese liegt abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} und der Schüttdichte ρ_S des geförderten Feststoffes im Bereich $1,5min \leq \Delta t_{ges} \leq 30min$. Zur Kalibrierung der Schnecke werden die Massenströme \dot{m}_i über Meßintervalle $\Delta t_i = 60s$ bestimmt. Der maximale Meßfehler liegt unter 0,12%. Bei der Untersuchung der Massenstromschwankungen ist $\Delta t_i = 1s$, der maximale Meßfehler liegt zwischen 7,2% und 0,9%.

Bei den pneumatischen Förderversuchen wird der mittlere Massenstrom \bar{m} über Meßintervalle $\Delta t_i = 120s$ gemessen. Der Feststoff wird durch einen Zyklon von der Förderluft getrennt und in einen Empfangsbehälter abgeführt. Der Stutzen, durch den der vom Zyklon abgeschiedene Feststoff austritt, ist durch einen Kompensator mit dem Empfangsbehälter verbunden. Der Empfangsbehälter ruht mit der Masse von etwa $350kg$ auf der Wägeeinrichtung. Durch die elektromagnetische Kraftkompensation bleibt die vertikale Position der Wägeplatte unabhängig vom Gewicht der Last unverändert. Dadurch wird der Störeinfluß des Kompensators minimiert. Druckänderungen im Empfangsbehälter bewirken eine Änderung der auf die Waage übertragenen Kraft und wirken sich daher störend auf die Massenstrommessung \dot{m}_i aus. In Abbildung 5.1 ist zu erkennen, daß bei Druckkompensation der Waagemessungen die Abweichungen der Messungen ab einem Meßintervall $\Delta t_i \approx 120s$ im Bereich von etwa $\pm 3\%$ liegen [41].

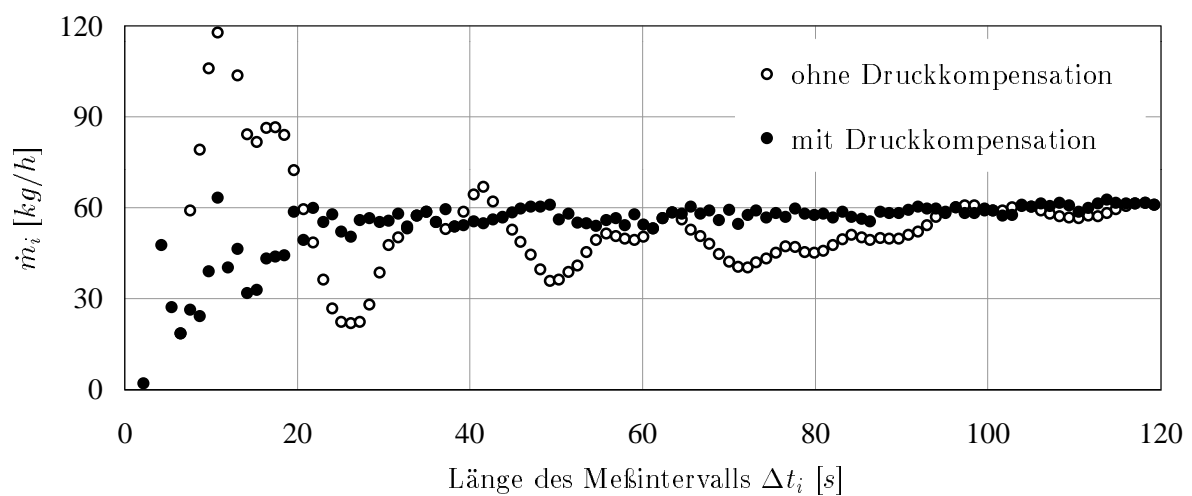


Abbildung 5.1: Massenströme \dot{m}_i für den mittleren Massenstrom $\bar{m} = 60kg/h$ bei pneumatischer Förderung mit dem simulierten Brennkammerdruck $p_{BK} = 2bar$ [41]

5.3 Förderschnecke

Die Förderschnecke ist unterhalb des Auslaufstutzens des Sendebehälters angeordnet. Durch das am Behälterboden umlaufende Rührwerk wird die Gutaufnahme der Schnecke stets gleichmäßig mit Material gefüllt.

5.3.1 Grundlagen

Die Förderschnecke zählt zu den volumetrischen Dosiergeräten [26]. Der Förderstrom entsteht durch kontinuierliche Volumenabgrenzung. Bei einer Umdrehung der mit der Drehzahl n umlaufenden Schnecke wird der Querschnitt A^* , der durch die Kreisringfläche zwischen dem Blattdurchmesser D und dem Wellendurchmesser D_W gebildet wird, um die Steigung S der Schnecke in Föderrichtung verschoben,

$$A^* = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_W^2). \quad (5.5)$$

Als Förderquerschnitt A wird für Berechnungen die Fläche des Schneckenblattes ohne Berücksichtigung des Wellenquerschnittes angesetzt,

$$A = \frac{D^2 \pi}{4}. \quad (5.6)$$

Der Füllungsgrad des Förderquerschnittes φ ist definiert als das Verhältnis der vom Fördergut eingenommenen Fläche des Förderquerschnittes zum Förderquerschnitt A . Die zur Auslegung von Förder- bzw. Dosierschnecken heranzuziehende *DIN 15 262* unterscheidet drei verschiedene Materialklassen nach deren Fließ- und Verschleißigenschaften (Tabelle 5.1). Abhängig von der Materialklasse wird ein maximaler Füllungsgrad φ_{max} empfohlen, der zur Vermeidung einer Verstopfung der Schnecke nicht überschritten werden sollte. Der Wert des maximalen Füllungsgrades ist um etwa 2% je Grad Steigung der Schneckenachse zu verringern.

Tabelle 5.1: Förderguteinteilung für Schneckenförderer [17]

Klasse	Guteigenschaften	φ_{max}	Beispiel
A	leicht fließend, kaum schleißend	45%	Mehl, Getreide
B	fließend, mäßig schleißend	30%	Salz, Sand, Kohle
C	schwer fließend, stark schleißend	15%	Asche, Kies, Erz

Die theoretische Fördergeschwindigkeit v_{th} ist das Produkt von Schneckensteigung S und Drehzahl n in U/min ,

$$v_{th} = S \frac{n}{60}. \quad (5.7)$$

In *DIN 15 262* wird eine Steigung der Schnecke S im Bereich von 60% bis 100% des Blattdurchmessers D empfohlen. Die theoretische Dosierleistung \dot{Q}_{th} ist als das Produkt des Förderquerschnittes A , des Füllungsgrades φ und der theoretischen Fördergeschwindigkeit v_{th} definiert,

$$\dot{Q}_{th} = A \varphi v_{th}. \quad (5.8)$$

Mit der Schüttdichte des Gutes im Förderquerschnitt ρ_S^* folgt aus dem Volumenstrom \dot{Q}_{th} der theoretisch geförderte Massenstrom \dot{m}_{th} ,

$$\dot{m}_{th} = \rho_S^* \dot{Q}_{th}. \quad (5.9)$$

Der volumetrische Wirkungsgrad η_V ist als Quotient des tatsächlichen Massenstromes \dot{m} zum theoretischen Massenstrom \dot{m}_{th} definiert,

$$\eta_V = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}}. \quad (5.10)$$

Der volumetrische Wirkungsgrad η_V ist abhängig von Eigenschaften des Fördergutes und des Dosiergerätes sowie vom Füllungsgrad φ . Nach der Art des Schneckengewindes werden Voll-, Band- und Segmentschnecken unterschieden. Bei Voll- und Bandschnecken ist das Schneckengewinde ein fortlaufendes Stahlgewinde. Bei der Vollschnecke sitzt das Schneckengewinde auf der Schneckenwelle, bei der Bandschnecke ist zwischen Schneckengewinde und Schneckenwelle ein freier Raum. Bei der Segmentschnecke wird das Schneckengewinde durch einzelne Paddel auf der Schneckenwelle gebildet. Die Segmentschnecke wird daher auch als Paddelschnecke bezeichnet. Der volumetrische Wirkungsgrad liegt für horizontale Vollschnecken im Bereich $0,9 \leq \eta_V \leq 1,0$, für Bandschnecken im Bereich $0,8 \leq \eta_V \leq 0,9$ und für Segmentschnecken im Bereich $0,5 \leq \eta_V \leq 0,8$. Bei ansteigender Förderung sinkt der Wirkungsgrad η_V ab. Ein unter 15° ansteigender Schneckenförderer fördert nur etwa 75% der waagrechten Fördermenge, bei 25% Steigung sinkt die Fördermenge auf etwa 50% ab.

Die Schneckenumfangsgeschwindigkeit darf nicht zu hoch sein, weil das Fördergut sonst hochgeschleudert und der Fördervorgang beeinträchtigt wird. *DIN 15 262* empfiehlt daher abhängig vom Blattdurchmesser D der Schnecke die Einhaltung einer maximalen Drehzahl. Bei der Förderung von Holzstaub ist weiters die Einhaltung der maximalen Umfangsgeschwindigkeit $v_{u,max} = 1m/s$ aus sicherheitstechnischen Aspekten zu berücksichtigen [41]. Bei höherer Umfangsgeschwindigkeit kann es zu einer Erhitzung des Staubes und in weiterer Folge zu einem Anstieg der Explosionsgefahr kommen. Die Bedingung der maximalen Umfangsgeschwindigkeit $v_{u,max}$ ist restriktiver als die in *DIN 15 261* angegebene Grenze. Für die Drehzahl n ist daher folgende Bedingung einzuhalten:

$$n < 60 \frac{v_{u,max}}{D \pi} \quad \text{in U/min} \quad (5.11)$$

5.3.2 Absenkung des Füllungsgrades

Die von *Joppich* ausgelegte Vollblattschnecke der Förderanlage des *ITTEA* hat einen Blattdurchmesser $D = 160mm$ [41]. Die Steigung S nimmt von $60mm$ an der Gutaufnahme in Förderrichtung zunächst auf $80mm$ zu, beim Einsetzen des zweiten Ganges steigt S weiter auf $100mm$ an (Abbildung 5.2). Das Förderrohr bildet die Förderzone der Schnecke. Im Förderrohr erfolgt eine weitere Steigerung von S bis auf $160mm$ an der Gutabgabe. Der vor dem Eintritt in das Förderrohr einsetzende zweite Schneckengang ist zur Vergleichmäßigung des Massenstromes vorgesehen.

Das Dosiervolumen der Dosierschnecke ist das Volumen des Schneckenganges an der Gutaufnahme. Dosierschnecken ziehen aus dem „Vollen“ ab. Dadurch werden Massenstromschwankungen, die aus einer unregelmäßigen Befüllung der Schneckengänge resultieren würden, vermieden. Zur Förderung eines Fördergutes mit schlechten Fließeigenschaften muß der Füllungsgrad der Gutaufnahme auf einen Wert $\varphi \leq \varphi_{max}$ in der Förderzone der Schnecke reduziert werden, weil es sonst zu hohem Verschleiß des Fördergutes und Förderversagen infolge einer Verstopfung der Schnecke durch Materialstau kommt (Tabelle 5.1). Bei hohem Füllungsgrad werden die Partikel teilweise durch die hohe Reibung zwischen den Partikeln und dem Schneckenblatt über die Schneckenwelle mitgerissen und nicht weitertransportiert. Zusammen mit aus der Gutaufnahme nachgeschobenem Fördergut bildet sich ein Materialstau

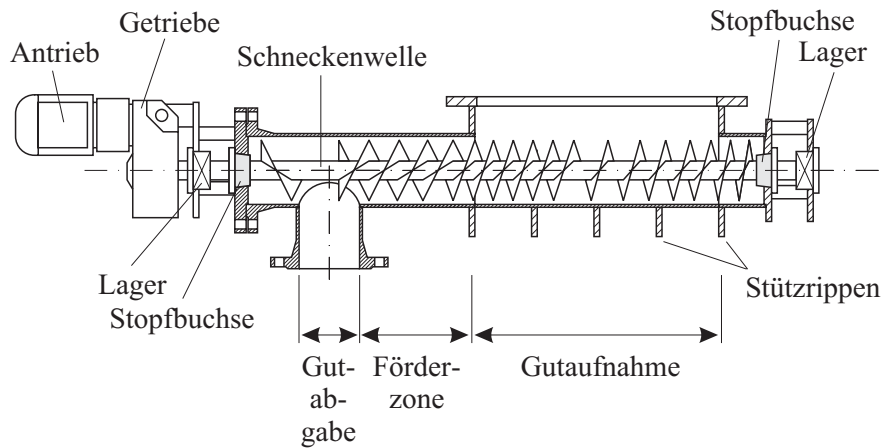


Abbildung 5.2: Förderschnecke mit konstantem Wellendurchmesser [41]

in den Gängen der Förderzone. Bei leicht fließenden und kaum schleißenden Fördergütern dreht sich die Schnecke im vollgefüllten Förderquerschnitt ohne das Fördergut zu verdichten. Die Förderung erfolgt problemlos. Schlecht fließende Fördergüter werden in den Schnecken­gängen verdichtet und erhöhen durch einen erhöhten Reibungswiderstand das zur Förderung erforderliche Drehmoment an der Schneckenwelle. Das maximale Moment des Antriebsmotors ist bestimmend darüber, ob die Förderung versagt oder das Fördergut unter erhöhtem Verschleiß gefördert wird.

Die Absenkung des Füllungsgrades in der Förderzone wird durch eine Vergrößerung des Gang­volumens der Förderzone im Vergleich zum Gangvolumen der Gutaufnahme erreicht. Das Volumen der Schnecken­gänge wird durch

- größere Gangsteigung S ,
- größeren Blatt­durchmesser D oder
- kleineren Wellendurchmesser D_W

vergrößert. Der Füllungsgrad der Förderzone ist abhängig vom Verhältnis des Wellendurch­messers an der Gutaufnahme $D_{W,A}$ zum Blatt­durchmesser D und dem Verhältnis der Steigung an der Gutaufnahme S_A zur Steigung in der Förderzone S (Abbildung 5.3),

$$\varphi = \left[1 - \left(\frac{D_{W,A}}{D} \right)^2 \right] \frac{S_A}{S}. \quad (5.12)$$

Die Holzsorten S und B werden mit dem Füllungsgrad $\varphi = 86\%$ in der Förderzone problemlos gefördert. Bei den Holzsorten FF und FG führt der hohe Füllungsgrad zur Verstopfung der Schnecke. Zur Absenkung des Füllungsgrades in der Förderzone wird der Wellendurchmesser der Gutaufnahme gegenüber dem Wellendurchmesser der Förderzone größer ausgeführt.

Die konstruktive Ausführung zeigt Abbildung 5.4. Der Wellendurchmesser $D_{W,A}$ im Bereich der Gutaufnahme wird durch eine **Bandagierung** vergrößert. Der Bereich der Gutaufnahme wird verkleinert und eine Vergleichmäßigungszone geschaffen, in der sich das Material vor dem Eintreten in die Förderzone gleichmäßig in den Gängen größeren Volumens verteilt. Durch die Bandagierung der Welle an der Gutaufnahme auf einen Durchmesser $D_{W,A} = 110\text{mm}$

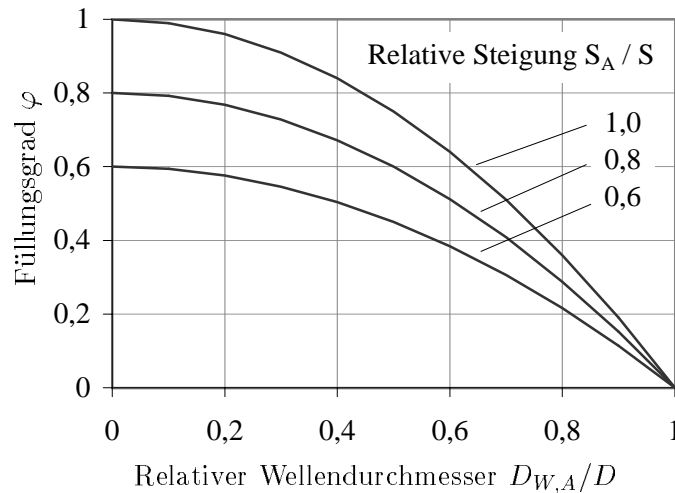


Abbildung 5.3: Füllungsgrad φ abhängig vom relativen Wellendurchmesser $D_{W,A}/D$ und der relativen Steigung S_A/S

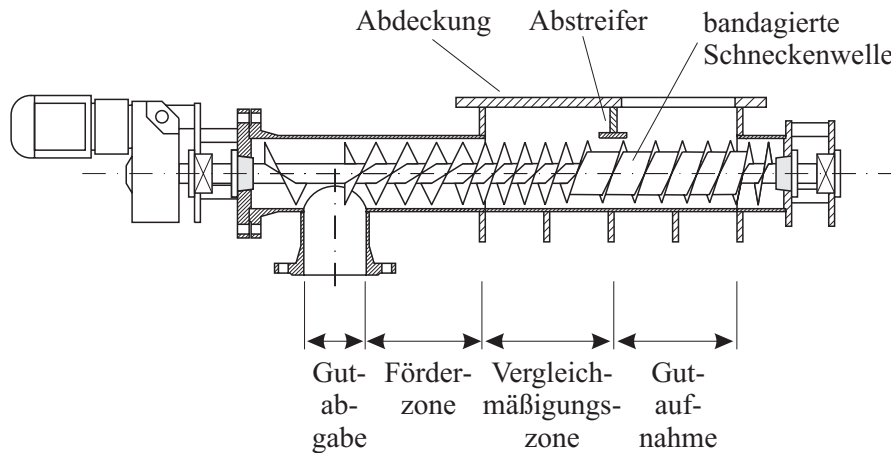


Abbildung 5.4: Förderschnecke mit größerem Wellendurchmesser an der Gutaufnahme

und die Beschränkung der Gutaufnahme auf den Bereich mit einer Steigung $S_A = 80\text{mm}$ wird eine Absenkung des Füllungsgrades in der Förderzone mit der Steigung $S = 100\text{mm}$ von $\varphi = 86\%$ auf $\varphi = 42\%$ erreicht. Am Ende der Gutaufnahme ist ein Abstreifer angebracht, der das Nachrutschen von Fördergut aus der Gutaufnahme in die Vergleichmäßigungszone verhindert.

Die Absenkung des Füllungsgrades bedingt eine Erhöhung der Schneckendrehzahl. Das Verhältnis der Drehzahl der Schnecke mit bandagierter Welle n_B zur Drehzahl der Schnecke mit unbandagierter Welle n ist verkehrt proportional zum Verhältnis der Füllungsgrade,

$$\frac{n_B}{n} = \frac{\varphi}{\varphi_B}. \quad (5.13)$$

Die Verringerung der Massenstromschwankungen infolge der Drehzahlsteigerung wird in Kapitel 5.3.4 besprochen. Eine weitere Möglichkeit, die erforderliche Schneckendrehzahl zu steigern, ist die Absenkung des volumetrischen Wirkungsgrades η_V durch Einsatz einer Band- oder Paddelschnecke anstelle der Schnecke mit Vollblatt.

5.3.3 Kennlinie

Die Kennlinie der Förderschnecke ist durch die Abhängigkeit des mittleren Massenstromes \bar{m} von der Drehzahl n definiert. Abbildung 5.5 zeigt die Ergebnisse der Messungen des mittleren Massenstromes \bar{m} in Abhängigkeit der Drehzahl n für die Holzsorten S , B , FF und FG . Die Kennlinie der Schnecke ist linear, d. h. der mittlere Massenstrom \bar{m} ist proportional zur Drehzahl n . Die Abkürzungen der Holzsorten entsprechen Tabelle 4.4. Der Index *alt* kennzeichnet Proben einer Holzsorte, die im Zuge der Messungen öfter als etwa 50mal die Förderstrecke passierten. Durch den bei der Förderung auftretenden Verschleiß des Feststoffes kommt es zu einem Anstieg der Schüttdichte und somit zu einer Veränderung der Steigung der Kennlinie.

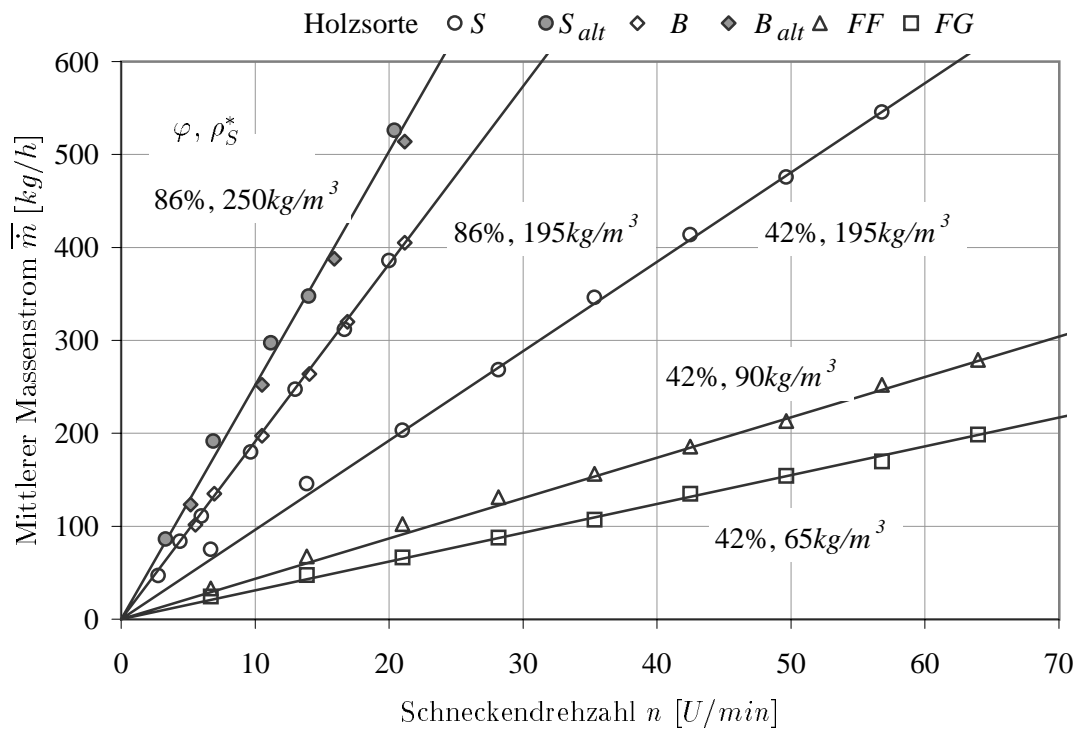


Abbildung 5.5: Kennlinie der Förderschnecke für die Holzsorten S , B , FF und FG

In Abbildung 5.5 sind der Füllungsgrad φ und die Schüttdichte ρ_S^* in der Förderzone der Schnecke eingetragen. Der Füllungsgrad φ ist nach Gleichung 5.12 aus der Schneckengeometrie errechnet. Mit der Annahme des volumetrischen Wirkungsgrades $\eta_V = 0,95$ wird die Schüttdichte in der Förderzone der Schnecke ρ_S^* aus der Steigung der linearen Kennlinie abgeschätzt. Das Fördergut am Boden des Sendebehälters wird durch die Masse des darüberliegenden Fördergutes verdichtet. Dies führt dazu, daß die Schüttdichte in der Förderzone der Schnecke ρ_S^* größer als die Schüttdichte ρ_S ist (Tabelle 5.2). Die Rütteldichte ρ_R berücksichtigt bereits eine teilweise Verdichtung.

Tabelle 5.2: Schüttdichte ρ_S , Rütteldichte ρ_R und der Schüttdichte in der Förderzone der Schnecke ρ_S^*

		Holzsorte					
		<i>S</i>	<i>S_{alt}</i>	<i>FF</i>	<i>FG</i>	<i>B</i>	<i>B_{alt}</i>
ρ_S	kg/m^3	135	190	70	50	135	190
ρ_R	kg/m^3	160	240	90	65	160	230
ρ_S^*	kg/m^3	195	256	90	64	195	249

5.3.4 Massenstromschwankungen

In Abbildung 5.6 ist der zeitliche Verlauf der relativen Abweichungen der über die Zeitintervalle $\Delta t_i = 1s$ gemessenen Massenströme \dot{m}_i vom mittleren Massenstrom $\overline{\dot{m}} = 110kg/h$ für die Drehzahl $n = 6U/min$ und die Holzsorte *S* dargestellt [41]. Der Variationskoeffizient V wird nach Gleichung 5.1 zu 42,9% berechnet. Die Anzahl der Spitzen der relativen Abweichungen

$$\frac{\dot{m}_i - \overline{\dot{m}}}{\overline{\dot{m}}}$$

in einer Minute ist gleich der an der Schnecke eingestellten Drehzahl in U/min , d.h. die Frequenz f der zeitlichen Schwankung der relativen Abweichungen ist gleich der Drehzahl n [41].

In Abbildung 5.7 sind die relativen Abweichungen der Massenströme \dot{m}_i vom mittleren Massenstrom $\overline{\dot{m}} = 110kg/h$ für die Drehzahl $n = 11,5U/min$ und die Holzsorte *S* dargestellt. Der Variationskoeffizient V ist 27,6%. Die Anzahl der Spitzen der relativen Abweichungen ist bei der Drehzahl $n = 11,5U/min$ größer als bei $n = 6U/min$. Die Meßdauer $\Delta t_i = 1s$ der Massenströme \dot{m}_i begrenzt das Auflösungsvermögen der Schwankung der relativen Abweichungen. Die Schwankungsspitzen der relativen Abweichungen sind bei $n = 11,5U/min$ kleiner als bei $n = 6U/min$.

Die Steigerung der Schneckendrehzahl n bei konstantem mittlerem Massenstrom $\overline{\dot{m}}$ führt zu einer Vergleichmäßigung der Massenströme \dot{m}_i , die sich in einer Erhöhung der Schwankungsfrequenz f und einer Absenkung der Schwankungsspitzen ausdrückt. Infolge der Vergleichmäßigung der Massenströme \dot{m}_i sinkt der nach Gleichung 5.1 berechnete Variationskoeffizient V beim mittleren Massenstrom $\overline{\dot{m}} = 110kg/h$ von 42,9% auf 27,6%.

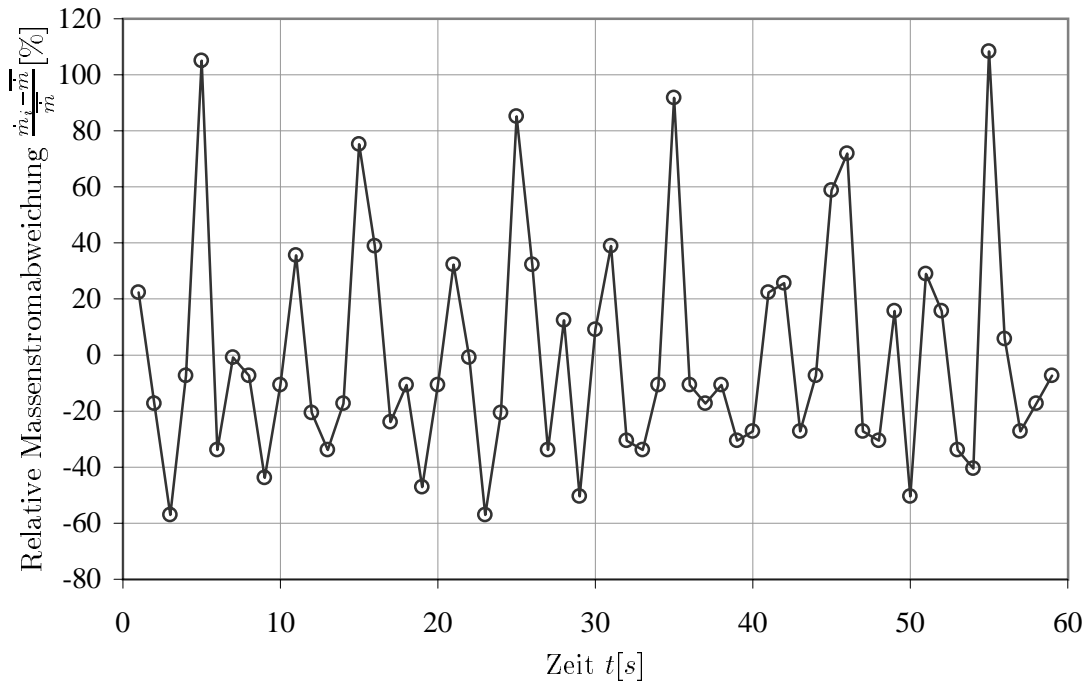


Abbildung 5.6: Relative Abweichungen der Massenströme \dot{m}_i vom mittleren Massenstrom $\bar{\dot{m}} = 110 \text{ kg/h}$ für die Schneckendrehzahl $n = 6 \text{ U/min}$ und die Holzsorte S [41]

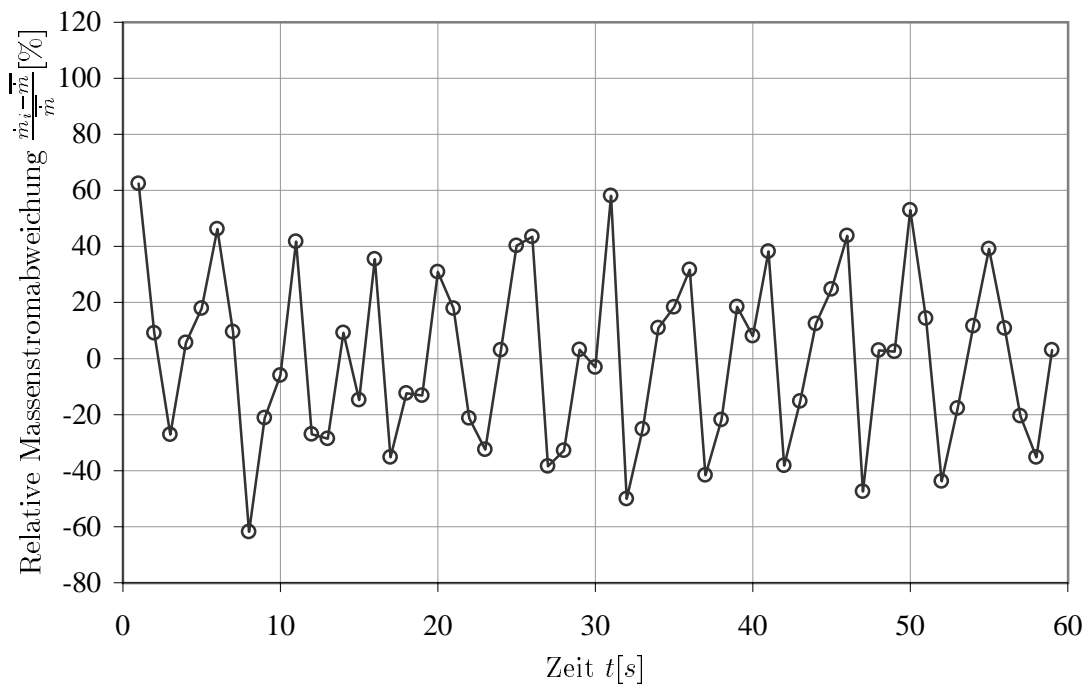


Abbildung 5.7: Relative Abweichungen der Massenströme \dot{m}_i vom mittleren Massenstrom $\bar{\dot{m}} = 110 \text{ kg/h}$ für die Schneckendrehzahl $n = 11,5 \text{ U/min}$ und die Holzsorte S

In Abbildung 5.8 ist der Variationskoeffizient V abhängig von der Schneckendrehzahl n für den Füllungsgrad $\varphi = 86\%$ und $\varphi = 42\%$ und die Holzsorten S , B , FF und FG dargestellt. Der Variationskoeffizient V ist näherungsweise verkehrt proportional zur Schneckendrehzahl n und ist von den Fließeigenschaften der Holzsorte abhängig. Die im Vergleich zu den Holzsorten S und B schlechteren Fließeigenschaften der Holzsorten FF und FG führen zu einem höheren Variationskoeffizienten V .

Der Variationskoeffizient V liegt für die Holzsorten S und B für $n \geq 30U/min$ und für die Holzsorten FF und FG für $n \geq 50U/min$ unter der geforderten Grenze von 10% (Kapitel 3). Beim Vergleich der Messungen für die Holzsorte S mit $\varphi = 86\%$ und $\varphi = 42\%$ ist kein Einfluß des Füllungsgrades φ auf den Variationskoeffizienten V festzustellen.

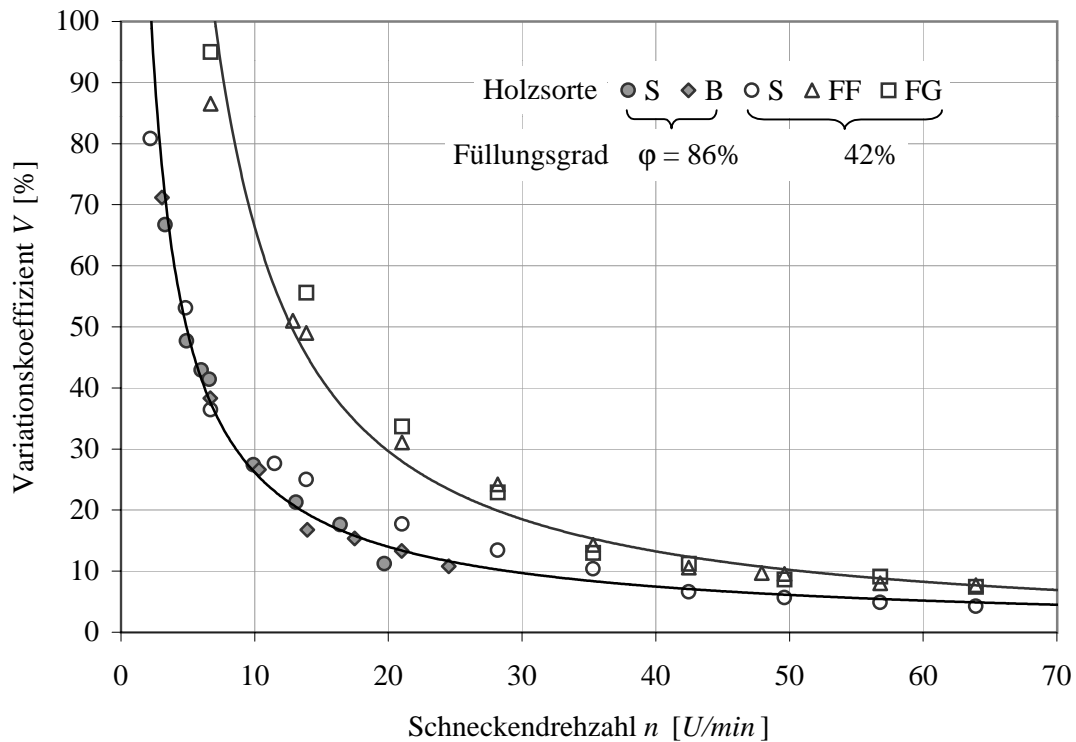


Abbildung 5.8: Variationskoeffizient V in Abhängigkeit der Drehzahl n für die Holzsorten S , B , FF und FG und den Füllungsgrad $\varphi = 42\%$ und $\varphi = 86\%$

5.4 Schwingförderer

Im Rahmen des Brennstoffördersystems wird der durch das Wirkprinzip des Schwingförderers hervorgerufene *Effekt der Massenstromvergleichmäßigung* genutzt. In den folgenden Kapiteln wird nach der Erläuterung des Fördervorganges und der Berechnung der Fördergeschwindigkeit die Dämpfung der Massenstromschwankungen untersucht.

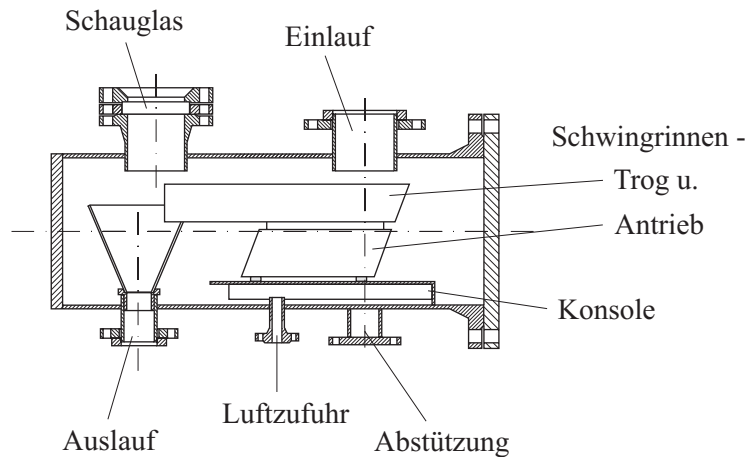


Abbildung 5.9: Schwingförderer vom Typ AEG KF2-6 [41]

Die folgenden Untersuchungen werden mit einem Schwingförderer vom Typ AEG KF2-6 durchgeführt (Abbildung 5.9). Dieser arbeitet mit der Schwingfrequenz $f = 50\text{ Hz}$ und dem Schwingungswinkel $\beta = 20^\circ$. Die theoretische Fördergeschwindigkeit ist nur von der Schwingungsamplitude A abhängig, die im Bereich $0,1\text{ mm} \leq A \leq 0,7\text{ mm}$ über ein Potentiometer eingestellt wird. Der Rinnentrog hat die Länge $L = 600\text{ mm}$ und die Breite $B = 200\text{ mm}$.

Tabelle 5.3: Technische Daten des Schwingförderers vom Typ AEG KF2-6

Schwingungsamplitude	A	mm	0,1 - 0,7
Schwingungswinkel	β	°	20
Schwingfrequenz	f	Hz	50
Troglänge	L	mm	600
Trogbreite	B	mm	200

5.4.1 Grundlagen

Schwingförderer sind Schüttgutförderer für waagrechte oder geneigte Förderung [56]. Ein Antrieb versetzt das schwingungsfähig gelagerte Trag- und Förderorgan, das als Rohr oder Rinne (Trog) ausgeführt sein kann, in eine periodisch hin- und hergehende Bewegung (Abbildung 5.10). Durch die unterschiedlichen Kräfteverhältnisse bei der Vor- und Rückwärtsbewegung wird das auf dem Förderorgan liegende Fördergut in Förderrichtung beschleunigt.

Gleitet das Fördergut auf dem Förderorgan, ohne daß es von diesem abhebt, spricht man vom *Gleitprinzip*. Die nach diesem Förderprinzip arbeitenden Schwingförderer werden als *Schüttelrutschen* bezeichnet. Bei den *Schüttelrutschen nach dem Prinzip von Marcus* schwingt das

Förderorgan in der Förderebene. Bei der langsamen Vorwärtsbewegung des Förderorgans wird das Fördergut mitgenommen, während es bei der schnellen Rückwärtsbewegung auf der Rutsche gleitet. Die ungleiche Vor- und Rückbewegung wird beispielsweise durch einen Schubkurbelantrieb verwirklicht.

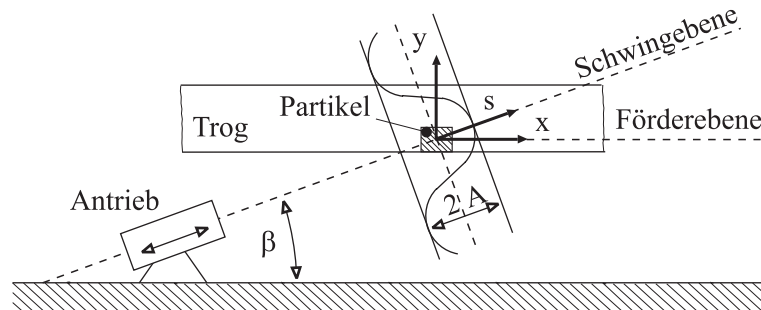


Abbildung 5.10: Schwingförderer mit geneigter Schwingebene [41]

Schüttelrutschen mit geneigter Schwingebene werden durch ihren Antrieb in harmonische Schwingungen versetzt. Die Vorwärtsbewegung des Fördergutes wird durch ungleiche Anpreß- und Reibkräfte während des Schwingungsvorganges verursacht. Hebt das Fördergut während der Förderbewegung von dem Förderorgan ab, spricht man von einer Förderung nach dem *Wurfprinzip* und der Förderer wird als *Schwingrinne* bezeichnet. Zur Erzielung der harmonischen Schwingung wird als formschlüssiger Antrieb ein starrer Schubkurbelantrieb mit großem Verhältnis zwischen Kurbelstange und -radius eingesetzt. Kraftschlüssige Antriebe sind der elastische Schubkurbelantrieb, der Unwuchtantrieb und der elektromagnetische Antrieb. Schwingförderer haben durch ihre einfache Bauweise ein umfangreiches Einsatzgebiet in der Fördertechnik. Der größtmögliche Volumendurchsatz ist mit $200\text{m}^3/\text{h}$ bis $300\text{m}^3/\text{h}$ relativ gering, die Förderlänge ist auf etwa 40m begrenzt. Der Grenzwinkel der Förderebene gegenüber der Horizontalen liegt bei ansteigender Förderung bei etwa 6° bis 8° [56].

5.4.2 Fördergeschwindigkeit

Die Grundlagen der Berechnung der theoretischen Fördergeschwindigkeit eines Einzelkorns auf einem Schwingförderer mit geneigter Schwingebene sind in [56] beschrieben. Die gegenüber der horizontalen Förderebene um den Winkel β geneigte harmonische Schwingung der Rinne mit der Amplitude A und der Frequenz f kann durch die Projektion \vec{s} des mit der Kreisfrequenz $\omega = 2\pi f$ umlaufenden Zeigers \vec{r} mit dem Betrag $A = |\vec{r}|$ auf die Schwingebene dargestellt werden (Abbildung 5.11). Der Weg s , die Geschwindigkeit \dot{s} und die Beschleunigung \ddot{s} der Rinne in der Schwingebene und die entsprechenden Komponenten in x - und y -Richtung folgen zu

$$\begin{aligned}
 s &= A \sin \omega t, & x_R &= s \cos \beta, & y_R &= s \sin \beta, \\
 \dot{s} &= \frac{ds}{dt} = A \omega \cos \omega t, & \dot{x}_R &= \dot{s} \cos \beta, & \dot{y}_R &= \dot{s} \sin \beta, \\
 \ddot{s} &= \frac{d\dot{s}}{dt} = -A \omega^2 \sin \omega t, & \ddot{x}_R &= \ddot{s} \cos \beta, & \ddot{y}_R &= \ddot{s} \sin \beta.
 \end{aligned}
 \tag{5.14}$$

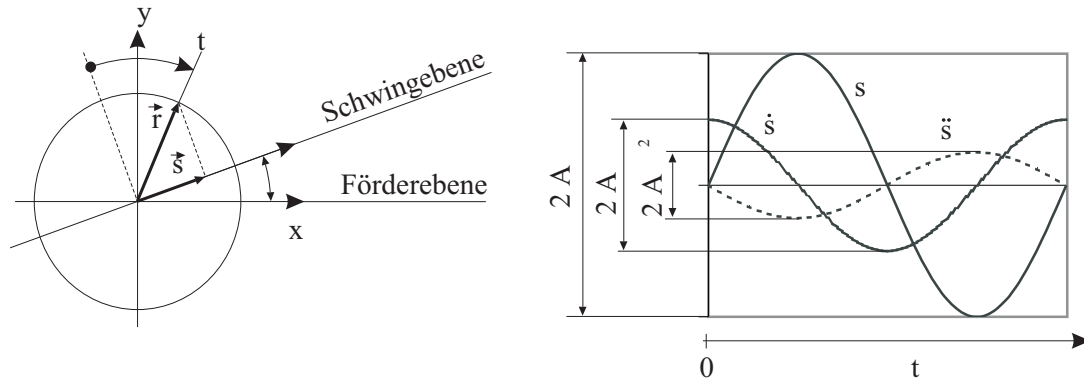


Abbildung 5.11: Darstellung des Schwingweges s als Projektion des umlaufenden Zeigers \vec{r} [56]

Die Bewegungsgleichungen eines mit der Schwingrinne geförderten Teilchens sind von dessen augenblicklichen Bewegungszustand abhängig. Das Teilchen kann entweder

- auf der Rinne haften (*Haftphase*),
- auf der Rinne gleiten (*Gleitphase*) oder
- von der Rinne abgeworfen fliegen (*Wurfphase*).

5.4.2.1 Theoretische Fördergeschwindigkeit bei Gleitförderung

Während der *Haft-* und *Gleitphasen* stehen die mit der Erdbeschleunigung g und der Teilchenmasse m berechnete Gewichtskraft $m g$, die Normalkraft F_N und die Reibkraft F_R mit den mit der horizontalen Beschleunigung des Teilchens \ddot{x}_G bzw. mit der vertikalen Beschleunigung des Teilchens \ddot{y}_G gebildeten Trägheitskräften im Gleichgewicht (Abbildung 5.12),

$$m\ddot{x}_G = \sum F_x = F_R, \quad (5.15)$$

$$m\ddot{y}_G = \sum F_y = F_N - m g. \quad (5.16)$$

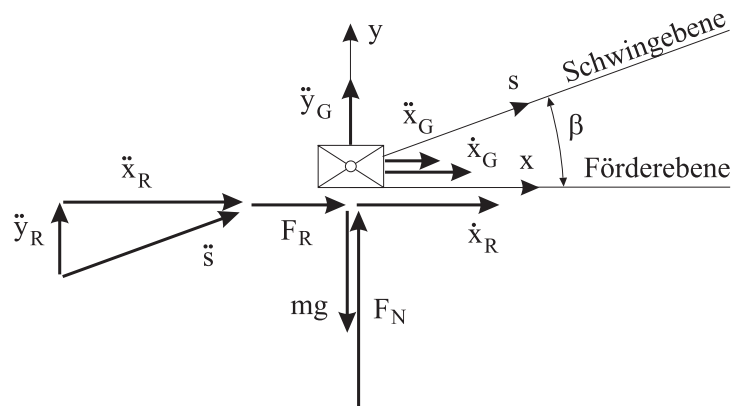


Abbildung 5.12: Kräftegleichgewicht des Teilchens auf der Rinne [56]

Das Teilchen haftet auf der Rinne und wird mit dieser mitbeschleunigt, solange die zwischen Rinne und Gut zu übertragende Reibkraft F_R die maximal übertragbare Reibkraft $F_{R,max}$ nicht überschreitet (*Haftphase*),

$$F_R = m \ddot{x}_R, \quad (5.17)$$

$$F_{R,max} = \mu_h F_N, \quad (5.18)$$

$$F_N = m (\ddot{y}_R + g). \quad (5.19)$$

Der Haftreibungskoeffizient μ_h ist von der Materialpaarung abhängig. Haftet das Teilchen auf der Rinne, sind die horizontale Geschwindigkeit des Teilchens \dot{x}_G und die vertikale Geschwindigkeit des Teilchens \dot{y}_G gleich den entsprechenden Komponenten der Rinnengeschwindigkeit,

$$\dot{x}_G = \dot{x}_R, \quad \dot{y}_G = \dot{y}_R. \quad (5.20)$$

Wird das Teilchen auf der Rinne haftend mitbeschleunigt, sind die horizontale Beschleunigung des Teilchens \ddot{x}_G und die vertikale Beschleunigung des Teilchens \ddot{y}_G gleich den entsprechenden Beschleunigungskomponenten der Rinne,

$$\ddot{x}_G = \ddot{x}_R, \quad \ddot{y}_G = \ddot{y}_R. \quad (5.21)$$

Überschreitet F_R die maximal übertragbare Reibkraft $F_{R,max}$, beginnt das Teilchen auf der Rinne zu gleiten (*Gleitphase*), d. h. die horizontale Geschwindigkeit des Teilchens \dot{x}_G und die horizontale Geschwindigkeit der Rinne \dot{x}_R weichen voneinander ab, die vertikalen Geschwindigkeiten \dot{y}_G und \dot{y}_R sind gleich,

$$\dot{x}_G \neq \dot{x}_R, \quad \dot{y}_G = \dot{y}_R. \quad (5.22)$$

Das Teilchen gleitet auf der Rinne solange, bis die Reibkraft F_R wieder unter $F_{R,max}$ liegt und sich die horizontalen Geschwindigkeiten von Teilchen und Rinne ausgeglichen haben. Die vertikale Beschleunigung des Teilchens \ddot{y}_G ist gleich der vertikalen Beschleunigung der Rinne \ddot{y}_R , die horizontale Beschleunigung des Teilchens \ddot{x}_G folgt aus der über die Gleitreibung übertragenen Kraft $F_{R,gl}$,

$$F_{R,gl} = \mu_{gl} F_N \operatorname{sgn}(\dot{x}_R - \dot{x}_G). \quad (5.23)$$

$$\ddot{x}_G = \frac{F_{R,gl}}{m}, \quad \ddot{y}_G = \ddot{y}_R. \quad (5.24)$$

Der Gleitreibungskoeffizient μ_{gl} ist wie der Haftreibungskoeffizient μ_h von der Materialpaarung abhängig. Das Teilchen wird abhängig von der Richtung der horizontalen Relativgeschwindigkeit zwischen Rinne und Teilchen entweder beschleunigt oder gebremst.

Anhand des von *Jung* entwickelten Vektordiagramms wird im folgenden die periodische Arbeitsweise des Schwingförderers verdeutlicht (Abbildung 5.13) [56]. An der Spitze des in negative *y-Richtung* weisenden Vektors der Erdbeschleunigung \vec{g} wird die Kreisbahn des mit der Winkelgeschwindigkeit ω umlaufenden Beschleunigungszeigers der Länge $A\omega^2$ eingezeichnet. Die zum Zeitpunkt ωt auf das Teilchen wirkende Rinnenbeschleunigung \vec{s} folgt aus der Projektion des Zeigers auf eine Parallele zur Schwingebene durch den Kreismittelpunkt. Der Summenvektor \vec{b} der Vektoren der Erdbeschleunigung \vec{g} und der Rinnenbeschleunigung \vec{s} erstreckt sich zwischen dem Koordinatenursprung O und Punkt P ,

$$\vec{b} = \vec{g} + \vec{s}. \quad (5.25)$$

Haftet das Teilchen auf der Rinne, so steht die Resultierende aus Normalkraft F_N und Reibkraft F_R mit der Trägheitskraft $m b$ im Gleichgewicht und liegt damit in der Ebene des Vektors \vec{b} . Dabei wird mit b der Betrag des Summenvektors \vec{b} bezeichnet. Die Resultierende aus Normal- und Reibkraft kann maximal um den Haftreibungswinkel ρ_h gegenüber der horizontalen Förderebene geneigt sein,

$$\rho_h = \arctan \mu_h. \quad (5.26)$$

Die Mantellinien des Reibungskegels begrenzen den Reibungssektor, in dem Haften zwischen Teilchen und Rinne möglich ist. Überschreitet der Punkt P den Grenzpunkt H_1 , wird das Kräftegleichgewicht gestört und das Teilchen gleitet auf der Rinne.

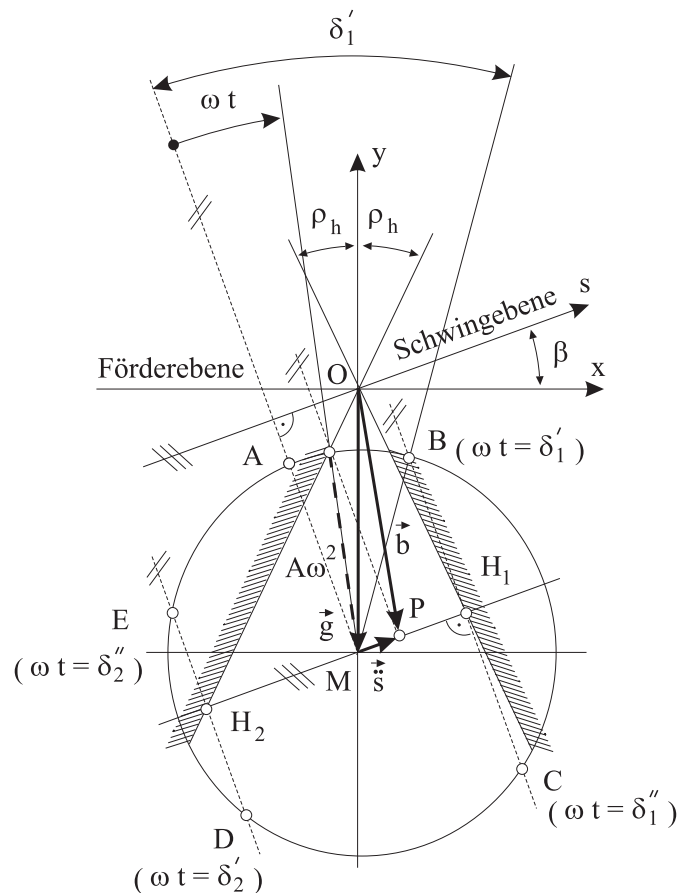


Abbildung 5.13: Vektordiagramm nach Jung für Gleitförderung [56]

Bei einem Umlauf des Zeigers werden mehrere ausgezeichnete Lagen durchlaufen. Im Punkt A bei $\omega t = 0$ hat die Rinne ihre maximale Geschwindigkeit, die Beschleunigung ist Null und wird im nächsten Augenblick negativ (Abbildung 5.11). Das Gutteilchen wird mit der Rinne mitbewegt (*1. Haftphase*). Erreicht der Zeiger den Punkt B beim Störwinkel δ'_1 , verläßt die Resultierende \vec{b} den Reibungssektor, d. h. der Punkt P überschreitet den Grenzpunkt H_1 . Die Verzögerung der Rinne ist so groß, daß die übertragbare Reibkraft zum Halten des Teilchens nicht ausreicht. Das Teilchen beginnt, mit einer positiven Relativgeschwindigkeit in x -Richtung zu gleiten (*1. Gleitphase*). Im Punkt C bei $\omega t = \delta''_1$ tritt die Resultierende \vec{b} wieder in den Reibungssektor ein. Die *1. Gleitphase* ist jedoch erst bei $\omega t = \epsilon_1$ beendet, wenn

die Relativbewegung zwischen Teilchen und Rinne zu Ende ist (Beginn der 2. *Haftphase*),

$$\dot{x}_G(\omega t = \epsilon_1) = \dot{x}_R(\omega t = \epsilon_1). \quad (5.27)$$

Im Punkt *D* bei $\omega t = \delta'_2$ setzt die 2. *Gleitphase* ein, die Rinne wird so stark in positive *x-Richtung* beschleunigt, daß das Gutteilchen nicht folgen kann und relativ in negative *x-Richtung* gleitet. Dadurch wird die Förderung des Teilchens in positive *x-Richtung* bei der 1. *Gleitphase* teilweise rückgängig gemacht. Endet die Relativbewegung zwischen Teilchen und Rinne, beginnt wieder die 1. *Haftphase* ($\omega t = \epsilon_2$).

Aus Abbildung 5.13 folgen nach einigen Umformungen die Beziehungen zur Bestimmung der Störwinkel δ'_1 , δ''_1 , δ'_2 und δ''_2 :

$$\sin \delta'_2 = \pm \frac{g}{A \omega^2} \frac{\mu_h}{\cos \beta \pm \mu_h \sin \beta}, \quad (5.28)$$

$$\delta''_1 = \pi - \delta'_1, \quad \delta''_2 = 3\pi - \delta'_2 \quad (5.29)$$

Zur Erzielung einer hohen Fördergeschwindigkeit bei *Gleitförderung* wird die Ausdehnung der 1. *Gleitphase* maximiert und das Auftreten der 2. *Gleitphase* vermieden. Dazu wird der Schwingungswinkel β so gewählt, daß der Störwinkel δ'_1 minimal ist, und die Amplitude A und die Frequenz f der Rinnenschwingung so gewählt, daß H_2 auf der Peripherie des Kreises liegt. Löst man die Beziehung für δ'_1 in Gleichung 5.28 nach δ'_1 auf und setzt die erste Ableitung nach dem Schwingungswinkel β gleich Null, folgt nach einigen Umformungen, daß der Störwinkel δ'_1 für $\beta = \rho_h$ minimal ist. Die Ausdehnung der 1. *Gleitphase* ist maximal, wenn die Schwingebene normal zur rechten Begrenzungslinie des Reibungssektors steht.

Mit den transzendenten Bestimmungsgleichungen für die Endwinkel ϵ_1 und ϵ_2 der 1. und 2. *Gleitphase*,

$$\frac{\cos \epsilon_2 - \cos \delta'_2}{\epsilon_2 - \delta'_2} = \mp \frac{g}{A \omega^2} \frac{\mu_{gl}}{\cos \beta \pm \mu_{gl} \sin \beta}, \quad (5.30)$$

werden die in den Gleitphasen vom Gutteilchen relativ zur Rinne zurückgelegten Wege x_{r_2} berechnet,

$$\begin{aligned} x_{r_2} &= \mp \frac{\mu_{gl} g}{2\omega^2} (\epsilon_2 - \delta'_2)^2 - \\ &\quad - A (\cos \beta \pm \mu_{gl} \sin \beta) \left[\sin \epsilon_2 - \sin \delta'_2 - \cos \delta'_2 (\epsilon_2 - \delta'_2) \right]. \end{aligned} \quad (5.31)$$

Unter der Bedingung, daß die *Gleitphasen* im Reibungssektor enden,

$$\delta''_2 < \epsilon_2 < \delta'_1, \quad (5.32)$$

ist der Fördervorgang auf der Schwingrinne periodisch und die theoretische Fördergeschwindigkeit bei *Gleitförderung* v_{th}^G kann über die Schwingfrequenz f und die Summe der in einer Periode zurückgelegten Relativwege x_{r_2} berechnet werden,

$$v_{th}^G = f (x_{r_1} + x_{r_2}). \quad (5.33)$$

5.4.2.2 Theoretische Fördergeschwindigkeit bei Wurfförderung

Aus den Bewegungsgleichungen der Rinnenschwingung (Gleichung 5.14) folgt die maximale vertikale Beschleunigung der Rinne $\ddot{y}_{R,max} = A\omega^2 \sin \beta$. Die Wurfkennziffer Γ ist das Verhältnis von $\ddot{y}_{R,max}$ zur Erdbeschleunigung g ,

$$\Gamma = \frac{\ddot{y}_{R,max}}{g}. \quad (5.34)$$

Ist die Wurfkennziffer $\Gamma > 1$, hebt das Gutteilchen während der Förderung von der Rinne ab (*Wurfförderung*).

Im Vektordiagramm nach *Jung* beendet der Beginn der *Wurfphase* die *1. Gleitphase* beim Abhebewinkel κ' , wenn der resultierende Beschleunigungsvektor \vec{b} gerade die horizontale Förderebene (*x-Achse*) erreicht (Abbildung 5.14),

$$\kappa' = \arcsin \frac{g}{A\omega^2 \sin \beta} = \arcsin \frac{1}{\Gamma}. \quad (5.35)$$

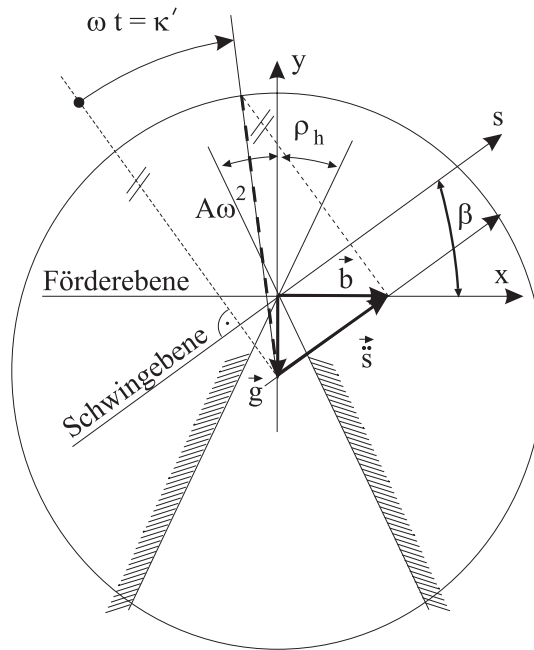


Abbildung 5.14: Vektordiagramm nach *Jung* für *Wurfförderung* [56]

Während der *Wurfphase* gilt unter Vernachlässigung des Luftwiderstandes folgendes Kräftegleichgewicht in Richtung der *x*- und *y*-Achse:

$$m\ddot{x}_G = \sum F_x = 0, \quad (5.36)$$

$$m\ddot{y}_G = \sum F_y = -m g. \quad (5.37)$$

Die Teilchenbahn der *Wurfphase* ist eine Wurfparabel. Das Gutteilchen trifft bei $\omega t = \kappa''$ auf die Rinne auf,

$$y_G(\omega t = \kappa'') = y_R(\omega t = \kappa''). \quad (5.38)$$

Die transzendente Bestimmungsgleichung für κ'' lautet:

$$\frac{\sin \kappa'' - \sin \kappa'}{\kappa'' - \kappa'} = \cos \kappa' - \frac{1}{2} (\kappa'' - \kappa') \sin \kappa' \quad (5.39)$$

Der Wurfdauerfaktor n ist definiert als das Verhältnis der Wurfdauer zur Schwingungsdauer $T = 1/f$,

$$n = \frac{\kappa'' - \kappa'}{\omega T}. \quad (5.40)$$

An die *Wurfphase* schließt die *Ausgleichsphase* an, in der sich die horizontale Geschwindigkeit des Gutteilchens \dot{x}_G durch Stoß- und Reibungsvorgänge an die horizontale Geschwindigkeit der Rinne \dot{x}_R angleicht. Bei $\omega t = \bar{\epsilon}$ sind die horizontalen Geschwindigkeiten ausgeglichen,

$$\dot{x}_G(\omega t = \bar{\epsilon}) = \dot{x}_R(\omega t = \bar{\epsilon}), \quad (5.41)$$

und die *Ausgleichsphase* ist beendet. Abhängig von der Lage des Winkels $\bar{\epsilon}$ tritt entweder die 2. *Haft-* oder die 2. *Gleitphase* auf.

Unter Vernachlässigung der *Ausgleichsphase* und der *Gleitphasen* und der Annahme periodischer Förderung, d. h. konstanter Grenzwinkel κ' und κ'' , wird die theoretische Fördergeschwindigkeit bei Wurfförderung v_{th}^W über den in der Schwingungsdauer T von $\omega t = \kappa'$ bis $\omega t = \kappa''$ geworfenen Weg $x_{G,W}$ und den von $\omega t = \kappa''$ bis $\omega t = 2\pi + \kappa'$ auf der Rinne zurückgelegten Weg $x_{G,R}$ berechnet,

$$x_{G,W} = A \omega \cos \kappa' \cos \beta \frac{\kappa'' - \kappa'}{\omega}, \quad (5.42)$$

$$x_{G,R} = A \sin (2\pi + \kappa') \cos \beta - A \sin \kappa'' \cos \beta, \quad (5.43)$$

$$v_{th}^W = \frac{x_{G,R} + x_{G,W}}{T}. \quad (5.44)$$

Nach Umformungen folgt die theoretische Fördergeschwindigkeit bei Wurfförderung v_{th}^W zu:

$$v_{th}^W = \frac{g n^2}{2 f} \cot \beta \quad (5.45)$$

Nach *Pajer* ist die Vernachlässigung der *Gleitphasen* bei der Berechnung der theoretischen Fördergeschwindigkeit nach Gleichung 5.45 erst für eine Wurfkennziffer $n \geq 0,4$ zulässig [56].

5.4.2.3 Mittlere theoretische Fördergeschwindigkeit

Für bestimmte Werte der Schwingungsamplitude A , der Schwingfrequenz f und des Schwingungswinkels β sind die Störwinkel der *Haft-* und *Gleitphasen* und bei *Wurfförderung* der *Wurf-* und *Ausgleichsphase* nicht konstant und die Voraussetzung der periodischen Förderung zur Berechnung der theoretischen Fördergeschwindigkeit v_{th}^G bei *Gleitförderung* nach Gleichung 5.33 bzw. v_{th}^W bei *Wurfförderung* nach Gleichung 5.45 ist nicht erfüllt. In diesem Fall ist die Berechnung der mittleren theoretischen Fördergeschwindigkeit nach der in Abbildung 5.15 dargestellten Rechenvorschrift möglich.

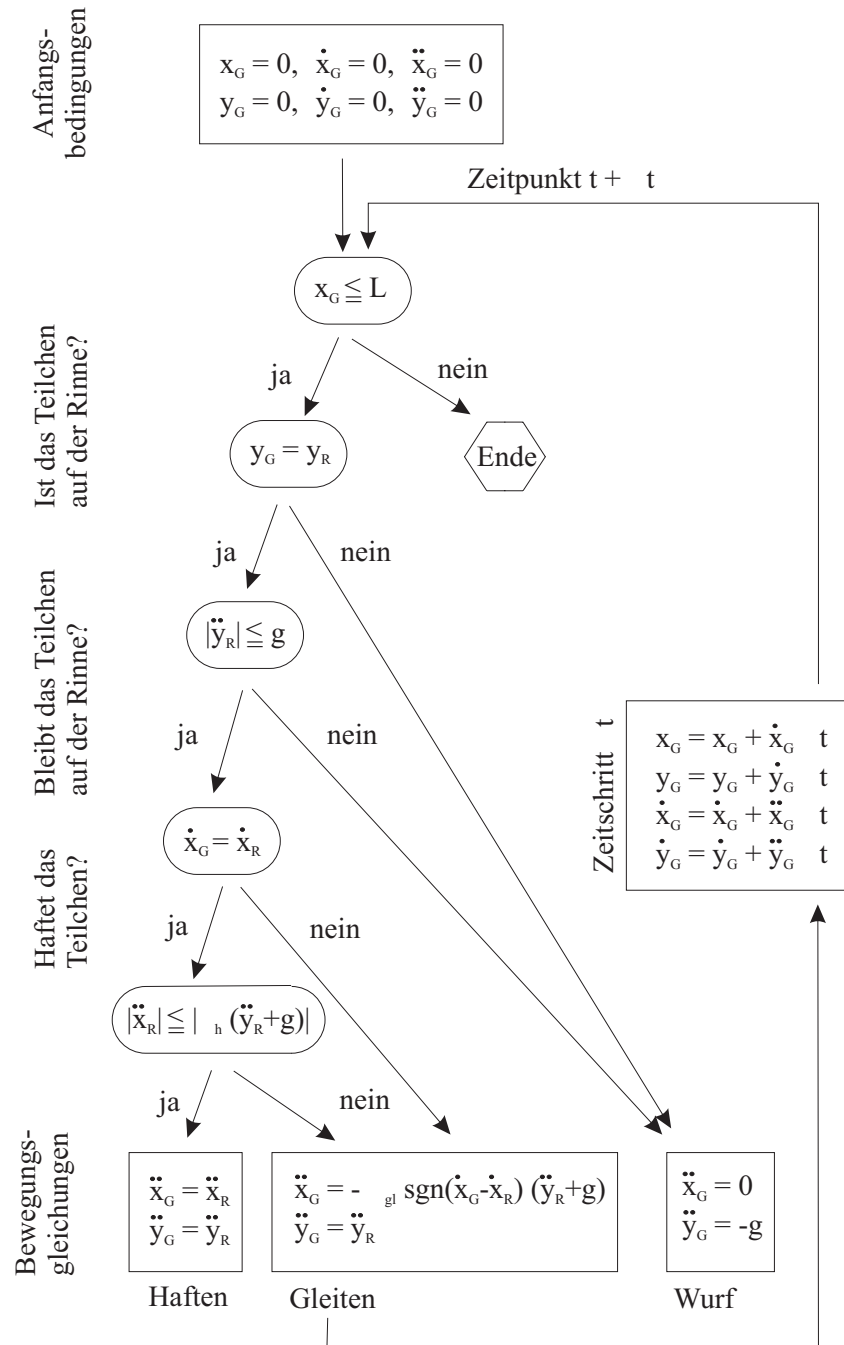


Abbildung 5.15: Rechenvorschrift zur Berechnung der mittleren theoretischen Fördergeschwindigkeit \bar{v}_{th}

Die Partikelbahn wird über die Schwingrinnenlänge L berechnet und die mittlere theoretische Fördergeschwindigkeit \bar{v}_{th} aus dem Quotienten des zurückgelegten Weges der Länge L und der dafür benötigten Zeit Δt berechnet,

$$\bar{v}_{th} = \frac{L}{\Delta t}. \tag{5.46}$$

Die vertikale Relativgeschwindigkeit des Teilchens gegenüber der Rinne beim Auftreffen auf die Rinne in der *Ausgleichsphase* wird vernachlässigt.

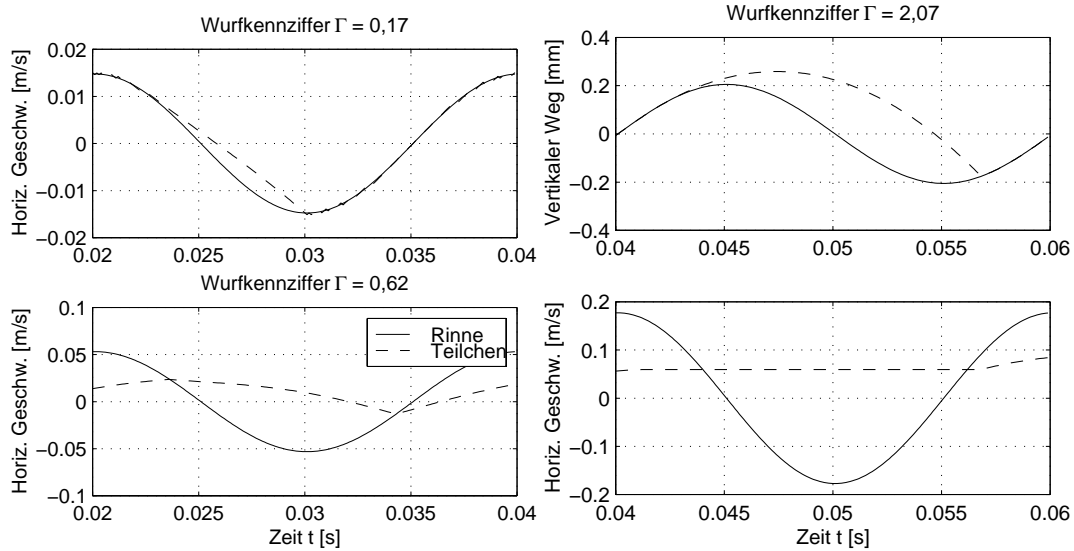


Abbildung 5.16: Förderzustände eines Schwingförderers in Abhängigkeit der Wurfkennziffer Γ für die Schwingfrequenz $f = 50\text{Hz}$ und den Schwingungswinkel $\beta = 20^\circ$

In Abbildung 5.16 ist der Verlauf der horizontalen Geschwindigkeiten bzw. der vertikalen Positionen der Rinne und des Teilchens über einer Schwingungsperiode für unterschiedliche Förderzustände dargestellt. Auf der linken Seite der Abbildung ist das Prinzip der *Gleitförderung*, $\Gamma < 1$, für die Wurfkennziffer $\Gamma = 0,17$ und $\Gamma = 0,62$ zu erkennen. Das Teilchen hebt nicht von der Rinne ab, d. h. die vertikalen Positionen der Rinne und des Teilchens sind gleich. Bei $\Gamma = 0,17$ treten sowohl *Haft-* als auch *Gleitphasen* auf. Das Teilchen wird während der *Haftphase* von der Rinne in Förderrichtung haftend mitgenommen, Rinne und Teilchen haben dieselbe horizontale Geschwindigkeitskomponente. Bei der Rückwärtsbewegung der Rinne gleitet das Teilchen weiter nach vorne und wird dabei durch Gleitreibung gebremst. Für $\Gamma = 0,62$ tritt keine *Haftphase* auf. Am horizontalen Geschwindigkeitsverlauf ist die 2. *Gleitphase* zu erkennen, in der das Teilchen entgegengesetzt zur Förderrichtung gleitet. Die horizontale Geschwindigkeit nimmt zu, d. h. das Teilchen wird in der dargestellten Schwingungsperiode beschleunigt. Damit verschiebt sich die Lage der *Haft-* und *Gleitphasen* der darauffolgenden Schwingungsperiode, die Förderung ist nicht periodisch. Das Prinzip der *Wurfförderung*, $\Gamma > 1$, ist auf der rechten Seite der Abbildung 5.16 für $\Gamma = 2,07$ zu erkennen: die vertikalen Positionen (Wege) der Rinne und des Teilchens weichen während der Schwingungsperiode voneinander ab. Während der *Wurfphase* ist die horizontale Geschwindigkeit des Teilchens konstant, nach dem Auftreffen auf die Rinne wird das Teilchen durch die Gleitreibung auf der Rinne weiter in positive *x-Richtung* beschleunigt.

In Abbildung 5.17 sind die Geschwindigkeiten v_{th}^G , v_{th}^W und \bar{v}_{th} abhängig von der Wurfkennziffer Γ abgebildet. Für den Fall der *Gleitförderung*, $\Gamma < 1$, ist die nach Gleichung 5.33 berechnete theoretische Fördergeschwindigkeit bei *Gleitförderung* v_{th}^G eingetragen. Die nach Gleichung 5.45 berechnete theoretische Fördergeschwindigkeit bei *Wurfförderung* v_{th}^W ist für $\Gamma > 1$ abgebildet. Die in Abbildung 5.15 dargestellte Rechenvorschrift zur Berechnung der mittleren theoretischen Geschwindigkeit \bar{v}_{th} berücksichtigt *Gleit-* und *Wurfförderung*.

Im Bereich $1,0 < \Gamma < 1,22$, d. h. für den Wurfaußenfaktor $0 < n < 0,4$, ist der vorherrschende Einfluß der 1. *Gleitphase* gegenüber der *Wurfphase* auf die theoretische Fördergeschwindigkeit deutlich zu sehen: Infolge der Vernachlässigung der 1. *Gleitphase* bei der Berechnung

von v_{th}^W ist v_{th}^W für $\Gamma \leq 1,15$ deutlich zu gering. Ab $\Gamma \geq 1,22$, d. h. für den Wurfdauerfaktor $n \geq 0,4$, ist die *Wurfphase* deutlicher ausgeprägt als die *Gleitphasen*, v_{th}^W und \bar{v}_{th} stimmen annähernd überein.

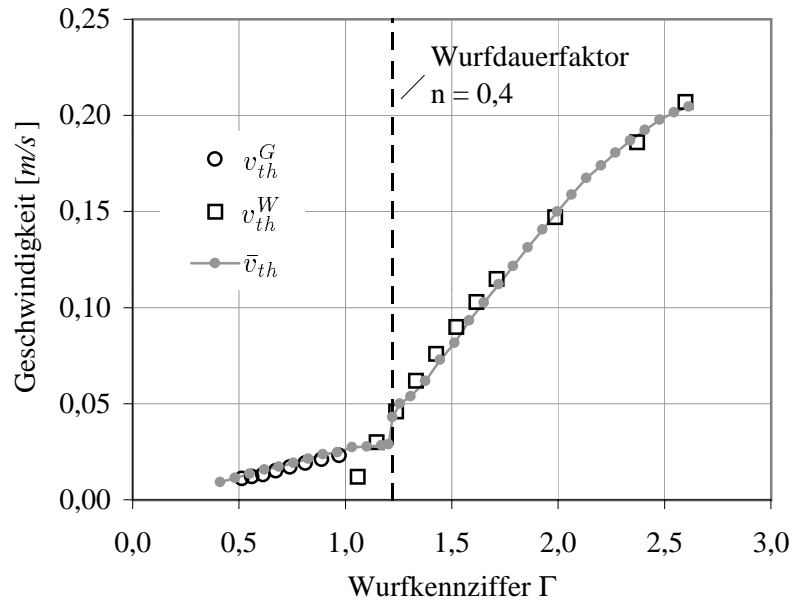


Abbildung 5.17: Theoretische Fördergeschwindigkeit v_{th}^G , v_{th}^W und \bar{v}_{th} in Abhängigkeit der Wurfkennziffer Γ für die Schwingfrequenz $f = 50\text{Hz}$ und den Schwingungswinkel $\beta = 20^\circ$

Die Unstetigkeitsstelle von v_{th} bei $\Gamma = 1,22$ ist durch den Übergang von der *Gleitförderung* zu einer ausgeprägten *Wurfförderung* zu erklären. Ab $\Gamma = 1,22$ ($n = 0,4$) wird der negative Umkehrpunkt der Rinne beim Wurf überwunden. Die Verwendung der mittleren theoretische Fördergeschwindigkeit \bar{v}_{th} ist für den Übergangsbereich $1,0 < \Gamma < 1,22$ von der *Gleitförderung* zur ausgeprägten *Wurfförderung* der Verwendung von v_{th}^W vorzuziehen.

5.4.2.4 Tatsächliche Fördergeschwindigkeit

Mit Hilfe von vier Korrekturfaktoren k_i , $i = 1 \dots 4$, wird versucht, die Abweichung der tatsächlichen Fördergeschwindigkeit v von der theoretischen Fördergeschwindigkeit bei Wurfförderung v_{th}^W zu beschreiben [57],

$$v = k_1 k_2 k_3 k_4 v_{th}^W. \quad (5.47)$$

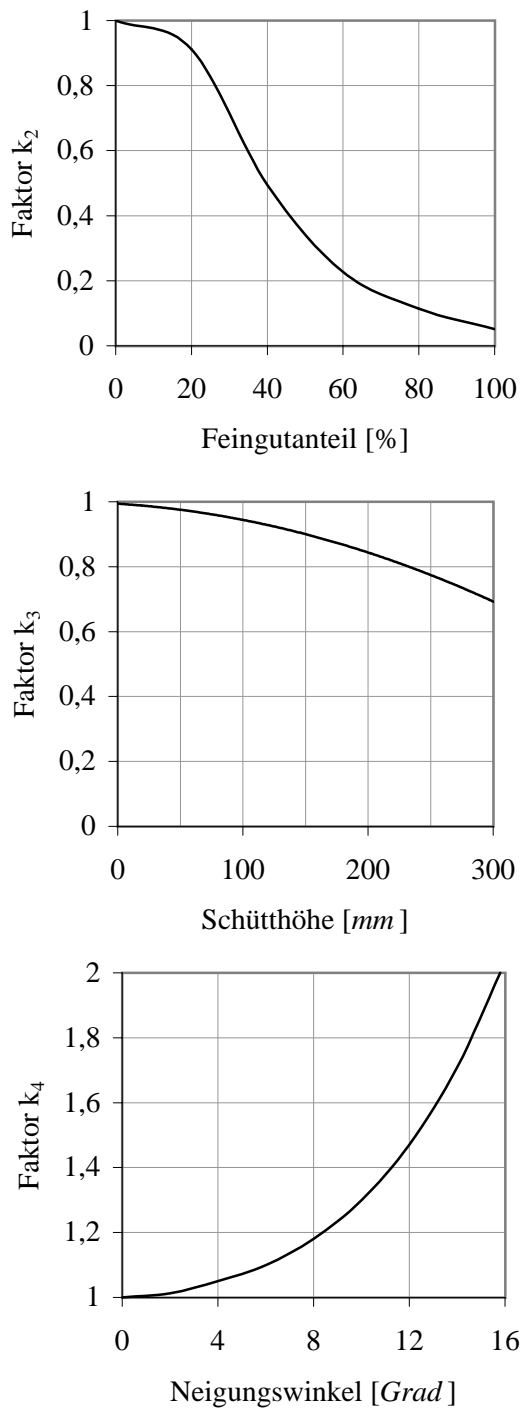


Abbildung 5.18: Qualitative Darstellung der Einflüsse von Feingutanteil, Schütthöhe und Neigungswinkel der Förderebene auf die Fördergeschwindigkeit [57]

Der Korrekturfaktor k_1 berücksichtigt die Berührungseigenschaften zwischen Rinne und Fördergut und im Modell unberücksichtigte Relativbewegungen. Der Faktor k_1 wird experimentell bei einer geringer Schütthöhe des Fördergutes auf der Rinne ermittelt. k_1 ist von der Wurfkennziffer Γ abhängig und liegt üblicherweise im Bereich $0,85 \leq k_1 \leq 1,1$ für körnige und kleinstückige Güter.

Der Korngrößenaufbau des Schüttgutes hat entscheidenden Einfluß auf die Fördergeschwindigkeit v . Als Feingut werden Partikel mit einer Korngröße kleiner $0,3\text{mm}$ definiert. Der Faktor k_2 berücksichtigt den Einfluß des Feingutanteils auf die Fördergeschwindigkeit (Abbildung 5.18). Feingut verringert die Fördergeschwindigkeit. Ursache dafür ist die mit zunehmendem Feingutanteil sinkende Gasdurchlässigkeit des Schüttgutes. Infolge des ständigen Abhebens und Auftreffens von der bzw. auf die Rinne entstehen unterschiedliche Luftdruckverhältnisse. Ist der Ausgleich der Druckunterschiede durch die Gutschicht nur eingeschränkt möglich, bilden sich Luftpolster, die die Impulsübertragung von der Rinne auf das Gut erschweren.

Mit zunehmender Schütthöhe des Fördergutes auf der Rinne sinkt die Fördergeschwindigkeit. Dies wird durch den Korrekturfaktor k_3 berücksichtigt. Bei körnigen Gütern ohne Feingutanteil kann der Einfluß der Schütthöhe für Werte unter 50mm vernachlässigt werden.

Bei geneigter Förderung wird der Einfluß des Neigungswinkels der Förderebene gegenüber der Horizontalen durch den Faktor k_4 berücksichtigt. Ein positiver Neigungswinkel bedeutet eine abwärts geneigte Förderebene und führt zu einem Anstieg der Fördergeschwindigkeit.

In Versuchen wurde die Fördergeschwindigkeit v für die vier Holzsorten S , B , FF und FG in Abhängigkeit der Wurfkennziffer Γ bestimmt. Die Fördergeschwindigkeit v wird aus dem Quotienten der Strecke $L = 0,53m$ von der Gutaufnahme zur Gutabgabe der Schwingrinne und der Laufzeit T errechnet,

$$v = \frac{L}{T}. \quad (5.48)$$

Die Masse des geförderten Holzstaubes wird im Versuch so klein gewählt, daß der Einfluß der Schütthöhe des Holzstaubes auf der Schwingrinne auf die Messung vernachlässigt werden kann. Die Auflösung der Zeitmessung beträgt $0,2s$. Für den Bereich $0,2mm \leq A \leq 0,5mm$ wird die Laufzeit im Bereich $22s \geq T \geq 5s$ gemessen. Daraus folgt ein maximaler Fehler von etwa 4%. Bei konstanter Schwingfrequenz f und konstantem Schwingungswinkel β ist die Wurfkennziffer Γ proportional zur Schwingungsamplitude A (Gleichung 5.34). In Abbildung 5.19 ist die Fördergeschwindigkeit v in Abhängigkeit der Amplitude A dargestellt, weil die Ausgleichslinien der Abhängigkeit von v von A bei der Untersuchung der Dämpfung der Massenstromschwankungen verwendet werden (Kapitel 5.4.3).

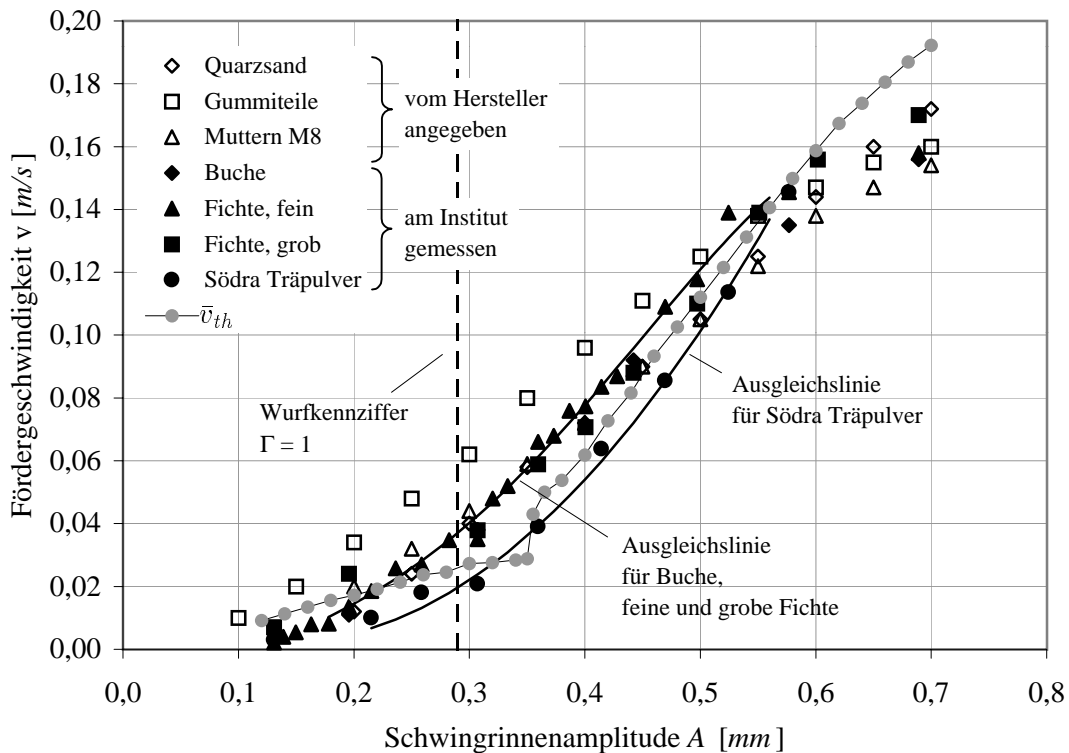


Abbildung 5.19: Fördergeschwindigkeit v in Abhängigkeit der Amplitude A für die Schwingfrequenz $f = 50Hz$, den Schwingungswinkel $\beta = 20^\circ$ und verschiedene Fördergüter

Die gegenüber der Fördergeschwindigkeit der Holzsorten B , FF und FG geringere Fördergeschwindigkeit der Holzsorte S bei gleicher Amplitude A ist durch den höheren Feingutanteil der Holzsorte S bedingt. Aus den Durchgangssummenkurven der Siebanalyse ist ein Feingutanteil von 0% für die Holzsorten FF und FG , 10% für die Holzsorte B und 50% für die Holzsorte S abzulesen (Abbildung 4.1). In Abbildung 5.19 sind zusätzlich zu den Ergebnissen eigener Messungen die vom Hersteller der Schwingrinne angegebenen Kennlinien für Quarzsand, Gummiteile und Muttern der Größe $M8$ eingetragen.

5.4.3 Dämpfung der Massenstromschwankungen

5.4.3.1 Stand der Untersuchungen

Der Schwingförderer wird im Rahmen des Brennstoffördersystems zur Vergleichmäßigung des Brennstoffmassenstromes eingesetzt. Die Reduktion der von der Förderschnecke bei der Dosierung hervorgerufenen Massenstromschwankungen durch die Schwingrinne wurde von *Joppich* experimentell nachgewiesen [41]. Für den mittleren Massenstrom \bar{m} im Bereich von 100kg/h bis 300kg/h wird der Variationskoeffizient des Massenstromes V auf Werte unter 10% reduziert. *Joppich* beobachtete die Abhängigkeit des Variationskoeffizienten V vom mittleren Massenstrom \bar{m} und der Schwingungsamplitude A . Der Einfluß der Holzsorte wurde nicht untersucht. Im folgenden wird der Variationskoeffizient des Massenstromes nach der Förderschnecke mit V_0 und der Variationskoeffizient des Massenstromes nach der Schwingrinne mit V gekennzeichnet.

In Abbildung 5.20 sind die relativen Abweichungen der Massenströme \dot{m}_i vom mittleren Massenstrom $\bar{m} = 110\text{kg/h}$ für die Schneckendrehzahl $n = 6\text{U/min}$, die Schwingungsamplitude $A = 0,44\text{mm}$ und die Holzsorte *S* dargestellt. Bei Vergleich der Abbildung 5.20 mit der Abbildung 5.6 ist zu sehen, daß die Schwankungsspitzen der relativen Abweichungen bei Verwendung der Schwingrinne mit $A = 0,44\text{mm}$ kleiner sind als ohne Schwingrinne. Die Frequenz der Schneckendrehzahl $n = 6\text{U/min}$ ist ohne Schwingrinne und bei Verwendung der Schwingrinne mit $A = 0,44\text{mm}$ an den 6 Spitzen der relativen Abweichungen im Zeitraum einer Minute zu erkennen. Der Variationskoeffizient des Massenstromes nach der Förderschnecke ist $V_0 = 42,9\%$. Nach der Schwingrinne mit $A = 0,44\text{mm}$ ist $V = 27,6\%$.

Abbildung 5.21 zeigt die relativen Abweichungen der Massenströme \dot{m}_i vom mittleren Massenstrom $\bar{m} = 110\text{kg/h}$ für die Schneckendrehzahl $n = 6\text{U/min}$, die Schwingungsamplitude $A = 0,31\text{mm}$ und die Holzsorte *S*. Die Schwankungsspitzen der relativen Abweichungen sind bei $A = 0,31\text{mm}$ deutlich geringer als bei $A = 0,44\text{mm}$ (Abbildung 5.20). Die Frequenz der Schneckendrehzahl $n = 6\text{U/min}$ ist bei $A = 0,31\text{mm}$ nicht mehr zu erkennen. Nach der Schwingrinne mit $A = 0,31\text{mm}$ ist der Variationskoeffizient des Massenstromes $V = 11,2\%$.

Die für den mittleren Massenstrom \bar{m} optimale Amplitude \hat{A} ist die Schwingungsamplitude, bei der der Variationskoeffizient V minimal ist. Das Minimum des Variationskoeffizienten V wird mit \hat{V} gekennzeichnet. \hat{A} und \hat{V} sind vom mittleren Massenstrom \bar{m} abhängig (Abbildungen 5.22 und 5.23). Bei einer größeren Schwingungsamplitude als der optimalen Amplitude, $A > \hat{A}$, werden die Massenstromschwankungen der Förderschnecke nur geringfügig gedämpft, $\hat{V} < V < V_0$. Bei einer geringeren Schwingungsamplitude als der optimalen Amplitude, $A < \hat{A}$, steigen die Massenstromschwankungen nach der Schwingrinne gegenüber den Massenstromschwankungen bei Betrieb mit \hat{A} wieder an, $\hat{V} < V$. Der Verlauf der optimalen Amplitude \hat{A} gegenüber dem mittleren Massenstrom \bar{m} ist für die Wurfkennziffer $\Gamma > 1$ näherungsweise linear.

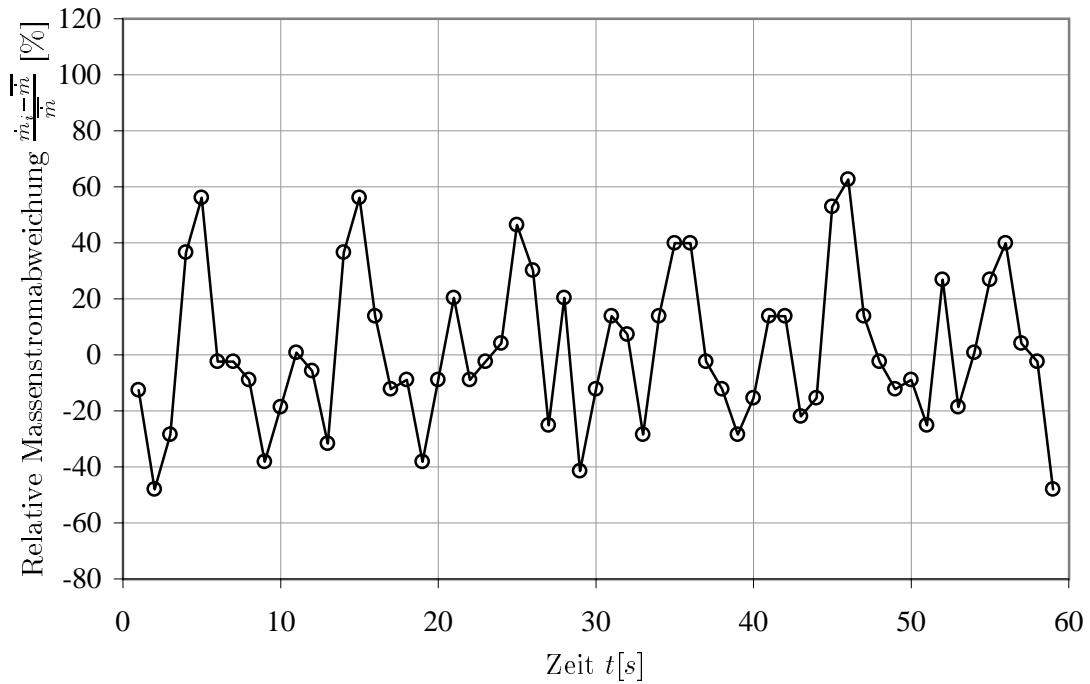


Abbildung 5.20: Relative Abweichungen der Massenströme \dot{m}_i vom mittleren Massenstrom $\bar{m} = 110\text{kg/h}$ für die Schneckendrehzahl $n = 6\text{U/min}$, die Schwingungsamplitude $A = 0,44\text{mm}$ und die Holzsorte S [41]

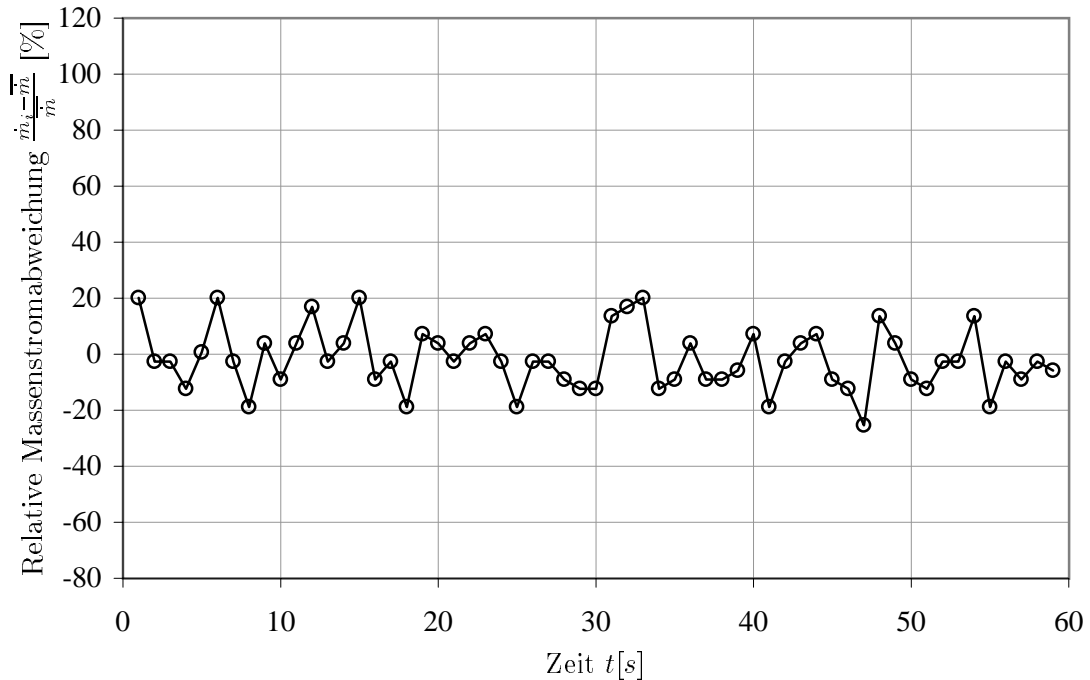


Abbildung 5.21: Relative Abweichungen der Massenströme \dot{m}_i vom mittleren Massenstrom $\bar{m} = 110\text{kg/h}$ für die Schneckendrehzahl $n = 6\text{U/min}$, die Schwingungsamplitude $A = 0,31\text{mm}$ und die Holzsorte S [41]

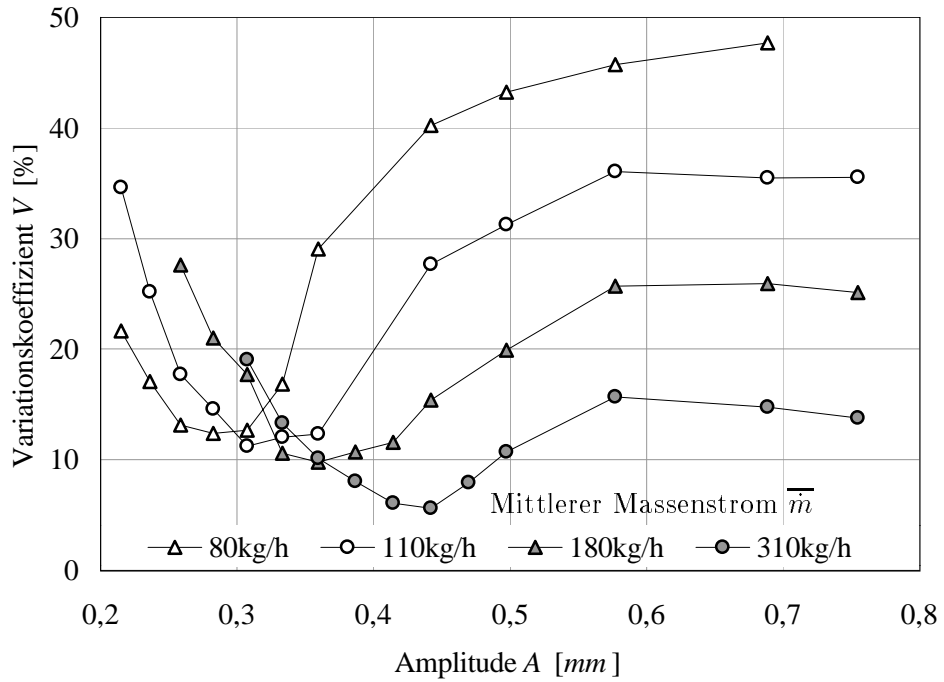


Abbildung 5.22: Variationskoeffizient V in Abhängigkeit der Schwingungsamplitude A und des mittleren Massenstromes \bar{m} für die Holzsorte S [41]

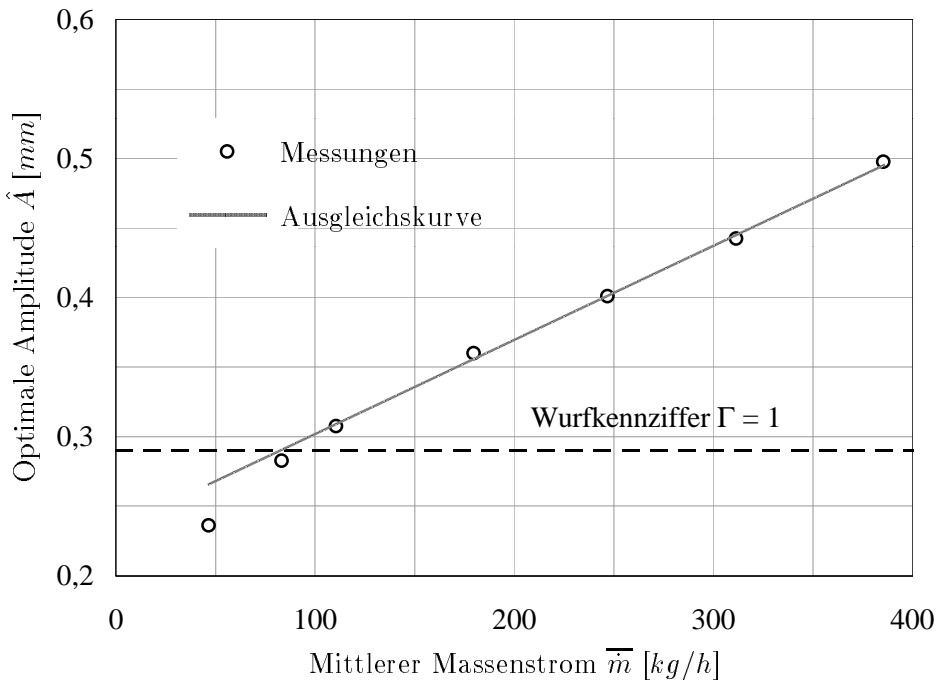


Abbildung 5.23: Optimale Schwingungsamplitude \hat{A} in Abhängigkeit des mittleren Massenstromes \bar{m} für die Holzsorte S [41]

5.4.3.2 Dämpfungsmodell

Der Dämpfungseffekt des Schwingförderers beruht auf der Erscheinung, daß die Teilchen beim Feststofftransport auf der Rinne durch das Schwingen des Troges unterschiedlich beschleunigt werden und sich relativ zueinander auf dem Trog bewegen. Dadurch werden unterschiedliche Feststoffverteilungen auf dem Trog während des Fördervorganges ausgeglichen und der Massenstrom vergleichmäßig. Die Vergleichmäßigung des Massenstromes führt dazu, daß der Variationskoeffizient V_0 vor dem Schwingförderer auf den Variationskoeffizienten V nach dem Schwingförderer reduziert wird. Die Dämpfung des Schwingförderers wird als Verhältnis von V_0 zu V definiert,

$$D = \frac{V_0}{V}. \quad (5.49)$$

Die Verweilzeit T der Teilchen auf dem Rinnentrog ist der Quotient von Troglänge L und Fördergeschwindigkeit v der Teilchen auf dem Trog,

$$T = \frac{L}{v}. \quad (5.50)$$

Die Fördergeschwindigkeit v des Schwingförderers vom Typ *AEG KF2-6* mit konstanter Schwingfrequenz f und konstantem Schwingungswinkel β ist von der Schwingungsamplitude A und der Holzsorte abhängig (Abbildung 5.19). Die Fördergeschwindigkeit v ist für $0,3\text{mm} \leq A \leq 0,6\text{mm}$ näherungsweise linear abhängig von der Schwingungsamplitude A . Nach Gleichung 5.50 ist damit die Verweilzeit T bei konstanter Troglänge L für $0,3\text{mm} \leq A \leq 0,6\text{mm}$ umgekehrt proportional zur Schwingungsamplitude A ,

$$T \sim \frac{1}{A}. \quad (5.51)$$

Die Messungen von *Joppich* mit der Holzsorte S zeigen, daß der Variationskoeffizient V für konstanten mittleren Massenstrom \bar{m} und konstanten Variationskoeffizienten V_0 bei Verringerung der Schwingungsamplitude A bis zum Erreichen der optimalen Schwingungsamplitude \hat{A} abnimmt (Abbildung 5.22): die Dämpfung D nimmt für $A > \hat{A}$ bei abnehmender Amplitude A zu. Ursache dafür ist der mit zunehmender Verweilzeit T bessere Ausgleich unterschiedlicher Feststoffverteilungen auf dem Trog (Gleichung 5.51).

Der mittlere Massenstrom \bar{m} auf dem Rinnentrog ist das Produkt von Schüttdichte ρ_S , Trogbreite B , Schütthöhe h und Fördergeschwindigkeit v der Teilchen auf dem Rinnentrog,

$$\bar{m} = \rho_S B h v. \quad (5.52)$$

Unter der Annahme konstanter Schüttdichte ρ_S ist die Schütthöhe h bei konstantem mittlerem Massenstrom \bar{m} und konstanter Trogbreite B umgekehrt proportional zur Fördergeschwindigkeit v und damit in erster Näherung umgekehrt proportional zur Amplitude A ,

$$h \sim \frac{1}{A}. \quad (5.53)$$

Bei Unterschreitung der optimalen Schwingungsamplitude, $A < \hat{A}$, steigt der Variationskoeffizient V nach der Schwingrinne gegenüber seinem Minimum \hat{V} bei \hat{A} an und die Dämpfung D sinkt bei konstantem V_0 gegenüber ihrem Maximum \hat{D} bei \hat{A} ab. Ursache dafür ist der Einfluß der bei Verringerung von A anwachsenden Schütthöhe h der Teilchen auf deren Ausgleichsbewegung auf dem Trog.

Die unregelmäßige Ausgleichsbewegung der Teilchen auf dem Trog wird mit steigender Schütthöhe h zunehmend eingeschränkt und die Teilchen bilden am Trogende eine anwachsende Feststofffront. Die Schütthöhe bei der optimalen Amplitude \hat{A} wird im folgenden als optimale Schütthöhe \hat{h} bezeichnet. Bei Schütthöhen $h < \hat{h}$ fließt der Feststoff am Ende des Rinnentrog kontinuierlich in den Auslaufrichter der Schwingrinne. Das diskontinuierliche stückweise Abbröckeln der bei Schütthöhen $h > \hat{h}$ am Trogende gebildeten Feststofffront in den Auslaufrichter führt zu Massenstromschwankungen mit einem Variationskoeffizienten $V > \hat{V}$. Dies hat eine Dämpfung $D < \hat{D}$ zur Folge. Die optimale Schütthöhe \hat{h} wird für die Holzsorten S , B , FF und FG in Kapitel 5.4.3.4 bestimmt.

5.4.3.3 Dimensionsanalyse

Obwohl die Geometrie der Schwingrinne in den Versuchen dieser Arbeit nicht verändert wurde, wird zur allgemeinen Verwendung der Ergebnisse der Untersuchung der Dämpfung der Massenstromschwankungen durch die Schwingrinne und als Grundlage für weitere Untersuchungen eine Dimensionsanalyse unter Zugrundelegung des *Buckingham'schen* Π -Theorems durchgeführt. Das Π -Theorem besagt [84]: Gilt für n dimensionsbehaftete Einflußgrößen ϕ_i , $i = 1..n$, die Beziehung

$$\phi_1 = f(\phi_2, \phi_3, \dots, \phi_n), \quad (5.54)$$

so läßt sie sich stets in der Form

$$\Pi_1 = g(\Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_k) \quad (5.55)$$

schreiben, wobei Π_j , $j = 1..k$, die k dimensionslosen Kennzahlen sind und $k = n - m$ ist. Dabei ist m der Rang der Dimensionsmatrix der Einflußgrößen, der im allgemeinen gleich der Anzahl der in den Einflußgrößen vorkommenden Grundgrößenarten² ist. Die dimensionslosen Kennzahlen Π_j werden mit den dimensionsbehafteten Größen ϕ_i gebildet,

$$\Pi_j = \phi_1^{a_1} \phi_2^{a_2} \phi_3^{a_3} \dots \phi_n^{a_n}. \quad (5.56)$$

Für jede der k Kennzahlen Π_j können $n - m$ der unbekanntenen Exponenten a_i beliebig gewählt werden. Die restlichen m Exponenten sind so zu bestimmen, daß die Kennzahl Π_j dimensionslos wird.

Ausgangspunkt der Dimensionsanalyse ist die Relevanzliste der physikalischen Größen, die die Aufgabenstellung vollständig beschreiben. Die Relevanzliste besteht aus geometrischen Größen, die Stoffeigenschaften beschreibenden Größen und Prozeßgrößen. In die Relevanzliste wird neben den unabhängigen physikalischen Größen die abhängige Zielgröße eingetragen.

In Kapitel 5.4.3.2 wurde aus den Ergebnissen erster Messungen für die Holzsorte S ein Modell abgeleitet, daß die Abhängigkeit der Dämpfung D von der Verweilzeit T und der Schütthöhe h der Teilchen auf dem Trog beschreibt. Die Dämpfung D wird als Zielgröße in die Relevanzliste eingetragen, die Verweilzeit T und die Schütthöhe h werden als Prozeßgrößen eingetragen (Tabelle 5.4). Die Schüttdichte ρ_S und der mittlere Massenstrom \bar{m} wirken sich auf die Schütthöhe h der Teilchen auf dem Trog aus (Gleichung 5.52), die Troglänge L wirkt sich auf die Verweilzeit T aus (Gleichung 5.50). Unter der Annahme, daß ρ_S , \bar{m} und L indirekt über h und T , aber nicht direkt den Dämpfungsvorgang beeinflussen, werden ρ_S , \bar{m} und L nicht in die Relevanzliste eingetragen. Die Korngrößenverteilung der Holzsorte

²z. B. Länge in m , Zeit in s und Masse in kg

wird näherungsweise durch die mittlere Partikelgröße d_P berücksichtigt. Das Fließverhalten der Holzsorte wird näherungsweise durch den experimentell einfach zu bestimmenden Böschungswinkel α beschrieben (Kapitel 4.2). Neben der geometrischen Größe der Trogbreite B werden die Schwingfrequenz f , die Schwingungsamplitude A , der Schwingungswinkel β und die Erdbeschleunigung g als Prozeßgrößen in die Relevanzliste eingetragen.

Tabelle 5.4: Relevanzliste der Dämpfung der Massenstromschwankungen

Zielgröße	Dämpfung	D	–
Geometrie	Trogbreite	B	m
Stoffeigenschaften	Mittlere Partikelgröße	d_P	m
	Böschungswinkel	α	–
Prozeßgrößen	Verweilzeit	T	s
	Schütthöhe	h	m
	Schwingfrequenz	f	s^{-1}
	Schwingungsamplitude	A	m
	Schwingungswinkel	β	–
	Erdbeschleunigung	g	m/s^2

Zwischen den für den Dämpfungsvorgang relevanten Größen besteht der funktionale Zusammenhang

$$D = f(B, d_P, \alpha, T, h, f, A, \beta, g). \quad (5.57)$$

Die Dimensionsanalyse der zehn Größen der Relevanzliste, $n = 10$, führt unter Berücksichtigung der zwei vorkommenden Grundgrößenarten, $m = 2$, auf acht Kennzahlen, $k = 8$:

$$\begin{aligned} \Pi_1 = D & & \Pi_2 = \frac{B}{d_P} & & \Pi_3 = \alpha & & \Pi_4 = T f \\ \Pi_5 = \frac{h}{d_P} & & \Pi_6 = \frac{A}{d_P} & & \Pi_7 = \beta & & \Pi_8 = \frac{g}{d_P f^2} \end{aligned}$$

Die Kennzahl Π_4 ist das Produkt von Verweilzeit T und Schwingfrequenz f und wird im weiteren als Impulszahl ι bezeichnet,

$$\iota = \Pi_4 = T f. \quad (5.58)$$

Die Impulszahl ι ist die Anzahl der während der Förderung auf der Schwingrinne von der Rinne auf das Fördergut übertragenen Stöße (Impulse). Die Kennzahl Π_5 ist das Verhältnis der Schütthöhe h der Partikel auf der Rinne zur mittleren Partikelgröße d_P und wird im weiteren als bezogene Schütthöhe h_{rel} bezeichnet,

$$h_{rel} = \Pi_5 = \frac{h}{d_P}. \quad (5.59)$$

Die bezogene Schütthöhe h_{rel} ist ein Maß für die Anzahl der übereinander auf der Rinne gestaffelten Feststoffteilchen. Modifikationen der Kennzahlen in Form von Multiplikationen oder Divisionen sind zulässig. Die Kennzahl Π_7 ist der Schwingungswinkel β . Das Produkt des

Quotienten der Kennzahlen Π_6 und Π_8 mit dem *Sinus* der Kennzahl Π_7 ist der Wurfkennziffer Γ proportional (Gleichung 5.34),

$$\frac{\Pi_6}{\Pi_8} \sin \Pi_7 = \frac{A f^2}{g} \sin \beta \sim \Gamma. \quad (5.60)$$

Zwischen den aus der Dimensionsanalyse abgeleiteten Kennzahlen gilt ein funktionaler Zusammenhang entsprechend Gleichung 5.55,

$$D = g(\iota, h_{rel}, \alpha, \Gamma, \beta, \Pi_6, \Pi_2). \quad (5.61)$$

5.4.3.4 Optimale Amplitude und optimale Schütthöhe

Die optimale Amplitude \hat{A} ist definiert als die Amplitude, bei der der Variationskoeffizient V sein Minimum \hat{V} hat (Kapitel 5.4.3.2). \hat{A} ist abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} und der Holzsorte. Die optimale Schütthöhe \hat{h} ist die Schütthöhe der Teilchen am Rinnentrog bei Förderung mit der optimalen Amplitude \hat{A} .

In den Abbildungen 5.24 bis 5.27 ist die gemessene optimale Amplitude \hat{A} abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorten S , B , FF und FG dargestellt. Zusätzlich sind Linien konstanter Schütthöhe, $h = const.$, eingetragen. Der maximale Meßfehler bei der Bestimmung der optimalen Amplitude \hat{A} wird durch die Auflösung des Potentiometers bei der Einstellung der Amplitude A bedingt und beträgt im Mittel $0,015mm$. Die unterschiedlichen Verläufe der Linien konstanter Schütthöhe sind Folge der von der Holzsorte abhängigen Schüttdichte ρ_S und Abhängigkeit der Fördergeschwindigkeit v von der Schwingungsamplitude A . Die Berechnung des Punktes mit den Koordinaten (\bar{m}_1, A_1) der Linie konstanter Schütthöhe h_1 erfolgt folgendermaßen: Für den mittleren Massenstrom \bar{m}_1 und die Schütthöhe h_1 wird aus der Kontinuitätsgleichung die Fördergeschwindigkeit v_1 errechnet (Gleichung 5.52),

$$v_1 = \frac{\bar{m}_1}{\rho_S B h_1}. \quad (5.62)$$

Dabei sind die Schüttdichte ρ_S der Holzsorte nach Tabelle 4.4 und die Trogbreite $B = 200mm$ in Gleichung 5.62 einzusetzen. Für die Fördergeschwindigkeit v_1 wird die Amplitude A_1 unter Verwendung der Ausgleichsline der Abhängigkeit der Fördergeschwindigkeit v von der Schwingungsamplitude A ermittelt (Abbildung 5.19).

Die Punkte der gemessenen optimalen Amplitude \hat{A} liegen für die Holzsorten S , B , FF und FG mit guter Übereinstimmung auf der Linie der Schütthöhe $h = 30mm$ (Abbildungen 5.24 bis 5.27). Nach der in Kapitel 5.4.3.2 beschriebenen Modellvorstellung ist damit die optimale Schütthöhe $\hat{h} = 30mm$. Die aus der optimalen Schütthöhe \hat{h} und der mittleren Partikelgröße d_P berechnete bezogene optimale Schütthöhe \hat{h}_{rel} liegt abhängig von der Holzsorte zwischen 19 und 100 (Tabelle 5.5). Ursachen der Materialabhängigkeit von \hat{h}_{rel} sind die unterschiedliche Kornform und Kornverteilung und das unterschiedliche Fließverhalten (Böschungswinkel α) der Holzsorten.

Zur Fehlerabschätzung der Bestimmung der optimalen Schütthöhe \hat{h} wird in einer zu den vorigen Messungen unabhängigen Versuchsserie die Schütthöhe h auf der Schwingrinne indirekt über die Messung der Feststoffmasse m auf dem Rinnentrog bestimmt. Die Feststoffmasse m auf der Schwingrinne ist das Produkt aus Schüttdichte ρ_S , Trogbreite B , Schütthöhe h und Troglänge L ,

$$m = \rho_S B h L. \quad (5.63)$$

Tabelle 5.5: Böschungswinkel α und bezogene optimale Schütthöhe \hat{h}_{rel} der Holzsorten S , B , FF und FG

Meßergebnisse		Holzsorte			
		S	FF	FG	B
Böschungswinkel	α [°]	37	44	46	40
Bez. opt. Schütthöhe	\hat{h}_{rel}	100	33	19	27

Die Abweichung der unter Verwendung der Kontinuitätsgleichung, Gleichung 5.52, berechneten Schütthöhe h von der aus der gemessenen Feststoffmasse m mit Gleichung 5.63 bestimmten Schütthöhe liegt für den mittleren Massenstrom \bar{m} zwischen 50kg/h und 250kg/h im Bereich von $\pm 5\text{mm}$. Der maximale Fehler bei der Bestimmung der optimalen Schütthöhe \hat{h} beträgt etwa 15%.

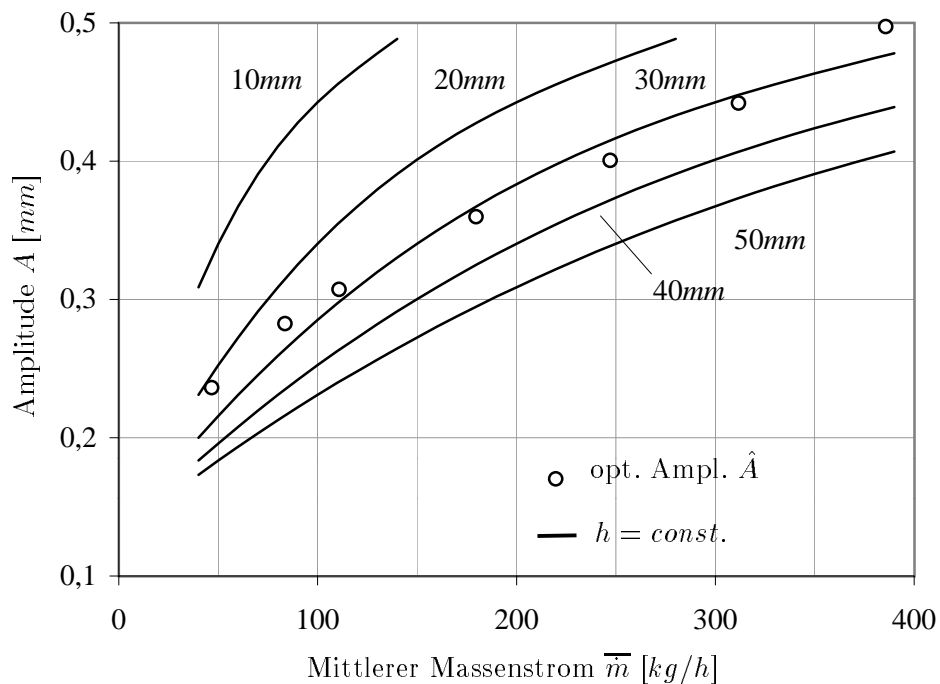


Abbildung 5.24: Linien konstanter Schütthöhe $h = \text{const.}$ und optimale Amplitude \hat{A} abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorte S

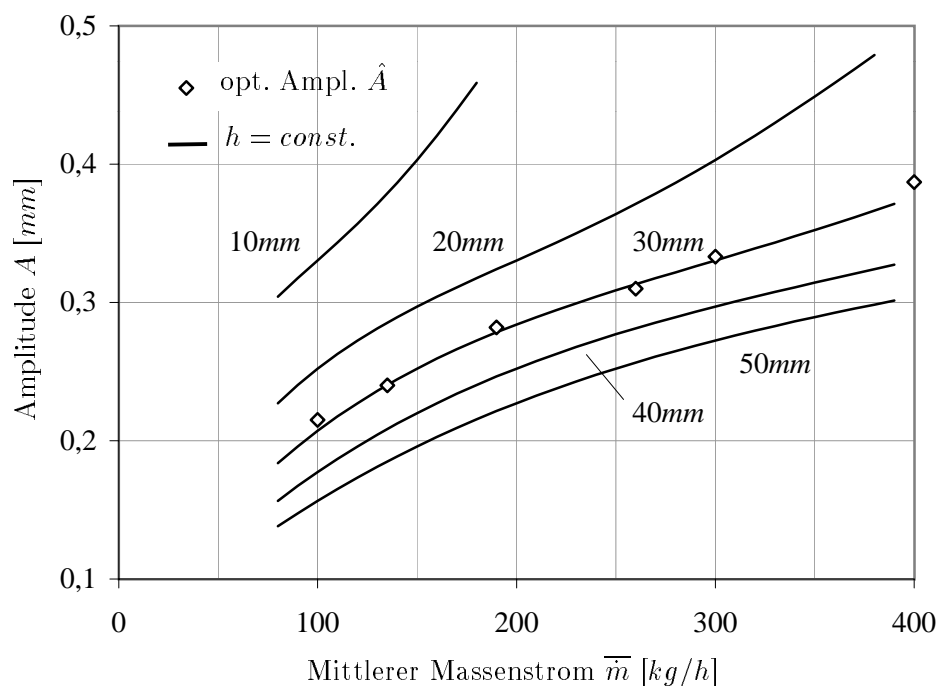


Abbildung 5.25: Linien konstanter Schütthöhe $h = \text{const.}$ und optimale Amplitude \hat{A} abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorte B

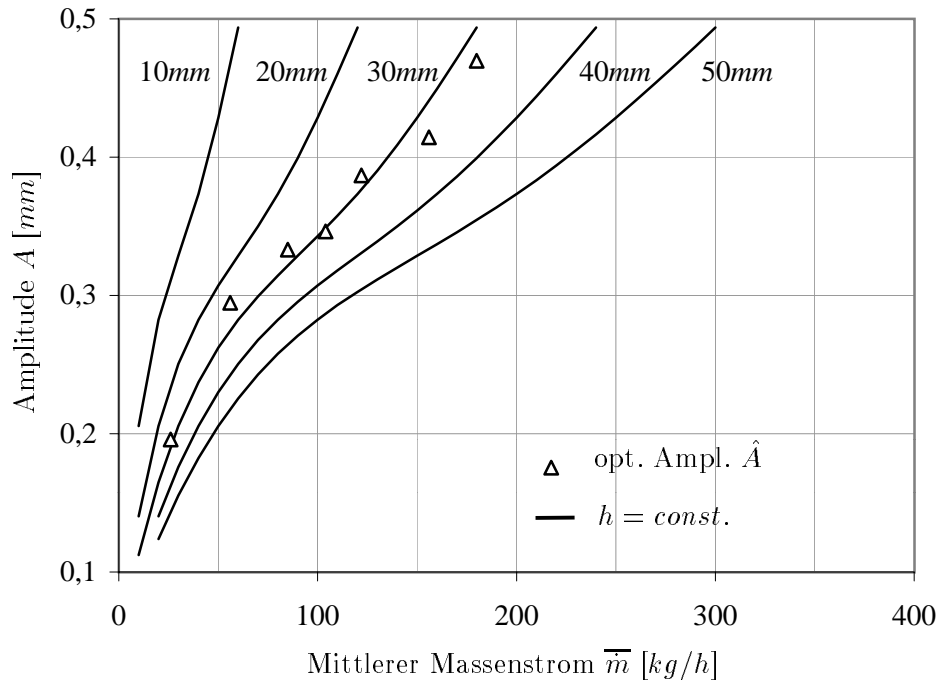


Abbildung 5.26: Linien konstanter Schütthöhe $h = const.$ und optimale Amplitude \hat{A} abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorte FF

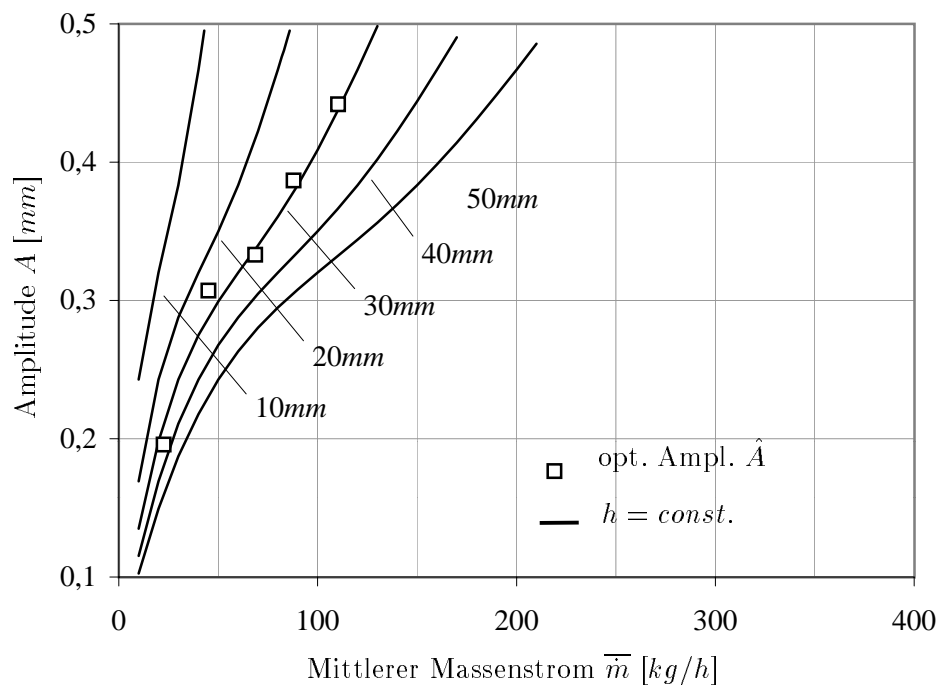


Abbildung 5.27: Linien konstanter Schütthöhe $h = const.$ und optimale Amplitude \hat{A} abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorte FG

5.4.3.5 Minimaler Variationskoeffizient und Maximale Dämpfung

Zur Bestimmung des minimalen Variationskoeffizienten \hat{V} abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} und der Holzsorte wird der Variationskoeffizient V in Abhängigkeit der Amplitude A gemessen (Abbildungen 5.28 und 5.29).

In Abbildung 5.28 ist der Verlauf des Variationskoeffizienten V über der Schwingungsamplitude A für den mittleren Massenstrom \bar{m} im Bereich von 100kg/h bis 110kg/h für die Holzsorten S , B , FF und FG dargestellt. Der Verlauf des Variationskoeffizienten V gegenüber der Amplitude A ist abhängig von der Holzsorte. Der Verlauf von V gegenüber A ist für die Holzsorten FF und FG flacher als für die Holzsorten S und B .

Der minimale Variationskoeffizient \hat{V} der Holzsorte B liegt bei einer geringeren Amplitude als der minimale Variationskoeffizient der Holzsorte S , d.h. die optimale Amplitude \hat{A} ist kleiner. Für die Holzsorte S ist bei $\bar{m} = 110\text{kg/h}$ der Variationskoeffizient nach der Förderschnecke $V_0 = 42,9\%$ und der minimale Variationskoeffizient nach der Schwingrinne $\hat{V} = 11,2\%$, die maximale Dämpfung errechnet sich damit zu $\hat{D} \approx 3,8$. Für die Holzsorte B sind bei $\bar{m} = 100\text{kg/h}$ die Variationskoeffizienten $V_0 = 38,3\%$ und $\hat{V} = 13,5\%$, die maximale Dämpfung ist $\hat{D} = 2,8$. Die unterschiedliche maximale Dämpfung \hat{D} beruht auf der unterschiedlichen Verweilzeit \hat{T} bei der optimalen Amplitude \hat{A} und den unterschiedlichen Fließeigenschaften der Holzsorten.

In Abbildung 5.29 ist der Verlauf des Variationskoeffizienten V über der Schwingungsamplitude A für den mittleren Massenstrom \bar{m} im Bereich von 180kg/h bis 190kg/h für die Holzsorten S , B und FF dargestellt. Für die Holzsorte FG liegen keine Versuchsergebnisse vor. Bei Vergleich der Abbildung 5.29 mit Abbildung 5.28 ist zu erkennen, daß der Verlauf von V gegenüber A bei höherem mittleren Massenstrom \bar{m} deutlich flacher ist als bei geringerem \bar{m} . Ursache dafür ist, daß der Massenstrom bei höherem \bar{m} infolge einer höheren Schneckendrehzahl mit geringerem Variationskoeffizienten V_0 der Schwingrinne aufgegeben wird (Kapitel 5.3.4) und infolge der höheren optimalen Amplitude \hat{A} die Verweilzeit \hat{T} bei \hat{A} geringer ist.

Für die Holzsorte S ist bei $\bar{m} = 180\text{kg/h}$ der Variationskoeffizient nach der Förderschnecke $V_0 = 27,4\%$ und der minimale Variationskoeffizient nach der Schwingrinne $\hat{V} = 9,8\%$, die maximale Dämpfung errechnet sich damit zu $\hat{D} \approx 2,8$. Die Schneckendrehzahl beträgt bei $\bar{m} = 180\text{kg/h}$ etwa das 1,6fache der Schneckendrehzahl bei $\bar{m} = 110\text{kg/h}$. Die bei höherer Schneckendrehzahl höhere Gleichmäßigkeit des von der Förderschnecke an die Schwingrinne abgegebenen Massenstromes drückt sich in der Verringerung des Variationskoeffizienten V_0 von $V_0 = 42,9\%$ bei $\bar{m} = 110\text{kg/h}$ (Schneckendrehzahl $n = 6\text{U/min}$) auf $V_0 = 27,4\%$ bei $\bar{m} = 180\text{kg/h}$ ($n = 9,8\text{U/min}$) aus (Abbildung 5.8). Die optimale Amplitude ist $\hat{A} = 0,31\text{mm}$ bei $\bar{m} = 110\text{kg/h}$ und $\hat{A} = 0,36\text{mm}$ bei $\bar{m} = 180\text{kg/h}$. Die Verweilzeit \hat{T} bei \hat{A} verhält sich nach Gleichung 5.51 näherungsweise umgekehrt proportional zur Amplitude: die Verweilzeit der Teilchen auf dem Rinnentrog ist daher bei $\bar{m} = 180\text{kg/h}$ kürzer als bei $\bar{m} = 110\text{kg/h}$. Kürzere Verweilzeit führt zu einer geringeren Dämpfung der Massenstromschwankungen, weil die Ausgleichvorgänge auf der Schwingrinne in einem kürzeren Zeitraum erfolgen.

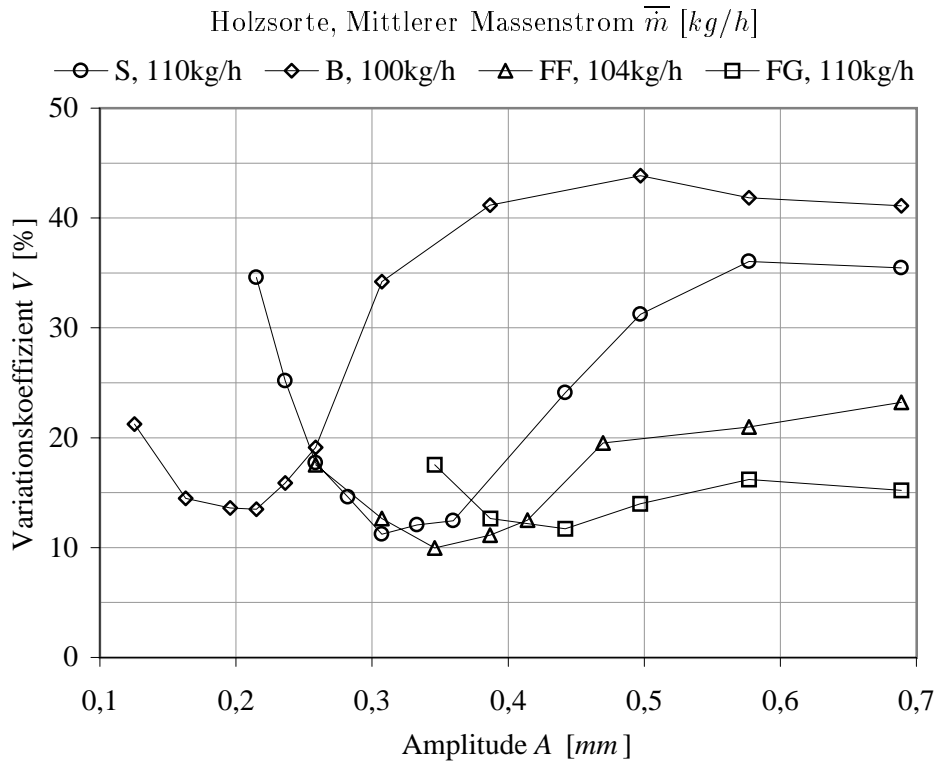


Abbildung 5.28: Variationskoeffizient V in Abhängigkeit der Amplitude A für den mittleren Massenstrom \bar{m} im Bereich von 100kg/h bis 110kg/h und die Holzsorten S , B , FF und FG

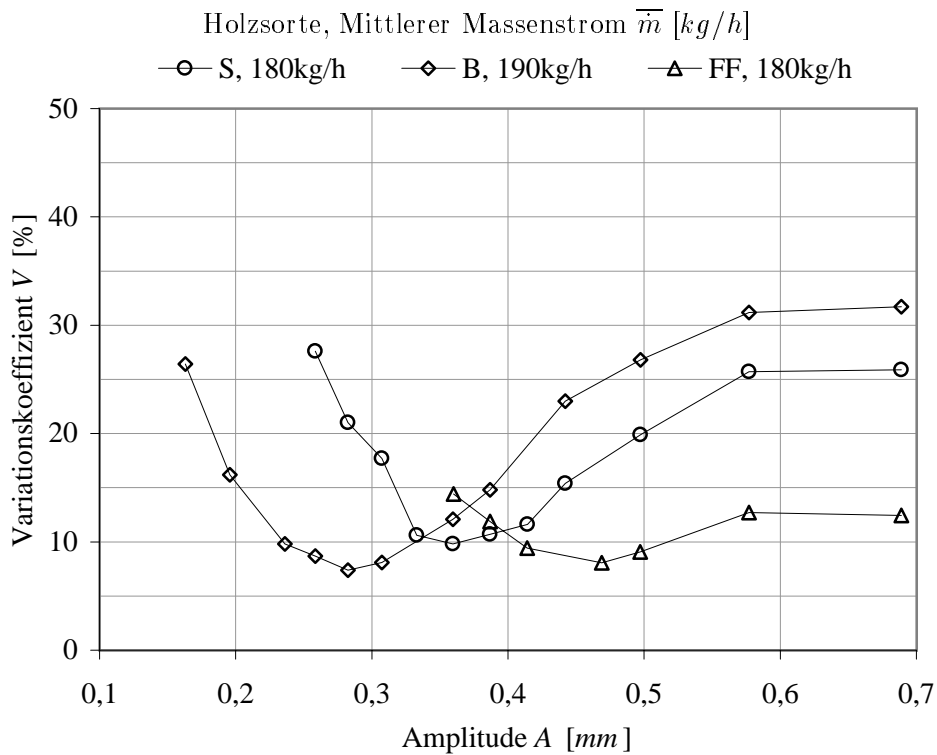


Abbildung 5.29: Variationskoeffizient V in Abhängigkeit der Amplitude A für den mittleren Massenstrom \bar{m} im Bereich von 180kg/h bis 190kg/h und die Holzsorten S , B und FF

In Abbildung 5.30 sind der Variationskoeffizient nach der Förderschnecke V_0 und der minimale Variationskoeffizient nach der Schwingrinne \hat{V} abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorten S , B , FF und FG abgebildet. Der Variationskoeffizient V_0 nimmt mit steigendem mittleren Massenstrom \bar{m} ab. Ursache dafür ist der bei höherem \bar{m} infolge einer höheren Schneckendrehzahl gleichmäßigere Massenstrom. Für die Holzsorten FF und FG ist die Abnahme von V_0 mit \bar{m} stärker als für die Holzsorten S und B , weil eine Steigerung des mittleren Massenstromes \bar{m} für die Holzsorten FF und FG zu einer stärkeren Steigerung der Schneckendrehzahl führt (Abbildung 5.5).

Das Verhältnis von V_0 zu \hat{V} , d. h. die maximale Dämpfung \hat{D} , wird mit zunehmendem mittleren Massenstrom \bar{m} kleiner. Ursache für die Abnahme der maximalen Dämpfung \hat{D} mit steigendem \bar{m} ist die infolge der steigenden optimalen Amplitude \hat{A} kürzere Verweilzeit der Teilchen auf der Schwingrinne.

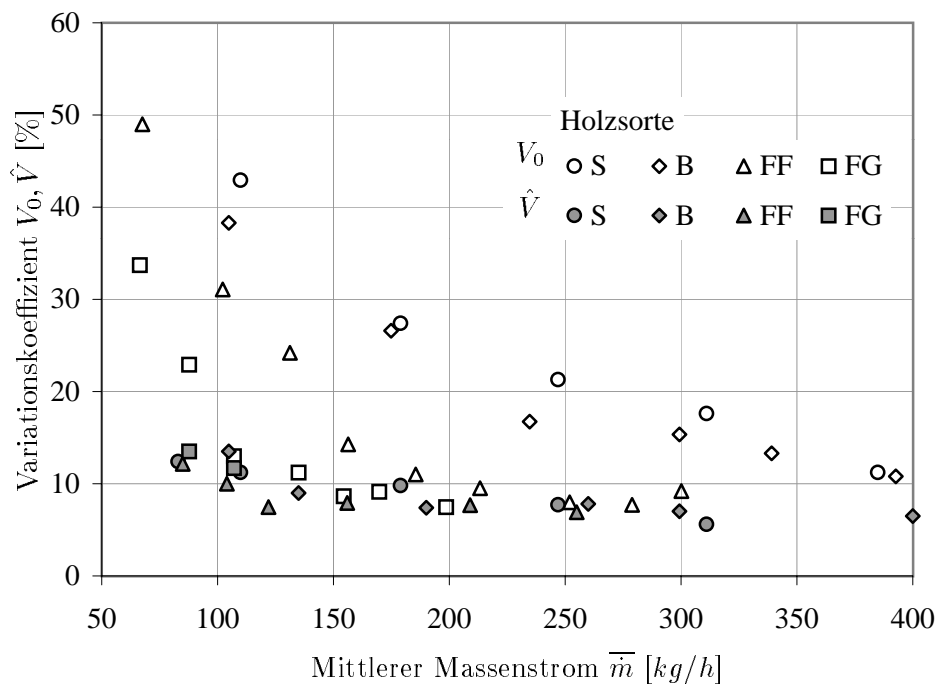


Abbildung 5.30: Variationskoeffizienten vor der Schwingrinne V_0 und minimaler Variationskoeffizient \hat{V} abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorten S , B , FF und FG

Zur übersichtlichen Darstellung der Einflüsse auf die Dämpfung der Massenstromschwankungen werden die Versuchsergebnisse im folgenden unter Verwendung der aus der Dimensionsanalyse abgeleiteten Kennzahlen dargestellt.

In Abbildung 5.31 ist die maximale Dämpfung \hat{D} in Abhängigkeit der Impulszahl \hat{i} bei der optimalen Amplitude \hat{A} für die Holzsorten S , B , FF und FG dargestellt. Für die Holzsorten sind die bezogene optimale Schütthöhe \hat{h}_{rel} und der Böschungswinkel α in die Abbildung eingetragen. Die Impulszahl \hat{i} wird nach Gleichung 5.58 als Produkt der Schwingfrequenz $f = 50Hz$ und der Verweilzeit \hat{T} bei der optimalen Amplitude \hat{A} berechnet. Mit steigender Impulszahl \hat{i} steigt die maximale Dämpfung \hat{D} . Die maximale Dämpfung \hat{D} ist von der Holzsorte abhängig: Für die Holzsorte S mit dem geringsten Böschungswinkel α (beste Fließeigenschaften) und der größten bezogenen optimalen Schütthöhe \hat{h}_{rel} wird die höchste maximale Dämpfung \hat{D} , für die Holzsorte FG mit dem größten α (schlechteste Fließeigenschaften) und dem geringsten

\hat{h}_{rel} wird die geringste maximale Dämpfung \hat{D} erreicht.

Unter der Annahme, daß der Einfluß der bezogenen Schütthöhe h_{rel} für $h_{rel} \leq \hat{h}_{rel}$ auf die Dämpfung D vernachlässigt werden kann, kann mit Hilfe der Abbildung 5.31 die Dämpfung D für $h_{rel} \leq \hat{h}_{rel}$, d. h. $A > \hat{A}$, abgeschätzt werden.

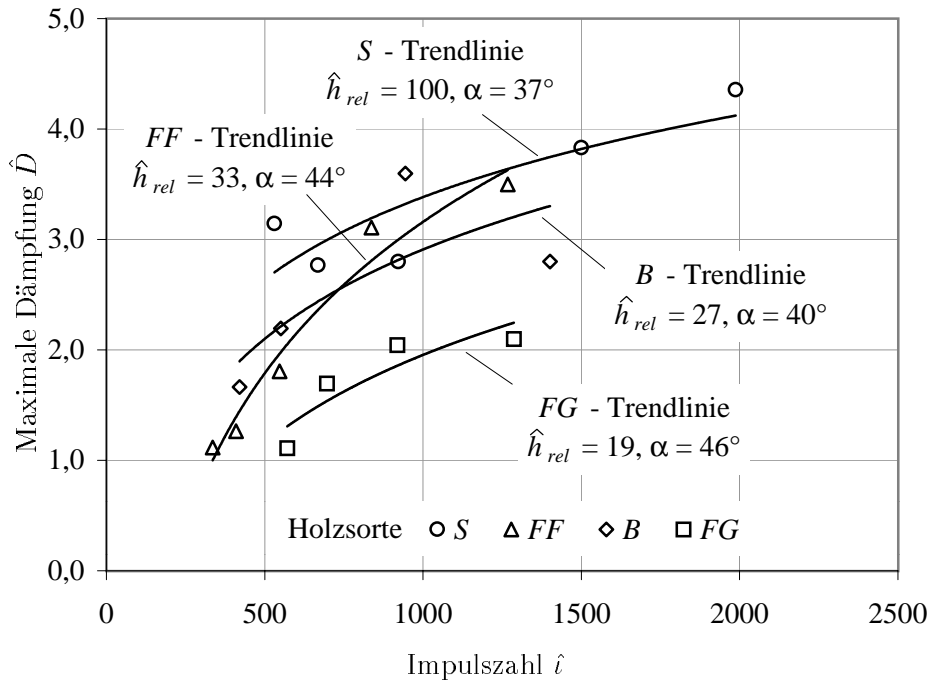


Abbildung 5.31: Maximale Dämpfung \hat{D} abhängig von der Impulszahl \hat{i} bei der optimalen Amplitude \hat{A} für die Holzsorten S, B, FF und FG (logarithmische Trendlinien)

5.4.3.6 Feststoffmasse auf der Schwingrinne

In Abbildung 5.32 werden die gemessene und die berechnete Feststoffmasse m auf der Schwingrinne abhängig von der Schwingungsamplitude A und dem mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorte FF verglichen. Das Verhältnis vom mittleren Massenstrom \bar{m} zur Fördergeschwindigkeit v ist nach Gleichung 5.52 gleich dem Produkt von Schüttdichte ρ_S , Trogbreite B und Schütthöhe h . Mit Gleichung 5.63 folgt für die Feststoffmasse m am Rinnentrog:

$$m = \frac{\bar{m}}{v} L \quad (5.64)$$

Die Fördergeschwindigkeit v bei der Schwingungsamplitude A wird unter Verwendung der Ausgleichsline der Abbildung 5.19 ermittelt.

Beim mittleren Massenstrom $\bar{m} = 104 \text{ kg/h}$ stimmen die gemessene und die berechnete Feststoffmasse auf der Schwingrinne für $A \geq 0,28 \text{ mm}$ näherungsweise überein. Für $A < 0,28 \text{ mm}$ liegt die gemessene Masse deutlich über der mit Gleichung 5.64 berechneten Masse. Die Amplitude $A = 0,28 \text{ mm}$, bei der die berechnete Masse noch näherungsweise mit der gemessenen Masse übereinstimmt, wird im folgenden als Amplitude A^* bezeichnet.

Bei der Berechnung der Feststoffmasse nach Gleichung 5.64 wird angenommen, daß die Feststoffmasse annähernd gleichmäßig über der Troglänge auf dem Rinnentrog verteilt ist und von der Förderschnecke auf die Schwingrinne geförderter Holzstaub zu keiner Ansammlung

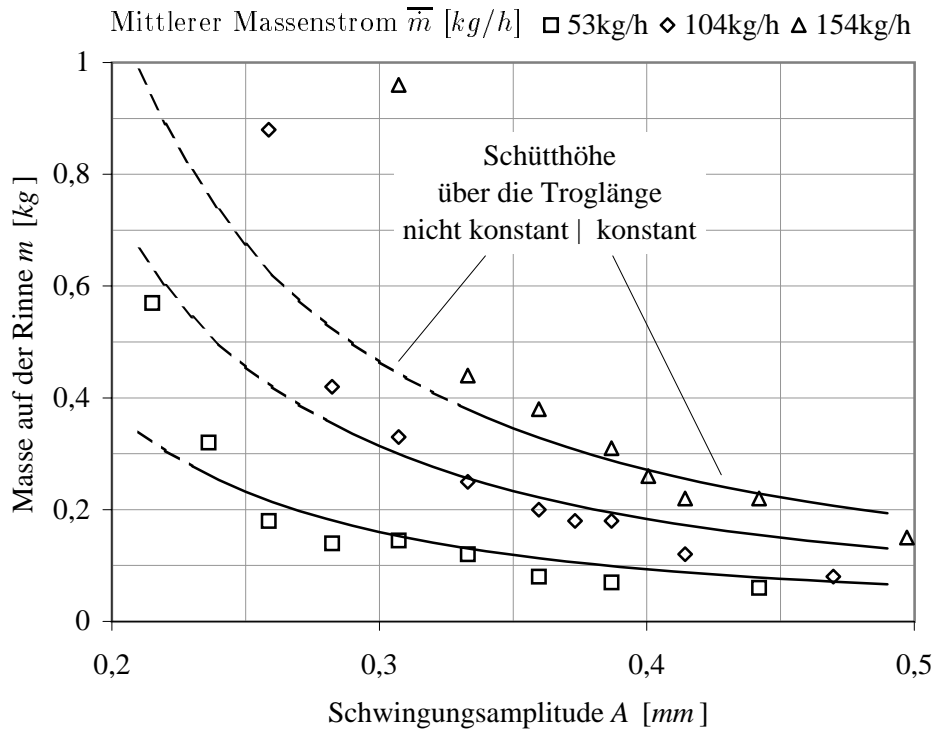


Abbildung 5.32: Vergleich der gemessenen und der berechneten Feststoffmasse m auf der Schwingrinne abhängig von der Schwingungsamplitude A und dem mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorte FF

an der Gutaufnahme der Schwingrinne führt, d. h. die Schütthöhe h näherungsweise konstant über die Länge des Troges ist. Die Übereinstimmung der berechneten und der gemessenen Feststoffmasse für Amplituden $A \geq A^*$ bestätigt diese Annahme. Wird die Amplitude A unter die Amplitude A^* abgesenkt, bildet sich an der Gutaufnahme der Schwingrinne eine Feststoffansammlung, die Schütthöhe h ist nicht über die Troglänge L konstant. Abhängig davon, wie weit die Amplitude A^* unterschritten wird, führt die Feststoffansammlung zu einem Materialstau an der Gutaufnahme der Schwingrinne, der zu einem Rückstau in die Förderschnecke und in weiterer Folge zum Verstopfen der Förderschnecke und Schwingrinne führt.

Die Schütthöhe h^* ist die Schütthöhe bei der Amplitude A^* . h^* wird mit Gleichung 5.63 aus der gemessenen Feststoffmasse m bei A^* abgeschätzt. Die Schütthöhe h^* liegt für den mittleren Massenstrom \bar{m} im Bereich von 100kg/h bis 300kg/h für die Holzsorte FF zwischen 50mm und 70mm .

5.5 Schlußfolgerungen

Der Variationskoeffizient des Massenstromes nach der Förderschnecke V_0 ist näherungsweise verkehrt proportional zur Schneckendrehzahl n und ist abhängig von den Fließeigenschaften der Holzsorte. Für $n \geq 50U/min$ ist der Variationskoeffizient $V_0 \leq 10\%$. Die Förderung von Holzsorten mit schlechten Fließeigenschaften (Holzsorte *FF* und *FG*) ist mit dem Füllungsgrad $\varphi = 86\%$ nicht möglich. Durch die Bandagierung der Schneckenwelle an der Gutaufnahme wird eine Absenkung des Füllungsgrades φ der Schnecke in der Förderzone erreicht und eine Steigerung der Schneckendrehzahl ermöglicht. Mit dem Füllungsgrad $\varphi = 42\%$ werden die untersuchten Holzsorten *S*, *B*, *FF* und *FG* problemlos gefördert.

Die Untersuchungen zur Dämpfung der Massenstromschwankungen haben gezeigt, daß die Dämpfung D sehr stark von der Impulszahl ι , der bezogenen Schütthöhe h_{rel} und der Holzsorte, beschrieben durch den Böschungswinkel α und die bezogene optimale Schütthöhe \hat{h}_{rel} , abhängig ist (Abbildung 5.31). Die Schwingrinne ist zur Erreichung der maximalen Dämpfung \hat{D} mit der bezogenen optimalen Schütthöhe \hat{h}_{rel} zu betreiben. Bei $h_{rel} < \hat{h}_{rel}$ ist $D < \hat{D}$, die Dämpfung D kann durch Absenken der Fördergeschwindigkeit v , d. h. Erhöhung der Verweilzeit T und damit der Impulszahl ι , gesteigert werden. Bei $h_{rel} > \hat{h}_{rel}$ wird der Dämpfungseffekt der Schwingrinne gestört und das stückweise Abbröckeln der am Trogende gebildeten Feststofffront in den Auslauftrichter führt zu Massenstromschwankungen. Der Böschungswinkel α ist ein Maß für die Fließeigenschaften der Holzsorte. Holzsorten mit geringerem Böschungswinkel haben bessere Fließeigenschaften. Dies führt zu besserem Ausgleich der unterschiedlichen Feststoffverteilungen auf dem Rinnentrog und damit zu geringeren Massenstromschwankungen nach der Schwingrinne. Mit Abbildung 5.31 ist die näherungsweise Bestimmung der maximalen Dämpfung \hat{D} möglich.

Für die Auslegung und den Betrieb der Schwingrinne ist die Kenntnis der Abhängigkeit der Fördergeschwindigkeit v von den Betriebsparametern der Schwingrinne, d. h. Schwingungsamplitude A , Schwingfrequenz f und Schwingungswinkel β , bedeutend. In Kapitel 5.4.2.3 wurde ein Berechnungsmodell vorgestellt, mit dem die Berechnung der mittleren theoretischen Fördergeschwindigkeit \bar{v}_{th} abhängig von f , A und β für die Bereiche der *Gleit-* und *Wurfförderung* möglich ist. Damit kann die optimale Amplitude \hat{A} für Schwingförderer mit abweichendem f und β abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} und der Holzsorte abgeschätzt werden (Abbildung 5.33). Bei Betrieb der Schwingrinne mit der Wurfkennziffer $\Gamma > 1$ besteht näherungsweise linearer Zusammenhang zwischen der optimalen Amplitude \hat{A} und dem mittleren Massenstrom \bar{m} .

Große Dämpfung D wird bei großer Impulszahl ι erreicht. Die Impulszahl ι ist nach Gleichung 5.58 das Produkt von Verweilzeit T und Schwingfrequenz f . Eine Steigerung von T und f führt bei $h_{rel} \leq \hat{h}_{rel}$ zu einer Steigerung der Dämpfung D . Die Verweilzeit T wird über die Absenkung der Fördergeschwindigkeit v und/oder die Vergrößerung der Troglänge L erhöht (Gleichung 5.50). Bei einer Änderung der Schwingfrequenz f und der Fördergeschwindigkeit v ist auf $h_{rel} \leq \hat{h}_{rel}$ zu achten. Die Trogbreite B wurde in den Versuchen nicht variiert. Das Verhältnis Π_2 lag im Bereich $125 \leq \Pi_2 \leq 675$.

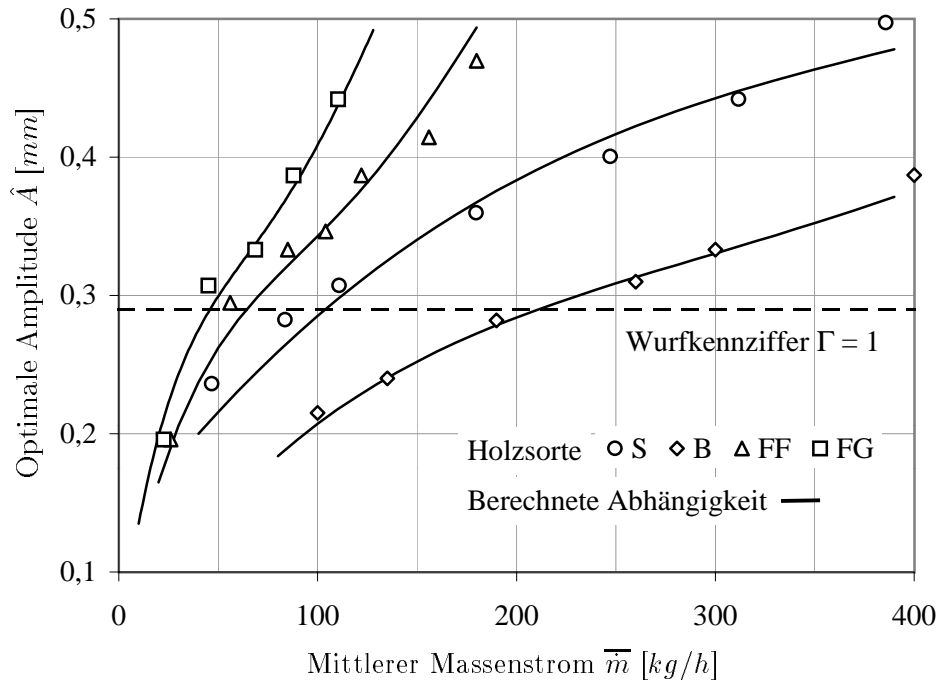


Abbildung 5.33: Abschätzung der Abhängigkeit der optimalen Amplitude \hat{A} vom mittleren Massenstrom \bar{m} und Messpunkte für die Holzsorten S, B, FF und FG

Bei der Neuauslegung einer Förderschnecke und Schwingrinne für Holzsorten, deren Förderguteigenschaften ähnlich denen der in dieser Arbeit untersuchten Holzsorten sind, sollte folgendes beachtet werden:

1. Füllungsgrad in der Förderzone $\varphi \leq 42\%$ zur problemlosen Förderung von Holzsorten mit schlechten Fließeigenschaften, Absenkung des Füllungsgrades in der Förderzone durch Bandagierung der Schneckenwelle an der Gutaufnahme (Abbildung 5.4)
2. Schneckendrehzahl $n \geq 50U/min$ für geringen Variationskoeffizienten $V_0 \leq 10\%$
3. Hohe Impulszahl ι für große Dämpfung D (Abbildung 5.31), d. h. große Troglänge L und hohe Schwingfrequenz f
4. Wurfkennziffer $\Gamma > 1$ für einen näherungsweise linearen Zusammenhang zwischen der optimalen Amplitude \hat{A} und dem mittleren Massenstrom \bar{m} (Abbildung 5.33)
5. Verhältnis Π_2 im Bereich $125 \leq \Pi_2 \leq 675$ oder größer zur Ausschaltung eines Einflusses der Trogbreite B auf die Dämpfung

Kapitel 6

Pneumatische Förderung

Nach einer Darstellung der Grundlagen der pneumatischen Förderung in Kapitel 6.1 folgt eine Beschreibung der Randbedingungen, Anforderungen und Betriebsweise der pneumatischen Förderstrecke des am *ITTEA* entwickelten Brennstoffördersystems (Kapitel 6.2). Die pneumatische Förderstrecke wird in drei Abschnitte unterteilt (Abbildung 6.1):

- **Gutaufgabe:** Injektor mit Druckbehälter an der Gutaufnahme
- **Förderzone:** Förderleitung und Rohrbogen
- **Gutabgabe:** Aufsatz am Ende der Förderleitung

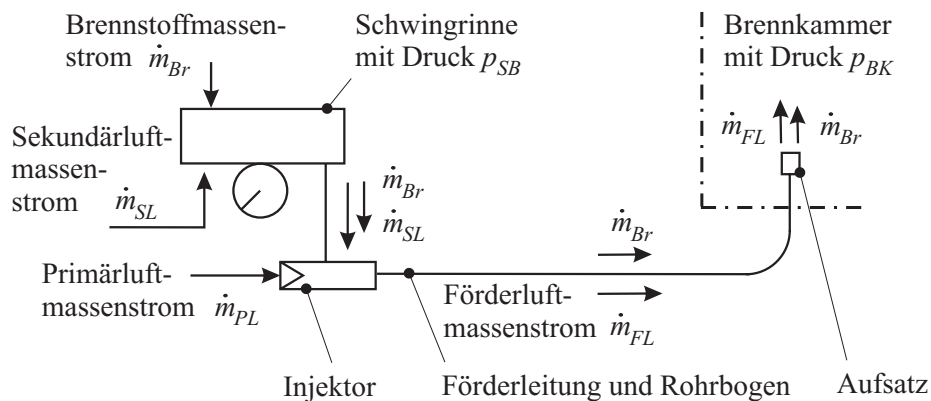


Abbildung 6.1: Pneumatische Förderstrecke des Brennstoffördersystems des *ITTEA*

Als Gutaufgabe der pneumatischen Förderstrecke dient der Injektor mit Druckbehälter an der Gutaufnahme. In den Kapiteln 6.3, 6.4 und 6.6 werden der Injektordruckaufbau, die maximale Beladung μ_{max} und der Leistungsbedarf unterschiedlicher Injektoren untersucht. Die Förderleitung und der Rohrbogen bilden die Förderzone. Der Druckverlust der Förderleitung und des Rohrbogens werden in Kapitel 6.5 behandelt. Die Gutabgabe erfolgt durch Einblasen des Brennstoffes durch einen Aufsatz am Ende der Förderleitung in die Brennkammer.

6.1 Grundlagen

6.1.1 Druckniveau und Förderzustand

Pneumatische Förderer zählen neben den hydraulischen Fördereinrichtungen zu den Strömungsförderern. Diese arbeiten entweder im Saug-, Druck- oder kombinierten Saug - Druckbetrieb mit offenem oder geschlossenem Kreislauf. Der geschlossene Kreislauf unterscheidet sich vom offenen Kreislauf durch die Rückführung des Fördermediums von der Gutabgabe zur Gutaufgabe.

Bei einem typischen Anwendungsfall des Saugbetriebes werden Fördergut und Fördermedium gemeinsam bei Umgebungsdruck über eine Saugdüse aufgenommen. Nach der Gutabgabe wird der dem Druckverlust der Förderstrecke entsprechende Unterdruck des Fördermediums gegenüber der Umgebung ausgeglichen. Das Fördergut wird über eine Schleuse abgegeben (Abbildung 6.2). Beim Druckbetrieb wird das Fördermedium vor der Aufnahme des Fördergutes auf einen dem Druckverlust entsprechenden Überdruck gegenüber der Umgebung gebracht und das Fördergut dem Fördermedium über eine geeignete Schleuse zugeführt.

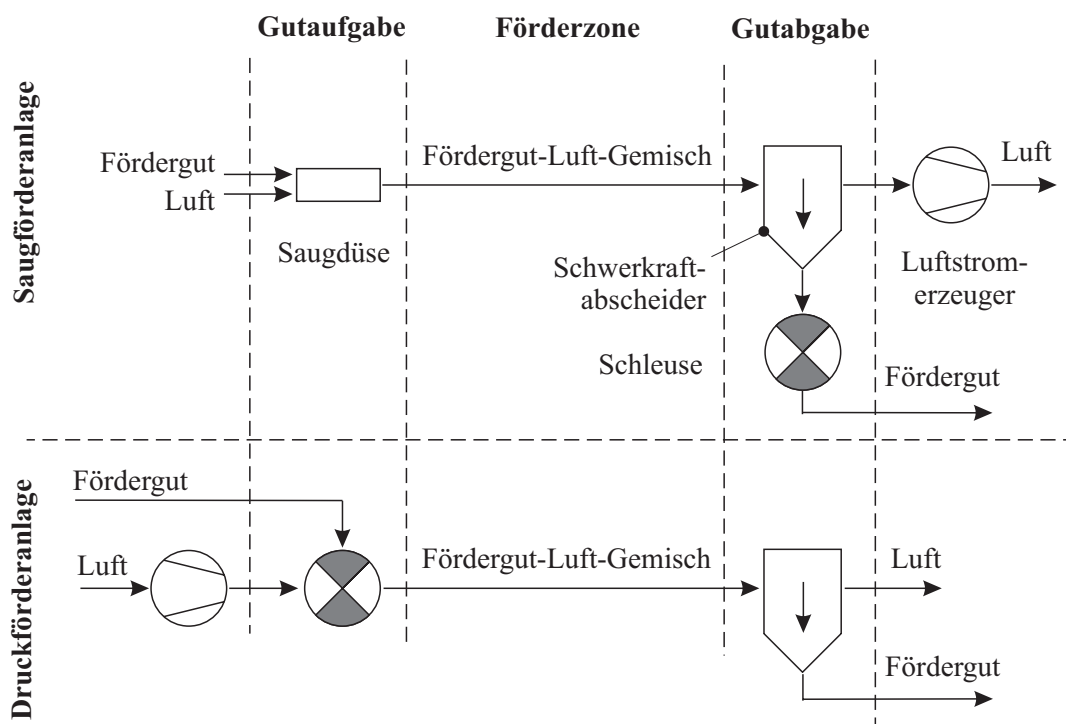


Abbildung 6.2: Verfahrensfließbild einer Saugförderanlage und einer Druckförderanlage [9]

Das Druckniveau $p_{\ddot{U}D}$ wird durch das Maximum des Betrages der Druckdifferenz zwischen Förderleitung und Umgebung definiert. Bei der pneumatischen Förderung unterscheidet man zwischen Nieder-, Mittel- und Hochdruckanlagen (Tabelle 6.1). Das Druckniveau der Brennstoffförderanlage einer direkt-holzstaubgefeuerten Gasturbinenbrennkammer liegt im Hochdruckbereich (Kapitel 3). Die Einschleusung des Brennstoffes auf das Hochdruckniveau erfolgt im Rahmen des Brennstoffördersystems des *ITTEA* durch eine Druckbehälterschleuse (Kapitel 2).

Tabelle 6.1: Druckniveau pneumatischer Förderanlagen

Druckniveau	Überdruck $p_{\ddot{U}D}$
Niederdruck	$p_{\ddot{U}D} \leq 0,2bar$
Mitteldruck	$0,2bar \leq p_{\ddot{U}D} \leq 0,5bar$
Hochdruck	$0,5bar \leq p_{\ddot{U}D} \leq 10bar$

Der Förderzustand wird durch die Höhe des Feststoffanteils in der Leitung und den Verhältnissen der Förderluftgeschwindigkeit v zur Einzelkornsinkgeschwindigkeit $w_{S,0}$ und zur Sinkgeschwindigkeit der Gutwolke w_S beschrieben. Der Feststoffanteil wird durch die Beladung μ , dem Verhältnis vom Feststoffmassenstrom \dot{m}_S zum Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} , definiert,

$$\mu = \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_{FL}}. \quad (6.1)$$

Der Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} ist das Produkt von Luftdichte ρ_L , Förderquerschnitt A und Förderluftgeschwindigkeit v ,

$$\dot{m}_{FL} = \rho_L A v. \quad (6.2)$$

Nach *Weber* werden bei der horizontalen pneumatischen Förderung die in Abbildung 6.3 dargestellten Förderzustände unterschieden [81]. Die Einteilung der Förderzustände hat qualitative Bedeutung: die angeführten Zahlenwerte sind Richtwerte für feinkörniges Fördergut mit der Feststoffdichte $\rho_S \approx 2500kg/m^3$ und für die Luftdichte ρ_L im Bereich $1,2kg/m^3 \leq \rho_L \leq 10kg/m^3$.

Wird zur Förderung des Feststoffmassenstromes \dot{m}_S der Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} so gewählt, daß die Förderluftgeschwindigkeit $v \gg w_{S,0}$ und die Beladung $\mu \leq 10$ sind, stellt sich ein Förderzustand ein, der als Schwebeförderung bezeichnet wird. Die Feststoffteilchen sind soweit voneinander entfernt, daß sie ihre Bewegungen gegenseitig nicht beeinflussen. Die Turbulenz der Strömung ist so groß, daß quasihomogene Feststoffverteilung über dem Förderquerschnitt vorliegt. Wird der Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} etwas abgesenkt, sinkt die Förderluftgeschwindigkeit v (Gleichung 6.2) und die Beladung μ steigt (Gleichung 6.1). Für $\mu < 30$ und $v > w_{S,0}$ ist der Bereich der Sprungförderung erreicht. Die Wirkung der Schwerkraft führt zu einer inhomogenen Feststoffverteilung über dem Förderquerschnitt. Die Geschwindigkeitsprofile von Luft und Feststoff sind asymmetrisch. Die Schwebeförderung und Sprungförderung werden durch den Begriff der Flugförderung zusammengefaßt. Bei der Flugförderung ist die gegenseitige Beeinflussung der Feststoffteilchen gering. Dies wird durch den Begriff der Dünnstromförderung ausgedrückt.

Wird der Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} so weit abgesenkt, daß $v \approx w_{S,0}$ und $\mu \approx 30$ sind, bewegt sich ein Teil des Feststoffes strahlenförmig am Rohrboden. Der Förderzustand wird noch als quasistationär betrachtet. Infolge der hohen Wechselwirkung der Teilchen wird dieser Förderzustand bereits zur Dichtstromförderung gezählt. Der Antrieb der Strähne erfolgt durch Impulsaustausch mit den über der Strähne in Form der Schwebeförderung und Sprungförderung bewegten Teilchen. Eine weitere Absenkung von \dot{m}_{FL} und Steigerung der Beladung auf $\mu > 30$, führt zur Dünenförderung über einer Ablagerung. Die Förderung verläuft instationär. Wird \dot{m}_{FL} weiter abgesenkt, werden die Bereiche der Propfen- und Schubförderung erreicht. Bei der Propfenförderung wird zur Vermeidung längerer Pfropfen Luft an definierten Stellen

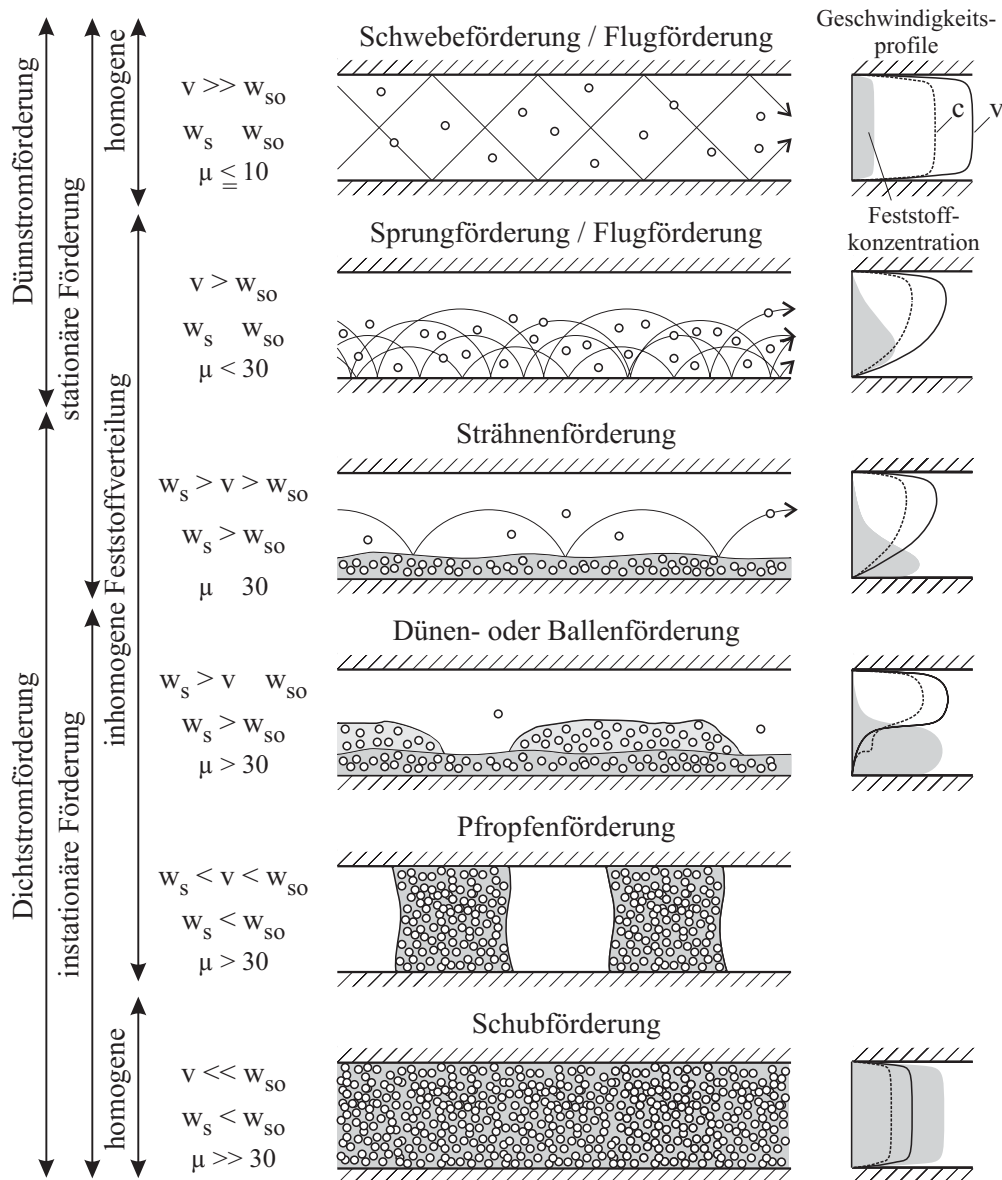


Abbildung 6.3: Förderzustände horizontaler pneumatischer Förderung für feinkörniges Fördergut mit der Feststoffdichte $\rho_S \approx 2500 \text{ kg/m}^3$ und für die Luftdichte ρ_L im Bereich $1,2 \text{ kg/m}^3 \leq \rho_L \leq 10 \text{ kg/m}^3$ [81]

in das Förderrohr eingeblasen.

Muschelknautz gibt den Übergang von der Flug- zur Strahlenförderung für die Förderluftgeschwindigkeit $v \approx 20\text{ m/s}$ und Partikel mit der mittleren Größe $d_P \approx 0,1\text{ mm}$ im Gegensatz zu *Weber* bei der Beladung $\mu \approx 10$ an [47]. *Marcus* gibt den Übergang von Dünn- zu Dichtstromförderung bei der Beladung $\mu \approx 15$ an [49]. Der angeführten Literatur sind keine näheren Informationen zu entnehmen.

6.1.2 Transportgleichung der geraden Förderleitung

In diesem Kapitel wird die Herleitung der eindimensionalen Transportgleichung einer Gutwolke in der in der Fördertechnik gebräuchlichen Form beschrieben [47]. Gemäß dem zweiten Newtonschen Axiom ist die Impulsänderung der Gutwolke gleich der Summe der am Kontrollvolumen angreifenden Kräfte (*Impulssatz*). Die Impulsänderung in axialer Richtung als Folge der axial wirksamen Kräfte F_i ist das Produkt der Masse Δm_S der Gutwolke im Kontrollvolumen und der axialen Beschleunigung a der Gutwolke,

$$\Delta m_S a = \sum F_i. \quad (6.3)$$

Die Masse Δm_S der Gutwolke im Kontrollvolumen, das durch den Leitungsabschnitt ΔL mit dem Rohrdurchmesser D gebildet wird, errechnet sich aus dem Feststoffmassenstrom \dot{m}_S und der axialen Partikelgeschwindigkeit c über die Beziehungen:

$$\dot{m}_S = \frac{\Delta m_S}{\Delta t}, \quad \Delta t = \frac{\Delta L}{c} \quad (6.4)$$

Die durch die Turbulenz der Strömung verursachte Querkraft, die Querkraft infolge der Rotation der Teilchen (*Magnus-Kraft*), die Auftriebskraft durch den Dichteunterschied der Medien nach *Archimedes* und die Wirkung der Druckdifferenz der Luftströmung werden bei der Berechnung der Beschleunigung a vernachlässigt. Als äußere Kräfte treten in axialer Richtung die Schwerkraftkomponente F_G , die Gleitreibungskraft an der Wand F_{GR} , die Luftwiderstandskraft F_W und die Reibungskraft infolge von Wandstößen F_{SR} auf (Abbildung 6.4),

$$\sum F_i = F_G + F_{GR} + F_W + F_{SR}. \quad (6.5)$$

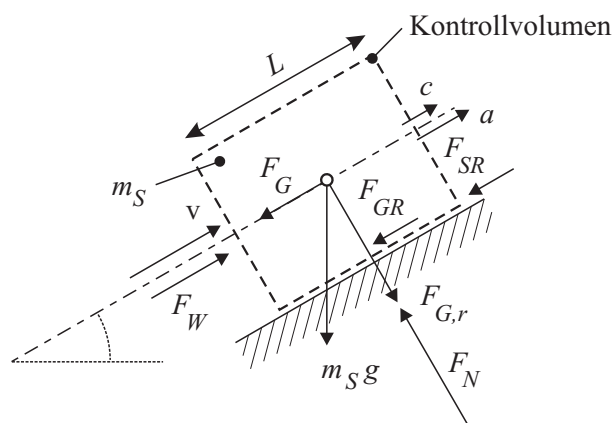


Abbildung 6.4: Kräftegleichgewicht an der Gutwolke [81]

6.1.2.1 Schwerkraft und Gleitreibung

Ist die Förderleitung unter dem Winkel α gegenüber der Horizontalen geneigt, wirkt auf die Gutmasse Δm_S die axiale Komponente der Schwerkraft F_G ,

$$F_G = \Delta m_S g \sin \alpha. \quad (6.6)$$

Die Erdbeschleunigung wird mit g bezeichnet. Durch die Vernachlässigung weiterer Querkkräfte stehen die radiale Schwerkraftkomponente $F_{G,r}$ und die Normalkraft der Wand F_N im Gleichgewicht:

$$F_N = F_{G,r} \quad (6.7)$$

$$F_{G,r} = \Delta m_S g \cos \alpha \quad (6.8)$$

Proportional zur Normalkraft F_N wirkt die Gleitreibungskraft F_{GR} ,

$$F_{GR} = f F_N. \quad (6.9)$$

Der Gleitreibungskoeffizient der Materialpaarung wird mit f bezeichnet. Die Schwerkraftkomponente F_G und die Gleitreibungskraft F_{GR} werden über den Faktor β zusammengefasst:

$$\beta = \sin \alpha + f \cos \alpha \quad (6.10)$$

$$F_G + F_{GR} = \Delta m_S g \beta \quad (6.11)$$

6.1.2.2 Luftwiderstand

Die Widerstandskraft $F_{W,0}$, die zwischen Luftströmung und Partikel wirkt, ist das Produkt aus dem Luftwiderstandsbeiwert c_W , der angeströmten Fläche A und dem dynamischen Druck, der durch die Anströmgeschwindigkeit $v - c$ und die Luftdichte ρ_L bestimmt wird,

$$F_{W,0} = c_W A \frac{\rho_L}{2} (v - c)^2 \operatorname{sgn}(v - c). \quad (6.12)$$

Die Anströmgeschwindigkeit $v - c$ ist die Differenz der Luftgeschwindigkeit v und Feststoffgeschwindigkeit c . Die Widerstandskraft $F_{W,0}$ wirkt bei $v > c$ beschleunigend auf das Partikel, bei $v < c$ verzögernd. Die angeströmte Fläche A wird durch die Querschnittsfläche der volumengleichen Kugel mit dem Durchmesser d_P angenähert,

$$A = \frac{d_P^2 \pi}{4}. \quad (6.13)$$

Der Luftwiderstandsbeiwert des Partikels c_W ist von der Partikelreynoldszahl Re_P und der Form des Partikels abhängig. Die Partikelreynoldszahl beschreibt das Verhältnis der Massenträgheitskraft zur Zähigkeitskraft,

$$Re_P = \frac{|v - c| d_P}{\nu_L}. \quad (6.14)$$

Die kinematische Viskosität der Luft $\nu_L = \eta_L / \rho_L$ ist der Quotient der dynamischen Viskosität η_L und der Luftdichte ρ_L . Für eine Kugel wird der Luftwiderstandsbeiwert c_W für die Partikelreynoldszahl $Re_P < 2 \cdot 10^5$ mit Hilfe der Koeffizienten k und K angenähert [3],

$$c_W = \frac{K}{Re_P^k}. \quad (6.15)$$

Muschelknautz berücksichtigt mit den formabhängigen Koeffizienten A , B und C die Geometrie des Partikels bei der Berechnung des Luftwiderstandsbeiwertes c_W (Tabelle 6.2) [47],

$$c_W = \frac{A}{Re_P} + \frac{B}{\sqrt{Re_P}} + C. \quad (6.16)$$

Die Koeffizienten k und K sind folgendermaßen definiert:

$$k = \frac{A + 0,5 B \sqrt{Re_P}}{A + B \sqrt{Re_P} + C Re_P} \quad (6.17)$$

$$K = \frac{A}{Re_P^{1-k}} + \frac{B}{Re_P^{0,5-k}} + C Re_P^k \quad (6.18)$$

Tabelle 6.2: Koeffizienten A , B und C des Luftwiderstandsbeiwertes c_W [47]

Partikelform	Koeff. A	Koeff. B	Koeff. C
Kugel	21,5	6,5	0,23
Würfel	27,0	4,5	0,65
Zylinder	23,0	6,0	0,50
ellipt. Korn	25,0	6,0	0,40

Betrachtet man den stationären Zustand des freien Falles ohne Wandreibung, steht die Schwerkraft F_G mit der Widerstandskraft $F_{W,0}$ des mit der Partikelsinkgeschwindigkeit $w_{S,0}$ relativ zur ruhenden Umgebung bewegten Partikels der Masse m im Gleichgewicht,

$$F_G = F_{W,0}. \quad (6.19)$$

Durch Umformen der Gleichungen 6.14, 6.15 und 6.19 erhält man die Beziehung zwischen der Widerstandskraft $F_{W,0}$ und der Sinkgeschwindigkeit des Partikels $w_{S,0}$,

$$F_{W,0} = m g \left(\frac{v - c}{w_{S,0}} \right)^{2-k} \operatorname{sgn}(v - c). \quad (6.20)$$

Wird in Gleichung 6.20 die Gutmasse Δm_S anstelle der Partikelmasse m und die Sinkgeschwindigkeit w_S der Gutwolke anstelle der Partikelsinkgeschwindigkeit $w_{S,0}$ eingesetzt, folgt nach *Barth* die Widerstandskraft der Gutwolke F_W ,

$$F_W = \Delta m_S g \left(\frac{v - c}{w_S} \right)^{2-k} \operatorname{sgn}(v - c). \quad (6.21)$$

Die Sinkgeschwindigkeit der Gutwolke w_S unterscheidet sich von der Partikelsinkgeschwindigkeit $w_{S,0}$ infolge von Nachbarschaftseffekten, Zusammenballungen mehrerer Teilchen oder Windschatteneffekten und wird über einen empirisch gefundenen Zusammenhang berechnet [47],

$$\frac{w_S}{w_{S,0}} = 1 + (0,25 + k) \mu^{0,25}. \quad (6.22)$$

Die Partikelsinkgeschwindigkeit $w_{S,0}$ wird angegeben mit:

$$w_{S,0} = \left[\frac{\frac{4}{3} (\rho_P - \rho_L) g d_P^{1+k}}{K \eta_L^k \rho_L^{1-k}} \right]^{\frac{1}{2-k}} \quad (6.23)$$

6.1.2.3 Wandstoßreibung

Die Reibungskraft infolge von Wandstößen F_{SR} wird von *Muschelknautz* als Funktion des Massenstromes der Gutwolke \dot{m}_S , der Länge ΔL , des Durchmessers D des Förderrohres, der Gutgeschwindigkeit c und des Wandstoßreibungsbeiwertes λ_S^* angesetzt,

$$F_{SR} = \dot{m}_S \frac{\Delta L}{D} \frac{c}{2} \lambda_S^*. \quad (6.24)$$

Der Wandstoßreibungsbeiwert λ_S^* ist eine Funktion der radialen und der axialen Geschwindigkeitskomponenten und der axialen Verzögerung [51]. Stöße der Partikel untereinander werden unter der Annahme ideal elastischer Stöße aufgrund der Impulserhaltung vernachlässigt.

6.1.2.4 Bewegungsgleichung

Die Bewegungsgleichung der Gutwolke folgt durch Einsetzen der Gleichungen 6.11, 6.21 und 6.24 in die Gleichungen 6.5 und 6.3 unter Berücksichtigung der aus Abbildung 6.4 ersichtlichen Orientierung der Kräfte:

$$\Delta m_S a = \Delta m_S g \left(\frac{v-c}{w_S} \right)^{2-k} \operatorname{sgn}(v-c) - \dot{m}_S \frac{\Delta L}{D} \frac{c}{2} \lambda_S^* - \Delta m_S g \beta \quad (6.25)$$

Durch Substitution des Feststoffmassenstromes \dot{m}_S in Gleichung 6.25 durch die Beziehungen der Gleichung 6.4 und dem Zusammenhang zwischen der Beschleunigung a und der Geschwindigkeit c ,

$$a = \frac{\Delta c}{\Delta t} = \frac{\Delta c}{\Delta L} c, \quad (6.26)$$

folgt die Bewegungsgleichung für die Geschwindigkeitsänderung Δc der Gutwolke auf der Weglänge ΔL :

$$\frac{\Delta c}{\Delta L} = \frac{g}{c} \left(\frac{v-c}{w_S} \right)^{2-k} \operatorname{sgn}(v-c) - \frac{1}{2} \lambda_S^* \frac{c}{D} - \frac{g}{c} \beta \quad (6.27)$$

Ist die Geschwindigkeitszunahme $\Delta c = 0$, wird das Fördergut mit der stationären Feststoffgeschwindigkeit c_{stat} gefördert. Die stationäre Feststoffgeschwindigkeit c_{stat} kann durch Nullsetzen der Gleichung 6.27 iterativ berechnet werden. Das stationäre Geschwindigkeitsverhältnis C_{stat} ist als Quotient der stationären Feststoffgeschwindigkeit c_{stat} und der Förderluftgeschwindigkeit v definiert,

$$C_{stat} = \frac{c_{stat}}{v}. \quad (6.28)$$

Die Abschätzung des stationären Geschwindigkeitsverhältnisses C_{stat} bei horizontaler Förderung mit der Luftgeschwindigkeit v im Bereich von $12m/s$ bis $24m/s$ ist für die Holzsorten *S*, *B*, *FF* und *FG* in Tabelle 6.3 angegeben. Die zur Berechnung von C_{stat} benötigte Feststoffdichte wird für die Holzsorten *B* und *S* mit $\rho_P \approx 750kg/m^3$ und für die Holzsorte *FF* und *FG* mit $\rho_P \approx 300kg/m^3$ angenommen.

Tabelle 6.3: Stationäres Geschwindigkeitsverhältnis C_{stat} der Holzsorten *S*, *B*, *FF* und *FG*

		Holzsorte			
		S	B	FF	FG
C_{stat}		0,84	0,57	0,76	0,64

6.1.3 Druckverlust der geraden Förderleitung

Nach der Ableitung der Druckverlustgleichung der stationären Feststoffströmung im geraden Rohr nach [47] wird der zusätzliche Druckverlust der Feststoffbeschleunigung und bei der Durchströmung von Rohreinbauten und Umlenkungen besprochen.

6.1.3.1 Stationäre Feststoffströmung

Die Druckverlustgleichung der stationären pneumatischen Förderung im geraden Rohr wird anhand des Kräftegleichgewichtes der Luftphase im Kontrollvolumen abgeleitet (Abbildung 6.5) [81].

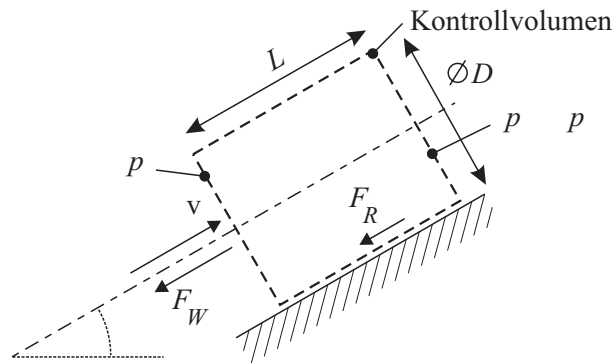


Abbildung 6.5: Kräftegleichgewicht an der Luftphase [81]

Unter Vernachlässigung der Gewichtskraft der Luftmasse wirkt die Druckkraft F_D der Wandreibungskraft der Luft F_R und der Widerstandskraft Kraft F_W entgegen,

$$F_D = F_R + F_W. \quad (6.29)$$

Die Druckkraft ist das Produkt des Differenzdruckes Δp über dem Kontrollvolumen der Länge ΔL und der mit dem Rohrdurchmesser D errechneten Querschnittsfläche A ,

$$F_D = \Delta p A, \quad A = \frac{D^2 \pi}{4}. \quad (6.30)$$

Die Kraft infolge der Wandreibung der Luft F_R folgt aus der Wandschubspannung τ_W , die zwischen Luft und Rohrwand an der Rohrinnenfläche U wirkt,

$$F_R = \tau_W U, \quad U = D \pi \Delta L. \quad (6.31)$$

Die Wandschubspannung τ_W ist zum dynamischen Druck der Luftströmung proportional,

$$\tau_W = \frac{\lambda_L}{4} \frac{\rho_L}{2} v^2. \quad (6.32)$$

Die Rohrreibungszahl λ_L hängt von der Reynoldszahl der Luftströmung Re_L und der Rohrrauigkeit ab,

$$Re_L = \frac{D v}{\nu_L}. \quad (6.33)$$

Für das technisch glatte Rohr gilt:

$$\lambda_L = 0,006 + \frac{0,55}{Re_L^{\frac{1}{3}}} \quad (6.34)$$

Die Widerstandskraft F_W wird aus den Gleichungen 6.3 und 6.5 für den stationären Zustand, $a = 0$, bestimmt,

$$F_W = -F_{SR} - F_G - F_{GR} = \quad (6.35)$$

$$= \dot{m}_S \frac{\Delta L}{D} \frac{c}{2} \lambda_S^* + \Delta m_S g \beta. \quad (6.36)$$

Analog zu Gleichung 6.4 gelten für die Luftmasse im Kontrollvolumen folgende Beziehungen:

$$\dot{m}_{FL} = \frac{\Delta m_L}{\Delta t^*}, \quad \Delta t^* = \frac{\Delta L}{v} \quad (6.37)$$

Daraus folgt mit Gleichung 6.1 und dem Geschwindigkeitsverhältnis C ,

$$C = \frac{c}{v}, \quad (6.38)$$

der Zusammenhang zwischen der Feststoffmasse Δm_S und der Luftmasse Δm_L im Kontrollvolumen,

$$\Delta m_S = \mu \Delta m_L \frac{1}{C}. \quad (6.39)$$

Nach dem Einsetzen der Gleichungen 6.30, 6.31 und 6.35 mit den Gleichungen 6.4 und 6.39 in Gleichung 6.29 und einigen Umformungen folgt die Gleichung für den Druckverlust der stationären Feststoffströmung im geraden Rohr Δp als Summe des Druckverlustes der Luftströmung Δp_L und des zusätzlichen Druckverlustes der Feststoffströmung Δp_S ,

$$\Delta p = \Delta p_L + \Delta p_S = (\lambda_L + \mu \lambda_S) \frac{\Delta L}{D} \frac{\rho_L}{2} v^2. \quad (6.40)$$

Der Druckverlustbeiwert der Feststoffströmung λ_S berücksichtigt das Gewicht sowie die Gleit- und Stoßreibung der Gutwolke an der Wand,

$$\lambda_S = \frac{2\beta}{C Fr} + C \lambda_S^*. \quad (6.41)$$

Die *Froudezahl* Fr ist eine dimensionslose Kennzahl der Strömung und beschreibt das Verhältnis der Trägheitskraft zur Gewichtskraft,

$$Fr = \frac{v^2}{g D}. \quad (6.42)$$

Die von *Barth* entwickelte Gleichung 6.40 zur Bestimmung des Druckverlustes Δp beruht auf der Analogie des Druckverlustes der Gutwolke Δp_S zum Druckverlust der reinen Luftströmung Δp_L . Diese Analogie stellte *Gasterstädt* bereits 1922 als Ergebniss experimenteller Untersuchungen auf [9]. Die Zerlegung des Widerstandsbeiwertes λ_S nach Gleichung 6.41 in die in Kapitel 6.1.2 beschriebenen Einflüsse der Gewichtskraft und der Gleit- und Stoßreibung erfolgte durch *Muschelknautz* [46].

6.1.3.2 Beschleunigte Feststoffströmung

Die Impulsbilanz am Kontrollvolumen mit konstantem Querschnitt A führt zur Bestimmungsgleichung des zusätzlichen Druckverlustes Δp_B infolge der Feststoffbeschleunigung Δc im Kontrollvolumen (Abbildung 6.6),

$$\dot{m}_S (c + \Delta c) - \dot{m}_S c = A p - A (p - \Delta p_B). \quad (6.43)$$

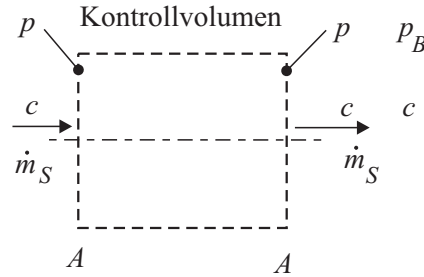


Abbildung 6.6: Impulsbilanz zur Ermittlung des Beschleunigungsdruckverlustes

Löst man Gleichung 6.43 nach Δp_B auf und substituiert \dot{m}_S durch $\mu \dot{m}_{FL}$ (Gleichung 6.1), folgt mit der Kontinuitätsgleichung des Luftmassenstromes \dot{m}_{FL} (Gleichung 6.2) der zusätzliche Druckverlust Δp_B infolge der Feststoffbeschleunigung Δc ,

$$\Delta p_B = \mu \rho_L v \Delta c. \quad (6.44)$$

Beschleunigung des Feststoffes, $\Delta c > 0$, bedingt einen Druckverlust, $\Delta p_B > 0$. Wird der Feststoff verzögert, $\Delta c < 0$, ist $\Delta p_B < 0$ und man spricht von einem Druckgewinn. Der Gesamtdruckverlust bei beschleunigter Feststoffströmung Δp wird durch Erweiterung der Gleichung 6.40 um den Summanden Δp_B gebildet,

$$\Delta p = \Delta p_L + \Delta p_S + \Delta p_B. \quad (6.45)$$

6.1.4 Strömung durch Rohreinbauten

Unter dem Begriff Rohreinbauten werden Rohrverbindungen, Richtungs- und Querschnittsänderungen, Stromverzweigungen und -vereinigungen, Rohrleitungsarmaturen und ähnliche Bauteile zusammengefaßt [9]. Bei der Durchströmung mit Feststoff treten Übergeschwindigkeiten und Entmischungserscheinungen auf, die zu erhöhtem Verschleiß, Absetzungen und Verstopfungen der Bauteile führen können. Daher werden Rohreinbauten in der Feststoffförderung nur begrenzt verwendet. Im Brennstoffördersystem werden Querschnittsverengungen und Rohrbögen eingesetzt.

Der zusätzliche Druckverlust der Zweiphasenströmung in Rohreinbauten Δp_Z wird aus der Summe des zusätzlichen Druckverlustes der reinen Luftströmung Δp_{ZL} und des zusätzlichen Druckverlustes der Feststoffströmung Δp_{ZS} gebildet,

$$\Delta p_Z = \Delta p_{ZL} + \Delta p_{ZS}. \quad (6.46)$$

In der Literatur wird der zusätzliche Druckverlust der Feststoffströmung in Rohreinbauten Δp_{ZS} nur für die Durchströmung von Rohrbögen beschrieben. Zur Bestimmung des Gesamtdruckverlustes der Rohrleitung wird der zusätzliche Druckverlust des Rohreinbaus Δp_Z zum Druckverlust der geraden Leitung Δp addiert.

6.1.4.1 Druckverlust der Luftströmung

Der Druckverlust von Rohreinbauten wird im allgemeinen experimentell bestimmt und unter Berücksichtigung von Ähnlichkeitsbeziehungen zur Ermittlung von Druckverlustbeiwerten verwendet [9]. Die *Eulerzahl* beschreibt das Verhältnis der Druckkraft zur Trägheitskraft,

$$Eu = \frac{\Delta p_{ZL}}{\rho_L v^2}. \quad (6.47)$$

Strömungen, bei denen Reibungseinflüsse vernachlässigt werden können, werden überwiegend durch Druck- und Trägheitskräfte bestimmt und sind mechanisch ähnlich, wenn die *Eulerzahlen* gleich sind [4]. Können Reibungseinflüsse nicht vernachlässigt werden, müssen zur mechanischen Ähnlichkeit der Strömungen auch die *Reynoldszahlen* übereinstimmen (Gleichung 6.33). Der bei der Durchströmung eines Bauteiles zusätzlich auftretende Druckverlust der reinen Luftströmung Δp_{ZL} wird über einen experimentell zu bestimmenden Druckverlustbeiwert ζ berechnet,

$$\Delta p_{ZL} = \zeta \frac{\rho_L}{2} v^2. \quad (6.48)$$

Bei der Durchströmung stetiger Querschnittsänderungen ist der Druckverlust gering, solange keine Strömungsablösung auftritt. Stetige Querschnittserweiterungen werden als Diffusoren eingesetzt. Der Druckverlustbeiwert stetiger Querschnittserweiterungen ζ_{QE} ist vom Verhältnis der Querschnitte A_1/A_2 , dem Öffnungswinkel α und der *Reynoldszahl* Re_L abhängig (Abbildung 6.7).

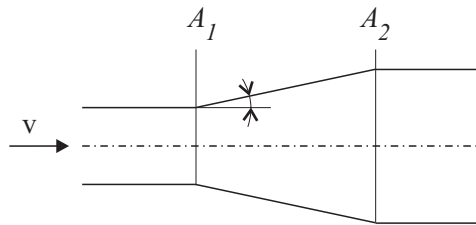


Abbildung 6.7: Stetige Querschnittserweiterung

Für $Re_L < 10^5$ und $\alpha \leq 8^\circ$ tritt keine Strömungsablösung auf und der Beiwert ζ_{QE} ist nur eine Funktion des Querschnittsverhältnisses A_1/A_2 [9],

$$\zeta_{QE} = 0,2 \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2. \quad (6.49)$$

Bei stetigen Querschnittsverengungen liegt eine beschleunigte Strömung vor, die in erster Näherung als reibungsfrei betrachtet werden kann. Der Einfluß der *Reynoldszahl* wird vernachlässigt. Strömungsablösung tritt erst ab einem Öffnungswinkel $\alpha \approx 40^\circ$ auf. Der Druckverlustbeiwert stetiger Querschnittsverengungen mit $\alpha < 40^\circ$ ist $\zeta_{QV} \approx 0,04$ [47].

Der Druckverlustbeiwert von Rohrleitungsbögen ζ_{RB} setzt sich aus dem Reibungsanteil $\zeta_{RB,L}$ und dem Anteil $\zeta_{RB,U}$, der die Strömungsablösung durch die Umlenkung berücksichtigt, zusammen [9],

$$\zeta_{RB} = \zeta_{RB,L} + \zeta_{RB,U}. \quad (6.50)$$

Der Anteil $\zeta_{RB,L}$ wird analog zur Reibung im geraden Rohr mit der Rohrreibungszahl λ_L (Gleichung 6.34), der Länge des Rohrbogens $L_{RB} = r_K \beta$ und dem Rohrdurchmesser D berechnet,

$$\zeta_{RB,L} = \lambda_L \frac{L_{RB}}{D}. \quad (6.51)$$

Der Krümmungsradius der Rohrachse wird mit r_K bezeichnet. Rohrbögen mit kleinerem Krümmungsverhältnis r_K/D werden oft auch als Krümmer bezeichnet. Der Druckverlustbeiwert der Umlenkung $\zeta_{RB,U}$ ist abhängig vom Umlenkwinkel β , der *Reynoldszahl* Re_L ,

der Rohrrauigkeit und der Querschnittsform des Rohres. Für das technisch glatte Rohr mit Kreisquerschnitt wird $\zeta_{RB,U}$ mit den Beiwerten c_β und c_{Re_L} nach Tabelle 6.4 berechnet:

$$\zeta_{RB,U} = \frac{c_\beta c_{Re_L}}{\sqrt{r_K/D}} \quad (6.52)$$

Tabelle 6.4: Umlenkbeiwert c_β und Reynoldszahlbeiwert c_{Re_L} [9]

β	30°	45°	60°	90°	180°	Re_L	$3 \cdot 10^3 < Re_L < 10^5$	$10^5 < Re_L$
c_β	0,10	0,135	0,17	0,21	0,24	c_{Re_L}	$20, 2Re_L^{-0,25}$	1

6.1.4.2 Feststoffströmung im Rohrbogen

Bei der Umlenkung der Feststoffströmung im Rohrbogen tritt fast völlige Entmischung des Fördergutes aus dem Trägermedium Luft auf [81]. Die Feststoffteilchen werden durch die Zentrifugalkraft an die Rohrwand gedrückt und gleiten an dieser als Feststoffsträhne unter der verzögernden Wirkung der Gleitreibung in Förderrichtung entlang (Abbildung 6.8).

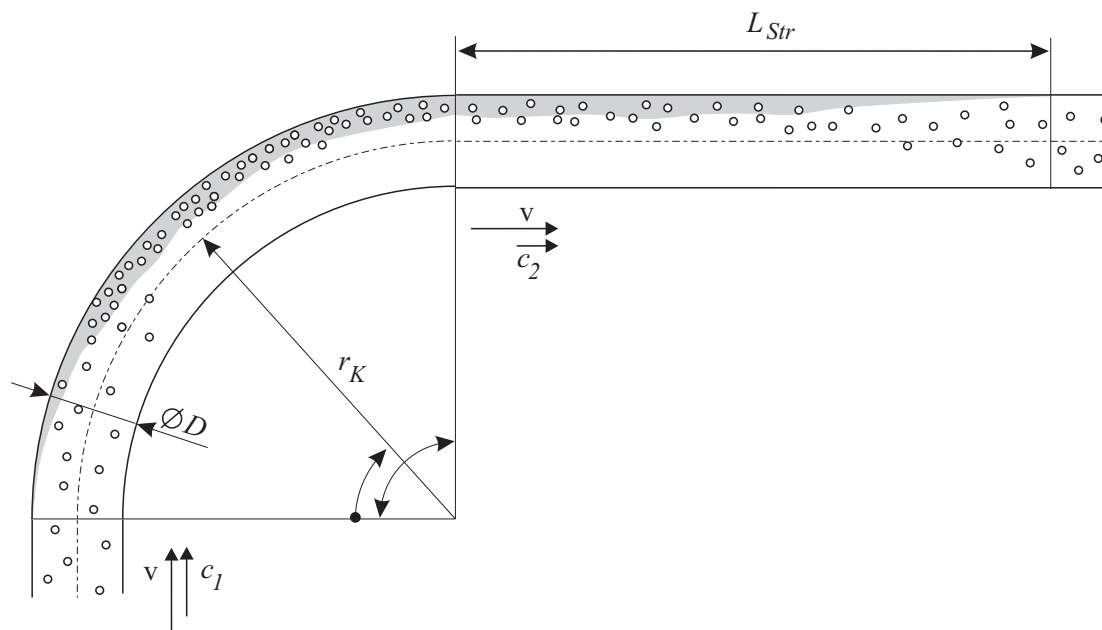


Abbildung 6.8: Geometrie und Strömungsverhältnisse im Rohrbogen

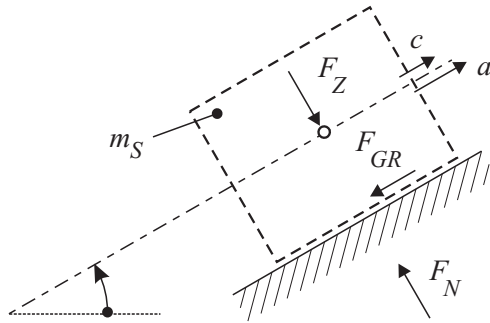
Der Druckabfall am Rohrbogen liegt bei Feststofftransport nur geringfügig höher als bei reiner Luftströmung. Der zusätzliche Druckverlust der Feststoffströmung Δp_{ZS} wird durch den Beschleunigungsdruckverlust nach der Durchströmung des Rohrbogens verursacht. Nach Durchlaufen des Rohrbogens wird der Feststoff wiederbeschleunigt und vermischt sich auf der Länge L_{Str} wieder mit dem Trägermedium. Der zusätzliche Druckverlust der Feststoffströmung Δp_{ZS} ist als Druckverlust der Wiederbeschleunigung von der Austrittsgeschwindigkeit c_2 auf die Eintrittsgeschwindigkeit c_1 definiert (Gleichung 6.44),

$$\Delta p_{ZS} = \mu \rho_L v (c_2 - c_1) . \quad (6.53)$$

Zur Berechnung der Verzögerung im Rohrbogen werden vereinfachende Annahmen getroffen: die Feststoffteilchen gleiten als Stähne an der Außenwand in vollständiger Entmischung und es werden nur die Gleitreibungskraft der Strähne an der Wand F_{GR} , die Zentrifugalkraft F_Z und die Gewichtskraft der Strähne F_G berücksichtigt (Abbildung 6.9). Der Impulssatz in axialer Richtung lautet:

$$\Delta m_S a = -F_G - F_{GR} \quad (6.54)$$

Umlenkung in der horizontalen Förderebene:



Umlenkung von der horizontalen in die vertikale Förderrichtung:

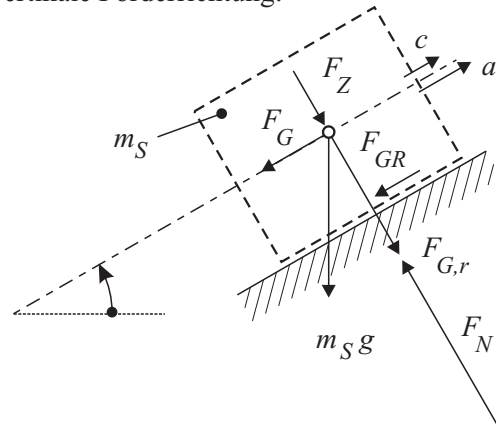


Abbildung 6.9: Kräftegleichgewicht an der Feststoffsträhne im Rohrbogen [81]

Der Winkel γ beschreibt die Position des Kontrollvolumens der Strähne im Rohrbogen des Umlenkungswinkels β . Im Bogensegment $\Delta\gamma$ durchläuft die Strähne den Weg $\Delta L = r_K \Delta\gamma$. Die Beschleunigung a im Segment der Länge ΔL wird durch die Geschwindigkeit c , die Geschwindigkeitsänderung Δc , den Winkel $\Delta\gamma$ und den Krümmungsradius r_K ausgedrückt,

$$a = \frac{\Delta c}{\Delta t} = \frac{\Delta c}{\Delta L} c = \frac{\Delta c}{\Delta\gamma} \frac{c}{r_K}. \quad (6.55)$$

Beim horizontal durchströmten Krümmer, $\alpha = 0$, wird der Einfluß der Gewichtskraft vernachlässigt, $F_G = 0$. Die Gleitreibungskraft F_{GR} ist nach Gleichung 6.9 proportional zur Normalkraft F_N . Die Normalkraft F_N ist der Zentrifugalkraft F_Z entgegengerichtet:

$$F_N = F_Z \quad (6.56)$$

$$F_Z = \Delta m_S \frac{c^2}{r_K} \quad (6.57)$$

Die Verzögerung des Feststoffes Δc im Bogensegment $\Delta\gamma$ folgt durch Einsetzen der Beziehungen der Gleichungen 6.9, 6.55, 6.56 und 6.57 in Gleichung 6.54 und Umformen,

$$\frac{\Delta c}{c} = -f \Delta\gamma. \quad (6.58)$$

Durch Integration der Gleichung 6.58 von $c = c_1$ bis $c = c_2$ und $\gamma = 0$ bis $\gamma = \beta$ folgt die Abhängigkeit der Austrittsgeschwindigkeit c_2 von der Eintrittsgeschwindigkeit c_1 ,

$$\frac{c_2}{c_1} = e^{-f\beta}. \quad (6.59)$$

Bei Umlenkungen aus der Horizontalen wird der Einfluß der Gewichtskraft F_G berücksichtigt. Bei der Umlenkung von der horizontalen in die vertikale Förderrichtung ist $\alpha = \gamma$ (Abbildung 6.9). Erfolgt die Umlenkung von der Vertikalen in die Horizontale, ist $\alpha = -\gamma$. Die radiale Schwerkraftkomponente $F_{G,r}$ erhöht die Normalkraft F_N (Gleichung 6.8),

$$F_N = F_Z + F_{G,r}. \quad (6.60)$$

Die axiale Schwerkraftkomponente F_G wirkt verzögernd bei $\alpha > 0$ und beschleunigend bei $\alpha < 0$ (Gleichung 6.6). Nach Einsetzen der Gleichungen 6.6, 6.9, 6.55 und 6.60 in Gleichung 6.54 und Umformen folgt die Geschwindigkeitsänderung Δc im Bogenwinkel $\Delta\gamma$ des von der Horizontalen in die Vertikale bzw. von der Vertikalen in die Horizontale durchströmten Rohrbogens,

$$\frac{\Delta c}{\Delta\gamma} \frac{c}{r_K} = -f \frac{c^2}{r_K} - g \sin(\pm\gamma). \quad (6.61)$$

Zur Berechnung der Austrittsgeschwindigkeit c_2 ist Gleichung 6.61 von $\gamma = 0$ bis $\gamma = \beta$ mit der Anfangsbedingung $c = c_1$ bei $\gamma = 0$ zu integrieren.

6.2 Pneumatische Förderstrecke des Brennstoffördersystems

6.2.1 Randbedingungen und Anforderungen

Im folgenden werden die Randbedingungen der pneumatischen Förderstrecke beschrieben. Die anschließend angeführten Anforderungen stellen im Unterschied zu den Randbedingungen, deren Einhaltung hinreichend ist, Aufgaben dar, die die optimale Betriebsweise der pneumatischen Förderstrecke bestimmen: Die pneumatische Förderstrecke wird optimal betrieben, wenn die Anforderungen bestmöglich erfüllt werden.

Die Sicherheitsvorkehrungen, die zur Vermeidung von Staubexplosionen im Fördersystem und zur Vermeidung von Flammenrückschlägen aus der Brennkammer einzuhalten sind, werden in der Arbeit von *Joppich* beschrieben [41]. Zur Vermeidung von Flammenrückschlägen aus der Brennkammer in das Fördersystem ist die Mindestförderluftgeschwindigkeit $v_{FL,min} = 18\text{m/s}$ einzuhalten [82]. Abhängig vom Förderleitungsdurchmesser D_{FL} und dem Druck am Brennkammereintritt p_{BK} folgt der Mindestförderluftmassenstrom $\dot{m}_{FL,min}$, der bei Einhaltung der Sicherheitsvorkehrungen nicht unterschritten werden darf,

$$\dot{m}_{FL,min} = \frac{D_{FL}^2 \pi}{4} \rho_{FL} v_{FL,min}. \quad (6.62)$$

Die Luftdichte der Förderluft am Brennkammereintritt ρ_{FL} wird über die ideale Gasgleichung aus dem Druck am Brennkammereintritt p_{BK} , der Förderlufttemperatur T_{FL} und der Gaskonstante der Luft R berechnet,

$$\rho_{FL} = \frac{p_{BK}}{R T_{FL}}. \quad (6.63)$$

Die Förderlufttemperatur T_{FL} ist zur Vermeidung von Staubexplosionen in der Förderleitung unter der maximalen Förderlufttemperatur $T_{FL,max} = 80^\circ\text{C}$ zu halten [41].

Als weitere Sicherheitsvorkehrung zur Vermeidung von Flammenrückschlag in das Fördersystem ist kurz vor dem Eintritt der Förderleitung in die Brennkammer ein Flammensensor angebracht. Detektiert der Sensor eine Flamme in der Förderleitung, wird ein schnellschließender Kugelhahn am Beginn der Förderleitung geschlossen. Aus der Schließzeit des Kugelhahns und der Flammenausbreitungsgeschwindigkeit folgt die einzuhaltende Mindestförderleitungslänge $L_{FL,min} = 7\text{m}$ [41].

Der Brennstoff soll der Brennkammer mit geringstmöglichen Schwankungen gleichmäßig zugeführt werden (Kapitel 3). Durch die Förderschnecke und die Schwingrinne wird der Massenstrom gleichmäßig der pneumatischen Förderstrecke zugeführt (Kapitel 5). Störeinflüsse der pneumatischen Förderstrecke auf die Gleichmäßigkeit des Brennstoffmassenstromes sind zu vermeiden. Bei der Dichtstromförderung kommt es zu instationären Fördervorgängen, z. B. Bildung und Auflösung von Dünen, Ballen oder Propfen und inhomogener Feststoffverteilung in der Förderleitung. Dichtströmförderung ist daher zur gleichmäßigen Beschickung der Brennkammer nicht geeignet. Die Förderzustände der Dünnstromförderung, d. h. Schwebeförderung, Sprungförderung und Strähnenförderung, liegen bei Beladungen $\mu \leq 30$. Homogene Feststoffverteilung in der Förderleitung tritt nur bei Schwebeförderung auf. Als obere Grenze der Schwebeförderung wird die Beladung $\mu_{Schwebe} \approx 10$ angegeben (Kapitel 6.1.1). Störeinflüsse der pneumatischen Förderung auf die Gleichmäßigkeit des Brennstoffmassenstromes sind vernachlässigbar, wenn folgende Bedingung eingehalten wird:

$$\mu \leq \mu_{Schwebe} \quad (6.64)$$

Die Beeinflussung der Brennkammerströmung durch die Förderluft wird durch den Förderluftanteil k_I beschrieben (Gleichung 1.2). Bei höherem Förderluftanteil k_I wird die Brennkammerströmung stärker gestört als bei geringerem k_I . Bei radial nach außen versetzter axialer Einblasung des Brennstoffes in die Brennkammer darf der Förderluftanteil k_I für eine gut ausgebildete Drallströmung in der Primärbrennkammer nicht über etwa 33% liegen [70].

Aus den Gleichungen 1.2, 2.3 und 4.10 folgt, daß der Förderluftanteil k_I durch Erhöhung der Beladung μ gesenkt wird,

$$k_I = \frac{1}{\lambda_I l_{min}^f \mu}. \quad (6.65)$$

Der Mindestluftbedarf l_{min}^f und das Verbrennungsluftverhältnis λ_I werden von der Verbrennung in der Brennkammer vorgegeben. Der Förderluftanteil k_I wird daher vom Fördersystem nur durch die Beladung μ beeinflusst. Minimaler Förderluftanteil k_I wird bei maximaler Beladung μ erreicht.

Für die Holzsorten S , FF , FG und B mit der chemischen Zusammensetzung nach Tabelle 4.1 ist abhängig vom Verbrennungsluftverhältnis λ_I der Förderluftanteil $k_I \leq 33\%$ für die Beladung $\mu \geq \mu^*$ (Tabelle 6.5). Bei der Maximierung der Beladung μ ist auf die Einhaltung der in Gleichung 6.64 ausgedrückten Randbedingung zu achten. Für die Holzsorten S , FF , FG und B und das Verbrennungsluftverhältnis im Bereich $0,5 \leq \lambda_I \leq 0,9$ liegt der Förderluftanteil bei $\mu = \mu_{Schwebe}$ im Bereich $1,7\% \leq k_I \leq 3,5\%$.

Tabelle 6.5: Beladung μ^* abhängig vom Verbrennungsluftverhältnis λ_I für die Holzsorten S , B , FF und FG

		Beladung μ^* der Holzsorte			
		S	B	FF	FG
Verbrennungsluft- verhältnis λ_I	0,5	0,9	1,1	1,0	1,0
	0,9	0,5	0,6	0,6	0,6

Das Übergangsverhalten des Fördersystems bei Laständerungen der Brennkammer beeinflusst die Gleichmäßigkeit des Förderluftmassenstromes. Änderungen des Brennstoffmassenstromes \dot{m}_{B_r} bzw. der Beladung μ führen zu Druckänderungen im Fördersystem und Abweichungen des Förderluftmassenstromes \dot{m}_{FL} von dessen Sollwert. Ein Absinken des Förderluftmassenstromes könnte zum Verstopfen des Fördersystems oder Flammenrückschlag aus der Brennkammer führen. Daher soll die Änderung des Förderluftmassenstromes \dot{m}_{FL} mit der Beladung μ minimal sein.

Der Leistungsbedarf des Brennstoffördersystems senkt den thermischen Wirkungsgrad der Gasturbinenanlage. In Kapitel 6.6 wird der Leistungsbedarf der pneumatischen Förderstrecke des Brennstoffördersystems untersucht. Vom Brennstoffördersystem wird minimaler Leistungsbedarf gefordert.

In Tabelle 6.6 sind die Randbedingungen und die Anforderungen der pneumatischen Förderstrecke zusammengestellt. Die Betriebsweise der pneumatischen Förderstrecke ist optimal, wenn die Anforderungen unter Einhaltung der Randbedingungen bestmöglich erfüllt werden.

Tabelle 6.6: Randbedingungen und Anforderungen der pneumatischen Förderstrecke

Randbedingungen		Anforderungen
Förderluftgeschwindigkeit	$v_{FL} \geq 18 \text{ m/s}$	Maximale Beladung μ
Förderlufttemperatur	$T_{FL} \leq 80^\circ \text{ C}$	Minimale Änderung des
Förderleitungslänge	$L_{FL} \geq 7 \text{ m}$	Förderluftmassenstromes
Beladung	$\mu \leq 10$	\dot{m}_{FL} mit der Beladung μ
Förderluftanteil	$k_I \leq 33\%$	Minimaler Leistungsbedarf

6.2.2 Betriebsweise

In Abbildung 6.10 ist der grundsätzliche Aufbau eines Injektors mit konvergenter Treibstrahldüse zur Feststoffförderung dargestellt. In dieser Arbeit werden nur Injektoren mit konvergenter Treibstrahldüse untersucht. Der Injektor besteht aus Treibstrahldüse, Trichter, Mischkammer, Mischrohr und Diffusor. In der Treibstrahldüse wird die Enthalpie des Primärluftmassenstromes \dot{m}_{PL} mit Totaldruck $p_{t,PL}$ teilweise in kinetische Energie umgewandelt. Der Düsenvordruck p_0 ist der statische Druck vor der Düse. Bei Vernachlässigung des dynamischen Drucks der Primärluftströmung vor der Düse ist $p_0 = p_{t,PL}$.

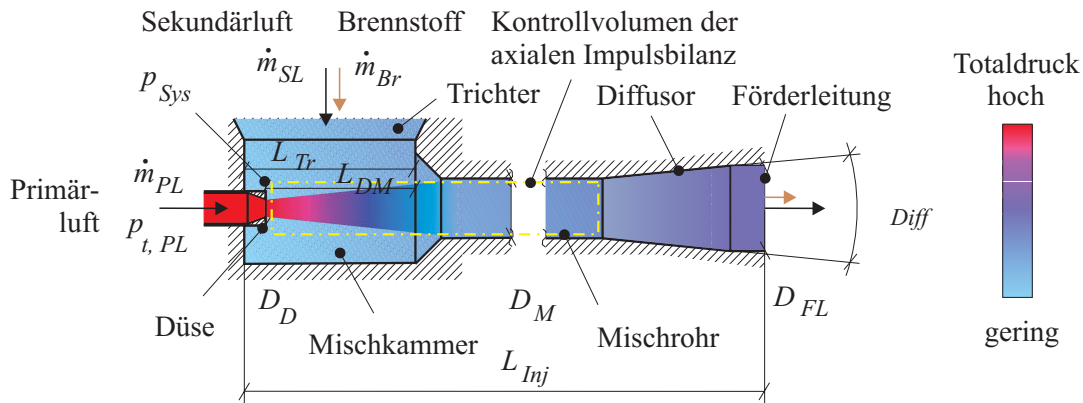


Abbildung 6.10: Injektorgeometrie und qualitative Darstellung des Totaldrucks

Der Systemdruck p_{Sys} des Injektors ist definiert als der statische Druck am Austrittsquerschnitt der konvergenten Düse in der Mischkammer des Injektors (Abbildung 6.10). Das Düsendruckverhältnis π_D ist definiert als das Verhältnis von p_{Sys} zu p_0 ,

$$\pi_D = \frac{p_{Sys}}{p_0}. \quad (6.66)$$

Ist π_D größer als das kritische Druckverhältnis π_D^* , ist die Expansion unterkritisch. Der Treibstrahl expandiert auf den statischen Druck p_{Sys} am Düsenaustritt. Bei $\pi_D < \pi_D^*$ ist die Expansion überkritisch. Der statische Druck des Treibstrahles im Austrittsquerschnitt der Düse ist höher als p_{Sys} . Die Expansion des Treibstrahles in der Düse ist unvollständig und der unterexpandierte Treibstrahl expandiert in der Mischkammer auf den Systemdruck p_{Sys} nach (Kapitel 6.3.1).

Durch den Trichter treten der Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} und der Feststoffmassenstrom \dot{m}_S in die Mischkammer des Injektors ein. Im Fall des Brennstoffördersystems entspricht der

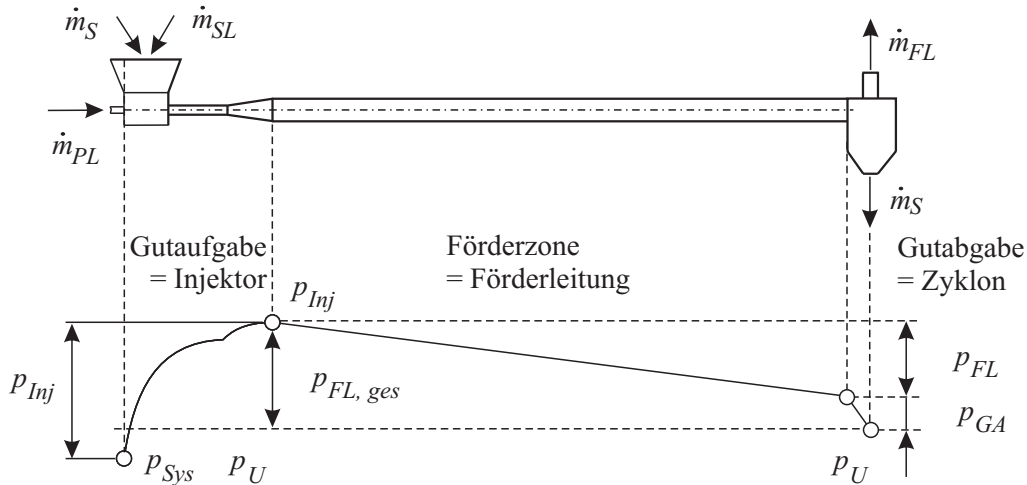
Feststoffmassenstrom \dot{m}_S dem Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Br} , $\dot{m}_S = \dot{m}_{Br}$. Der Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} unterstützt die Feststoffströmung im Trichter und in der Mischkammer. In der Mischkammer werden der Feststoffmassenstrom \dot{m}_S und der Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} durch Impulsaustausch mit dem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} beschleunigt. Dadurch wird der vollständig expandierte Treibstrahl verzögert und aufgeweitet. Der unterexpandierte Treibstrahl expandiert in der Mischkammer nach und die Treibstrahlgeschwindigkeit steigt über die Düsenaustrittsgeschwindigkeit an. Der Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} ist die Summe von Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} und Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} (Gleichung 2.1). Der Sekundärluftanteil ζ und die Beladung μ sind durch die Gleichungen 2.2 und 2.3 definiert:

$$\zeta = \frac{\dot{m}_{SL}}{\dot{m}_{FL}}, \quad \mu = \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_{FL}} \quad \text{bzw.} \quad \mu = \frac{\dot{m}_{Br}}{\dot{m}_{FL}} \quad (6.67)$$

Der Feststoffmassenstrom \dot{m}_S und der Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} werden im Mischrohr weiter beschleunigt. Im Mischrohr und im daran anschließenden Diffusor wird die Geschwindigkeitsenergie des Treibstrahles teilweise in Enthalpie umgewandelt. Der statische Druck am Ende des Injektors liegt um den Injektordruckaufbau Δp_{Inj} über dem statischen Druck p_{Sys} am Austrittsquerschnitt der Düse in der Mischkammer. Die Energieumwandlungen im Injektor sind mit starken Verlusten behaftet (Kapitel 6.3.3).

An den Diffusor schließt die Förderleitung an. Ist der Feststoffmassenstrom \dot{m}_S im Injektor über das stationäre Geschwindigkeitsverhältnis C_{stat} beschleunigt worden, führt die Verzögerung von \dot{m}_S auf C_{stat} am Beginn der Förderleitung zu einem relativen Druckgewinn. Der Förderleitungsdruckverlust am Beginn der Förderleitung ist um den relativen Druckgewinn geringer als bei stationärer Förderung. Der relative Druckgewinn ist vernachlässigbar klein.

Bei einer typischen Anwendung eines Injektors zur Feststoffförderung erfolgen Gutaufnahme und Gutabgabe bei Umgebungsdruck p_U (Abbildung 6.11). Der Druck in der Mischkammer des Injektors p_{Sys} liegt um den Druckverlust des Trichters unter dem Umgebungsdruck p_U . Der Druckverlust des Trichters ist vernachlässigbar gering, $p_{Sys} \approx p_U$. Ein Injektor mit Gutaufnahme bei Umgebungsdruck p_U wird im weiteren als **atmosphärischer Injektor** bezeichnet. Der Injektor schleust das Fördergut in die Förderleitung ein und stellt den notwendigen Überdruck Δp_{Inj} zur Überwindung des Förderleitungsdruckverlustes der Förderstrecke $\Delta p_{FL,ges}$ als Summe des Druckabfalls der Förderzone Δp_{FL} und des Druckabfalls der Gutabgabe Δp_{GA} , beispielsweise eines Zyklons, bereit.

Abbildung 6.11: Förderstrecke mit *atmosphärischem Injektor*

Die aus der Umgebung angesaugte Sekundärluft dient zur Einschränkung der Staubbildung an der Gutaufgabestelle und zur Unterstützung des Materialflusses im Injektortrichter. Der Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} wird zusammen mit dem Feststoffmassenstrom \dot{m}_S im Injektor vom Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} beschleunigt. Steigender Sekundärluftanteil ζ führt zu sinkendem Injektordruckaufbau Δp_{Inj} . Daher wird der Sekundärluftanteil ζ bei typischen Injektoranwendungen auf etwa 20% begrenzt. Injektoren, die ohne Sekundärluft arbeiten, $\zeta = 0$, werden als **neutrale Injektoren** bezeichnet.

Bei einem im weiteren als **Injektor mit Druckbehälter** bezeichneten Injektor erfolgt die Gutaufnahme des Injektors aus einem auch als Sendebehälter bezeichneten Druckbehälter mit dem Druck p_{SB} . Bei Vernachlässigung des Druckverlustes des Injektortrichters ist $p_{Sys} = p_{SB}$. Beim Brennstoffördersystem des ITTEA wird der Brennstoff im Sendebehälter vom Umgebungsdruck p_U auf den Druck p_{SB} gebracht (Kapitel 2.5). Der Injektordruckaufbau Δp_{Inj} wird nicht zur Überwindung des Förderleitungsdruckverlustes $\Delta p_{FL,ges}$ benötigt. Geringerer Injektordruckaufbau Δp_{Inj} wird durch höheren Behälterdruck p_{SB} kompensiert (Abbildung 6.12). Das Verhältnis von p_{SB} zu p_{BK} wird als Aufladung π_{SB} bezeichnet,

$$\pi_{SB} = \frac{p_{SB}}{p_{BK}}. \quad (6.68)$$

Durch die Aufladung π_{SB} des Sendebehälters ist der Sekundärluftanteil ζ ein frei wählbarer Parameter. Der Grenzfall eines Injektors mit Druckbehälter mit einem Sekundärluftanteil $\zeta = 100\%$ wird in der vorliegenden Arbeit als **Sekundärluftinjektor** bezeichnet. **Injektoren mit Sekundärluft** arbeiten mit einem Sekundärluftanteil $\zeta < 100\%$.

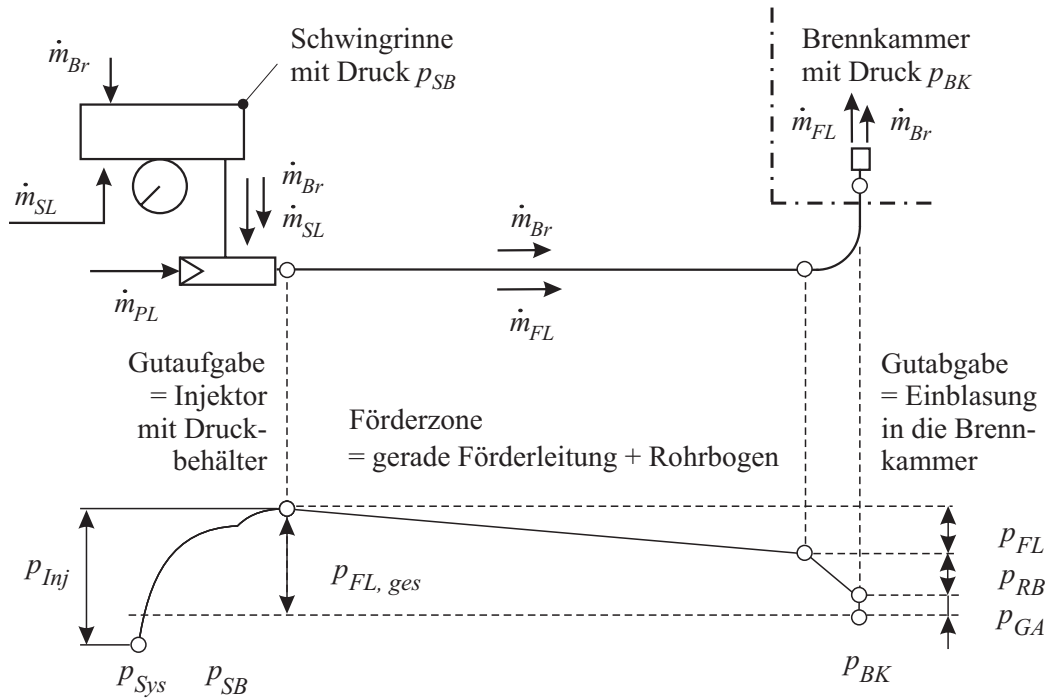


Abbildung 6.12: Pneumatische Förderstrecke des Brennstoffördersystems des ITTEA bei Betrieb mit geringem Sekundärluftanteil ζ

6.2.3 Kennfeld und Kennfeldgrenzen

Die Druckbilanz zwischen dem Behälterdruck p_{SB} und dem Brennkammerdruck p_{BK} lautet unter Vernachlässigung des Druckverlustes des Gutaufnahmetrichters (Abbildung 6.12), $p_{SB} \approx p_{Sys}$,

$$p_{SB} + \Delta p_{Inj} - \Delta p_{FL,ges} = p_{BK}. \quad (6.69)$$

Der Förderleitungsdruckverlust $\Delta p_{FL,ges}$ setzt sich aus dem Druckverlust der geraden Förderleitung Δp_{FL} , dem Druckverlust des Rohrbogens Δp_{RB} und dem Druckverlust der Gutabgabe Δp_{GA} zusammen. Wird die Druckbilanz der Gleichung 6.69 umgeformt, folgt der funktionale Zusammenhang zwischen der Aufladung π_{SB} des Sendebehälters gegenüber der Brennkammer, dem dimensionslosen Förderleitungsdruckverlust $\Delta \pi_{FL}$ und dem dimensionslosen Injektordruckaufbau $\Delta \pi_{Inj}$,

$$\underbrace{\frac{p_{SB}}{p_{BK}}}_{\pi_{SB}} = 1 + \underbrace{\frac{\Delta p_{FL,ges}}{p_{BK}}}_{\Delta \pi_{FL}} - \underbrace{\frac{\Delta p_{Inj}}{p_{BK}}}_{\Delta \pi_{Inj}}. \quad (6.70)$$

Beim *atmosphärischen Injektor* ist $\pi_{SB} = 1$. Die Druckbilanz der Gleichung 6.70 vereinfacht sich zu:

$$\Delta \pi_{Inj} = \Delta \pi_{FL} \quad (6.71)$$

In Abbildung 6.13 ist das Kennfeld einer Förderstrecke mit *atmosphärischem Injektor* mit konstantem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} dargestellt. Der Förderleitungsdruckverlust $\Delta \pi_{FL}$

steigt entsprechend Gleichung 6.40 näherungsweise linear mit der Beladung μ an. Bei höherem Sekundärluftanteil ζ steigt der Förderleitungsdruckverlust steiler an als bei geringerem ζ , weil bei konstantem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} höheres ζ zu einer höheren Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} führt (Gleichung 6.40). Mit steigendem Sekundärluftanteil ζ und steigender Beladung μ sinkt der Injektordruckaufbau $\Delta\pi_{Inj}$ (Gleichung 6.101).

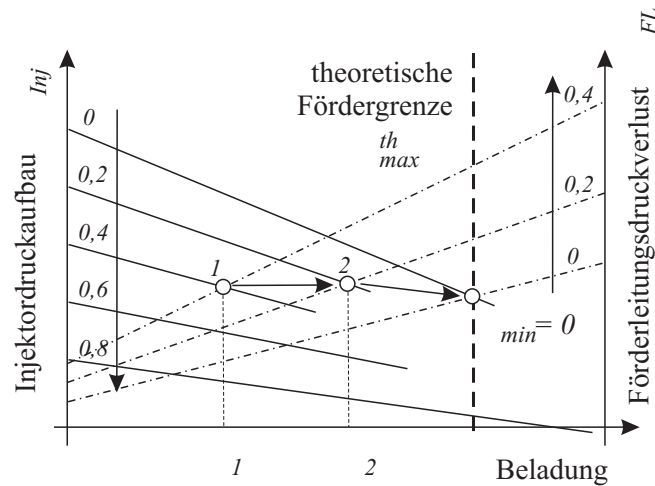


Abbildung 6.13: Qualitatives Kennfeld einer Förderstrecke mit *atmosphärischem Injektor* mit konstantem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL}

Aus dem Schnittpunkt der Kennlinien von $\Delta\pi_{Inj}$ und $\Delta\pi_{FL}$ folgt der Sekundärluftanteil ζ_1 für die Beladung μ_1 . Für $\mu_2 > \mu_1$ ist bei konstantem ζ_1 der Druckaufbau $\Delta\pi_{Inj}$ geringer und der Förderleitungsdruckverlust $\Delta\pi_{FL}$ größer. Die Druckbilanz der Gleichung 6.71 ist für den Sekundärluftanteil ζ_1 nicht erfüllt. Der Sekundärluftanteil bei Beladung μ_2 ist geringer, $\zeta_2 < \zeta_1$. Der Schnittpunkt der Injektorkennlinie $\Delta\pi_{Inj}$ mit der Förderleitungs-kennlinie $\Delta\pi_{FL}$ für den Sekundärluftanteil ζ_{min} bestimmt die theoretisch maximale Beladung μ_{max}^{th} . Die Fördergrenze des *atmosphärischen Injektors* ist vom Injektordruckaufbau $\Delta\pi_{Inj}$ und dem Förderleitungsdruckverlust $\Delta\pi_{FL}$ abhängig.

Wird Ausblasen des Injektors ausgeschlossen, ist $\zeta_{min} = 0$. Bläst der Injektor aus, $\zeta < 0$, strömt ein Teil des Primärluftmassenstromes \dot{m}_{PL} nicht durch das Mischrohr in die Förderung, sondern kehrt im Mischrohr um und führt durch Impulsaustausch zu einer Erhöhung des Injektordruckaufbaus $\Delta\pi_{Inj}$ [81]. Der ausblasende Luftmassenstrom strömt durch den Injektortrichter dem Gutmassenstrom \dot{m}_S entgegengerichtet an die Gutaufgabestelle ab. Dadurch sinkt der Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} und somit auch die Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} . Sinkt v_{FL} unter die Mindestluftgeschwindigkeit der Flugförderung ab, bilden sich Feststoffablagerungen in der Förderung, die zum Verstopfen der Leitung führen können. Höherer Injektordruckaufbau $\Delta\pi_{Inj}$ und geringerer Förderleitungsdruckverlust $\Delta\pi_{FL}$ erhöhen die theoretische Fördergrenze μ_{max}^{th} .

Das Kennfeld der pneumatischen Förderstrecke des Brennstoffördersystems des *ITTEA* ist in Abbildung 6.14 qualitativ dargestellt. Durch die Aufladung des Sendebehälters π_{SB} ist der Sekundärluftanteil ζ ein frei wählbarer Parameter und der Injektordruckaufbau $\Delta\pi_{Inj}$ kann vom Förderleitungsdruckverlust $\Delta\pi_{FL}$ abweichen (Gleichung 6.70). Für die Beladung μ_1 und den Sekundärluftanteil ζ_1 ist die Aufladung $\pi_{SB,1}$ auf der Ordinate abzulesen. Die Länge der

vertikalen Strecke zwischen der Aufladung $\pi_{SB,1}$ und dem strichpunktiert eingezeichneten Förderleitungsdruckverlust $1 + \Delta\pi_{FL}$ ist der Betrag des dimensionslosen Injektordruckaufbaus $\Delta\pi_{Inj,1}$. Bei höherer Beladung μ ist bei konstantem Sekundärluftanteil ζ die Aufladung des Sendebehälters π_{SB} höher. Geringere Beladung μ hat geringere Aufladung π_{SB} zur Folge. Bei konstanter Beladung μ führt höherer Sekundärluftanteil ζ zu höherer Aufladung π_{SB} und geringerer Sekundärluftanteil ζ zu geringerer Aufladung π_{SB} .

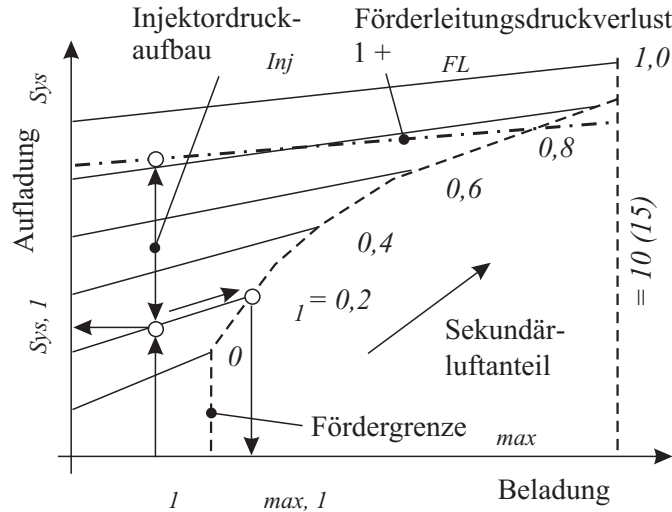


Abbildung 6.14: Qualitatives Kennfeld der pneumatischen Förderstrecke des Brennstoffördersystems des ITTEA

Zur Bestimmung des Kennfeldes der pneumatischen Förderstrecke des Brennstoffördersystems des ITTEA werden die Druckänderungen in den Anlagenkomponenten in Abhängigkeit der Geometrie, der Strömung und des Feststoffes ermittelt. In Kapitel 6.3 wird der Injektordruckaufbau Δp_{Inj} für $\zeta < 1$ untersucht. Der Verlustbeiwert ζ_S des Sekundärluftinjektors, $\zeta = 1$, wird in Kapitel 6.4 bestimmt. Der Feststoffreibungsbeiwert λ_S der Holzsorten *S*, *B* und *FF* und der Verlustbeiwert des Rohrbogens und der Gutabgabe werden in Kapitel 6.5 bestimmt.

Das Kennfeld wird durch die Fördergrenze μ_{max} und die Kennfeldgrenze $\mu_{Schwebe}$ begrenzt. Die Fördergrenze μ_{max} ist vom Injektordruckaufbau $\Delta\pi_{Inj}$ und dem Förderleitungsdruckverlust $\Delta\pi_{FL}$ unabhängig. Die experimentellen Untersuchungen zeigen, daß die Fördergrenze μ_{max} bei geringem Sekundärluftanteil ζ von der Gutaufnahme durch den Injektortreibstrahl und bei großem ζ von der maximalen Feststoffkonzentration im Fallrohr oberhalb des Injektortrichters abhängt (Kapitel 6.3.5 und 6.4.2). In der Förderleitung tritt bei Flugförderung und stationärem Betrieb keine Absetzung der Feststoffpartikel, die zu einer Verstopfung der Förderleitung führen könnte, auf. Für Beladungen μ unter der Kennfeldgrenze $\mu_{Schwebe}$ kam es in den Förderversuchen zu keiner Verstopfung im Rohrbogen und im Aufsatz am Ende der Förderleitung. Mit dem Sekundärluftanteil ζ_1 kann die Beladung μ bis zur maximalen Beladung $\mu_{max,1}$ gesteigert werden (Abbildung 6.14). Die Beladung $\mu_{max,1}$ ist die Fördergrenze mit Sekundärluftanteil ζ_1 . Eine Steigerung von μ über $\mu_{max,1}$ ist mit ζ_1 nicht möglich. Mit höherem Sekundärluftanteil, $\zeta > \zeta_1$, werden höhere maximale Beladungen erzielt. Die Punkte maximal erreichbarer Beladungen μ_{max} bei unterschiedlichen Sekundärluftanteilen ζ beschreiben die Fördergrenze im Anlagenkennfeld.

6.2.4 Übergangsverhalten

Die Steigerung oder Senkung des Brennstoffmassenstromes \dot{m}_{Br} infolge einer Änderung der Brennkammerlast bedeutet bei konstantem Luftmassenstrom \dot{m}_{FL} eine Änderung der Beladung μ . Das Übergangsverhalten des Brennstoffördersystems bei einer Änderung der Beladung μ wird durch die Neigung der Anlagenkennlinie π_{SB} gegenüber μ bestimmt. Wird die Beladung μ um $\Delta\mu$ gesteigert, steigt die Aufladung π_{SB} um $\Delta\pi_{SB}$. Im folgenden wird vereinfachend angenommen, daß der Brennkammerdruck p_{BK} bei einer Änderung der Brennkammerlast konstant bleibt. Bei konstantem Brennkammerdruck p_{BK} bedeutet ein Anstieg um $\Delta\pi_{SB}$ eine Druckänderung Δp_{SB} des Sendebehälterdrucks p_{SB} . Unter Annahme einer isothermen Zustandsänderung bei der Temperatur T_L wird die Druckänderung Δp_{SB} im Behältervolumen V durch Speicherung der Luftmasse Δm_L bewirkt,

$$\Delta p_{SB} = \frac{R T_L}{V} \Delta m_L. \quad (6.72)$$

Das Behältervolumen V ist die Summe der Behältervolumina der Schwingrinne, der Förderschnecke und des Brennstoffbehälters (Abbildung 2.6). Bei konstanter Luftversorgung des Fördersystems mit dem Luftmassenstrom $\dot{m}_{L,zu}$ bewirkt die Speicherung der Luftmasse Δm_L im Behältervolumen V ein von der Zeit t im Zeitraum von $t = 0$ bis $t = t_t$ abhängiges Absinken des Förderluftmassenstromes $\dot{m}_{FL}(t)$ (Abbildung 6.15),

$$\Delta m_L = \int_{t=0}^{t=t_t} (\dot{m}_{L,zu} - \dot{m}_{FL}(t)) dt. \quad (6.73)$$

Bei stationärem Betrieb ist der Förderluftmassenstrom $\dot{m}_{FL} = \dot{m}_{L,zu}$. Bei einer Steigerung der Beladung μ , $\Delta\mu > 0$, sinkt der Förderluftmassenstrom $\dot{m}_{FL}(t)$ gegenüber $\dot{m}_{L,zu}$ ab, $\dot{m}_{FL}(t) < \dot{m}_{FL}$. Wird die Beladung μ gesenkt, $\Delta\mu < 0$, steigt der Förderluftmassenstrom $\dot{m}_{FL}(t)$ über den stationären Wert an, $\dot{m}_{FL}(t) > \dot{m}_{FL}$.

Je stärker die Anlagenkennlinie π_{SB} gegenüber μ geneigt ist, desto stärker sinkt der Förderluftmassenstrom $\dot{m}_{FL}(t)$ bei einer Laststeigerung, $\Delta\mu > 0$, ab. Ein Absinken des Förderluftmassenstromes kann zur Verstopfung des Fördersystems und Flammenrückschlag aus der Brennkammer in das Fördersystem bei Unterschreitung der Mindestförderluftgeschwindigkeit $v_{FL,min}$ führen. Für stabile Brennstoffförderung wird daher eine flache Anlagenkennlinie π_{SB} gefordert. Eine flache Anlagenkennlinie π_{SB} wird über eine flache Injektorkennlinie $\Delta\pi_{Inj}$ erreicht. Mit steigendem Sekundärluftanteil ζ werden die Injektorkennlinie $\Delta\pi_{Inj}$ und somit die Anlagenkennlinie π_{SB} flacher (Abbildung 6.14).

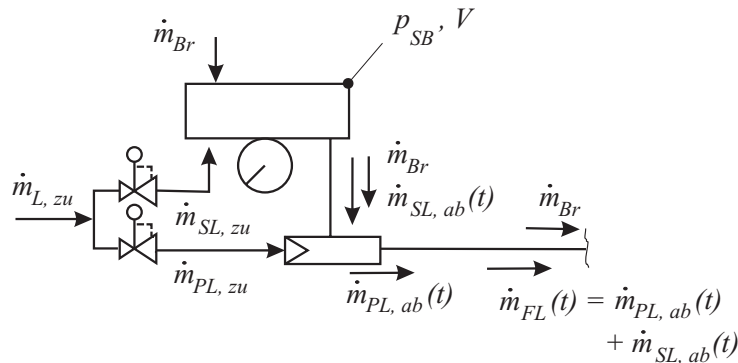


Abbildung 6.15: Bezeichnung der Luftmassenströme im Brennstoffördersystem bei Laständerungen

6.3 Injektor

In dieser Arbeit werden Injektoren mit konvergenter Treibstrahldüse untersucht. Nach einer kurzen Beschreibung der konvergenten Treibstrahldüse und der Treibstrahlausbreitung werden mit Hilfe der Dimensionsanalyse Kennzahlen abgeleitet, die zur Darstellung der Ergebnisse der Druckaufbaumessungen an Injektoren mit Sekundärluftanteil $\zeta < 1$ verwendet werden. Die Einflüsse auf die aus der Dimensionsanalyse abgeleitete Druckaufbauziffer ψ werden qualitativ beschrieben und die Meßergebnisse der Druckaufbaumessungen ohne Feststoffförderung und bei Förderung der Holzsorten *S*, *B* und *FF* mittels ψ dargestellt. Daran schließt die Untersuchung der Fördergrenze von Injektoren mit $\zeta < 1$ an.

6.3.1 Primärlufttreibstrahl

6.3.1.1 Konvergente Treibstrahldüse

Die Expansion des Primärluftmassenstromes \dot{m}_{PL} in der konvergenten Treibstrahldüse wird als stationärer reversibler adiabater Fließprozeß mit horizontaler Strömungsführung ohne Verrichtung technischer Arbeit modelliert [1]. Die Luft wird als ideales Gas betrachtet. Die Treibstrahlgeschwindigkeit am Düsenaustritt $v_{T,DA}$ ist abhängig vom Düsendruckverhältnis π_D (Gleichung 6.66), von der Temperatur T_0 der Primärluft vor der Expansion in der Düse, der Gaskonstanten R und dem Isentropenexponenten κ ,

$$v_{T,DA} = \sqrt{2 R T_0} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[1 - \pi_D^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}. \quad (6.74)$$

Der Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} durch die Düse mit der Austrittsquerschnittsfläche $A_D = D_D^2 \pi / 4$ folgt unter Beachtung der Zustandsgleichung des idealen Gases zu:

$$\dot{m}_{PL} = A_D \rho_0 \sqrt{2 R T_0} \underbrace{\sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\pi_D^{\frac{2}{\kappa}} - \pi_D^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}}_{\psi} \quad (6.75)$$

ρ_0 bezeichnet die Dichte der Primärluft vor der Expansion in der Düse, der zusammengefaßte Wurzelausdruck wird als Durchflußfunktion ψ bezeichnet. Die Abhängigkeit der Durchflußfunktion ψ vom Düsendruckverhältnis π_D ist in Abbildung 6.16 dargestellt.

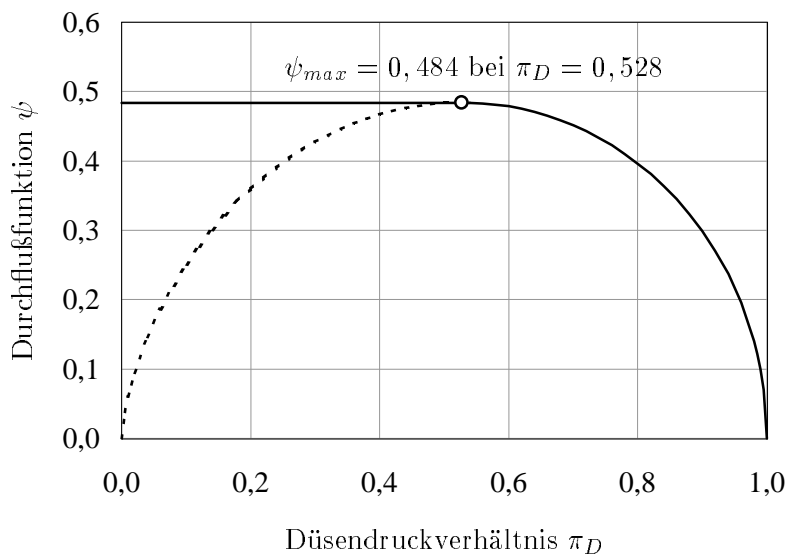


Abbildung 6.16: Durchflußfunktion ψ der Luft abhängig vom Düsendruckverhältnis π_D

Bei konstantem Düsenvordruck p_0 steigen der Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} und die Treibstrahlgeschwindigkeit am Düsenaustritt $v_{T,DA}$ mit sinkendem Gegendruck $p_{S_{ys}}$ solange an, bis der Druck $p_{S_{ys}}$ den kritischen Druck p^* erreicht hat. Beim kritischen Düsendruckverhältnis π_D^* ,

$$\pi_D^* = \frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \quad (6.76)$$

hat die Durchflußfunktion ψ ihr Maximum ψ_{max} . Für Luft mit dem Isentropenexponenten $\kappa = 1,4$ ist $\pi_D^* = 0,528$ und $\psi_{max} = 0,484$. Beim kritischen Düsendruckverhältnis π_D^* wird im Düsenaustrittsquerschnitt gerade die lokale Schallgeschwindigkeit a_{Lav} , die auch als *Lavalgeschwindigkeit* bezeichnet wird, erreicht,

$$a_{Lav} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} R T_0}. \quad (6.77)$$

Wird $p_{S_{ys}}$ unter p^* abgesenkt, $\pi_D < \pi_D^*$, sind die Treibstrahlgeschwindigkeit am Düsenaustritt $v_{T,DA} = a_{Lav}$ und die Durchflußfunktion $\psi = \psi_{max}$. Der Treibstrahl tritt unterexpandiert aus der konvergenten Düse aus und expandiert nach der Düse vom kritischen Druck p^* im Düsenaustrittsquerschnitt auf den Druck $p_{S_{ys}}$ nach. Die Treibstrahlgeschwindigkeit v_T liegt durch die Nachexpansion um Δv_T über der Treibstrahlgeschwindigkeit am Düsenaustritt $v_{T,DA} = a_{Lav}$,

$$v_T = a_{Lav} + \Delta v_T. \quad (6.78)$$

Der Geschwindigkeitsanstieg Δv_T durch die Nachexpansion vom kritischen Druck p^* auf den Druck $p_{S_{ys}}$ wird durch Ansetzen des Impulssatzes am Düsenaustritt abgeschätzt [53],

$$\Delta v_T = \frac{p^* - p_{S_{ys}}}{\rho^* a_{Lav}}. \quad (6.79)$$

ρ^* bezeichnet die Dichte der Primärluft beim kritischen Druck p^* im Austrittsquerschnitt der Düse.

6.3.1.2 Treibstrahlausbreitung

Der Treibstrahl ist die Abströmung des Primärluftmassenstromes \dot{m}_{PL} aus der konvergenten Treibstrahldüse in die Mischkammer des Injektors und wird für geringen Sekundärluftanteil ζ und geringe Beladung μ näherungsweise als turbulenter runder Freistrahл betrachtet [67]. Ein Freistrahл entsteht beim Ausströmen von Gas aus einer Düse in freie ruhende Umgebung. Die folgenden Ausführungen beschränken sich auf Luft-Freistrahlen und konvergente Düsen.

Beim Unterschall-Freistrahл ist der Druck im Austrittsquerschnitt der Düse gleich dem Umgebungs- bzw. Systemdruck $p_{S_{ys}}$, das Düsendruckverhältnis π_D ist größer als das kritische Düsendruckverhältnis π_D^* , $\pi_D > \pi_D^*$. Das Strömungsfeld eines turbulenten runden Unterschall-Freistrahles wird in den Kernbereich, den Übergangsbereich und den Hauptbereich eingeteilt (Abbildung 6.17) [67].

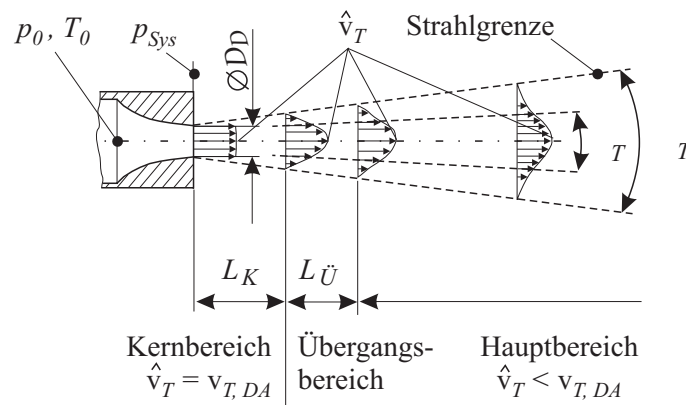


Abbildung 6.17: Ausbreitung eines Unterschall-Freistrahles [67]

Der Freistrahel hat am Düsenaustritt die Düsenaustrittsgeschwindigkeit $v_{T,DA}$, das Geschwindigkeitsprofil am Düsenaustritt ist nahezu rechteckig. An der Strahlgrenze kommt es zu einem Impulsaustausch zwischen Freistrahel und Umgebung. Dadurch wird der Freistrahel in einem äußeren Mischungsgebiet verzögert und Luft aus der Umgebung mitbewegt. Der Freistrahel weitet sich mit dem konstanten Winkel α_T auf. Die genaue Bestimmung von α_T ist schwierig, weil die Geschwindigkeit zum Strahlrand hin gegen Null geht. In der Literatur werden für den Ausbreitungswinkel Werte im Bereich $17^\circ \leq \alpha_T \leq 24^\circ$ angegeben (Tabelle 6.7).

Tabelle 6.7: Ausbreitungswinkel α_T runder turbulenter Unterschall-Freistrahlen [79]

Verfasser	Winkel α_T
Becher	24°
Ebrahimi	18°
Günther	19°
Kremer	17°

Im Kernbereich ist die Geschwindigkeit des Freistrahles in der Strahlachse $\hat{v}_T = v_{T,DA}$. Bei der Durchströmung des Kernbereiches weitet sich das Mischungsgebiet vom Strahlmantel ausgehend bis zur Strahlachse aus, das rechteckige Geschwindigkeitsprofil am Düsenaustritt wird zu einem Glockenprofil umgebildet. Das Ende des Kernbereiches ist erreicht, wenn nur noch auf der Strahlachse die Düsenaustrittsgeschwindigkeit $v_{T,DA}$ herrscht. Die Länge des Kernbereiches L_K ist stark vom Düsendurchmesser D_D abhängig (Tabelle 6.8). Weiters beeinflussen die *Reynoldszahl* am Düsenaustritt, Düsenströmungsstörungen und -verluste die Kernlänge L_K [62].

Im Übergangsbereich und den daran anschließenden Hauptbereich erstreckt sich das Mischungsgebiet über den gesamten Strahlquerschnitt. Die Länge des Übergangsbereiches $L_{\bar{U}}$ ist verhältnismäßig klein (Tabelle 6.8), der Übergangsbereich wird in der Literatur nicht immer erwähnt. Die Geschwindigkeit in der Strahlachse \hat{v}_T nimmt im Übergangsbereich nur geringfügig ab, im Hauptbereich nimmt \hat{v}_T etwa umgekehrt proportional zur Entfernung vom Austrittsquerschnitt der Düse ab. Der Öffnungswinkel $\varphi_T \approx 8^\circ$ beschreibt bei zweidimensio-

ner Betrachtung des Strahles im Übergangs- und Hauptbereich den Verlauf einer Geraden, die die Punkte der Geschwindigkeitsprofile mit der Geschwindigkeit $\hat{v}_T/2$ entlang der Strahlachse verbindet [67].

Tabelle 6.8: Kernlänge L_K und Länge des Übergangsbereiches $L_{\ddot{U}}$ bezogen auf den Düsendurchmesser D_D runder turbulenter Unterschall-Freistrahlen [79]

Verfasser	Verhältnis	
	L_K/D_D	$L_{\ddot{U}}/D_D$
<i>Eck</i>	4 ... 4,7	
<i>Günther</i>	4	4 ... 8
<i>Giralt</i>	5,4	5,4 ... 8,6
<i>Kremer</i>	6 ... 8	8 ... 10
<i>Kuethe</i>	4,4	4,4 ... 10

Beim Überschall-Freistrahler ist der Druck im Austrittsquerschnitt der Düse p^* größer als der Umgebungs- bzw. Systemdruck p_{Sys} , das Düsendruckverhältnis ist $\pi_D < \pi_D^*$. Die Nachexpansion vom kritischen Druck p^* auf den Systemdruck p_{Sys} erfolgt abhängig von π_D in meist mehreren Überschall-Strahlzellen (Abbildung 6.18) [62]. Nach dem Übergang in Unterschallströmung verhält sich der Freistrahler wie ein Unterschall-Freistrahler.

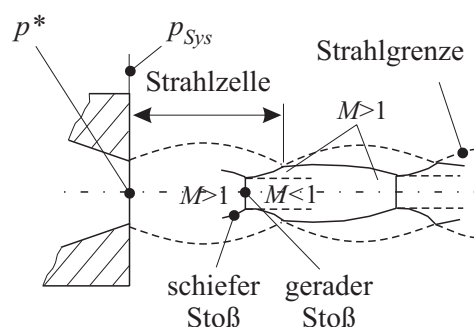


Abbildung 6.18: Nachexpansion eines Überschall-Freistrahles am Düsenaustritt für ein Düsendruckverhältnis $\pi_D \approx 0,2$ [62]

Überschall-Strahlzellen bestehen aus Expansions- und Kompressionszonen. Abhängig vom Düsendruckverhältnis π_D treten schiefe und gerade Verdichtungsstöße auf. In den Expansionszonen beschleunigt die Luft und der Strahl weitet sich auf, in den Kompressionszonen schnürt sich der Strahl ein. Da es zu keiner Gesamtaufweitung des Strahles kommt, wird der Mantel der Überschall-Strahlzellen durch einen Zylindermantel mit dem Düsenaustrittsdurchmesser D_D angenähert. Die Geschwindigkeit in der Strahlachse \hat{v}_T unmittelbar nach der letzten Überschall-Strahlzelle wird mit Hilfe der Gleichungen 6.78 und 6.79 abgeschätzt.

Der Kernbereich des Überschall-Freistrahles setzt sich aus der Zone der Nachexpansion und dem Kernbereich der anschließenden Unterschallströmung zusammen. Die Länge des Kernbereiches L_K ist zusätzlich zu den beim Unterschall-Freistrahler beschriebenen Einflüssen auch vom Düsendruckverhältnis π_D abhängig. Für $\pi_D \geq 0,4$ ist der Einfluß von π_D auf das Ver-

hältnis L_K/D_D unter etwa 10%.

Die Ausbreitung des Treibstrahles in der Mischkammer des Injektors unterscheidet sich von der Ausbreitung eines Freistrahles durch die Einflüsse

- der Geometrie der Mischkammer und des Mischrohres (Abbildung 6.19),
- des Sekundärluftanteils ζ und
- der Beladung μ .

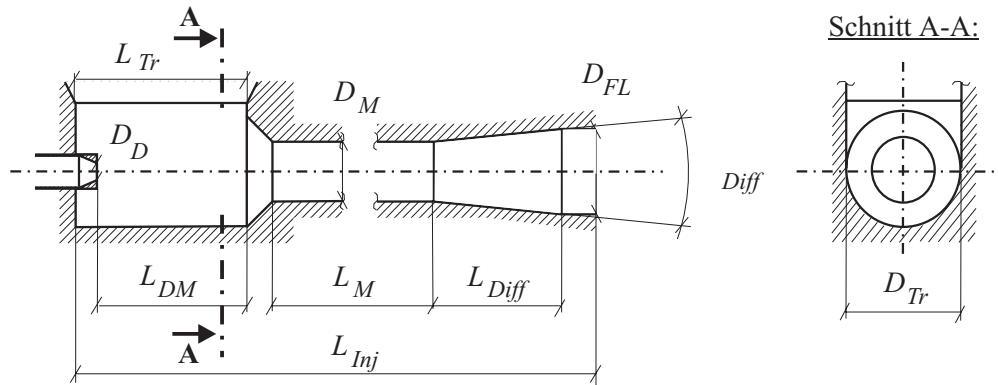


Abbildung 6.19: Injektorgeometrie

Die Mischkammer des Injektors hat die Länge $L_{Tr} = 50\text{mm}$ und die Breite $D_{Tr} = 32\text{mm}$ und ist unterhalb der Injektorlängsachse halbkreisförmig mit dem Durchmesser D_{Tr} ausgeführt. *Schlag* beschreibt die Abhängigkeit der Kernlänge L_K vom Düsendurchmesser D_D und Mischrohrdurchmesser D_M für Unterschall-Treibstrahlen (Abbildung 6.20) [67].

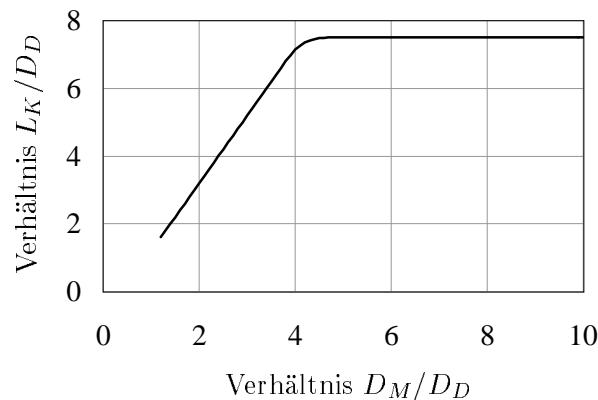


Abbildung 6.20: Abhängigkeit der Kernlänge L_K vom Düsendurchmesser D_D und Mischrohrdurchmesser D_M für Unterschall-Treibstrahlen [67]

Mit steigendem Sekundärluftanteil ζ wird die Treibstrahlströmung zunehmend durch die Sekundärluftströmung in der Mischkammer beeinflusst. Unter Vernachlässigung des Dichteunterschiedes zwischen Mischkammereintritt und Förderleitung wird die mittlere Luftgeschwindigkeit v_{Tr} des Sekundärluftmassenstromes im rechteckigen Mischkammereintrittsquerschnitt

mit der Breite D_{Tr} und der Länge L_{Tr} abgeschätzt,

$$\frac{v_{Tr}}{v_{FL}} \approx \frac{D_{FL}^2}{D_{Tr} L_{Tr}} \zeta. \quad (6.80)$$

Der Injektor mit der in Abbildung 6.19 dargestellten Geometrie wird mit einem Sekundärluftanteil $\zeta \leq 0,8$ betrieben. Mit dem Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 16\text{mm}$ und der Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 18\text{m/s}$ folgt für $\zeta \leq 0,8$ die mittlere Luftgeschwindigkeit $v_{Tr} \leq 2,3\text{m/s}$. Damit ist das Verhältnis der mittleren Luftgeschwindigkeit der Sekundärluft im Mischkammereintrittsquerschnitt zur Treibstrahlgeschwindigkeit am Düsenaustritt $v_{Tr}/v_{T,DA} \leq 0,01$ für $v_{T,DA} \geq 230\text{m/s}$.

Mit steigender Beladung μ nimmt die Treibstrahlgeschwindigkeit in der Strahlachse \hat{v}_T im Hauptbereich entlang der Strahlachse infolge der Feststoffbeschleunigung stärker ab und der Treibstrahl wird in der Mischkammer stärker aufgeweitet [43].

6.3.2 Dimensionsanalyse

Mit Hilfe der Dimensionsanalyse wird eine Darstellungsform der Ergebnisse der Druckaufbaumessungen am Injektor gefunden, die die Anwendung der Versuchsergebnisse auf Anlagen unterschiedlichen Maßstabs ermöglicht. Dabei sind Anlagen mit höherem Brennkammerdruck p_{BK} und größeren Förderleistungen $\dot{m}_{Br,max}$ interessant. Die Relevanzliste der physikalischen Größen, die das Problem vollständig beschreiben ist in Tabelle 6.9 dargestellt. Die physikalischen Größen werden in geometrische Größen, Stoffeigenschaften und die Strömung beschreibende Prozeßgrößen eingeteilt (Kapitel 5.4.3.3).

Die Dimensionsanalyse der 20 Größen der Relevanzliste nach dem *Buckingham'schen* Π -Theorem führt unter Berücksichtigung der 3 vorkommenden Grundgrößenarten auf 17 Kennzahlen:

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= \frac{L_{Tr}}{D_D} & \Pi_2 &= \frac{D_{Tr}}{D_D} & \Pi_3 &= \frac{L_{DM}}{D_D} & \Pi_4 &= \frac{D_M}{D_D} \\ \Pi_5 &= \frac{L_M}{D_D} & \Pi_6 &= \frac{D_{FL}}{D_D} & \Pi_7 &= \frac{L_{Diff}}{D_D} & & \\ \Pi_8 &= \frac{\rho_{Sgs} D_D^2 v_T}{\dot{m}_{PL}} & \Pi_9 &= \frac{\rho_T D_D^2 v_T}{\dot{m}_{PL}} & \Pi_{10} &= \frac{\eta_L D_D}{\dot{m}_{PL}} & \Pi_{11} &= \frac{\rho_P D_D^2 v_T}{\dot{m}_{PL}} \\ \Pi_{12} &= \frac{d_P}{D_D} & \Pi_{13} &= \frac{\dot{m}_{SL}}{\dot{m}_{PL}} & \Pi_{14} &= \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_{PL}} & \Pi_{15} &= \frac{\Delta p_{Inj} D_D^2}{\dot{m}_{PL} v_T} \\ \Pi_{16} &= \frac{a_{Lav}}{v_T} & \Pi_{17} &= \frac{c_M}{v_T} & & & & \end{aligned}$$

Die Kennzahlen Π_1 bis Π_7 beschreiben die geometrischen Verhältnisse des Injektors. Das Flächenverhältnis β ist definiert als das Verhältnis von Düsenaustrittsquerschnitt zu Mischrohrquerschnitt,

$$\beta = \frac{1}{\Pi_4^2} = \left(\frac{D_D}{D_M} \right)^2. \quad (6.81)$$

Tabelle 6.9: Relevanzliste der Injektorströmung

Geometrie	Symbol	Einheit
Treibdüsenaustrittsdurchmesser	D_D	m
Mischkammerbreite = Trichterbreite	D_{Tr}	m
Mischkammerlänge = Trichterlänge	L_{Tr}	m
Abstand der Treibdüse zum Mischrohr	L_{DM}	m
Mischrohrdurchmesser	D_M	m
Mischrohrlänge	L_M	m
Förderleitungsdurchmesser	D_{FL}	m
Diffusorlänge	L_{Diff}	m
Stoffeigenschaften	Symbol	Einheit
Luftdichte in der Mischkammer außerhalb des Strahles	ρ_{Sys}	kg/m^3
Dichte des vollständig expandierten Treibstrahles	ρ_T	kg/m^3
Dynamische Viskosität der Treibstrahlluft	η_L	$kg/(ms)$
Partikeldichte	ρ_P	kg/m^3
Partikeldurchmesser	d_P	m
Prozeßgrößen	Symbol	Einheit
Injektordruckaufbau (= Zielgröße)	Δp_{Inj}	Pa
Primärluftmassenstrom	\dot{m}_{PL}	kg/s
Sekundärluftmassenstrom	\dot{m}_{SL}	kg/s
Feststoffmassenstrom	\dot{m}_S	kg/s
Geschwindigkeit des vollständig expandierten Treibstrahles	v_T	m/s
Lavalgeschwindigkeit am Düsenaustritt	a_{Lav}	m/s
Feststoffgeschwindigkeit am Mischrohrende	c_M	m/s

Die Kennzahlen Π_3 und Π_4 beschreiben die Position der Treibdüse zum Mischrohr und definieren den Winkel $\alpha_{DM,1}$,

$$\alpha_{DM,1} = 2 \arctan \frac{\Pi_4 - 1}{2 \Pi_3} = 2 \arctan \frac{D_M - D_D}{2 L_{DM}}. \quad (6.82)$$

Durch Impulsaustausch mit dem Treibstrahl wird Luft in der Mischkammer des Injektors beschleunigt. Ist der Geometriewinkel $\alpha_{DM,1}$ größer als der Öffnungswinkel α_T des Treibstrahles, verlaufen die Stromlinien des Treibstrahles vom Düsenaustritt näherungsweise geradlinig in das Mischrohr. Ist $\alpha_{DM,1} < \alpha_T$, verlaufen die Stromlinien des Treibstrahles nicht näherungsweise geradlinig vom Düsenaustritt in das Mischrohr und es bildet sich bei geringem Sekundärluftanteil ζ ein Wirbel im Bereich der Mischkammer. Die Strömung ist verlustbehaftet und der Druckaufbau des Injektors sinkt.

Der Geometriewinkel $\alpha_{DM,2}$ ist definiert durch

$$\alpha_{DM,2} = 2 \arctan \frac{\Pi_4 - 1}{2 (\Pi_3 + \Pi_5)} = 2 \arctan \frac{D_M - D_D}{2 (L_{DM} + L_M)}. \quad (6.83)$$

Der Treibstrahl trifft beim Sekundärluftanteil $\zeta = 0$ bei der Durchströmung des Mischrohres an die Mischrohrwand, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

$$\alpha_{DM,2} \leq \alpha_T \leq \alpha_{DM,1} \quad (6.84)$$

Ist $\alpha_{DM,2} > \alpha_T$, erfolgt die Umwandlung der Treibstrahlströmung zur Rohrströmung im Mischrohr unvollständig und der Druckaufbau des Injektors sinkt. Nach der Umwandlung der Treibstrahlströmung in die Mischrohrströmung strömt die Luft im Mischrohr mit der gegenüber der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} erhöhten Geschwindigkeit v_M . Das Verhältnis v_M/v_{FL} ist umgekehrt proportional zum Flächenverhältnis δ ,

$$\delta = \left(\frac{\Pi_4}{\Pi_6}\right)^2 = \left(\frac{D_M}{D_{FL}}\right)^2 = \left(\frac{v_M}{v_{FL}}\right)^{-1}. \quad (6.85)$$

Der Quotient der Kennzahlen Π_3 und Π_1 ist das Verhältnis des Abstandes der Treibdüse zum Mischrohr L_{DM} zur Mischkammerlänge L_{Tr}

$$\frac{\Pi_3}{\Pi_1} = \frac{L_{DM}}{L_{Tr}}. \quad (6.86)$$

Der Quotient der Kennzahlen Π_5 und Π_4 ist das Verhältnis der Mischrohrlänge L_M zum Mischrohrdurchmesser D_M ,

$$\frac{\Pi_5}{\Pi_4} = \frac{L_M}{D_M}. \quad (6.87)$$

Die Mischrohrlänge, bei der der Injektordruckaufbau maximal ist, wird als optimale Mischrohrlänge $L_{M,opt}$ bezeichnet. Eine Mischrohrlänge $L_M > L_{M,opt}$ führt zu größerem Reibungsdruckverlust und damit geringerem Injektordruckaufbau. Das Verhältnis der optimalen Mischrohrlänge $L_{M,opt}$ zum Mischrohrdurchmesser D_M sinkt annähernd linear mit steigender Beladung μ [67]. Bei reiner Luftströmung, $\mu = 0$, ist das Verhältnis $L_{M,opt}/D_M \approx 5$, bei der Beladung $\mu = 4$ ist $L_{M,opt}/D_M \approx 3$.

Im Diffusor sinkt die Mischrohrgeschwindigkeit v_M auf die Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} . Der Diffusoröffnungswinkel α_{Diff} wird durch die dimensionslosen Kennzahlen Π_4 , Π_6 und Π_7 beschrieben,

$$\alpha_{Diff} = 2 \arctan \frac{\Pi_6 - \Pi_4}{2 \Pi_7} = 2 \arctan \frac{D_{FL} - D_M}{2 L_{Diff}}. \quad (6.88)$$

Ist der Diffusoröffnungswinkel α_{Diff} zu groß, tritt Strömungsablösung an der Diffusorwand auf und der Diffusorwirkungsgrad sinkt. Der Öffnungswinkel des Diffusors von Gutaufgabeinjektoren wird meist im Bereich $7^\circ \leq \alpha_{Diff} \leq 10^\circ$ gewählt [47].

Die mit dem Mischrohrdurchmesser D_M gebildete *Reynoldszahl* des Treibstrahles Re_T wird über die Kennzahlen Π_4 , Π_8 und Π_{10} erhalten,

$$Re_T = \frac{\Pi_4 \Pi_8}{\Pi_{10}} = \frac{\rho_{Sys} D_M v_T}{\eta_L}. \quad (6.89)$$

Das Verhältnis der Partikeldichte ρ_P zur Luftdichte ρ_{Sys} ,

$$\frac{\Pi_{11}}{\Pi_8} = \frac{\rho_P}{\rho_{Sys}}, \quad (6.90)$$

und das in Kennzahl Π_{12} ausgedrückte Verhältnis des Partikeldurchmessers d_P zum Düsendurchmesser D_D fließen in die *Barthzahl* Ba ein. Die *Barthzahl* beschreibt das Verhältnis der Luftwiderstandskraft zur Massenträgheitskraft des Partikels und damit die Beschleunigungsvorgänge im Injektor. Die *Barthzahl* wird mit dem Widerstandsbeiwert c_W mit der Treibstrahlgeschwindigkeit v_T als Anströmgeschwindigkeit gebildet [35],

$$Ba = \frac{3}{4} c_W \frac{\Pi_8}{\Pi_{11}} \frac{1}{\Pi_{12}} = \frac{3}{4} c_W \frac{\rho_{Sys}}{\rho_P} \frac{D_D}{d_P}. \quad (6.91)$$

Geringerer Partikeldurchmesser d_P und geringere Partikeldichte ρ_P führen zu größerer *Barthzahl* Ba und stärkerer Beschleunigung des Partikels im Injektor. Das Verhältnis der Feststoffgeschwindigkeit am Mischrohrende c_M und der Treibstrahlgeschwindigkeit v_T wird durch die Kennzahl Π_{17} beschrieben und ist von der *Barthzahl* Ba abhängig.

Der Sekundärluftanteil ζ wird aus der Kennzahl Π_{13} abgeleitet,

$$\zeta = \frac{\Pi_{13}}{1 + \Pi_{13}} = \frac{\dot{m}_{SL}}{\dot{m}_{PL} + \dot{m}_{SL}}. \quad (6.92)$$

Die Beladung μ folgt aus den Kennzahlen Π_{13} und Π_{14} ,

$$\mu = \frac{\Pi_{14}}{1 + \Pi_{13}} = \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_{PL} + \dot{m}_{SL}}. \quad (6.93)$$

Zur dimensionslosen Darstellung des Injektordruckaufbaus Δp_{Inj} wird in der Literatur die Druckaufbauziffer ψ verwendet [11], [35] und [67]. Die Druckaufbauziffer ψ ist das Verhältnis vom Injektordruckaufbau Δp_{Inj} zum dynamischen Druck des vollständig expandierten Treibstrahles,

$$\psi = \frac{2 \Pi_{15}}{\Pi_9} = \frac{\Delta p_{Inj}}{\frac{\rho_T}{2} v_T^2}. \quad (6.94)$$

Die Luftdichte des vollständig expandierten Treibstrahles ρ_T weicht von der Luftdichte in der Mischkammer außerhalb des Treibstrahles ρ_{Sys} infolge unterschiedlicher Temperaturen ab,

$$\frac{\Pi_8}{\Pi_9} = \frac{\rho_{Sys}}{\rho_T} \neq 1. \quad (6.95)$$

Das Verhältnis der Geschwindigkeit des vollständig expandierten Treibstrahles v_T zur *Lavalgeschwindigkeit* a_{Lav} wird als *Lavalzahl* La bezeichnet,

$$La = \Pi_{16}^{-1} = \frac{v_T}{a_{Lav}}. \quad (6.96)$$

Bei $La \geq 1$ liegt ein Überschall-Treibstrahl vor, $v_T \geq v_{T,DA}$. Ein Unterschall-Treibstrahl ist durch $La < 1$ gekennzeichnet, $v_T = v_{T,DA}$.

In Tabelle 6.10 sind die Kennzahlen der Injektorströmung zusammengefasst. Die Druckaufbauziffer ψ ist unabhängig vom Druck in der Mischkammer des Injektors p_{Sys} . Die Ergebnisse der Messungen der Druckaufbauziffer ψ in dieser Arbeit können daher zur Berechnung des Injektordruckaufbaus Δp_{Inj} bei abweichendem Systemdruck p_{Sys} verwendet werden.

Tabelle 6.10: Kennzahlen der Injektorströmung

Druckaufbauziffer	ψ
Geometrische Größen	D_D/D_{Tr} , L_{DM}/L_{Tr} , d_P/D_D , $\alpha_{DM,1}$, $\alpha_{DM,2}$, α_{Diff} , β , δ
Strömungsgrößen	ζ , μ , c_M/v_T , Re_T , Ba , La ρ_{Sys}/ρ_T , Π_{10}

6.3.3 Abschätzung des Kennfeldes

Im folgenden wird ein funktionaler Zusammenhang zwischen bestimmten dimensionslosen Kennzahlen der Injektorströmung unter Vereinfachungen abgeleitet,

$$\psi = g(\beta, \delta, \zeta, \mu, c_M/v_T, La, Ba). \quad (6.97)$$

Zur Berechnung des Injektordruckaufbaus Δp_{Inj} wird die Strömung eindimensional und reibungsfrei betrachtet. Die Berechnung von Δp_{Inj} wird unterteilt in die Berechnung des Druckaufbaus in der Mischkammer und im Mischrohr Δp_M und in die Berechnung des Druckaufbaus im Diffusor Δp_{Diff} [47], [67],

$$\Delta p_{Inj} = \Delta p_M + \Delta p_{Diff}. \quad (6.98)$$

Der Druckaufbau in der Mischkammer und im Mischrohr Δp_M wird über die axiale Impulsbilanz an dem in Abbildung 6.10 dargestellten Kontrollvolumen mit der Mischrohrquerschnittsfläche $A_M = D_M^2 \pi / 4$ berechnet,

$$\dot{m}_{PL} v_T - \dot{m}_{FL} v_M - \dot{m}_S c_M = \Delta p_M A_M. \quad (6.99)$$

In das Kontrollvolumen strömt in axialer Richtung der vollständig expandierte Treibstrahl mit der Treibstrahlgeschwindigkeit v_T und dem Massenstrom \dot{m}_{PL} ein. Der Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} und der Feststoffmassenstrom \dot{m}_S (bzw. der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Br}) treten näherungsweise senkrecht zur axialen Injektorachse in das Kontrollvolumen ein, ihr axialer Impuls ist Null. Am Ende des Mischrohres treten der Förderluftmassenstrom $\dot{m}_{FL} = \dot{m}_{PL} + \dot{m}_{SL}$ mit der Mischrohrgeschwindigkeit v_M und der Feststoffmassenstrom \dot{m}_S mit der Geschwindigkeit c_M aus dem Kontrollvolumen in axialer Richtung aus (Gleichung 2.1). Zur Berechnung der Partikelgeschwindigkeit am Mischrohrende c_M ist die Bestimmung der Partikelbeschleunigung entlang der Injektorachse erforderlich [41], [67]. Zur Berücksichtigung von in der vereinfachten eindimensionalen Betrachtungsweise unberücksichtigten Einflüssen wird Δp_M durch Multiplikation mit dem Mischungswirkungsgrad η_M abgesenkt. Im folgenden wird $\eta_M = 1$ angesetzt.

Der Druckaufbau im Diffusor Δp_{Diff} wird unter Annahme des Diffusorwirkungsgrades $\eta_{Diff} = 1$ über die *Bernoulligleichung* berechnet,

$$\Delta p_{Diff} = \eta_{Diff} \frac{\rho_M}{2} (v_M^2 - v_{FL}^2). \quad (6.100)$$

Die Luftdichte im Diffusor ist näherungsweise gleich der mittleren Luftdichte im Mischrohr ρ_M , die Änderung der Feststoffgeschwindigkeit im Diffusor ist meist vernachlässigbar [47].

Nach Einsetzen der Gleichungen 6.99 und 6.100 in Gleichung 6.98 und Umformen unter Verwendung der dimensionslosen Kennzahlen δ , ζ und μ der Gleichungen 6.85, 6.92 und 6.93 folgt für den Injektordruckaufbau Δp_{Inj} :

$$\Delta p_{Inj} = [(1 - \zeta) v_T - v_M - \mu c_M] \frac{\dot{m}_{FL}}{A_M} + \frac{\rho_M}{2} v_M^2 (1 - \delta^2) \quad (6.101)$$

Mit der Gleichung des Förderluftmassenstromes im Mischrohr,

$$\dot{m}_{FL} = \rho_M \frac{D_M^2 \pi}{4} v_M, \quad (6.102)$$

und der Gleichung des Primärluftmassenstromes,

$$\dot{m}_{PL} = \rho_T \frac{D_T^2 \pi}{4} v_T, \quad (6.103)$$

folgt aus dem Zusammenhang

$$\dot{m}_{PL} = (1 - \zeta) \dot{m}_{FL} \quad (6.104)$$

die Abhängigkeit der Mischrohrgeschwindigkeit v_M von der Treibstrahlgeschwindigkeit v_T , dem Flächenverhältnis β_T , dem Sekundärluftanteil ζ und dem Dichteverhältnis ρ_T/ρ_M ,

$$v_M = \frac{\beta_T}{1 - \zeta} \frac{\rho_T}{\rho_M} v_T. \quad (6.105)$$

Das Flächenverhältnis β_T ist definiert als das Quadrat des Verhältnisses des Treibstrahldurchmessers D_T zum Mischrohrdurchmesser D_M ,

$$\beta_T = \left(\frac{D_T}{D_M} \right)^2. \quad (6.106)$$

Für $La \leq 1$ sind der Treibstrahldurchmesser $D_T = D_D$ und das Flächenverhältnis $\beta_T = \beta$. Beim Überschall-Treibstrahl, $La > 1$, ist der Treibstrahldurchmesser D_T eine Rechengröße, die durch Gleichung 6.103 definiert ist und vom tatsächlichen Durchmesser des vollständig expandierten Treibstrahles abweicht, $\beta_T \neq \beta$.

Unter der Vereinfachung $\rho_T/\rho_M \approx 1$ folgt durch Einsetzen der Gleichung 6.105 in Gleichung 6.101 und Umformen die Abhängigkeit der Druckaufbauziffer ψ von den dimensionslosen Kennzahlen β_T , δ , ζ , μ und c_M/v_T :

$$\psi = 2 \beta_T - \left(\frac{\beta_T}{1 - \zeta} \right)^2 (1 + \delta^2) \underbrace{-2 \frac{\beta_T}{1 - \zeta} \frac{c_M}{v_T}}_{k_\mu} \mu \quad (6.107)$$

Die Kennzahlen La und Ba beeinflussen die Druckaufbauziffer ψ indirekt über das Flächenverhältnis β_T bzw. das Geschwindigkeitsverhältnis c_M/v_T .

Die Injektorkennlinie beschreibt die Abhängigkeit der Druckaufbauziffer ψ von der Beladung μ . Der Faktor k_μ bestimmt die Neigung der Injektorkennlinie, d. h. die Änderung der Druckaufbauziffer ψ um $\Delta\psi$ infolge der Änderung der Beladung μ um $\Delta\mu$,

$$k_\mu = \frac{\Delta\psi}{\Delta\mu} = -2 \frac{\beta_T}{1 - \zeta} \frac{c_M}{v_T}. \quad (6.108)$$

Bei verlustfreier Betrachtung der Strömung und $\delta = 1$, $\zeta = 0$ und $\mu = 0$ ist der Injektordruckaufbau Δp_{Inj}^{id} nach der *Bernoulligleichung*:

$$\Delta p_{Inj}^{id} = \frac{\rho_T}{2} v_T^2 - \frac{\rho_M}{2} v_M^2 \quad (6.109)$$

Unter den Annahmen $\rho_T/\rho_M \approx 1$ und $\beta_T = \beta$ folgt mit Gleichung 6.105 die ideale Druckaufbauziffer ψ^{id} ,

$$\psi^{id} = 1 - \beta^2. \quad (6.110)$$

Aus Gleichung 6.107 folgt mit $\delta = 1$, $\zeta = 0$ und $\mu = 0$ die Druckaufbauziffer zu:

$$\psi = 2\beta(1 - \beta) \quad (6.111)$$

Der *Carnotsche Stoßverlust* $\Delta p_{V,C}$ folgt aus der Differenz der Druckaufbauziffer bei verlustfreier Betrachtung der Strömung ψ^{id} und der Druckaufbauziffer bei Betrachtung der Strömung mittels Impulssatz ψ [74],

$$\Delta p_{V,C} = \frac{\rho_T}{2} v_T^2 (\psi^{id} - \psi) = \frac{\rho_T}{2} v_T^2 (1 - \beta)^2. \quad (6.112)$$

Der *Carnotschen Stoßverlust* $\Delta p_{V,C}$ steigt mit sinkendem Flächenverhältnis β .

Beim Unterschall-Treibstrahl, $La \leq 1$, und reiner Luftströmung, $\mu = 0$, ist die Druckaufbauziffer ψ von

- der Injektorgeometrie, d. h. den Flächenverhältnissen $\beta_T = \beta$ und δ , und
- dem Sekundärluftanteil ζ

abhängig (Abbildungen 6.21 und 6.22). Für $\zeta = 0$ erfährt die Luftströmung bei $\beta = 1$ und $\delta = 1$ keine Querschnittsänderung, die Druckaufbauziffer ist $\psi = 0$. Ist $\delta < 1$, liegt eine Diffusorströmung vor, der Luftmassenstrom wird bei kleinerem δ stärker verzögert und führt zu höherem ψ . Bei $\delta = 0$ wird der Treibstrahl im Diffusor vollständig verzögert. Ist $\beta = 1$, ist der *Carnotsche Stoßverlust* $\Delta p_{V,C} = 0$ und die Druckaufbauziffer $\psi = 1$. Das optimale Flächenverhältnis β_{opt} liegt beim Maximum ψ_{max} der Druckaufbauziffer ψ . Für $\beta < \beta_{opt}$ steigt bei zunehmendem β die Druckaufbauziffer ψ als Folge des abnehmenden *Carnotschen Stoßverlustes*. Für $\beta > \beta_{opt}$ sinkt die Druckaufbauziffer ψ mit steigendem β .

Der Einfluß der Sekundärluft auf die Strömung in der Mischkammer und im Mischrohr wird bei eindimensionaler Betrachtungsweise der Injektorströmung nur näherungsweise erfaßt. Die Druckaufbauziffer ψ sinkt mit steigendem Sekundärluftanteil ζ als Folge des geringeren Eintrittsimpulses des Treibstrahles in der axialen Impulsbilanz (Abbildung 6.22).

Abbildung 6.23 zeigt die Abhängigkeit der Druckaufbauziffer ψ von der Beladung μ mit den Parametern β und ζ für $c_M/v_T = 0, 1$ und $\delta = 1$. Bei $\delta = 1$ wird der Feststoff nicht in ein Mischrohr mit anschließendem Diffusor, sondern direkt in die Förderleitung eingeblasen. Bei Erhöhung der Beladung μ um $\Delta\mu = 1$ sinkt die Druckaufbauziffer ψ um den Faktor k_μ (Gleichung 6.108). Die Neigung der Injektorkennlinie nimmt mit sinkendem β und sinkendem ζ ab. Höheres c_M/v_T führt zu einer stärker geneigten Injektorkennlinie. Das Verhältnis c_M/v_T wird durch die *Barthzahl* Ba beeinflusst.

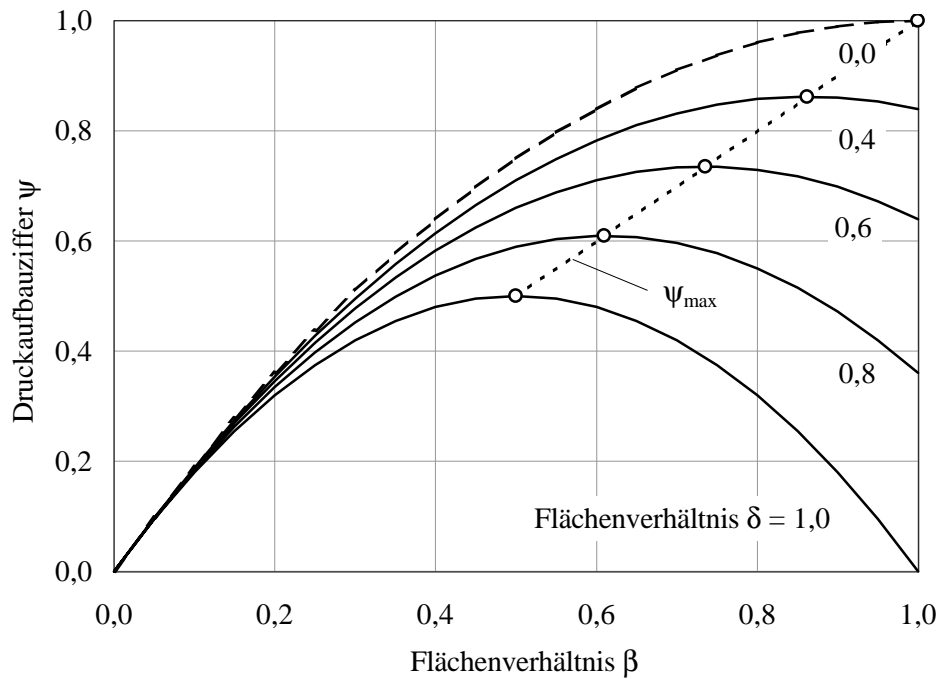


Abbildung 6.21: Druckaufbauziffer ψ abhängig von den Flächenverhältnissen β und δ für den Sekundärluftanteil $\zeta = 0$ und die Lavalzahl $La \leq 1$

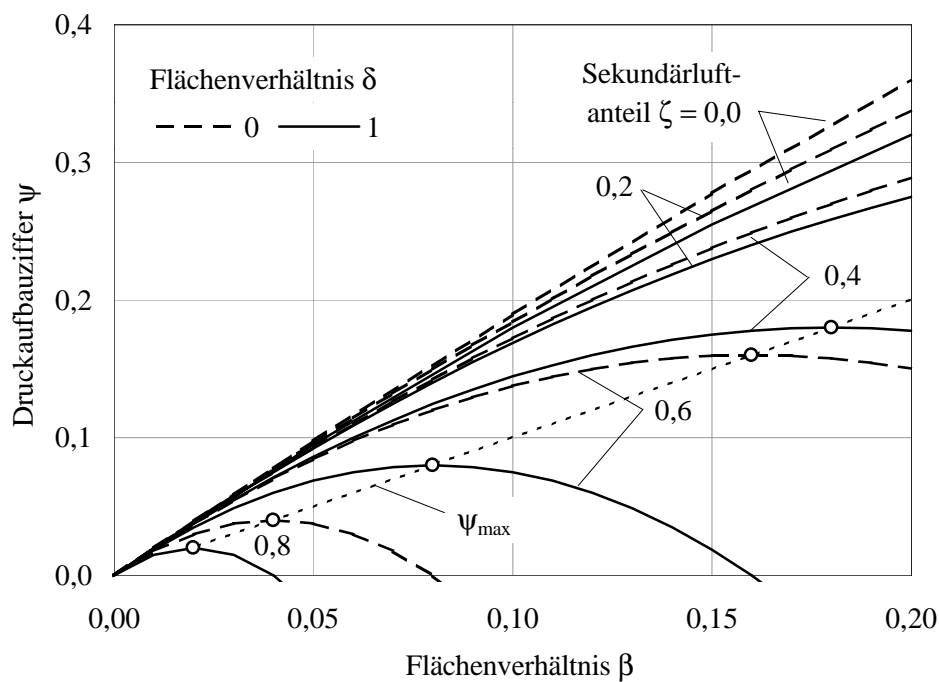


Abbildung 6.22: Druckaufbauziffer ψ abhängig von den Flächenverhältnissen β und δ und dem Sekundärluftanteil ζ für die Lavalzahl $La \leq 1$

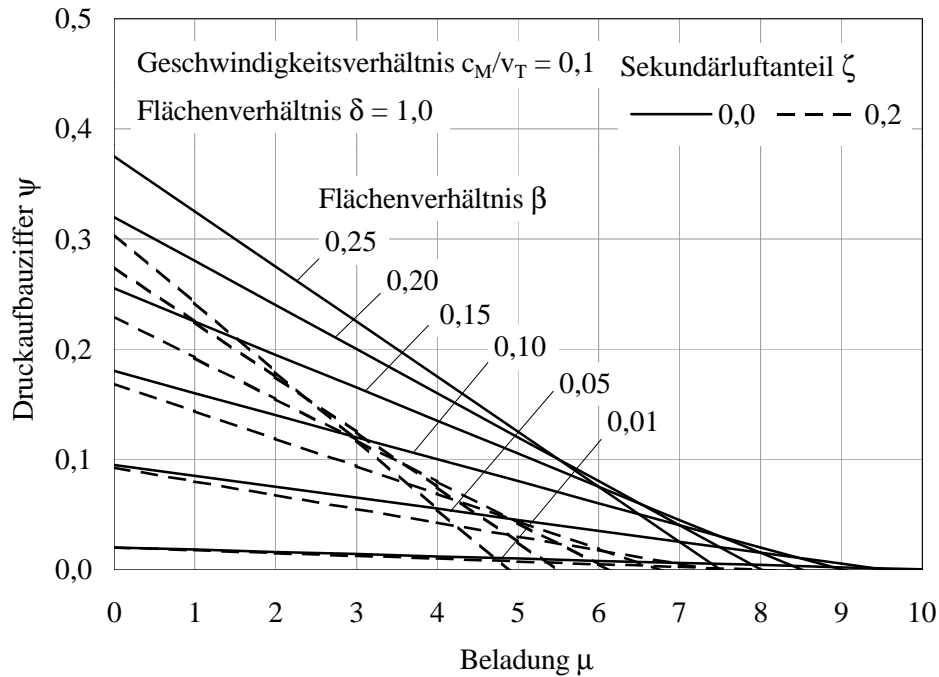


Abbildung 6.23: Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ , dem Flächenverhältnis β und dem Sekundärluftanteil ζ für das Flächenverhältnis $\delta = 1$, das Geschwindigkeitsverhältnis $c_M/v_T = 0,1$ und die Lavalzahl $La \leq 1$

6.3.4 Kennfeldmessung

Ziel der Kennfeldmessungen ist die Bestimmung der Druckaufbauziffer ψ und die Neigung der Injektorkennlinie gegenüber der Beladung μ . Die Einflüsse folgender Parameter werden untersucht:

- **Geometrie:** Der Injektortrichter ist durch ein Fallrohr mit der Länge $L_F = 1270\text{mm}$ und dem Durchmesser $D_F = 80\text{mm}$ mit der Gutabgabe der Schwingrinne verbunden. Die Trichtergeometrie wurde während der Versuche nicht variiert. Der Trichteraustrittsquerschnitt (= Mischkammereintrittsquerschnitt) ist rechteckig mit der Breite $D_{Tr} = 32\text{mm}$ und der Länge $L_{Tr} = 50\text{mm}$ (Abbildung 6.19). Neben einer Förderleitung mit dem Durchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$ wurde eine Förderleitung mit $D_{FL} = 16\text{mm}$ verwendet.

Injektoren werden üblicherweise mit dem Flächenverhältnis $0,06 \leq \beta \leq 0,44$ betrieben. Für diese Werte werden bei Feststoffförderung die höchsten Druckaufbauziffern ψ erreicht [35], [47]. Das Flächenverhältnis β wurde in dieser Arbeit auf bis zu $\beta = 0,008$ abgesenkt. Das Flächenverhältnis δ liegt bei den Versuchen im Bereich $0,64 \leq \delta \leq 1$. Das Verhältnis von Mischrohrlänge zu Mischrohrdurchmesser L_M/D_M wurde nicht variiert und ist $L_M/D_M = 4$. Der Diffusoröffnungswinkel ist $\alpha_{Diff} = 14^\circ$. Der Abstand der Düse vom Mischrohr L_{DM} ist so gewählt, daß die Bedingungen der Gleichung 6.84 erfüllt sind und der Treibstrahl nicht in den Trichter ausbläst.

- **Sekundärluftanteil:** Der Sekundärluftanteil wird im Bereich $0 \leq \zeta \leq 0,8$ variiert. Die Steigerung des Sekundärluftanteils auf $\zeta = 1$ wird in Kapitel 6.4 beschrieben. Eine Erhöhung des Sekundärluftanteils ζ hat bei konstantem Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL}

und konstantem Düsendurchmesser D_D einen Abfall der Treibstrahlgeschwindigkeit v_T zur Folge. Der Düsendurchmesser D_D wurde in Abhängigkeit von ζ so gewählt, daß die Treibstrahlgeschwindigkeit im Bereich $320\text{m/s} \leq v_T \leq 400\text{m/s}$ lag. Bei konstantem Mischrohrdurchmesser D_M sinkt mit steigendem Sekundärluftanteil ζ das Flächenverhältnis β .

- **Treibstrahl:** Die Förderversuche wurden überwiegend mit einem Überschall-Treibstrahl, dem Düsendruckverhältnis im Bereich $0,36 \leq \pi_D \leq 0,41$ und der Treibstrahlgeschwindigkeit im Bereich $320\text{m/s} \leq v_T \leq 400\text{m/s}$ durchgeführt. In einer Meßreihe wurde das Düsendruckverhältnis bis auf $\pi_D = 0,94$ gesteigert und die Treibstrahlgeschwindigkeit bis auf $v_T \approx 96\text{m/s}$ abgesenkt (Abbildungen 6.26).
- **Druckniveau:** Die Versuche wurden bei einem simulierten Brennkammerdruck von $p_{BK} \approx 1\text{bar}$ und $p_{BK} \approx 2\text{bar}$ durchgeführt. Abhängig vom Injektordruckaufbau liegt der Systemdruck im Bereich $0,9\text{bar} \leq p_{Sys} \leq 2\text{bar}$.
- **Holzsorte:** Bei den Versuchen wurden die Holzsorten *Södra Träpulver (S)*, *Buchenspäne (B)* und *feine Fichtenspäne (FF)* gefördert (Kapitel 4). Aus terminlichen Gründen im Rahmen des Forschungsprojektes des *ITTEA* wurden die Versuche mit *groben Fichtenspänen (FG)* erst nach der Fertigstellung dieser Arbeit durchgeführt. In den Versuchen wurde die Beladung schrittweise bis $\mu = 5(10)$ oder dem Erreichen der Fördergrenze μ_{max} gesteigert. Die Fördergrenze wird in Kapitel 6.3.5 beschrieben.

Wegen der unterschiedlichen Größe und Form der Partikel einer Holzsorte ist die *Barthzahl* Ba nach Gleichung 6.91 nicht als Kennzahl einer Holzsorte geeignet. Anstelle von Ba wird die aus der über den Fallversuch bestimmten mittleren Sinkgeschwindigkeit w_S der Holzsorte errechnete *Barthzahl* Ba^* verwendet,

$$Ba^* = \frac{D_D g}{w_S^2}. \quad (6.113)$$

Abhängig vom Düsendurchmesser D_D liegt die Kennzahl Ba^* für die Holzsorten *S*, *B* und *FF* im Bereich $0,01 \leq Ba^* \leq 0,03$.

In Tabelle 6.11 sind die Parameter des Injektors und der Wertebereich der Parameter in den Förderversuchen zusammengefaßt.

Der Injektordruckaufbau Δp_{Inj} wird mit einem maximalen wahrscheinlichen Fehler von 0,1% gemessen, der Systemdruck p_{Sys} und der simulierte Brennkammerdruck p_{BK} bzw. Förderleitungsdruck p_{FL} mit einem maximalen wahrscheinlichen Fehler von 0,75% und der Vordruck des Treibstrahles p_0 mit einem maximalen wahrscheinlichen Fehler von 1,2%. Die Temperaturmessung hat im Meßbereich von 20°C bis 30°C einen maximalen wahrscheinlichen Fehler von 1,7%.

Die zur Berechnung der Druckaufbauziffer ψ benötigte Treibstrahldichte ρ_T bzw. Treibstrahltemperatur T_T und die Treibstrahlgeschwindigkeit v_T können in der partikelbeladenen Injektorströmung nicht direkt gemessen werden und werden daher aus den Meßgrößen Düsen-vordruck p_0 , Systemdruck p_{Sys} und Temperatur T_0 berechnet. Nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz zufälliger Fehlergrößen nach *Gauß* wird der maximale wahrscheinliche Fehler der Druckaufbauziffer ψ kleiner etwa 2% abgeschätzt [4].

Der über ein Schwebekörperdurchflußmeßgerät bestimmte Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} hat einen maximalen wahrscheinlichen Fehler von 1,6%, der maximale wahrscheinliche Fehler des aus einer Blendenmessung bestimmten Primärluftmassenstromes \dot{m}_{PL} ist 0,6%. Mit der Abschätzung der maximalen Abweichung des mittleren Feststoffmassenstromes \dot{m}_S bzw. Brennstoffmassenstromes \dot{m}_{Br} von 3% folgt der maximale wahrscheinliche Fehler der Beladung μ zu 3,2%.

Tabelle 6.11: Parameter eines Injektors und Wertebereich der Parameter in den Förderversuchen

	Parameter	Symbol	Einheit	Wertebereich
Geometrie	Mischkammerlänge = Trichterlänge	L_{Tr}	mm	50
	Mischkammerbreite = Trichterbreite	D_{Tr}	mm	32
	Treibdüsenaustrittsdurchmesser	D_D	mm	1,3 - 9
	Abstand Düse-Mischrohr	L_{DM}	mm	40 - 50
	Mischrohrdurchmesser	D_M	mm	16, 20, 25
	Mischrohlänge	L_M	mm	64 - 100
	Flächenverhältnis Düse-Mischrohr	β	–	0,003 - 0,316
	Flächenverhältnis Mischrohr-Förderleitung	δ	–	0,41 - 1,0
	Bezogene Mischrohlänge	L_M/D_M	–	4
	Diffusoröffnungswinkel	α_{Diff}	°	14
	Injektorlänge	L_{Inj}	mm	212
Förderleitungsdurchmesser	D_{FL}	mm	16, 25	
Prozeßgrößen und Feststoff	Simulierter Brennkammerdruck	p_{BK}	bar	1,0 - 2,0
	Systemdruck (Mischkammerdruck)	p_{Sys}	bar	0,9 - 2,0
	Treibstrahlvordruck	p_0	bar	1,1 - 5,6
	Primärluftmassenstrom	\dot{m}_{PL}	kg/h	13,6 - 48,4
	Treibstrahlgeschwindigkeit	v_T	m/s	100 - 400
	Lavalzahl	La	–	0,32 - 1,28
	Sekundärluftmassenstrom	\dot{m}_{SL}	kg/h	0 - 38,7
	Förderluftgeschwindigkeit	v_{FL}	m/s	11,5 - 24
	Feststoff- bzw. Brennstoffmassenstrom	\dot{m}_S, \dot{m}_{Br}	kg/h	0 - 400
	Mittlerer Partikeldurchmesser	d_P	mm	0,3 - 1,1
	Partikeldichte	ρ_P	kg/m ³	300 - 900
	Düsendruckverhältnis	π_D	–	0,36 - 0,94
	Sekundärluftanteil	ζ	–	0 - 0,8
	Beladung	μ	–	0 - 5 (10)
Barthzahl	Ba^*	–	0,01 - 0,03	

6.3.4.1 Kennfeldmessung ohne Feststoffförderung

In Abbildung 6.24 ist die Druckaufbauziffer ψ in Abhängigkeit des Flächenverhältnisses β für den Sekundärluftanteil $\zeta = 0$ abgebildet. Abhängig vom Flächenverhältnis β liegt das Düsendruckverhältnis im Bereich $0,35 \leq \pi_D \leq 0,89$. Für $\beta > 0,063$ ist $\pi_D > 0,528$, es liegt ein Unterschall-Treibstrahl vor, $\beta_T = \beta$. Für $\beta < 0,063$ ist $\pi_D < 0,528$, der Treibstrahl expandiert nach dem Austritt aus der Düse nach, $\beta_T \neq \beta$. Neben der aus den Messwerten bestimmten Druckaufbauziffer ψ ist in Abbildung 6.24 der Verlauf der nach Gleichung 6.107 für $\beta_T = \beta$ berechneten Druckaufbauziffer ψ gegenüber β eintragen.

Die Druckaufbauziffer ψ steigt mit zunehmendem Flächenverhältnis β . Der berechnete Verlauf

nähert die Meßwerte gut an. Beim Unterschall-Treibstrahl ($\beta > 0,063$) liegen die Meßwerte etwas unterhalb der berechneten Werte. Ursache dafür ist, daß bei der Berechnung von ψ dissipative Einflüsse, z. B. Reibungseinflüsse, nicht berücksichtigt werden. Beim Überschall-Treibstrahl ($\beta < 0,063$) stimmen die Meßwerte und die berechneten Werte näherungsweise überein.

Der Einfluß des Sekundärluftanteils ζ auf die Druckaufbauziffer ψ ist für $\beta = 0,005$ in Abbildung 6.25 dargestellt. Die Messungen erfolgten mit einem Überschall-Treibstrahl mit dem Düsendruckverhältnis $\pi_D = 0,44$. Der Einfluß des Sekundärluftanteils ζ auf die Druckaufbauziffer ψ ist für $\zeta \leq 0,6$ relativ gering. Bei der Steigerung des Sekundärluftanteils von $\zeta = 0$ auf $\zeta = 0,6$ sinkt die Druckaufbauziffer ψ um etwa 8% ab. Erst für $\zeta > 0,6$ fällt die Druckaufbauziffer ψ deutlich mit steigendem ζ ab. Die Abhängigkeit der Druckaufbauziffer ψ vom Sekundärluftanteil ζ wird durch den mit Gleichung 6.107 berechneten Verlauf qualitativ gut angenähert.

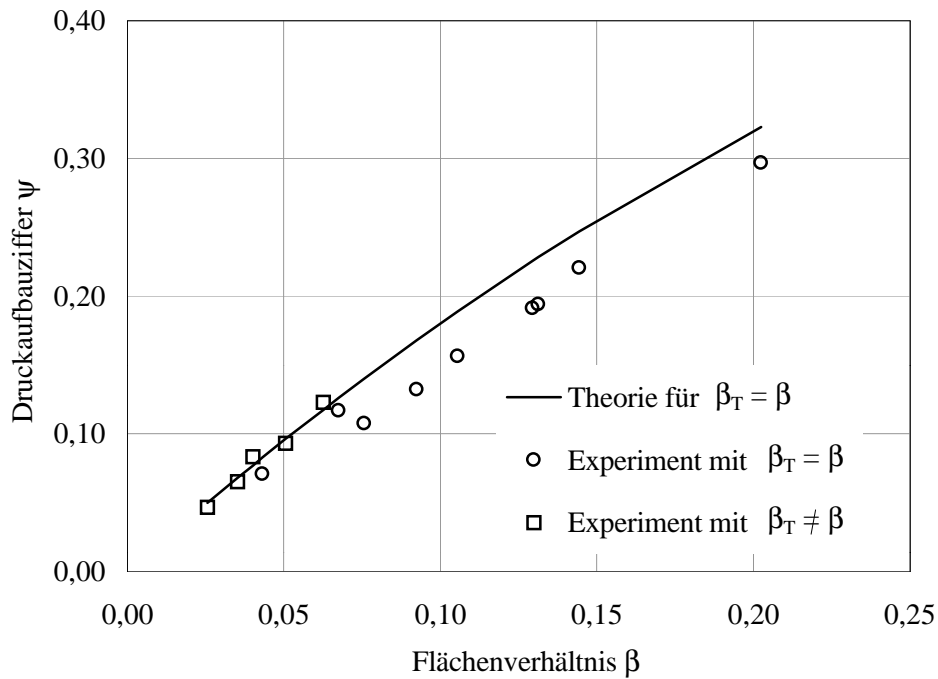


Abbildung 6.24: Druckaufbauziffer ψ abhängig vom Flächenverhältnis β für den Sekundärluftanteil $\zeta = 0$, das Flächenverhältnis $\delta = 1$ und die Beladung $\mu = 0$

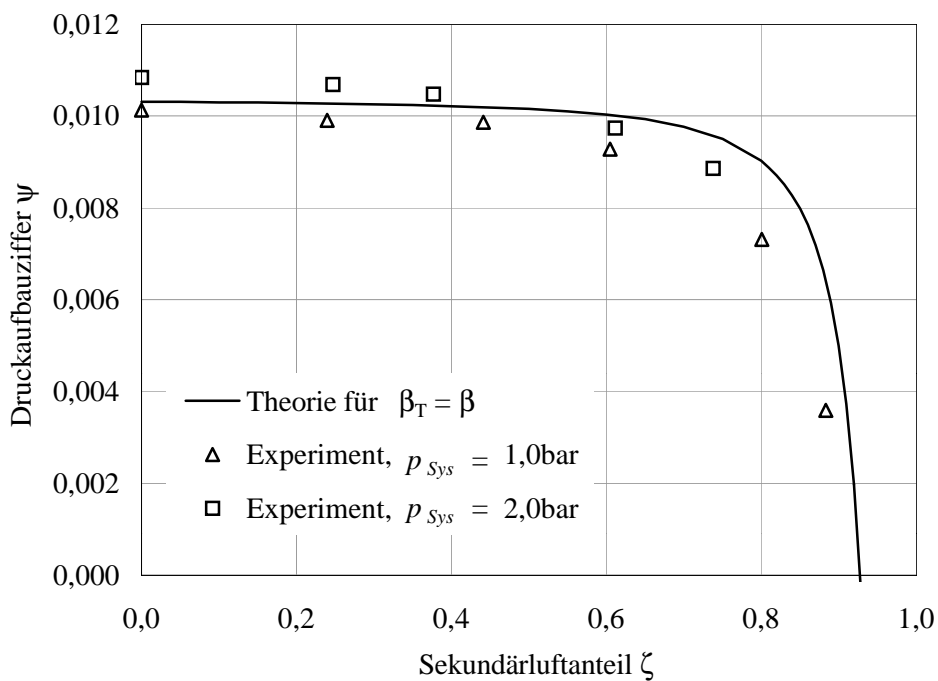


Abbildung 6.25: Druckaufbauziffer ψ abhängig vom Sekundärluftanteil ζ für das Flächenverhältnis $\beta = 0,005$, das Flächenverhältnis $\delta = 1$ und die Beladung $\mu = 0$

6.3.4.2 Kennfeldmessung bei Feststoffförderung

In Abbildung 6.26 sind Kennfeldmessungen an *neutralen Injektoren*, $\zeta = 0$, mit der Treibstrahlgeschwindigkeit im Bereich $96\text{m/s} \leq v_T \leq 397\text{m/s}$ dargestellt. Bei den Messungen liegt der Systemdruck im Bereich $0,9\text{bar} \leq p_{S_{ys}} \leq 2,9\text{bar}$. Bei $p_{S_{ys}} = 0,9\text{bar}$ und $p_{S_{ys}} = 1,0\text{bar}$ wird die Holzsorte *B* gefördert, bei $p_{S_{ys}} = 2,9\text{bar}$ wird die Holzsorte *S* gefördert. Bei größerem Flächenverhältnis β ist der Verlauf der Druckaufbauziffer ψ gegenüber der Beladung μ stärker geneigt als bei kleinerem β .

Die Abbildungen 6.27 und 6.28 zeigen Kennfeldmessungen an Injektoren mit dem Flächenverhältnis $\delta = 1$. Die Partikel der Holzsorte *B* werden vom Treibstrahl direkt in die Förderleitung mit dem Durchmesser $D_{FL} = 16\text{mm}$ eingeblasen. In Abbildung 6.27 ist die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 18\text{m/s}$, in Abbildung 6.28 ist $v_{FL} = 24\text{m/s}$. Die Treibstrahlgeschwindigkeit liegt im Bereich $320\text{m/s} \leq v_T \leq 390\text{m/s}$. Neben den Messungen mit dem Systemdruck $p_{S_{ys}} = 1\text{bar}$ ist jeweils eine Messung mit $p_{S_{ys}} = 2\text{bar}$ dargestellt. Die Abhängigkeit der Druckaufbauziffer ψ von der Beladung μ ist für $p_{S_{ys}} = 1\text{bar}$ und $p_{S_{ys}} = 2\text{bar}$ annähernd gleich.

Die Kennfelder der Abbildungen 6.29 bis 6.35 zeigen die Ergebnisse der Förderversuche mit dem Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$ und der Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$. Als Mindestförderluftgeschwindigkeit für horizontale Flugförderung von Holzstaub werden in der Literatur Werte zwischen 12m/s und 24m/s angegeben [49], [71]. Die Untersuchungen decken somit den unteren Bereich der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} ab. Das Flächenverhältnis β wird im Bereich von $\beta = 0,063$ für $\zeta = 0$ bis $\beta = 0,005$ für $\zeta = 0,8$ variiert. Die Treibstrahlgeschwindigkeit liegt im Bereich $350\text{m/s} \leq v_T \leq 400\text{m/s}$. In den Abbildungen 6.36 und 6.37 sind die Kennfeldmessungen bei Förderung der Holzsorten *S*, *B* und *FF* für den Mischrohrdurchmesser $D_M = 20\text{mm}$ und den Systemdruck $p_{S_{ys}} \approx 1$ und $p_{S_{ys}} \approx 2\text{bar}$ dargestellt.

Der Förderleitungsdurchmesser D_{FL} und die Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} sind in den Abbildungen angegeben, obwohl sie keinen direkten Einfluß auf die Druckaufbauziffer ψ haben. Die Messungen zeigen, daß

- der Verlauf der Druckaufbauziffer ψ gegenüber der Beladung μ unabhängig vom Systemdruck $p_{S_{ys}}$ und unabhängig von der Treibstrahlgeschwindigkeit v_T ist,
- die Druckaufbauziffer ψ bei kleinerem Flächenverhältnis β , größerem Sekundärluftanteil ζ und größerer Beladung μ geringer ist,
- der Verlauf der Druckaufbauziffer ψ gegenüber der Beladung μ bei kleinerem Flächenverhältnis β und größerem Sekundärluftanteil ζ flacher, d. h. $\Delta\psi/\Delta\mu$ geringer ist,
- bei höherem Sekundärluftanteil ζ höhere Beladungen μ erreicht werden (Kapitel 6.3.5) und
- im Bereich $0,063 \leq \beta \leq 0,008$ kein unterschiedlicher Einfluß der Holzsorten *S*, *B* und *FF* auf die Neigung $\Delta\psi/\Delta\mu$ des Verlaufes der Druckaufbauziffer ψ gegenüber der Beladung μ feststellbar ist.

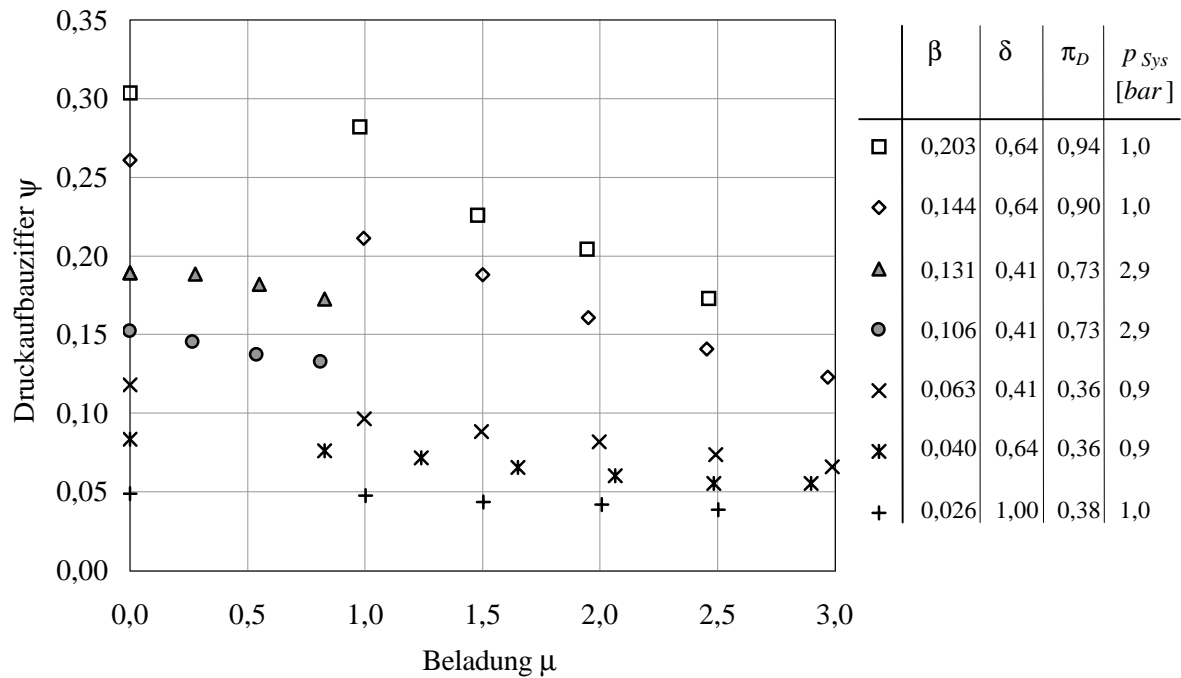


Abbildung 6.26: Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ , dem Flächenverhältnis β und dem Düsendruckverhältnis π_D für den Sekundärluftanteil $\zeta = 0$ und die Holzsorten S und B

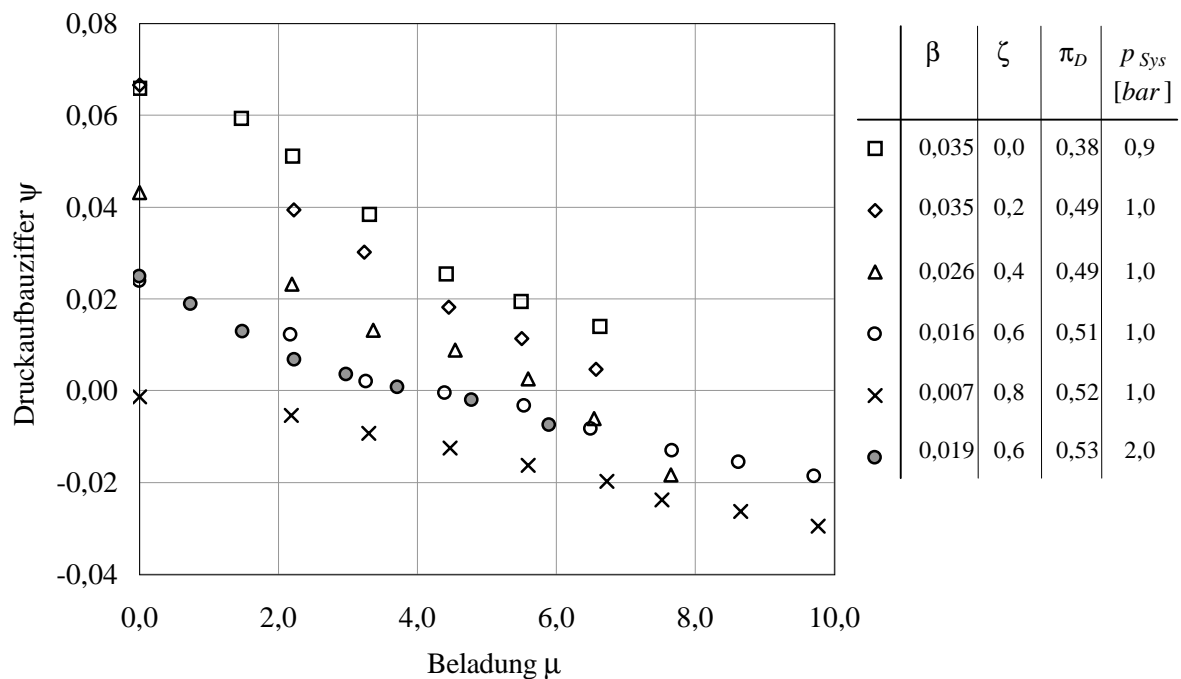


Abbildung 6.27: Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte B, Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 16\text{mm}$, Flächenverhältnis $\delta = 1$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 18\text{m/s}$

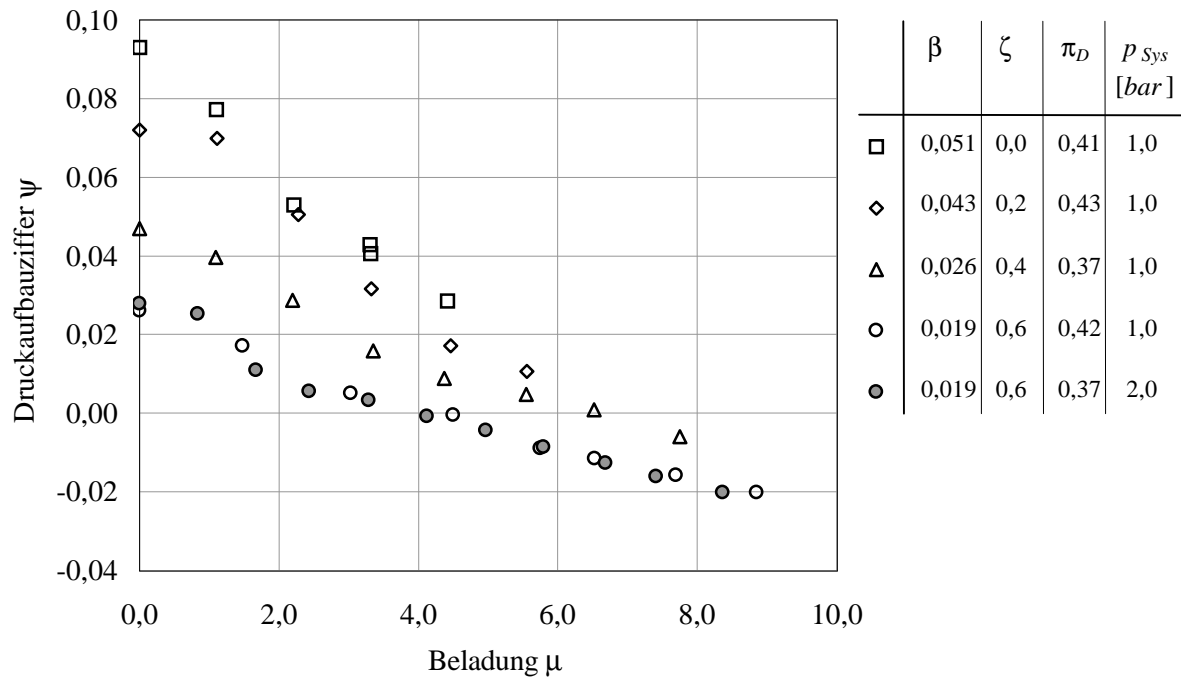


Abbildung 6.28: Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte B, Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 16mm$, Flächenverhältnis $\delta = 1$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 24m/s$

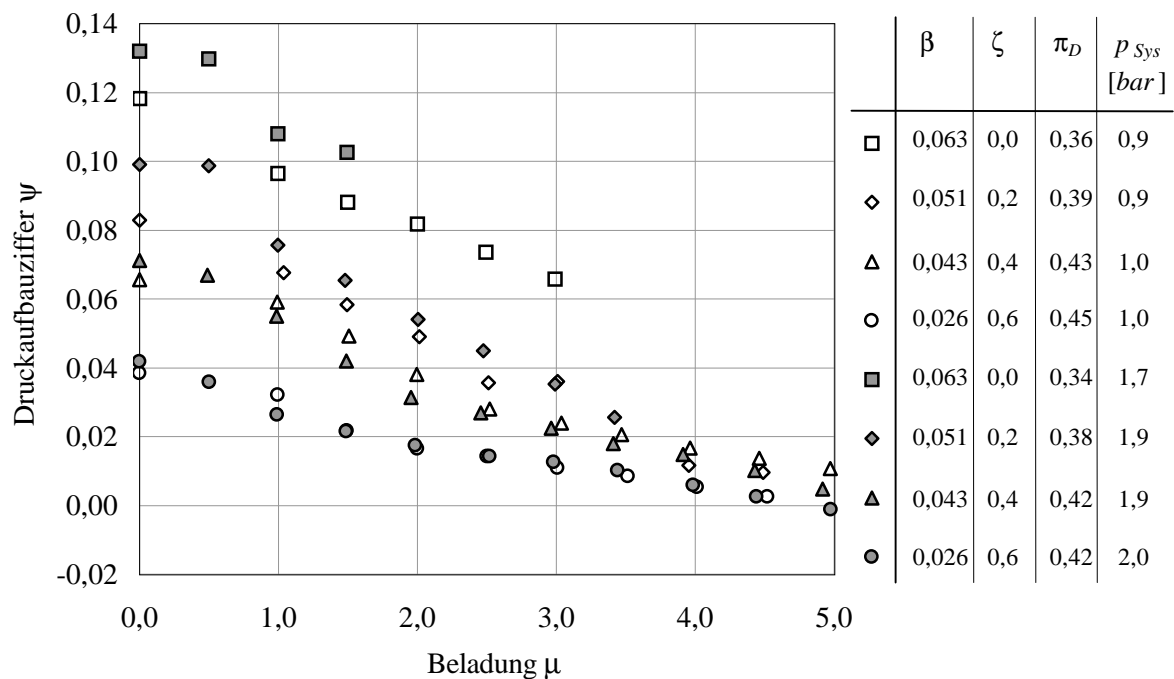


Abbildung 6.29: Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte B, Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, Flächenverhältnis $\delta = 0,41$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$

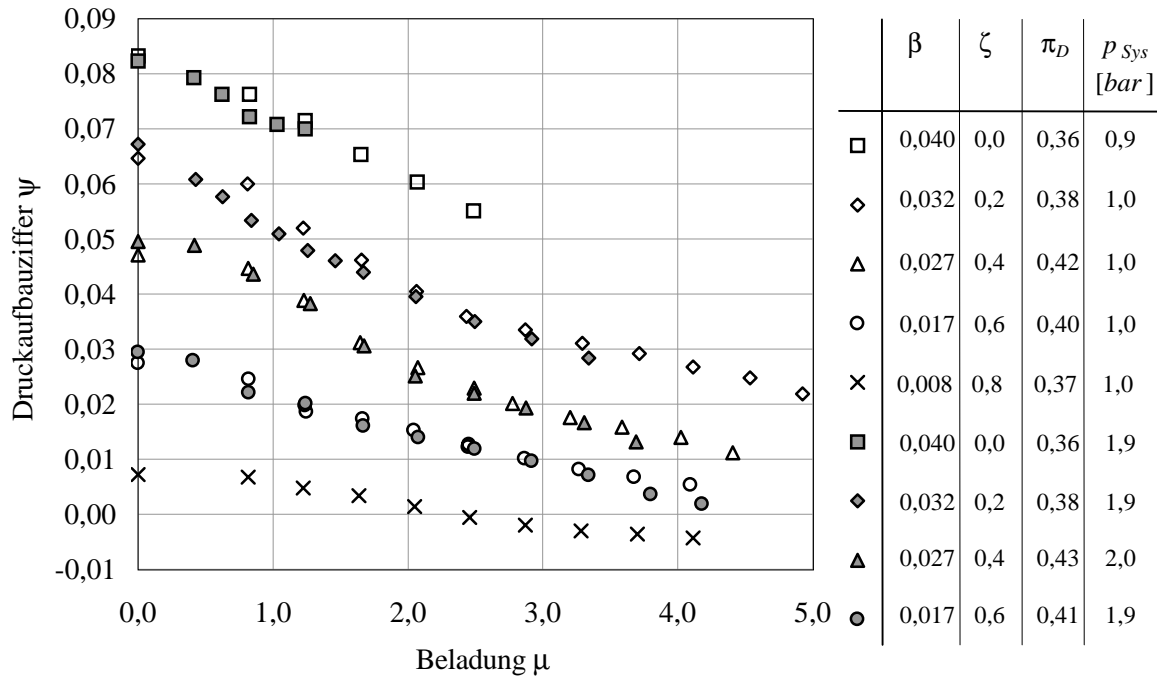


Abbildung 6.30: Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte B, Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, Flächenverhältnis $\delta = 0,64$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$

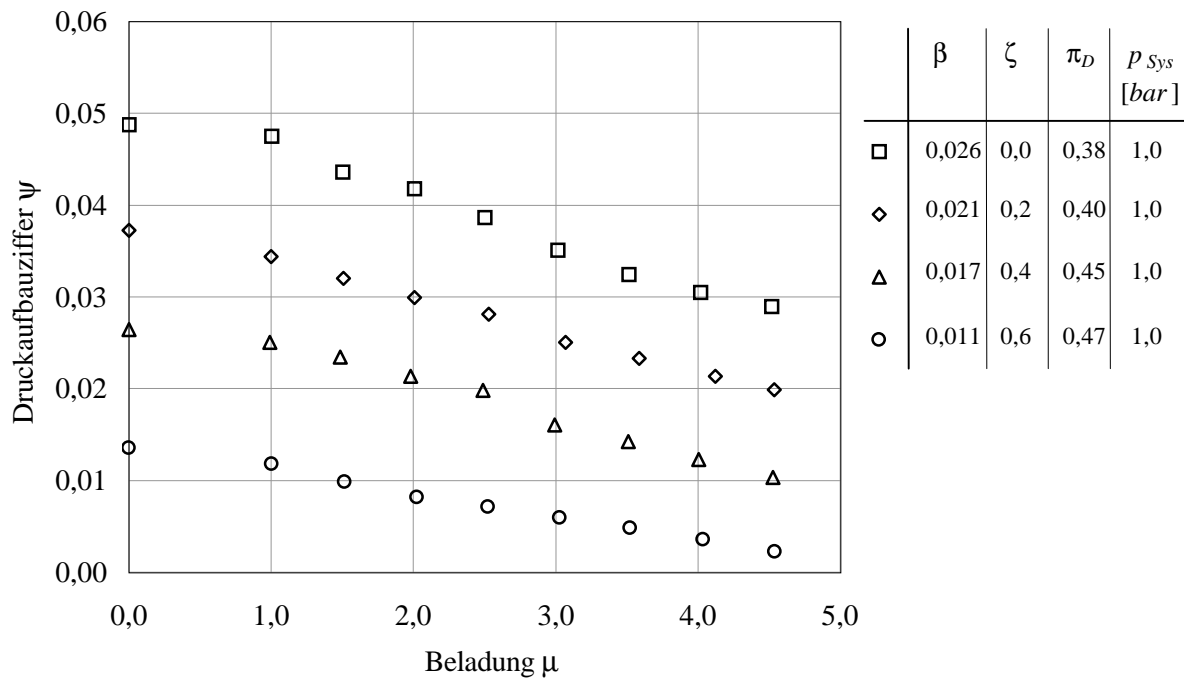


Abbildung 6.31: Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte B, Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, Flächenverhältnis $\delta = 1$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$

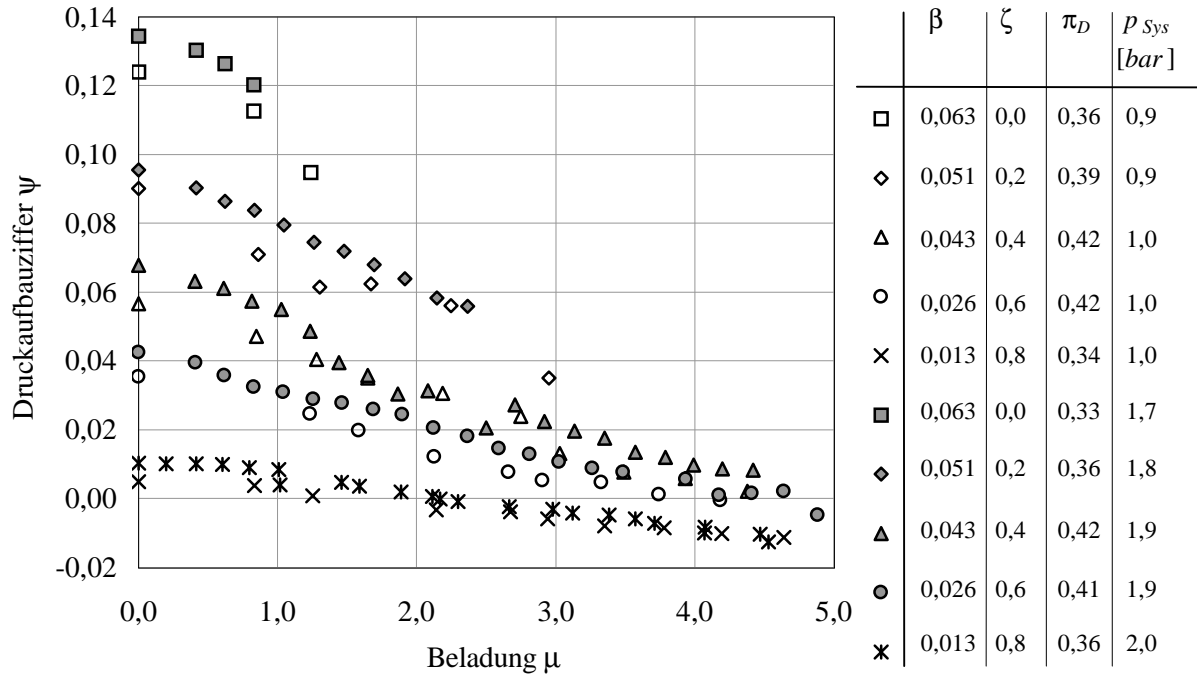


Abbildung 6.32: Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte S, Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, Flächenverhältnis $\delta = 0,41$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$

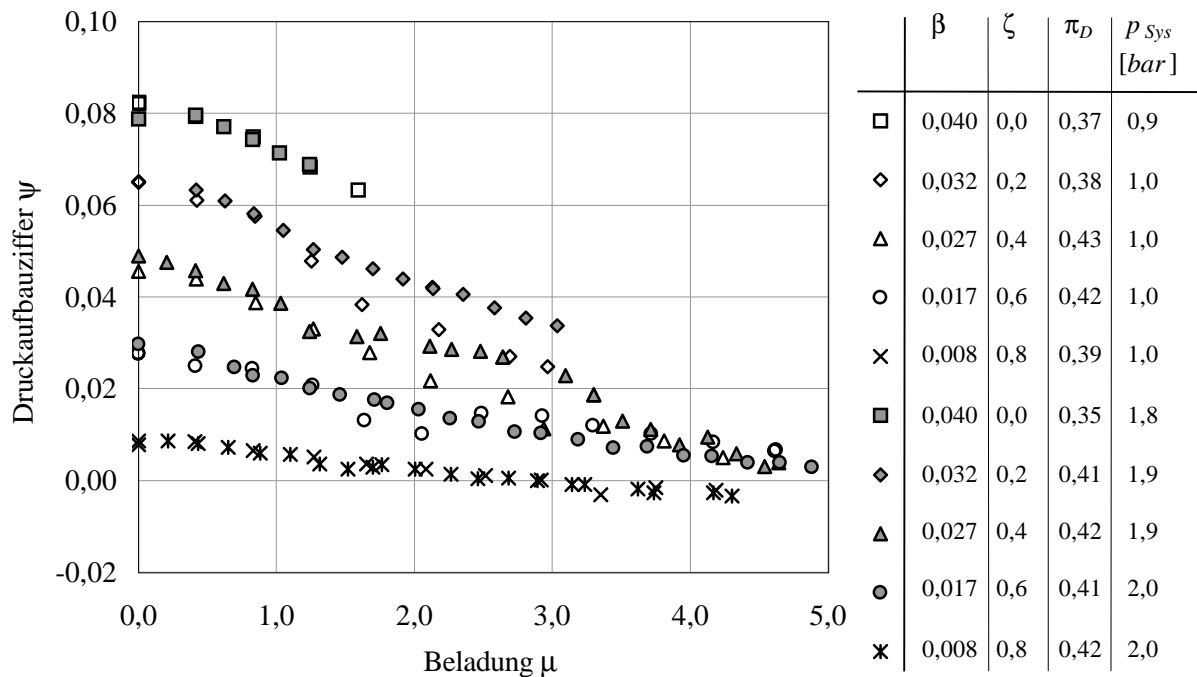


Abbildung 6.33: Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte S, Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, Flächenverhältnis $\delta = 0,64$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$

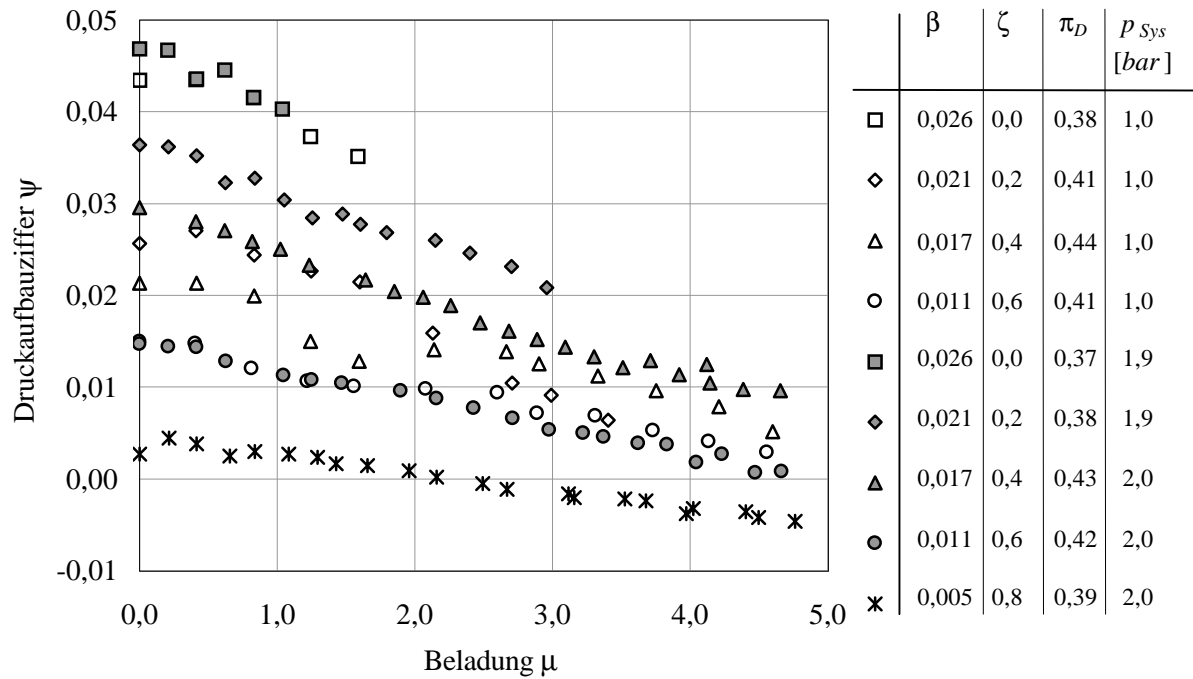


Abbildung 6.34: Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte S, Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, Flächenverhältnis $\delta = 1$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$

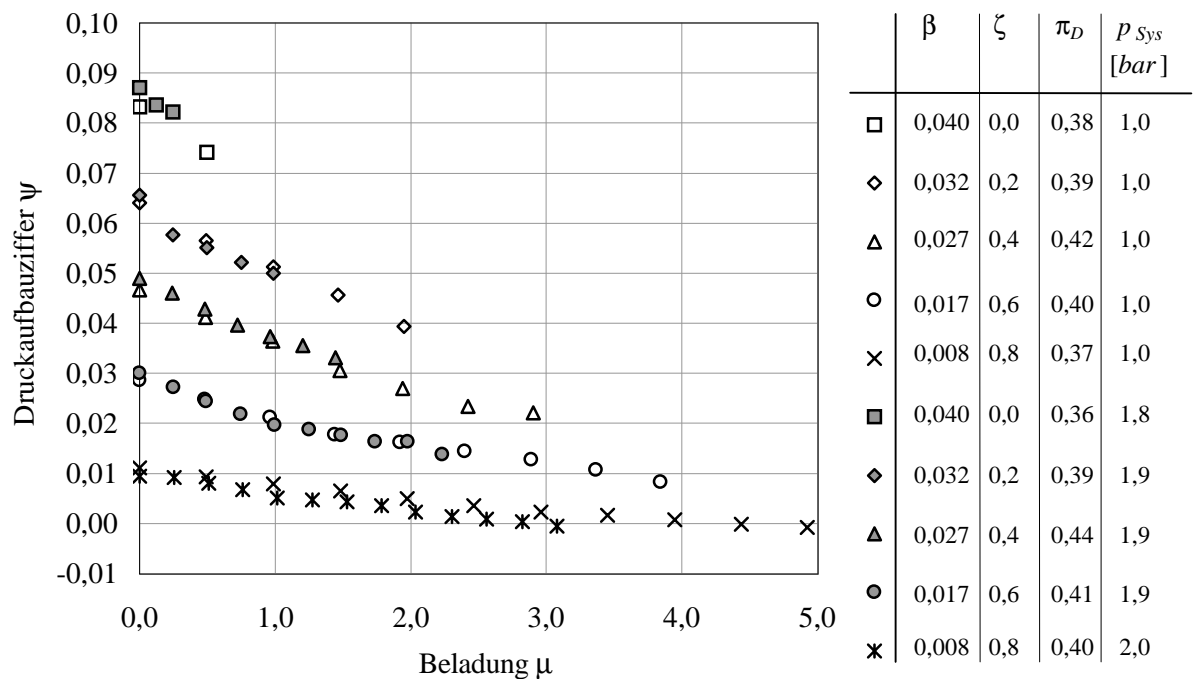


Abbildung 6.35: Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte FF, Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, Flächenverhältnis $\delta = 0,64$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$

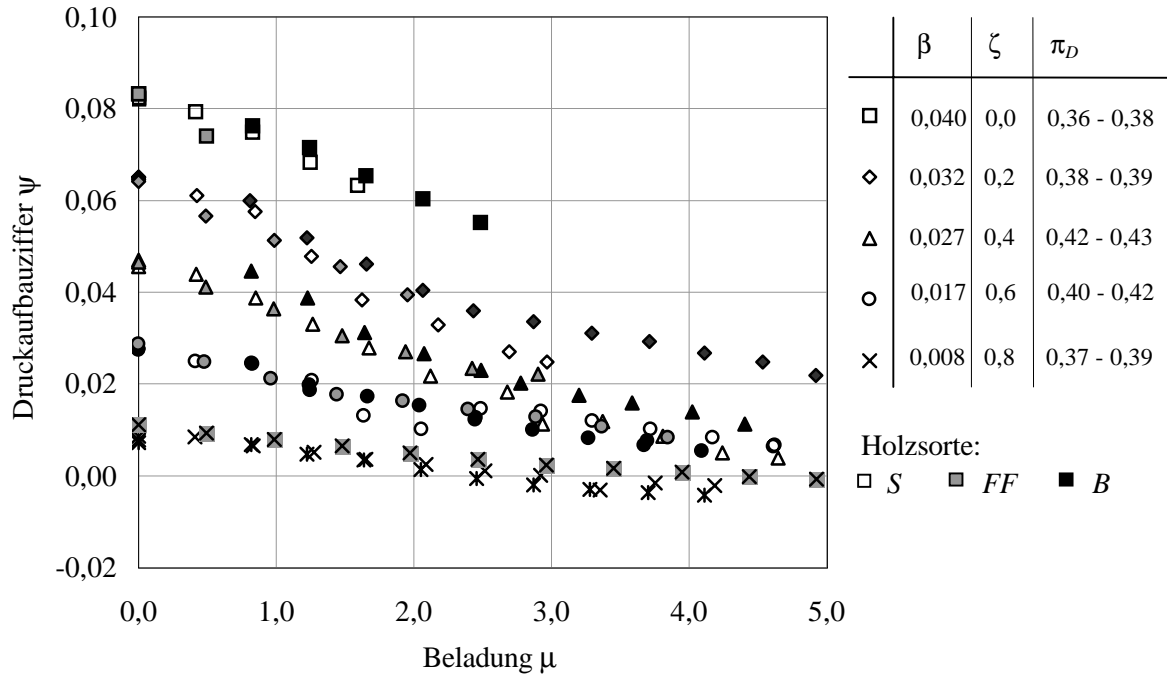


Abbildung 6.36: Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorten *S*, *B* und *FF*, Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$, Flächenverhältnis $\delta = 0,64$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$, Systemdruck $p_{S_{ys}} \approx 1\text{bar}$

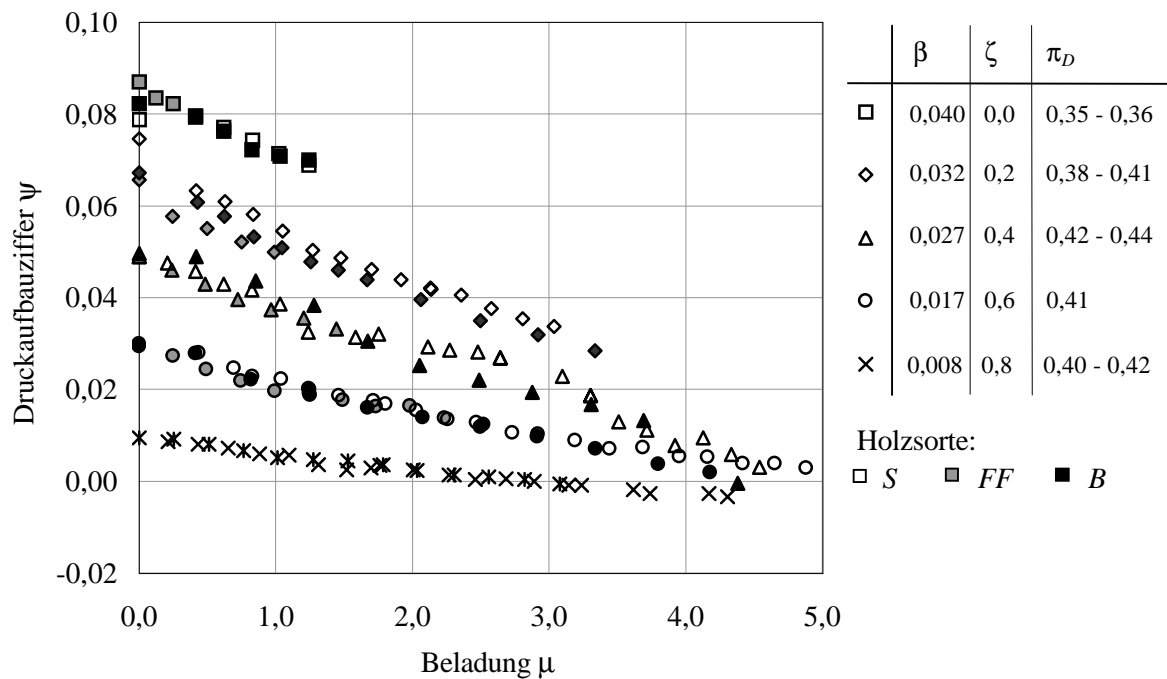


Abbildung 6.37: Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorten *S*, *B* und *FF*, Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$, Flächenverhältnis $\delta = 0,64$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$, Systemdruck $p_{S_{ys}} \approx 2\text{bar}$

Bei Versuchen von *Hutt* zur Untersuchung des Feststoffeinflusses auf die Kennlinie von *neutralen Injektoren*, $\zeta = 0$, ist das Flächenverhältnis $\beta = 0,49$ [35]. Die mit der Treibstrahlgeschwindigkeit $v_T = 125\text{ m/s}$ nach Gleichung 6.91 berechnete *Barthzahl* Ba liegt abhängig vom geförderten Feststoff im Bereich $0,003 \leq Ba \leq 0,18$. Bei der Steigerung der Beladung von $\mu = 0$ auf $\mu = 1$ sinkt für den Feststoff mit der *Barthzahl* $Ba = 0,11$ die Druckaufbauziffer von $\psi = 0,67$ auf $\psi = 0,37$. Bei $Ba = 0,01$ fällt die Druckaufbauziffer auf $\psi = 0,49$ ab. Größere *Barthzahl* führt zu stärkerer Beschleunigung des Feststoffes im Injektor, d. h. größerem Geschwindigkeitsverhältnis c_M/v_T , und damit stärkerem Abfall der Druckaufbauziffer ψ mit steigender Beladung μ (Faktor k_μ , Gleichung 6.107). Das geringere Flächenverhältnis β und die annähernd gleiche *Barthzahl* Ba^* der Holzsorten, $0,01 \leq Ba^* \leq 0,03$, führen dazu, daß in den Messungen dieser Arbeit kein unterschiedlicher Einfluß der Holzsorten *S*, *B* und *FF* auf die Druckaufbauziffer ψ festgestellt wurde.

In Abbildung 6.38 sind der aus den Geradensteigungen der gemessenen linearisierten Verläufe der Abhängigkeit der Druckaufbauziffer ψ von der Beladung μ ermittelte Faktor k_μ abhängig vom Flächenverhältnis β und dem Sekundärluftanteil ζ und die daraus errechnete lineare Regressionslinie dargestellt (Gleichung 6.108). Die Gleichung der Regressionslinie lautet unter Vernachlässigung eines Einflusses des Sekundärluftanteils ζ :

$$k_\mu = -0,30 \beta \quad (6.114)$$

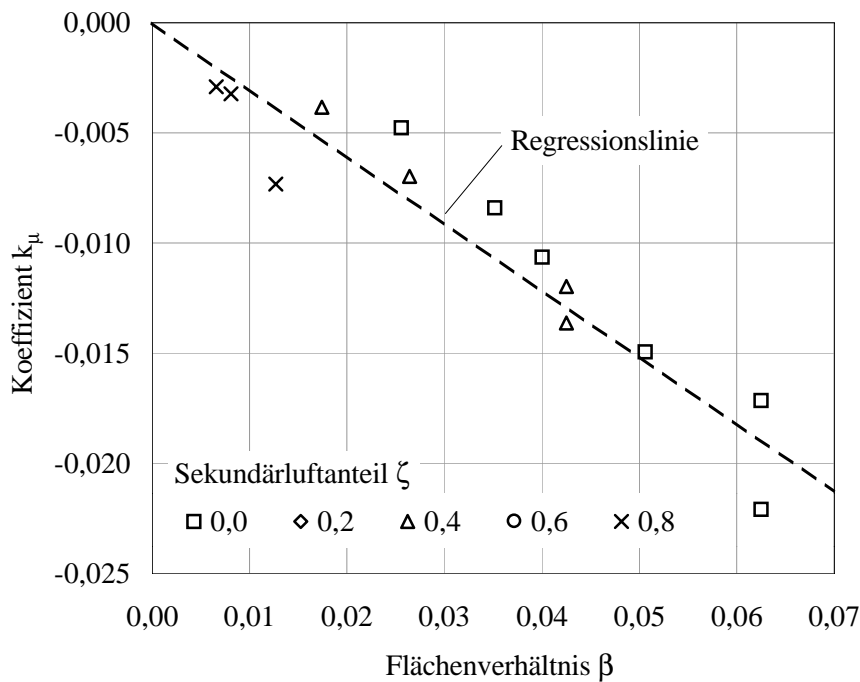


Abbildung 6.38: Faktor k_μ abhängig vom Flächenverhältnis β und dem Sekundärluftanteil ζ für die Holzsorte *B*

6.3.5 Fördergrenze

Bei den Versuchen zur Ermittlung der Fördergrenze μ_{max} wird bei konstantem Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} der dem Injektor zugeführte Feststoffmassenstrom schrittweise gesteigert. Die Schrittweite beträgt 5 kg/h , die Zeitdauer zwischen den Schritten ist 5 min . Der maximale Fehler der maximalen Beladung μ_{max} ist für den Förderluftmassenstrom $\dot{m}_{FL} = 24,2\text{ kg/h}$ etwa $\pm 0,2$.

6.3.5.1 Atmosphärischer Injektor

Die theoretische Fördergrenze μ_{max}^{th} ist abhängig vom Injektordruckaufbau und dem Gesamtdruckverlust der Förderstrecke und steigt mit steigendem Injektordruckaufbau (Kapitel 6.2.3). Die Fördergrenze μ_{max} ist zusätzlich von den Verhältnissen an der Gutaufnahme abhängig und kann daher unter der theoretischen Fördergrenze μ_{max}^{th} liegen. Der maximal vom *atmosphärischen Injektor* geförderte Feststoffmassenstrom $\dot{m}_{S,max}$ wird nicht auf den Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} , sondern auf den Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} bezogen,

$$\mu_{max} = \frac{\dot{m}_{S,max}}{\dot{m}_{PL}}. \quad (6.115)$$

In Abbildung 6.39 ist die maximale Beladung μ_{max} in Abhängigkeit des Primärluftmassenstromes \dot{m}_{PL} für die Holzsorte *S* dargestellt. Die maximale Beladung μ_{max} steigt mit steigendem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} und sinkendem bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr} . Bei konstantem D_D/D_{Tr} steigt μ_{max} mit steigendem Flächenverhältnis β .

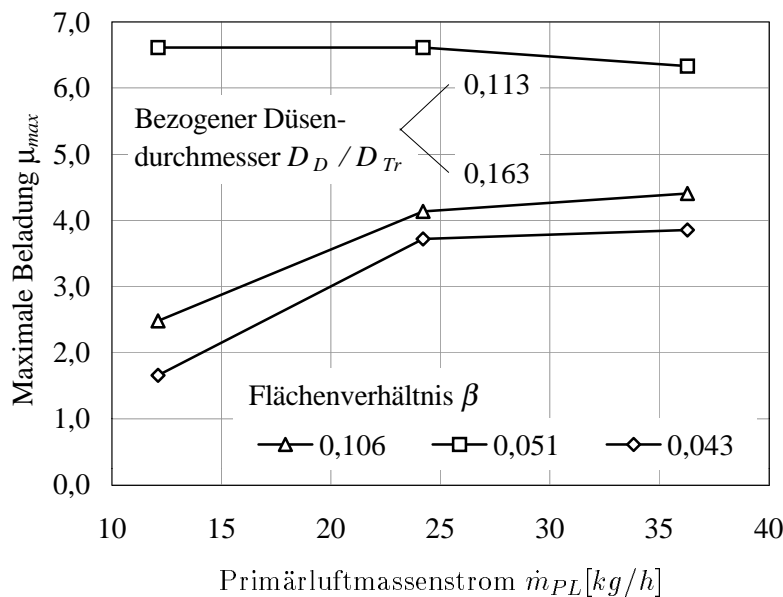


Abbildung 6.39: Maximale Beladung μ_{max} eines *atmosphärischen Injektors* abhängig vom Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} , dem Flächenverhältnis β und dem bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr} für die Holzsorte *S*

Ursache dafür ist, daß die Fördergrenze μ_{max} mit steigendem Injektordruckaufbau steigt. Der Injektordruckaufbau ist größerem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} , höherer Treibstrahlgeschwindigkeit v_T und größerem Flächenverhältnis β höher (Kapitel 6.3.4). Mit steigendem \dot{m}_{PL} steigt bei konstantem D_D/D_{Tr} die Treibstrahlgeschwindigkeit v_T , bei konstantem \dot{m}_{PL}

steigt v_T mit sinkendem D_D/D_{Tr} .

Bei den Messungen mit $\beta = 0,106$ und $\beta = 0,043$ ist der bezogene Düsendurchmesser $D_D/D_{Tr} = 0,163$. Die Treibstrahlgeschwindigkeit ist $v_T \approx 128\text{m/s}$ für $\dot{m}_{PL} = 12,1\text{kg/h}$, $v_T \approx 234\text{m/s}$ für $\dot{m}_{PL} = 24,2\text{kg/h}$ und $v_T \approx 311\text{m/s}$ für $\dot{m}_{PL} = 36,3\text{kg/h}$. Beim Flächenverhältnis $\beta = 0,051$ und dem bezogenen Düsendurchmesser $D_D/D_{Tr} = 0,113$ ist die Treibstrahlgeschwindigkeit $v_T \approx 245\text{m/s}$ für $\dot{m}_{PL} = 12,1\text{kg/h}$, $v_T \approx 385\text{m/s}$ für $\dot{m}_{PL} = 24,2\text{kg/h}$ und $v_T \approx 435\text{m/s}$ für $\dot{m}_{PL} = 36,3\text{kg/h}$.

6.3.5.2 Injektor mit Druckbehälter

Beim *Injektor mit Druckbehälter* ist die Fördergrenze μ_{max} unabhängig vom Injektordruckaufbau und dem Gesamtdruckverlust der Förderstrecke (Kapitel 6.2.3). Die Fördergrenze des *neutralen Injektors*, $\zeta = 0$, wird durch die **Gutaufnahme durch den Treibstrahl** in der Mischkammer des Injektors bestimmt. Sekundärluft, $\zeta > 0$, unterstützt die Gutaufnahme durch den Treibstrahl und führt zu höherer maximaler Beladung μ_{max} . Für $\zeta > 0,3$ wird die Fördergrenze μ_{max} nicht durch die Gutaufnahme durch den Treibstrahl, sondern durch die **maximale Feststoffkonzentration im Fallrohr** bestimmt (Kapitel 6.4.2).

In der Mischkammer des Injektors treffen die aus dem Fallrohr austretenden Feststoffpartikel auf die Mantelfläche des Treibstrahles. Der Treibstrahlkegel bildet in der Mischkammer eine Sperrfläche. Partikel an der Mantelfläche des Treibstrahles werden von dem Strahl beschleunigt und in das Mischrohr mitgerissen. Partikel, die nicht auf die Mantelfläche des Treibstrahles treffen, verharren entweder in der Mischkammer und im Trichter oberhalb des Strahles und führen dort zu einem Anstieg der Feststoffkonzentration oder fallen zu geringem Anteil seitlich am Treibstrahl vorbei auf den Boden der Mischkammer. Am Mischkammerboden bilden sich geringfügige Feststoffablagerungen, die vom Treibstrahl in das Mischrohr gerissen werden, sobald sie so stark angewachsen sind, daß sie vom Treibstrahl erfaßt werden. Die Ablagerungen am Injektorboden führen nicht zum Verstopfen des Injektors. Nimmt die Feststoffkonzentration in der Mischkammer und im Trichter oberhalb des Treibstrahles zu stark zu, bildet sich am Eintritt in die Mischkammer eine Feststoffbrücke, die zum Absinken des vom Injektor geförderten Massenstromes \dot{m}_S gegenüber dem zugeführten Massenstrom \dot{m}_S^* führt. Der Feststoffmassenstrom $\dot{m}_S^* - \dot{m}_S$ wird im Trichter oberhalb der Feststoffbrücke gespeichert und führt im weiteren zum Verstopfen des Trichters und zum Versagen der Förderung.

Die folgenden Versuche sind, wenn nicht gesondert darauf hingewiesen wird, mit einem *neutralen Injektor*, $\zeta = 0$, dem Systemdruck $p_{sys} \approx 1\text{bar}$, dem Förderluftmassenstrom $\dot{m}_{FL} = 24,2\text{kg/h}$, dem bezogenen Düsenabstand $L_{DM}/L_{Tr} = 1$, dem bezogenen Mischrohrdurchmesser $D_M/D_{Tr} = 0,625$ und der Holzsorte *S* durchgeführt worden.

Die maximale Beladung steigt bei einer Steigerung des bezogenen Düsendurchmessers von $D_D/D_{Tr} = 0,094$ auf $D_D/D_{Tr} = 0,281$ von $\mu_{max} = 1,6$ auf $\mu_{max} = 2,6$ an (Abbildung 6.40). Bei $D_D/D_{Tr} = 0,113$, $D_D/D_{Tr} = 0,163$ und $D_D/D_{Tr} = 0,281$ sind die Messungen mit dem bezogenen Mischrohrdurchmesser $D_M/D_{Tr} = 0,625$ durch Messungen mit $D_M/D_{Tr} = 0,5$ ergänzt. Im betrachteten Bereich ist die maximale Beladung μ_{max} nicht von D_M/D_{Tr} abhängig.

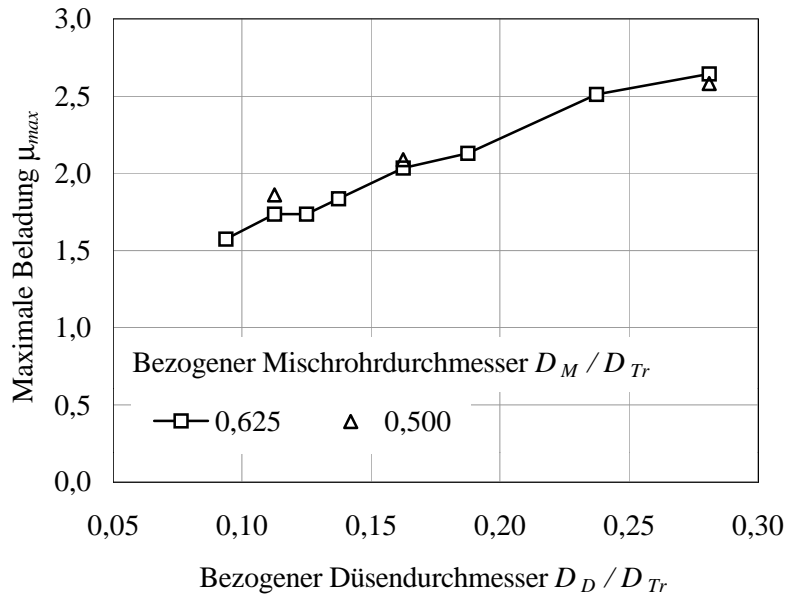


Abbildung 6.40: Maximale Beladung μ_{max} eines neutralen Injektors, $\zeta = 0$, abhängig vom bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr} und dem bezogenen Mischrohrdurchmesser D_M/D_{Tr}

Bei konstantem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} sinkt die Treibstrahlgeschwindigkeit v_T mit steigendem Düsendurchmesser D_D . Abbildung 6.41 zeigt die berechnete Treibstrahlgeschwindigkeit v_T des vollständig expandierten Treibstrahles in Abhängigkeit des bezogenen Düsendurchmessers D_D/D_{Tr} für den Primärluftmassenstrom $\dot{m}_{PL} = 24,2 \text{ kg/h}$, $\dot{m}_{PL} = 36,3 \text{ kg/h}$ und $\dot{m}_{PL} = 48,4 \text{ kg/h}$ und den Systemdruck $p_{Sys} = 1 \text{ bar}$. Für $\dot{m}_{PL} = 24,2 \text{ kg/h}$ sinkt die Treibstrahlgeschwindigkeit von $v_T \approx 430 \text{ m/s}$ bei $D_D/D_{Tr} = 0,094$ auf $v_T \approx 90 \text{ m/s}$ bei $D_D/D_{Tr} = 0,281$.

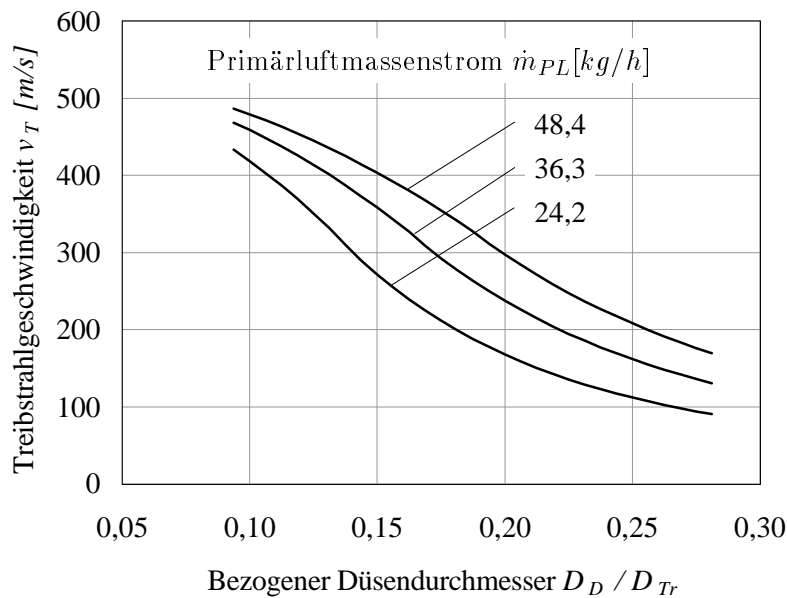


Abbildung 6.41: Treibstrahlgeschwindigkeit v_T abhängig vom bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr} und dem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} für den Systemdruck $p_{Sys} = 1 \text{ bar}$

In Abbildung 6.42 ist für das bezogene Düsenverhältnis $D_D/D_{Tr} = 0,113$ und $D_D/D_{Tr} = 0,281$ die maximale Beladung μ_{max} in Abhängigkeit des Primärluftmassenstromes \dot{m}_{PL} dargestellt. Aus den für die verschiedenen Primärluftmassenströme \dot{m}_{PL} gemessenen maximalen Feststoffmassenströmen $\dot{m}_{S,max}$ wird das arithmetische Mittel $\overline{\dot{m}_{S,max}}$ berechnet. Die mittlere maximale Beladung $\overline{\mu}_{max}$ ist definiert als Quotient des mittleren maximalen Feststoffmassenstromes $\overline{\dot{m}_{S,max}}$ zum Förderluftmassenstrom $\dot{m}_{FL} = \dot{m}_{PL}$ ($\zeta = 0$),

$$\overline{\mu}_{max} = \frac{\overline{\dot{m}_{S,max}}}{\dot{m}_{FL}}. \quad (6.116)$$

Im betrachteten Bereich ist der maximale Feststoffmassenstrom $\dot{m}_{S,max}$ näherungsweise unabhängig vom Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} . Die Treibstrahlgeschwindigkeit v_T und der Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} haben untergeordneten Einfluß auf den maximalen Feststoffmassenstrom $\dot{m}_{S,max}$.

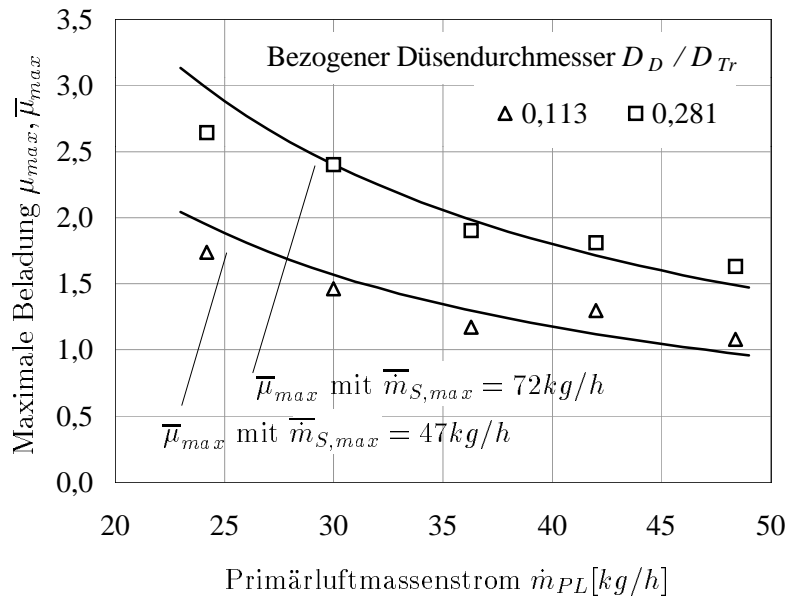


Abbildung 6.42: Maximale Beladung μ_{max} und mittlere maximale Beladung $\overline{\mu}_{max}$ eines neutralen Injektors, $\zeta = 0$, abhängig vom Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} und dem bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr}

Den Einfluß des bezogenen Düsenabstandes L_{DM}/L_{Tr} auf die maximale Beladung μ_{max} zeigt Abbildung 6.43. Der bezogene Düsenabstand wird für $D_D/D_{Tr} = 0,163$ und $D_D/D_{Tr} = 0,238$ im Bereich $0,5 \leq L_{DM}/L_{Tr} \leq 1$ variiert. Mit zunehmendem bezogenen Düsenabstand L_{DM}/L_{Tr} steigt die maximale Beladung μ_{max} . Bei $D_D/D_{Tr} = 0,163$ steigt die maximale Beladung von $\mu_{max} = 0,8$ für $L_{DM}/L_{Tr} = 0,5$ auf $\mu_{max} = 2,0$ für $L_{DM}/L_{Tr} = 1$.

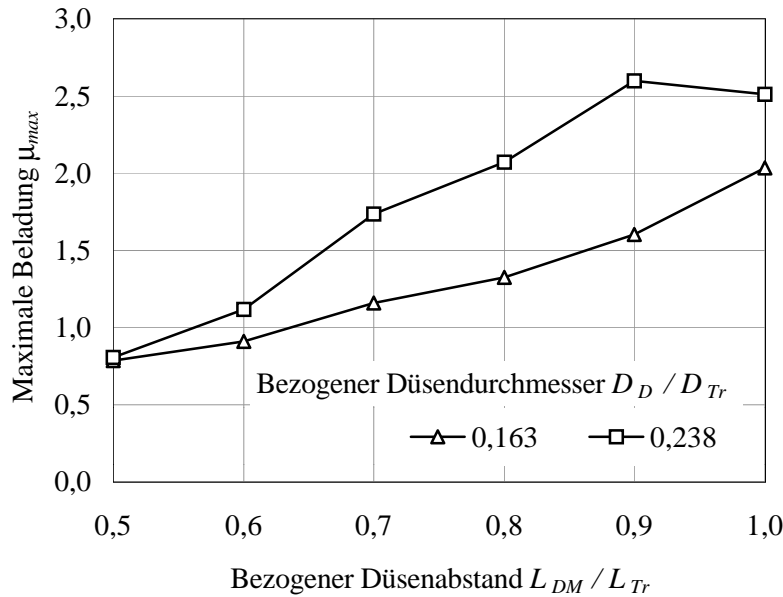


Abbildung 6.43: Maximale Beladung μ_{max} eines *neutralen Injektors*, $\zeta = 0$, abhängig vom bezogenen Düsenabstand L_{DM}/L_{Tr} und dem bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr}

Die Abhängigkeit der Fördergrenze μ_{max} vom bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr} und dem bezogenen Düsenabstand L_{DM}/L_{Tr} deutet auf einen Einfluß der **Mantelfläche des Treibstrahlkegels in der Mischkammer A_M** hin. Je größer die Mantelfläche A_M ist, desto mehr Partikel werden vom Treibstrahl erfasst und in das Mischrohr mitgerissen. Die Mantelfläche des Treibstrahlkegels in der Mischkammer A_M wird unter der Annahme eines konstanten Ausbreitungswinkels des Treibstrahles $\alpha_T = 20^\circ$ näherungsweise berechnet (Kapitel 6.3.1.2),

$$A_M = \frac{L_{DM} \pi}{\cos \alpha_T} \left(L_{DM} \tan \frac{\alpha_T}{2} + D_D \right). \quad (6.117)$$

Die auf den Mischkammereintrittsquerschnitt A_{Tr} bezogene Mantelfläche des Treibstrahlkegels in der Mischkammer A_M/A_{Tr} steigt bei Steigerung des bezogenen Düsendurchmessers D_D/D_{Tr} und des bezogenen Düsenabstandes L_{DM}/L_{Tr} . Der Mischkammereintrittsquerschnitt $A_{Tr} = D_{Tr} L_{Tr}$ ist das Produkt der Trichterbreite $D_{Tr} = 32\text{mm}$ und der Trichterlänge $L_{Tr} = 50\text{mm}$ (Abbildung 6.19).

In Abbildung 6.44 sind die Meßergebnisse der maximalen Beladung μ_{max} der Abbildungen 6.40 und 6.43 über der bezogenen Mantelfläche des Treibstrahlkegels in der Mischkammer A_M/A_{Tr} und die daraus errechnete lineare *Regressionslinie* zwischen μ_{max} und A_M/A_{Tr} dargestellt. Aus der Proportionalität zwischen μ_{max} und A_M/A_{Tr} folgt wegen der Unabhängigkeit des maximalen Feststoffmassenstromes $\dot{m}_{S,max}$ vom Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} (Abbildung 6.42) die Proportionalität zwischen $\dot{m}_{S,max}$ und A_M/A_{Tr} für $\zeta = 0$,

$$\dot{m}_{S,max} \sim A_M/A_{Tr}. \quad (6.118)$$

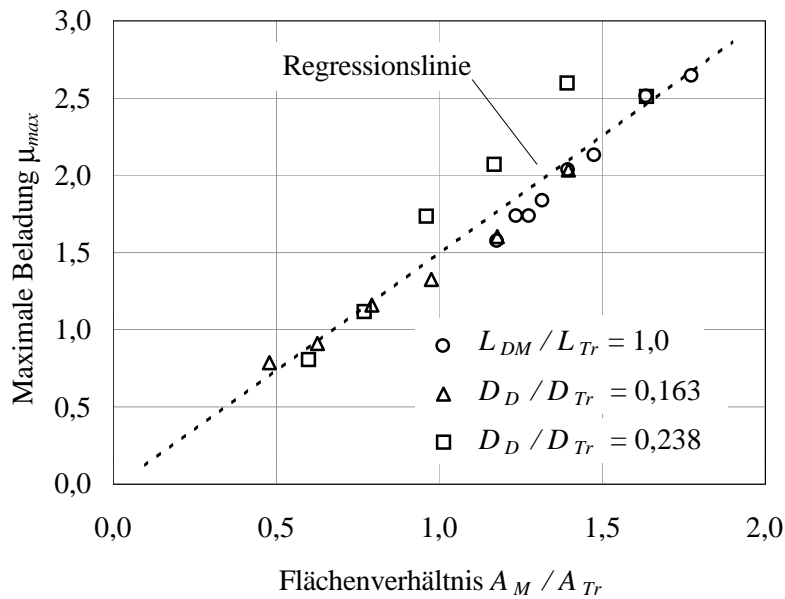


Abbildung 6.44: Maximale Beladung μ_{max} eines neutralen Injektors, $\zeta = 0$, abhängig von der bezogenen Mantelfläche A_M / A_{Tr}

Für $D_D / D_{Tr} = 0,281$ und $D_M / D_{Tr} = 0,5$ führt die Vergrößerung des bezogenen Düsenabstandes L_{DM} / L_{Tr} im Bereich $0,2 \leq L_{DM} / L_{Tr} \leq 1,0$ zu einer näherungsweise proportionalen Steigerung von μ_{max} (Abbildung 6.45). Für $L_{DM} / L_{Tr} \geq 1$ nimmt die Länge des Treibstrahlkegels in der Mischkammer bei einer Steigerung von L_{DM} / L_{Tr} nicht zu und die Mantelfläche des Treibstrahlkegels in der Mischkammer A_M ist näherungsweise konstant.

Im Bereich $1 \leq L_{DM} / L_{Tr} \leq 1,2$ ist die maximale Beladung μ_{max} nahezu konstant. Die Mantelfläche des Treibstrahlkegels in der Mischkammer A_M nimmt bei der Steigerung von $L_{DM} / L_{Tr} = 1$ auf $L_{DM} / L_{Tr} = 1,2$ um etwa 10% zu. Für $L_{DM} / L_{Tr} > 1,2$ steigt μ_{max} bei einer Steigerung von L_{DM} / L_{Tr} stark an. Eine mögliche Ursache dafür ist, daß ein Teil des Treibstrahles auf die Mischkammerstirnfläche trifft, $\alpha_{DM,1} < \alpha_T$, und ein im Bereich der Mischkammer und des Trichters gebildeter Wirbel die Brückenbildung am Trichtereintritt erschwert. Für $L_{DM} / L_{Tr} > 1,3$ ist der Geometriewinkel $\alpha_{DM,1} < 6^\circ$ (Gleichung 6.82).

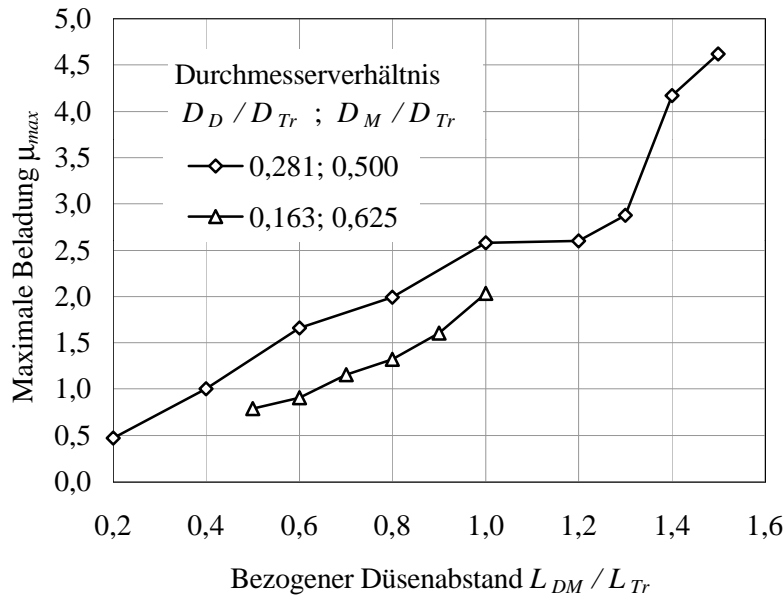


Abbildung 6.45: Maximale Beladung μ_{max} eines neutralen Injektors, $\zeta = 0$, abhängig vom bezogenen Düsenabstand L_{DM}/L_{Tr} , dem bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr} und dem bezogenen Mischrohrdurchmesser D_M/D_{Tr}

In Abbildung 6.46 ist der bezogene Injektordruckaufbau $\Delta p_{Inj}/\Delta p_{Inj,max}$ ohne Feststoffförderung, $\mu = 0$, in Abhängigkeit des Geometriewinkels $\alpha_{DM,1}$ für $D_D/D_{Tr} = 0,281$ und $D_M/D_{Tr} = 0,5$ abgebildet. $\Delta p_{Inj,max}$ ist das Maximum des für die verschiedenen Geometriewinkel $\alpha_{DM,1}$ gemessenen Injektordruckaufbaus Δp_{Inj} . Unter der Annahme, daß der Injektordruckaufbau Δp_{Inj} maximal ist, wenn der Treibstrahlkegel gerade am Eintrittsquerschnitt des Mischrohres auf die Mischrohrwand trifft, ist bei $\Delta p_{Inj,max}$ der Geometriewinkel $\alpha_{DM,1} \approx \alpha_T$. Der maximale Injektordruckaufbau $\Delta p_{Inj,max}$ liegt bei $\alpha_{DM,1} \approx 20^\circ$ (Abbildung 6.46), der Ausbreitungswinkel des Treibstrahles ist daher $\alpha_T \approx 20^\circ$ (Tabelle 6.7).

Für $\alpha_{DM,1} > \alpha_T$ nimmt der Injektordruckaufbau Δp_{Inj} gegenüber seinem Maximalwert $\Delta p_{Inj,max}$ ab, weil der Treibstrahl stromabwärts vom Eintrittsquerschnitt des Mischrohres an die Mischrohrwand trifft und dadurch für den Impulsaustausch nicht die gesamte Mischrohrlänge zur Verfügung steht. Für $\alpha_{DM,1} < \alpha_T$ sinkt Δp_{Inj} gegenüber $\Delta p_{Inj,max}$ ab, weil ein Teil der Stromlinien des Treibstrahles nicht geradlinig in das Mischrohr verlaufen. Bei $\alpha_{DM,1} \approx 6^\circ$ wird $\Delta p_{Inj}/\Delta p_{Inj,max}$ schlagartig negativ. Dies könnte durch einen Wirbel im Bereich der Mischkammer und des Trichters des Injektors bedingt sein.

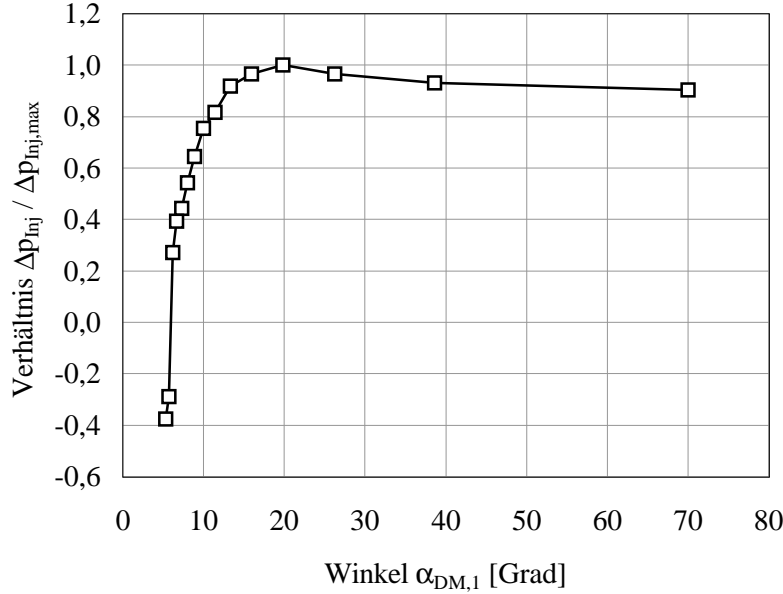


Abbildung 6.46: Bezogener Injektordruckaufbau $\Delta p_{inj} / \Delta p_{inj,max}$ eines *neutralen Injektors*, $\zeta = 0$, ohne Feststoffförderung, $\mu = 0$, abhängig vom Geometriewinkel $\alpha_{DM,1}$ für den bezogenen Düsendurchmesser $D_D / D_{Tr} = 0,281$ und den bezogenen Mischrohrdurchmesser $D_M / D_{Tr} = 0,5$

Die Untersuchungen führen auf folgende Modellvorstellung über die Gutaufnahme durch den Injektortreibstrahl: Der maximal vom Treibstrahl aus der Mischkammer geförderte Feststoffmassenstrom $\dot{m}_{S,max}$ ist für $\alpha_{DM,1} > 6^\circ$ proportional der Mantelfläche des Treibstrahlkegels in der Mischkammer A_M , der Eindringtiefe der Partikel in den Treibstrahl t_T und der Partikeldichte ρ_P ,

$$\dot{m}_{S,max} \sim A_M t_T \rho_P. \quad (6.119)$$

Die Partikeleingringtiefe t_T ist proportional der Eindringgeschwindigkeit des Partikels in den Treibstrahl c_{Tr} und unabhängig von der Treibstrahlgeschwindigkeit v_T [79]. Die Eindringgeschwindigkeit c_{Tr} ist abhängig von den Strömungsverhältnissen im Fallrohr oberhalb des Injektortrichters. Das Fallrohr mit der Querschnittsfläche $A_F = D_F^2 \pi / 4$ hat den Durchmesser $D_F = 80\text{mm}$ und die Länge $L_F = 1270\text{mm}$.

Beim *neutralen Injektor*, $\zeta = 0$, ist die Eindringgeschwindigkeit c_{Tr} näherungsweise proportional der Sinkgeschwindigkeit w_S des Partikels, $c_{Tr} \sim w_S$. Die maximale Beladung μ_{max} sinkt mit steigendem Förderluftmassenstrom $\dot{m}_{FL} = \dot{m}_{PL}$ (Abbildung 6.42).

Wird der Injektor mit Sekundärluft betrieben, $\zeta > 0$, unterstützt der Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} die Beschleunigung der Partikel im Fallrohr. Die Geschwindigkeit der Sekundärluft im Fallrohr v_F ist proportional dem Sekundärluftanteil ζ ,

$$v_F = \frac{\dot{m}_{SL}}{A_F \rho_L} = \frac{\zeta \dot{m}_{FL}}{A_F \rho_L}. \quad (6.120)$$

Die Eindringgeschwindigkeit der Partikel in den Treibstrahl c_{Tr} ist näherungsweise proportional der Geschwindigkeit v_F , $c_{Tr} \sim v_F$. Daraus folgt mit Gleichung 6.119 und 6.120, daß

die maximale Beladung μ_{max} für $\zeta > 0$ der Mantelfläche des Treibstrahlkegels in der Mischkammer A_M , dem Sekundärluftanteil ζ und der Partikeldichte ρ_P proportional ist,

$$\mu_{max} \sim A_M \zeta \rho_P. \quad (6.121)$$

In Abbildung 6.47 ist die maximale Beladung μ_{max} in Abhängigkeit des Sekundärluftanteils ζ für den bezogenen Düsenabstand $L_{DM}/L_{Tr} = 0,5$ und $L_{DM}/L_{Tr} = 1$ dargestellt. Für $\zeta < 0,2$ ist der bezogene Düsendurchmesser $D_D/D_{Tr} = 0,125$, für $\zeta \geq 0,2$ ist $D_D/D_{Tr} = 0,113$. Durch die Verringerung von D_D/D_{Tr} mit steigendem ζ sinkt die bezogene Mantelfläche des Treibstrahlkegels in der Mischkammer A_M/A_{Tr} um 3,1% für $L_{DM}/L_{Tr} = 1$ und um 4,8% für $L_{DM}/L_{Tr} = 0,5$. In Abbildung 6.47 ist daher der Einfluß von A_M/A_{Tr} auf μ_{max} für konstantes L_{DM}/L_{Tr} vernachlässigbar. Beim Vergleich der maximalen Beladung μ_{max} für $L_{DM}/L_{Tr} = 0,5$ und $L_{DM}/L_{Tr} = 1$ ist jedoch der Einfluß von A_M/A_{Tr} auf μ_{max} deutlich erkennbar. Die Steigerung des Sekundärluftanteils von $\zeta = 0$ auf $\zeta = 0,3$ führt für $L_{DM}/L_{Tr} = 1$ zu einer Steigerung der maximalen Beladung von $\mu_{max} = 1,7$ auf $\mu_{max} = 7,7$.

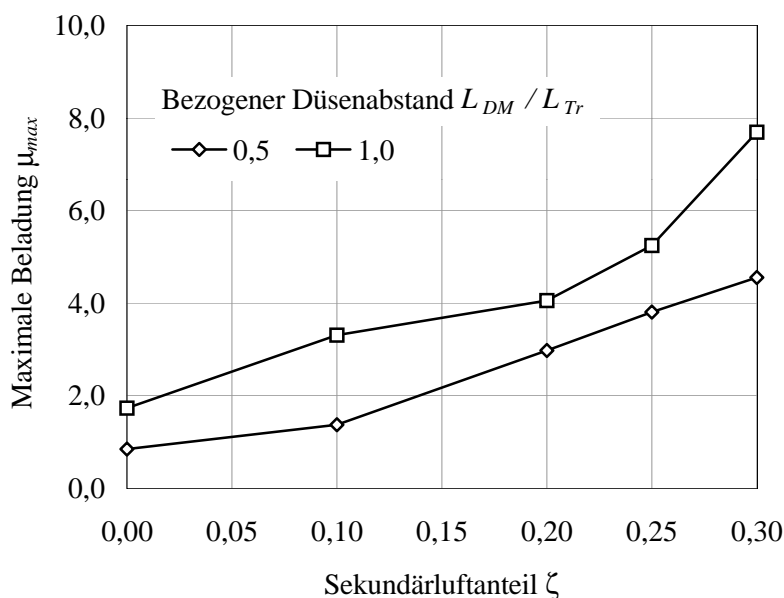


Abbildung 6.47: Maximale Beladung μ_{max} abhängig vom Sekundärluftanteil ζ und dem bezogenen Düsenabstand L_{DM}/L_{Tr}

Abbildung 6.48 zeigt die maximale Beladung μ_{max} in Abhängigkeit des Sekundärluftanteils ζ für die Holzsorten *S*, *B* und *FF*. Der bezogene Düsenabstand ist $L_{DM}/L_{Tr} = 1$, der bezogene Düsendurchmesser D_D/D_{Tr} ist wie bei den Versuchen der Abbildung 6.47 vom Sekundärluftanteil ζ abhängig. Der Einfluß der bezogenen Mantelfläche des Treibstrahlkegels in der Mischkammer A_M/A_{Tr} auf μ_{max} ist in Abbildung 6.48 vernachlässigbar.

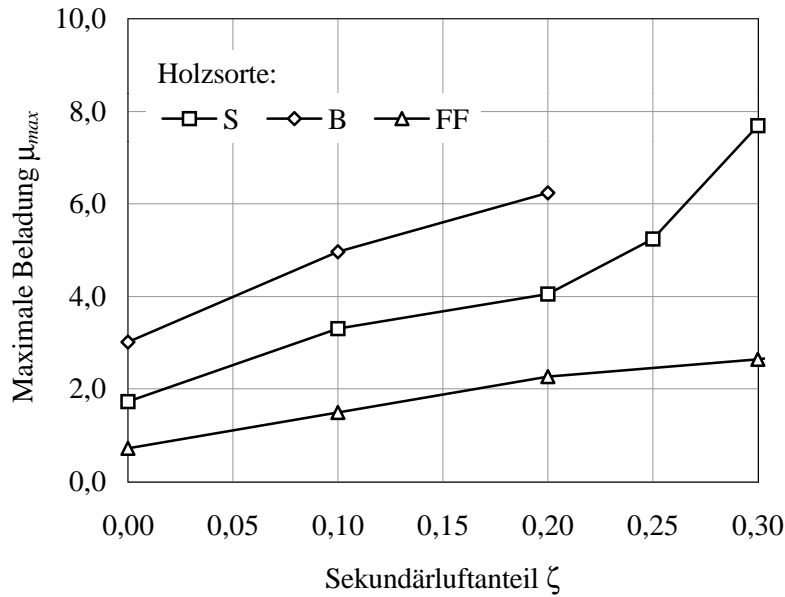


Abbildung 6.48: Maximale Beladung μ_{max} abhängig vom Sekundärluftanteil ζ für die Holzsorten S , B und FF

Unter der Annahme, daß das Verhältnis der Partikeldichte ρ_P zweier Holzsorten etwa dem Verhältnis der Rütteldichte ρ_R entspricht, wird für die folgenden Betrachtungen die Rütteldichte ρ_R verwendet. Die Holzsorte B hat etwa die gleiche Rütteldichte ρ_R wie die Holzsorte S und die Partikel der Holzsorte B haben unter der Annahme $c_{Tr} \sim w_S$ bei $\zeta = 0$ etwa die 1,9fache Eindringgeschwindigkeit c_{Tr} der Partikel der Holzsorte S (Tabelle 6.12). Nach Gleichung 6.119 folgt daraus ein etwa 1,9facher maximaler Feststoffmassenstrom $\dot{m}_{S,max}$ bzw. 1,9fache maximale Beladung μ_{max} . Die gemessene maximale Beladung μ_{max} der Holzsorte B beträgt etwa das 1,8fache der gemessenen maximalen Beladung μ_{max} der Holzsorte S .

Tabelle 6.12: Maximale Beladung μ_{max} der Holzsorten S , B und FF

Meßergebnisse		Holzsorte		
		S	B	FF
Rütteldichte ρ_R	kg/m^3	240	230	90
Sinkgeschwindigkeit w_S	m/s	1,1	2,1	1,3
Maximale Beladung μ_{max} bei $\zeta = 0$		1,7	3,0	0,7
Anstieg $\Delta\mu_{max}/\Delta\zeta$		15,9	19,1	4,9

Das Verhältnis der Rütteldichte ρ_R der Holzsorten B und FF ist etwa 2,6. Unter Berücksichtigung der etwa 1,6fachen Eindringgeschwindigkeit c_{Tr} der Partikel der Holzsorte B gegenüber den Partikeln der Holzsorte FF bei $\zeta = 0$ wird für die Holzsorte B eine etwa 4,2fache maximale Beladung μ_{max} gegenüber der Holzsorte FF abgeschätzt. Die gemessene maximale Beladung μ_{max} der Holzsorte B ist etwa das 4,3fache der gemessenen maximalen Beladung der Holzsorte FF .

Die maximale Beladung μ_{max} nimmt für die Holzsorten B und FF annähernd linear mit dem Sekundärluftanteil ζ für $\zeta \leq 0,3$ zu (Gleichung 6.121). Für die Holzsorte S ist der Ver-

lauf von μ_{max} gegenüber ζ bis $\zeta \approx 0,25$ geradlinig. Aus der linearisierten Meßergebnissen wird der Anstieg $\Delta\mu_{max}/\Delta\zeta$ berechnet (Tabelle 6.12). Nach Gleichung 6.121 ist die Änderung $\Delta\mu_{max}/\Delta\zeta$ der Partikeldichte ρ_P proportional. Das Verhältnis des Anstieges $\Delta\mu_{max}/\Delta\zeta$ zweier Holzsorten unterschiedlicher Partikeldichte ρ_P ist dem Verhältnis der Partikeldichte ρ_P bzw. in erster Näherung dem der Rütteldichte ρ_R proportional. Die Holzsorten *S* und *B* haben annähernd gleiche Rütteldichte ρ_R , der Anstieg $\Delta\mu_{max}/\Delta\zeta$ der Holzsorte *S* weicht um etwa 20% vom Anstieg $\Delta\mu_{max}/\Delta\zeta$ der Holzsorte *B* ab. Das Verhältnis der Rütteldichte ρ_R der Holzsorten *S* und *FF* beträgt 2,7, das Verhältnis des Anstieges $\Delta\mu_{max}/\Delta\zeta$ der Holzsorten ist 3,2.

6.4 Sekundärluftinjektor

Der *Sekundärluftinjektor*, $\zeta = 1$, ist durch das Fehlen des Treibstrahles gekennzeichnet. Beim *Injektor mit Sekundärluft* wird der von der Schwingrinne abgegebene Feststoffmassenstrom \dot{m}_S im Fallrohr durch den Sekundärluftmassenstrom \dot{m}_{SL} beschleunigt und in der Mischkammer des Injektors vom Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} erfaßt. Wird ein Injektor mit einer Geometrie nach Abbildung 6.10 mit $\zeta = 1$, d. h. ohne Treibstrahl, betrieben, ist die maximale Beladung $\mu_{max} = 0$.

In Abbildung 6.49 ist die Geometrie des untersuchten *Sekundärluftinjektors* nicht maßstabsgetreu skizziert. Die Geometrie besteht aus einer stetigen Querschnittsverengung vom Fallrohrdurchmesser D_F auf den Förderleitungsdurchmesser D_{FL} , geraden horizontalen und vertikalen Förderleitungsabschnitten und einem Rohrbogen mit dem Krümmungsverhältnis r_K/D_{FL} . Der Rohrbogen lenkt die vertikale Abwärtsströmung des Holzstaub-Förderluft-Gemisches in die horizontale Förderrichtung um.

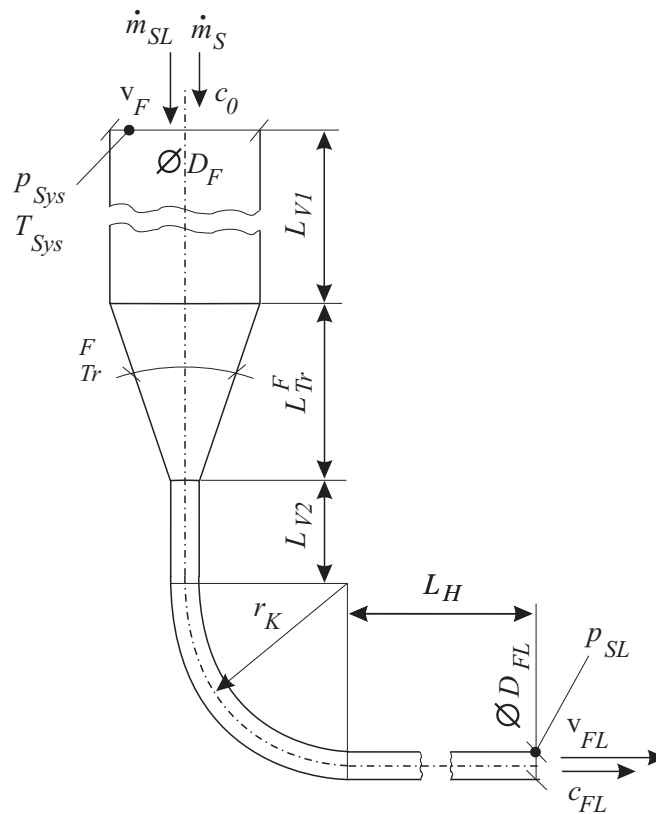


Abbildung 6.49: Geometrie des *Sekundärluftinjektors*

Im *Sekundärluftinjektor* wird der von der Schwingrinne abgegebene Feststoffmassenstrom \dot{m}_S durch den Sekundärluftmassenstrom $\dot{m}_{SL} = \dot{m}_{FL}$ im Fallrohr der Länge $L_{V1} = 650\text{mm}$ mit der Feststoffgeschwindigkeit $c_0 \approx 0$ am Eintritt in das Fallrohr beschleunigt. Bei der Durchströmung des Trichters mit dem Öffnungswinkel $\alpha_{Tr}^F = 11,6^\circ$ steigen die Luft- und die Feststoffgeschwindigkeit an. Im Trichter nimmt der Leitungsdurchmesser kontinuierlich vom Fallrohrdurchmesser $D_F = 80\text{mm}$ auf den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$ ab. Am Trichteraustritt strömt der Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} mit der Förderluftgeschwin-

digkeit v_{FL} . Nach der geraden Förderleitung der Länge $L_{V2} = 200\text{mm}$ tritt das Holzstaub-Förderluft-Gemisch in den Rohrbogen mit dem Krümmungsverhältnis $r_K/D_{FL} = 6$ ein. Die im Rohrbogen an der Wand als Strähne entlangleitenden Feststoffpartikel werden infolge der Wandreibung verzögert (Kapitel 6.1.4). Nach dem Austritt aus dem Krümmer wird die Feststoffsträhne wiederbeschleunigt und aufgelöst. Die Strecke $L_H = 1850\text{mm}$ ist so gewählt, daß die Feststoffpartikel bei der Druckmessung des statischen Druckes p_{SL} etwa mit der stationären Fördergeschwindigkeit c_{stat} gefördert werden. Bei der Durchströmung des *Sekundärluftinjektors* tritt der Druckverlust Δp_{SL} auf, der als Differenzdruck zwischen dem statischen Druck vor dem Fallrohr $p_{S_{ys}}$ und dem statischen Druck in der horizontalen Förderleitung nach dem Erreichen der stationären Feststoffgeschwindigkeit p_{SL} definiert ist,

$$\Delta p_{SL} = p_{S_{ys}} - p_{SL}. \quad (6.122)$$

Der statischen Druck vor dem Fallrohr $p_{S_{ys}}$ entspricht näherungsweise dem Sendebehälterdruck p_{SB} , $p_{S_{ys}} \approx p_{SB}$ (Kapitel 6.2.2).

6.4.1 Kennfeld

Der Druckverlust des *Sekundärluftinjektors* Δp_{SL} wird den Gleichungen 6.40, 6.46, 6.48 und 6.53 entsprechend folgendermaßen angesetzt:

$$\Delta p_{SL} = \left[\underbrace{\left(\lambda_L \frac{\Delta L}{D} + \zeta_L \right)}_{\text{Luftströmung}} + \mu \underbrace{\left(\lambda_S \frac{\Delta L}{D} + \zeta_S \right)}_{\text{Feststoffströmung}} \right] \frac{\rho_L}{2} v_{FL}^2 \quad (6.123)$$

Der Verlustbeiwert $\zeta_L = \zeta_{QV} + \zeta_{RB}$ setzt sich aus dem Verlustbeiwert der stetigen Querschnittsverengung $\zeta_{QV} \approx 0,04$ und dem Verlustbeiwert des Rohrbogens ζ_{RB} zusammen (Kapitel 6.1.4). Der Verlustbeiwert des Rohrbogens $\zeta_{RB} = \zeta_{RB,L} + \zeta_{RB,U}$ setzt sich aus dem Anteil $\zeta_{RB,L}$ der Luftreibung über die Rohrbogenlänge und dem Anteil $\zeta_{RB,U} \approx 0,09$, der die Strömungsablösung infolge der Umlenkung berücksichtigt, zusammen (Gleichung 6.52). In erster Näherung sind ζ_{QV} und $\zeta_{RB,U}$ vernachlässigbar.

Der Verlustbeiwert ζ_S berücksichtigt die Beschleunigung des Feststoffes im Fallrohr, die Wiederbeschleunigung der im Rohrbogen verzögerten Feststoffsträhne und die erhöhte Feststoffreibung nach dem Rohrbogen während der Auflösung der Strähne. Im *Sekundärluftinjektor* wird der Feststoff von der Geschwindigkeit $c_0 \approx 0$ auf die stationäre Feststoffgeschwindigkeit c_{stat} beschleunigt. Der Verlustbeiwert ζ_B der Feststoffbeschleunigung um die Geschwindigkeit Δc ist:

$$\zeta_B = 2 \frac{\Delta c}{v_{FL}} \quad (6.124)$$

Für den *Sekundärluftinjektor* ist der Verlustbeiwert ζ_B^{SL} der Feststoffbeschleunigung von $c_0 \approx 0$ auf c_{stat} mit dem stationären Geschwindigkeitsverhältnis $C_{stat} = c_{stat}/v_{FL}$:

$$\zeta_B^{SL} = 2 \frac{\Delta c}{v_{FL}} = 2 C_{stat} \left(1 - \frac{c_0}{c_{stat}} \right) \approx 2 C_{stat} \quad (6.125)$$

Infolge der erhöhten Feststoffreibung nach dem Rohrbogen während der Auflösung der Strähne ist $\zeta_S > \zeta_B^{SL}$.

Die Abbildungen 6.50 und 6.51 zeigen den bezogenen Druckverlust $\Delta p_{SL}/p_{S_{ys}}$ abhängig von der Beladung μ , der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} und dem Förderleitungsdruck p_{FL} für die Holzsorten *S*, *B* und *FF*. Aus terminlichen Gründen im Rahmen des Forschungsprojektes des *ITTEA* wurden die Versuche mit der Holzsorte *FG* erst nach der Fertigstellung dieser Arbeit durchgeführt. Die Meßstelle des Förderleitungsdruckes p_{FL} ist am Ende der 7m langen geraden Förderleitung angeordnet. Der bezogene Druckverlust $\Delta p_{SL}/p_{S_{ys}}$ ist vom Förderleitungsdruck p_{FL} unabhängig. Die Steigung von $\Delta p_{SL}/p_{S_{ys}}$ gegenüber der Beladung μ nimmt mit zunehmender Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} zu und ist von der Holzsorte abhängig. Die Holzsorte *FF* führt zu höherem bezogenen Druckverlust $\Delta p_{SL}/p_{S_{ys}}$ als die Holzsorten *S* und *B*.

Der gemessene Verlauf des Druckverlustes Δp_{SL} gegenüber der Beladung μ wird linearisiert und die Steigung k_{SL} errechnet. Aus der Steigung k_{SL} des linearisierten Verlaufes wird der Verlustbeiwert ζ_S ermittelt,

$$\zeta_S = k_{SL} \left(\frac{\rho_L}{2} v_{FL}^2 \right)^{-1} - \lambda_S \frac{\Delta L}{D_{FL}}. \quad (6.126)$$

Der Feststoffreibungsbeiwert λ_S wird nach Kapitel 6.5.1 bestimmt. In Tabelle 6.13 sind der Verlustbeiwert ζ_S und der Verlustbeiwert ζ_B^{SL} für die Holzsorten *S*, *B* und *FF* angegeben. Die Meßwerte des Verlustbeiwertes ζ_S haben eine Standardabweichung von etwa 10%.

Tabelle 6.13: Verlustbeiwerte ζ_S und ζ_B^{SL} für die Holzsorten *S*, *B* und *FF*

Verlustbeiwert	Holzsorte		
	S	B	FF
ζ_S	2,0	2,2	2,6
$\zeta_B^{SL} \approx 2 C_{stat}$	1,7	1,1	1,5

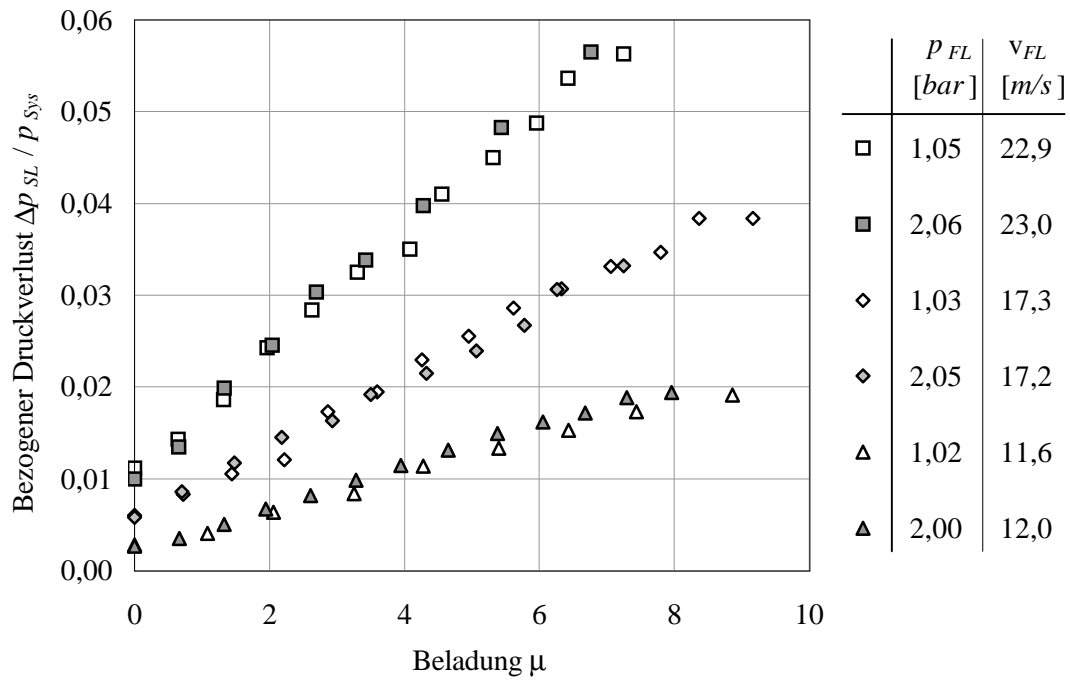


Abbildung 6.50: Bezogener Druckverlust $\Delta p_{SL} / p_{Sys}$ abhängig von der Beladung μ , der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} und dem Förderleitungsdruck p_{FL} für die Holzsorte B

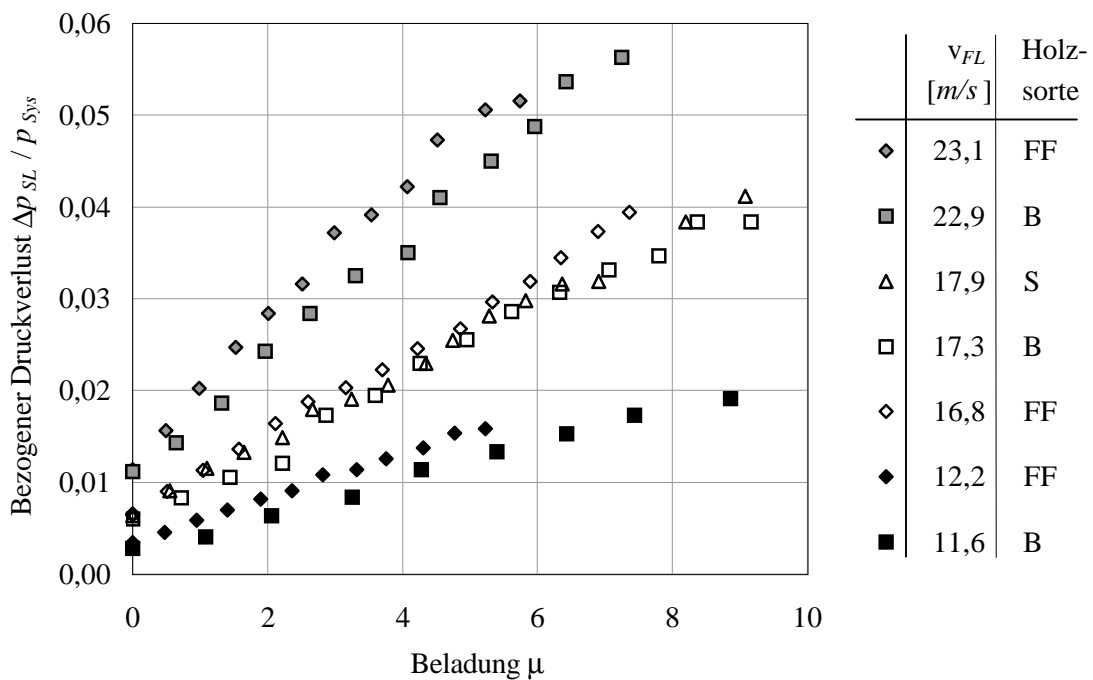


Abbildung 6.51: Bezogener Druckverlust $\Delta p_{SL} / p_{Sys}$ abhängig von der Beladung μ , der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} für den Förderleitungsdruck $p_{FL} = 1bar$ und die Holzsorten S, B und FF

6.4.2 Fördergrenze

Die Fördergrenze ist vom Druckverlust des *Sekundärluftinjektors* und dem Gesamtdruckverlust der Förderstrecke unabhängig (Kapitel 6.3.5.2). Die maximale Beladung μ_{max} wird durch die **maximale Feststoffkonzentration im Fallrohr** β_{max} bestimmt.

Der maximale Feststoffmassenstrom im Fallrohr $\dot{m}_{S,max}$ ist das Produkt der Partikeldichte ρ_P , der maximalen Feststoffkonzentration β_{max} , der Querschnittsfläche A_F des Fallrohres und der Feststoffgeschwindigkeit c_F im Fallrohr,

$$\dot{m}_{S,max} = \rho_P \beta_{max} A_F c_F. \quad (6.127)$$

Mit der Gleichung für den Förderluftmassenstromes \dot{m}_{FL} mit der Luftgeschwindigkeit v_F im Fallrohr,

$$\dot{m}_{FL} = \rho_L A_F v_F, \quad (6.128)$$

folgt die maximale Beladung μ_{max} mit dem Geschwindigkeitsverhältnis $C_F = c_F/v_F$ zu

$$\mu_{max} = \frac{\dot{m}_{S,max}}{\dot{m}_{FL}} = \frac{\rho_P}{\rho_L} C_F \beta_{max}. \quad (6.129)$$

In Abbildung 6.52 ist der maximale Feststoffmassenstrom $\dot{m}_{S,max}$ abhängig von der Luftgeschwindigkeit im Fallrohr v_F für den Förderleitungsdruck $p_{FL} = 1\text{bar}$ und die Holzsorten *B* und *FF* eingetragen. Die Messungen für die Holzsorte *FF* am *Sekundärluftinjektor*, $\zeta = 1$, sind durch Messungen am Injektor mit der Geometrie der Abbildung 6.19 und dem Sekundärluftanteil $\zeta > 0,3$ ergänzt. Der maximale Feststoffmassenstrom $\dot{m}_{S,max}$ liegt näherungsweise auf einer Geraden konstanter maximaler Beladung μ_{max} : Für $p_{FL} = 1\text{bar}$ ist die maximale Beladung für die Holzsorte *B* $\mu_{max} = 13,1$ und für die Holzsorte *FF* $\mu_{max} = 5,9$. Die maximale Beladung μ_{max} ist unabhängig von der Luftgeschwindigkeit im Fallrohr v_F und für $\zeta = 1$ unabhängig von der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} .

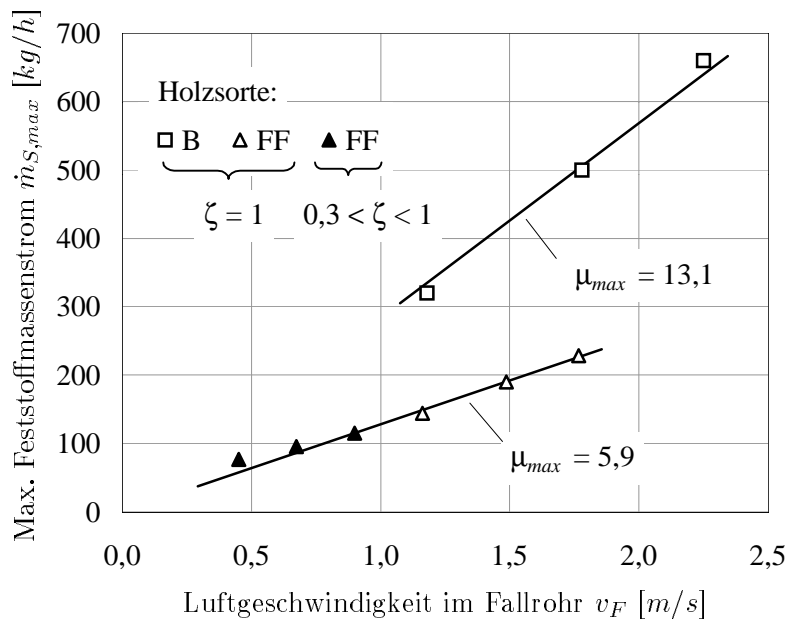


Abbildung 6.52: Maximaler Feststoffmassenstrom $\dot{m}_{S,max}$ abhängig von der Fallrohrgeschwindigkeit v_F für den Förderleitungsdruck $p_{FL} = 1\text{bar}$ und die Holzsorten *B* und *FF*

Unter der vereinfachenden Annahme, daß die maximale Feststoffkonzentration β_{max} und das Geschwindigkeitsverhältnis C_F von der Holzsorte unabhängig sind, ist nach Gleichung 6.129 das Verhältnis der maximalen Beladung μ_{max} zweier Holzsorten proportional dem Verhältnis der Partikeldichte ρ_P der Holzsorten. Unter der Annahme, daß das Verhältnis der Partikeldichte ρ_P zweier Holzsorten etwa dem Verhältnis der Rütteldichte ρ_R der Holzsorten entspricht, wird das Verhältnis der maximalen Beladung μ_{max} der Holzsorte *FF* zur maximalen Beladung μ_{max} der Holzsorte *B* mit 0,39 abgeschätzt. Das Verhältnis der gemessenen maximalen Beladung μ_{max} der Holzsorten *FF* und *B* beträgt 0,45 für $p_{FL} = 1bar$. Das Verhältnis der maximalen Beladung μ_{max} der Holzsorten *S* und *B* wird mit 1,04 abgeschätzt, das Verhältnis der gemessenen maximalen Beladung μ_{max} ist 0,87 für $p_{FL} = 1bar$ (Tabelle 6.14).

Tabelle 6.14: Maximale Beladung μ_{max} abhängig vom Förderleitungsdruck p_{FL} für den Sekundärluftanteil $\zeta = 1$, die Förderluftgeschwindigkeit im Bereich $12m/s \leq v_{FL} \leq 24m/s$ und die Holzsorten *S*, *B* und *FF*

		Fördergrenze μ_{max} der Holzsorte		
		S	B	FF
Förderleitungs- druck p_{FL} [bar]	1,0	11,4	13,1	5,9
	2,0		6,9	3,7
	3,0	4,2		

Nach Gleichung 6.129 sinkt die maximale Beladung μ_{max} verkehrt proportional zur Luftdichte im Fallrohr ρ_L . Die Luftdichte im Fallrohr ρ_L ist proportional zum Förderleitungsdruck p_{FL} . Die maximale Beladung μ_{max} wird für $p_{FL} = 2bar$ mit 50% und für $p_{FL} = 3bar$ mit 33% der maximalen Beladung μ_{max} für $p_{FL} = 1bar$ abgeschätzt. In Tabelle 6.14 ist die maximale Beladung μ_{max} abhängig vom Förderleitungsdruck p_{FL} für die Holzsorten *S*, *B* und *FF* angegeben. Für die Holzsorte *B* ist μ_{max} für $p_{FL} = 2bar$ etwa 53% von μ_{max} für $p_{FL} = 1bar$. Für die Holzsorte *FF* ist μ_{max} für $p_{FL} = 2bar$ etwa 63% von μ_{max} für $p_{FL} = 1bar$. Für die Holzsorte *S* ist μ_{max} für $p_{FL} = 3bar$ etwa 37% von μ_{max} für $p_{FL} = 1bar$.

6.5 Förderleitung und Rohrbogen

6.5.1 Förderleitungsdruckverlustbeiwert

Bei der Berechnung des Förderleitungsdruckverlustes wird durch den Druckverlustbeiwert λ_S das Gewicht sowie die Gleit- und Stoßreibung des Feststoffes an der Wand berücksichtigt (Kapitel 6.1.3). Der Druckverlustbeiwert λ_S ist vom Feststoff abhängig und wird für die Holzsorten *S*, *B* und *FF* aus einer Druckverlustmessung für eine gerade horizontale Förderstrecke bestimmt, in der der Feststoff mit dem stationären Geschwindigkeitsverhältnis C_{stat} gefördert wird. Der Druckverlust $\Delta p_{FL,2m}$ wird in Abhängigkeit der Beladung μ für eine Förderstrecke der Länge $\Delta L = 2m$ gemessen, der Druckverlust $\Delta p_{FL,3m}$ wird für eine Förderstrecke mit $\Delta L = 3m$ gemessen. Für die linearisierte Abhängigkeit von $\Delta p_{FL,2m}$ bzw. $\Delta p_{FL,3m}$ von μ wird die Steigung k_{FL} bestimmt. Der Druckverlustbeiwert λ_S folgt nach Gleichung 6.40 zu:

$$\lambda_S = k_{FL} \left(\frac{\Delta L}{D_{FL}} \frac{\rho_L}{2} v_{FL}^2 \right)^{-1} \quad (6.130)$$

Der Druckverlustbeiwert λ_S ist unabhängig vom Förderleitungsdruck p_{FL} , aber abhängig von der *Froudezahl* Fr , dem stationären Geschwindigkeitsverhältnis C_{stat} , dem Schwerkraftbeiwert β und dem Wandstoßreibungsbeiwert λ_S^* (Gleichung 6.41). Die Druckverlustmessungen zur Bestimmung von λ_S werden für die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 12m/s$, $v_{FL} = 18m/s$ und $v_{FL} = 24m/s$ und den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 16mm$ und $D_{FL} = 25mm$ durchgeführt. In Abbildung 6.53 sind beispielhaft 3 Meßreihen der Druckverlustmessung $\Delta p_{FL,2m}$ für die Holzsorte *B* dargestellt.

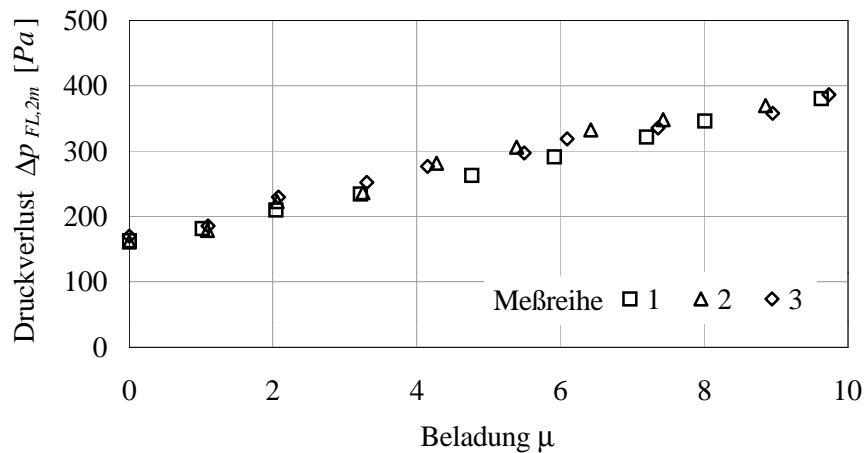


Abbildung 6.53: Förderleitungsdruckverlust $\Delta p_{FL,2m}$ abhängig von der Beladung μ für den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 12m/s$, den Förderleitungsdruck $p_{FL} = 1bar$ und die Holzsorte *B*

In Abbildung 6.54 sind der gemessene Druckverlustbeiwert λ_S und der nach Gleichung 6.41 für $\beta = 0,45$, $C_{stat} = 0,8$ und $\lambda_S^* = 10^{-4}$ und $\lambda_S^* = 10^{-3}$ berechnete Druckverlustbeiwert λ_S in Abhängigkeit der *Froudezahl* Fr dargestellt. Für Sägemehl mit dem mittleren Korndurchmesser $d_P = 0,7mm$, der Schüttdichte $\rho_S = 190kg/m^3$ und der Feststoffdichte $\rho_P = 470kg/m^3$ wird der Druckverlustbeiwert $\lambda_S \approx 0,001$ für $1000 \leq Fr \leq 4000$ angegeben [71]. Dies entspricht etwa dem für die Holzsorten *S*, *B* und *FF* gemessenen Druckverlustbeiwert λ_S .

Das berechnete stationäre Geschwindigkeitsverhältnis C_{stat} ist für die Holzsorten S , B und FF in Tabelle 6.3 angegeben. Der Schwerkraftbeiwert β ist bei horizontaler Förderung gleich dem Gleitreibungskoeffizienten f (Gleichung 6.10). In der Literatur wird der Gleitreibungskoeffizient f von Holz auf Metall mit $0,4 \leq f \leq 0,5$ angegeben [4]. Der Wandstoßreibungsbeiwert λ_S^* liegt üblicherweise im Bereich $10^{-3} \leq \lambda_S^* \leq 10^{-2}$ [47]. In Abbildung 6.54 liegt λ_S^* im Bereich $10^{-4} \leq \lambda_S^* \leq 10^{-3}$.

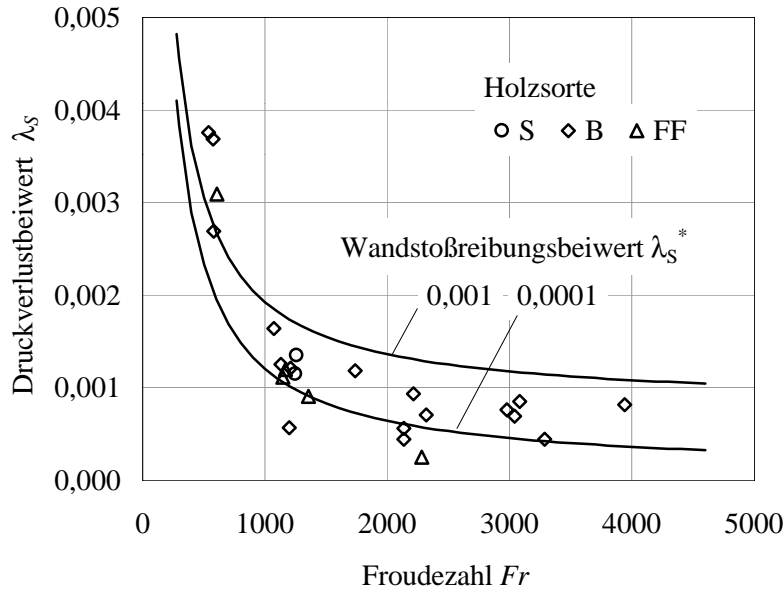


Abbildung 6.54: Druckverlustbeiwert λ_S abhängig von der Froudezahl Fr für die Holzsorten S , B und FF

6.5.2 Rohrbogendruckverlustbeiwert

Bei Dünnstromförderung werden zur Richtungsänderung der Rohrleitungsführung Rohrbögen mit einem Krümmungsverhältnis r_K/D_{FL} im Bereich $3 \leq r_K/D_{FL} \leq 24$ und *blinde T-Stücke* eingesetzt [32]. Ein *blindes T-Stück* unterliegt geringerem Verschleiß als ein Rohrbogen und hat etwa die 20fache Lebenszeit eines Rohrbogens mit $r_K/D_{FL} = 24$, weil das im blinden Ende des T-Stücks abgelagerte Fördergut das Wandmaterial vor Abrieb schützt. Ein *blindes T-Stück* ist jedoch zur Förderung von Fördergütern mit schlechten Fließeigenschaften wie Holzstaub nicht geeignet. Beim Rohrbogen mit $r_K/D_{FL} = 3$ trifft der Feststoff nur einmal auf die Rohrwand und wird dabei verzögert, während er beim Rohrbogen mit $8 \leq r_K/D_{FL} \leq 24$ strahlenförmig an der Rohrwand entlanggleitet und dabei stärker verzögert wird als bei $r_K/D_{FL} = 3$. Dadurch sind der Druckverlust und Verschleiß eines Rohrbogens mit $r_K/D_{FL} = 3$ geringer als mit $8 \leq r_K/D_{FL} \leq 24$, in der Literatur werden keine Zahlenwerte angegeben [32].

Bei vereinfachter Betrachtungsweise ist die Partikelverzögerung im horizontal durchströmten Rohrbogen unabhängig vom Krümmungsverhältnis r_K/D_{FL} (Kapitel 6.1.4), weil bei kleinem Krümmungsverhältnis r_K/D_{FL} größere Reibung über kürzeren Zeitraum und bei größerem Krümmungsverhältnis r_K/D_{FL} geringere Reibung über entsprechend längeren Zeitraum herrscht [47].

In dieser Arbeit werden ein Rohrbogen mit dem Krümmungsverhältnis $r_K/D_{FL} = 3$ und ein Rohrbogen mit $r_K/D_{FL} = 25$ untersucht. Der Rohrbogendruckverlust Δp_{RB} wird zwischen den in Abbildung 6.55 mit 1 und 2 bezeichneten Punkten gemessen. Die Länge der Rohrbogenschenkel ist $l_1 = 650\text{mm}$ und $l_2 = 2080\text{mm}$. Im Punkt 1 wird der Feststoff näherungsweise mit dem stationären Geschwindigkeitsverhältnis C_{stat} gefördert. Die Länge l_2 ist so gewählt, daß der Feststoff nach der Verzögerung im Rohrbogen im Punkt 2 etwa wieder mit dem stationären Geschwindigkeitsverhältnis C_{stat} gefördert wird.

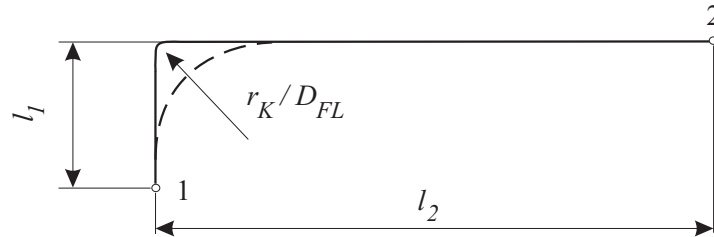


Abbildung 6.55: Rohrbogengeometrie

Der Rohrbogendruckverlust Δp_{RB} wird entsprechend Gleichung 6.123 angesetzt,

$$\Delta p_{RB} = \left[\underbrace{\left(\lambda_L \frac{\Delta L}{D} + \zeta_{RB} \right)}_{\text{Luftströmung}} + \underbrace{\mu \left(\lambda_S \frac{\Delta L}{D} + \zeta_S \right)}_{\text{Feststoffströmung}} \right] \frac{\rho_L}{2} v_{FL}^2 \quad (6.131)$$

Der Verlustbeiwert der Luftströmung im Rohrbogen ζ_{RB} ist in Kapitel 6.4.1 erläutert. Der Verlustbeiwert ζ_S berücksichtigt die Wiederbeschleunigung der im Rohrbogen verzögerten Feststoffsträhne und die erhöhte Feststoffreibung nach dem Rohrbogen während der Auflösung der Strähne. Aus dem in Gleichung 6.124 angegebene Verlustbeiwert ζ_B für die Beschleunigung Δc wird mit Gleichung 6.59 der Verlustbeiwert ζ_B^{RB} für den horizontalen Rohrbogen mit Abbremsung vom und Wiederbeschleunigung auf das stationäre Geschwindigkeitsverhältnis C_{stat} abgeleitet,

$$\zeta_B^{RB} = 2 C_{stat} \left(1 - e^{-f\gamma} \right). \quad (6.132)$$

Das berechnete stationäre Geschwindigkeitsverhältnis C_{stat} ist für die Holzsorten S , B und FF in Tabelle 6.3 angegeben. Der Gleitreibungskoeffizient ist $f \approx 0,45$, der Umlenkungswinkel des Rohrbogens ist $\gamma = \pi/2$. Infolge der erhöhten Feststoffreibung nach dem Rohrbogen während der Auflösung der Strähne ist $\zeta_S > \zeta_B^{RB}$.

Die Abbildungen 6.56 bis 6.59 zeigen den auf den im Punkt 2 gemessenen Förderleitungsdruck p_{FL} bezogenen Rohrbogendruckverlust $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ in Abhängigkeit der Beladung μ , des Krümmungsverhältnisses r_K/D_{FL} , des Förderleitungsdruckes p_{FL} und der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} für die Holzsorten S , B und FF . Die Neigung des bezogenen Rohrbogendruckverlustes $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ gegenüber der Beladung μ ist vom Krümmungsverhältnis r_K/D_{FL} , von der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} und der Holzsorte abhängig. Der bezogene Rohrbogendruckverlust $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ ist vom Förderleitungsdruck p_{FL} unabhängig (Abbildung 6.56). Bei der Förderung der Holzsorte FF ist der Rohrbogendruckverlust $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ geringfügig höher als bei der Förderung der Holzsorten S und B (Abbildungen 6.57 und 6.58). Der Rohrbogen mit dem Krümmungsverhältnis $r_K/D_{FL} = 3$ führt zu höherem $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ als der

Rohrbogen mit $r_K/D_{FL} = 25$ (Abbildung 6.59).

Der gemessene Verlauf des Rohrbogendruckverlustes Δp_{RB} gegenüber der Beladung μ wird linearisiert und die Steigung k_{RB} errechnet. Durch Einsetzen von k_{RB} anstelle von k_{SL} in Gleichung 6.126 wird der Verlustbeiwert ζ_S des Rohrbogens ermittelt. In Tabelle 6.15 sind der Verlustbeiwert ζ_S und der Verlustbeiwert ζ_B^{RB} für die Holzsorten *S*, *B* und *FF* angegeben. Die Meßwerte des Verlustbeiwertes ζ_S haben eine Standardabweichung von etwa 15%.

Tabelle 6.15: Verlustbeiwert ζ_S und Verlustbeiwert ζ_B^{RB} abhängig vom Krümmungsverhältnis r_K/D_{FL} für die Holzsorten *S*, *B* und *FF*

		Verlustbeiwert ζ_S der Holzsorte		
		S	B	FF
Krümmungsver- hältnis r_K/D_{FL}	25	0,9	1,1	1,3
	3	1,1	1,6	1,7
		Verlustbeiwert ζ_B^{RB}		
		0,85	0,58	0,77

Der mit dem in Kapitel 6.1.4 beschriebenen vereinfachten Reibungsansatz bei der Rohrbogendurchströmung berechnete Rohrbogendruckverlust ist gegenüber den Meßwerten des tatsächlich auftretenden Rohrbogendruckverlustes zu gering, $\zeta_S > \zeta_B^{RB}$. Die im Rohrbogen gebildete Strähne führt nach der Durchströmung des Rohrbogens zu erhöhter Reibung und dadurch erhöhtem Druckverlust. Der Verlustbeiwert ζ_S ist abhängig vom Krümmungsverhältnis r_K/D_{FL} und von der Holzsorte. Entgegen den Angaben in der Literatur [32], hat der Rohrbogen mit dem Krümmungsverhältnis $r_K/D_{FL} = 3$ einen höheren Rohrbogendruckverlust Δp_{RB} und einen höheren Verlustbeiwert ζ_S als der Rohrbogen mit $r_K/D_{FL} = 25$.

In Abbildung 6.60 ist der bezogene Druckverlust des Rohrbogens an der Gutabgabe $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ abhängig von der Beladung μ für unterschiedliche *Rohrbogentypen* (*RB-Typ*) mit dem Krümmungsverhältnis $r_K/D_{FL} = 5$ und dem Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 16\text{mm}$ dargestellt. Die Länge der Rohrbogenschenkel ist $l_1 = 500\text{mm}$ und $l_2 = 500\text{mm}$ (Abbildung 6.55). Der Rohrbogen mit Umlenkung in der horizontalen Ebene wird als *Rohrbogentyp H* bezeichnet. Beim *Rohrbogentyp V* erfolgt die Umlenkung von der horizontalen in die vertikale Förderrichtung und Punkt 2 liegt am Austrittsquerschnitt der Förderleitung. Beim *Rohrbogentyp V* tritt das Holzstaub-Förderluft-Gemisch näherungsweise als Freistrahle aus der Förderleitung in die ruhende Umgebung aus. Der bezogene Druckverlust $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ ist bei der Umlenkung von der horizontalen in die vertikale Förderebene größer als bei der Umlenkung in der horizontalen Förderebene.

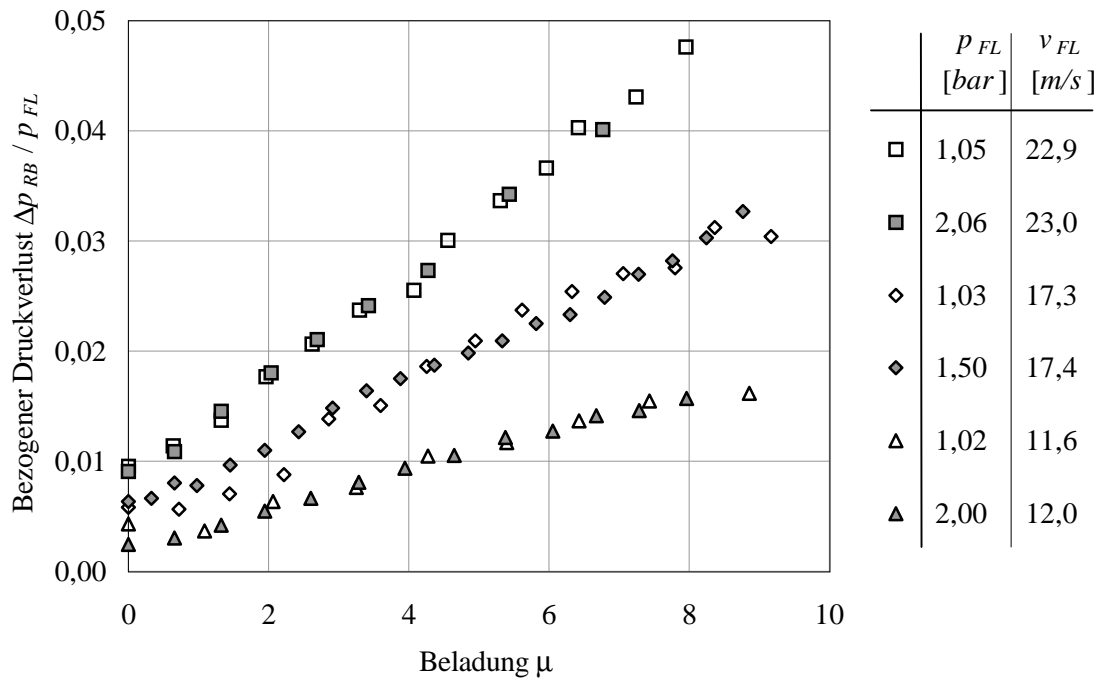


Abbildung 6.56: Bezogener Rohrbogendruckverlust $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ abhängig von der Beladung μ , dem Förderleitungsdruck p_{FL} und der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} für das Krümmungsverhältnis $r_K/D_{FL} = 3$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$ und die Holzsorte B

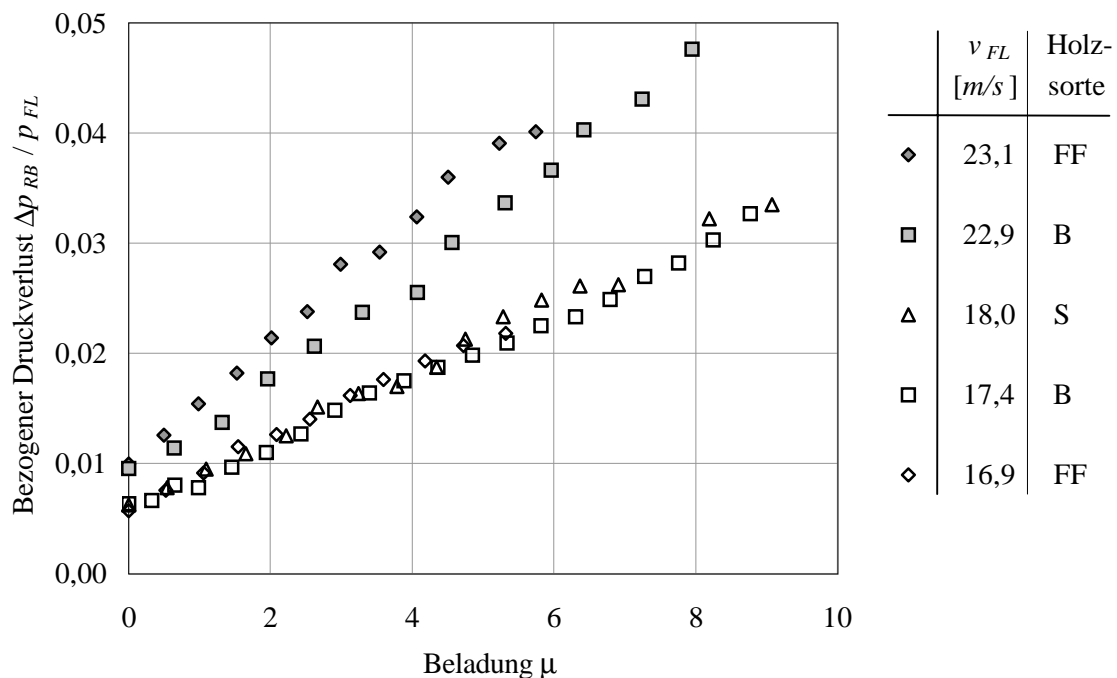


Abbildung 6.57: Bezogener Rohrbogendruckverlust $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ abhängig von der Beladung μ und der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} für das Krümmungsverhältnis $r_K/D_{FL} = 3$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$ und die Holzsorten S, B und FF

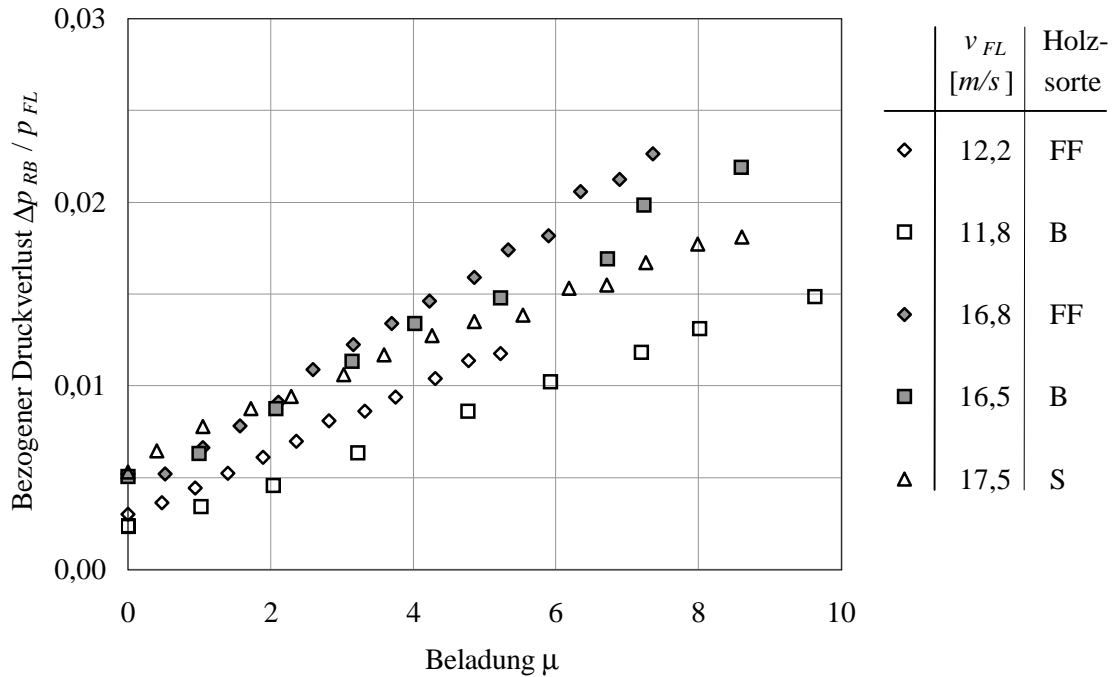


Abbildung 6.58: Bezogener Rohrbogendruckverlust $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ abhängig von der Beladung μ und der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} für das Krümmungsverhältnis $r_K/D_{FL} = 25$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$ und die Holzsorten S, B und FF

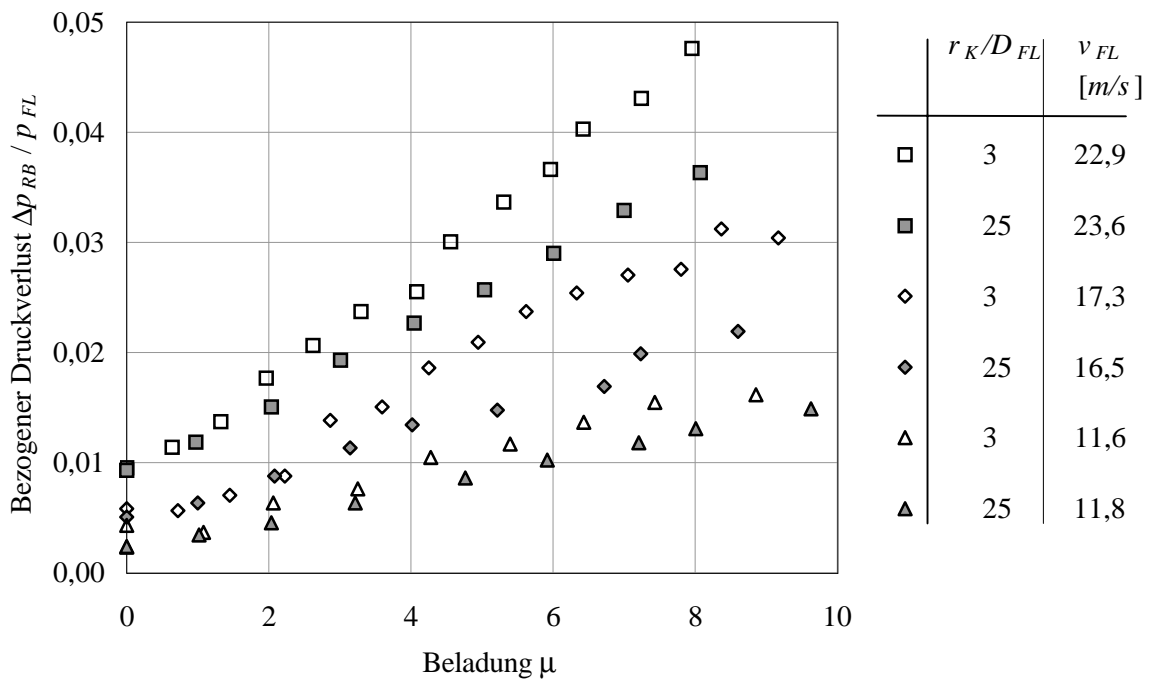


Abbildung 6.59: Bezogener Rohrbogendruckverlust $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ abhängig von der Beladung μ , der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} und dem Krümmungsverhältnis r_K/D_{FL} für den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$ und die Holzsorte B

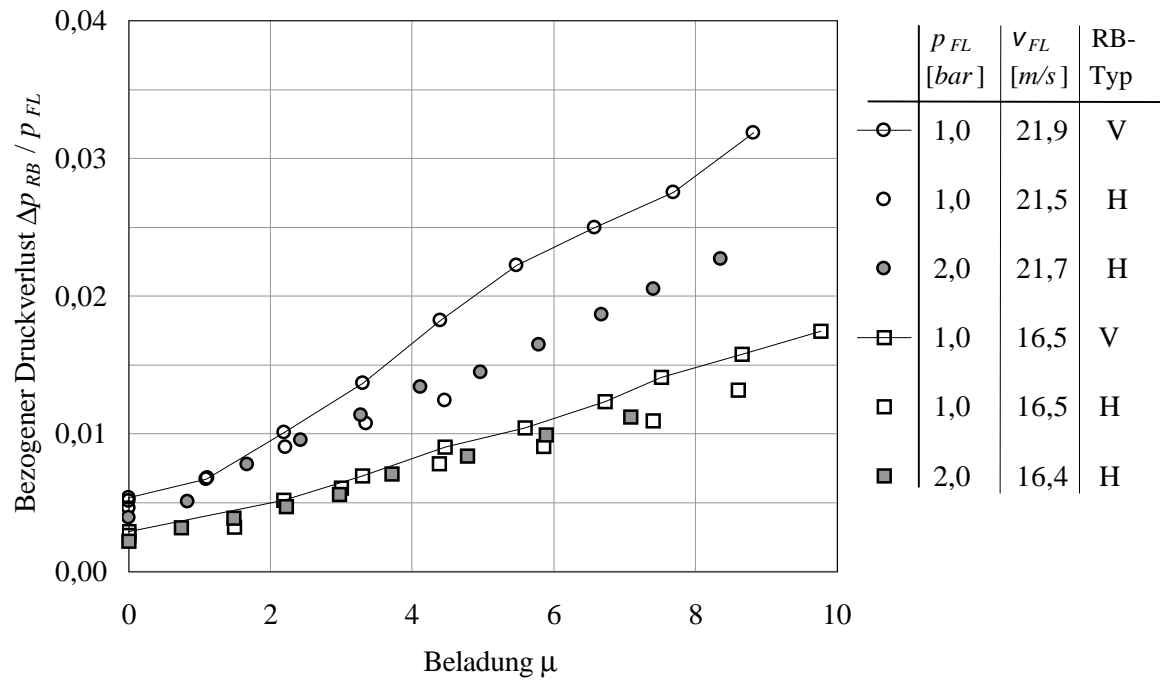


Abbildung 6.60: Bezogener Rohrbogendruckverlust $\Delta p_{RB} / p_{FL}$ abhängig von der Beladung μ , dem Förderleitungsdruck p_{FL} , der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} und dem Rohrbogentyp (RB-Typ) für das Krümmungsverhältnis $r_K / D_{FL} = 5$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 16\text{mm}$ und die Holzsorte B

6.6 Leistungsbedarf

Der Leistungsbedarf des Brennstoffördersystems verringert den thermischen Wirkungsgrad der Gasturbinenanlage und ist daher so gering wie möglich zu halten (Kapitel 6.2.1). Der Leistungsbedarf des Brennstoffördersystems setzt sich aus dem Leistungsbedarf der Brennstoffdosierung und dem Leistungsbedarf der pneumatischen Förderung zusammen. Der Leistungsbedarf der Brennstoffdosierung ist die Summe der Antriebsleistungen des Behälterrührwerks, der Dosierschnecke und der Schwingrinne. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Leistungsbedarf der pneumatischen Förderung in Abhängigkeit der *Betriebsweise* der pneumatischen Förderstrecke untersucht (Kapitel 6.2.2).

Zur Bereitstellung des Primärluftmassenstromes \dot{m}_{PL} mit dem Treibdüsenvordruck p_0 und des Sekundärluftmassenstromes \dot{m}_{SL} mit dem Sendebehälterdruck p_{SB} wird die Verdichterleistung $P_{V,FS}$ benötigt. Zur Bereitstellung des Förderluftmassenstromes $\dot{m}_{FL} = \dot{m}_{PL} + \dot{m}_{SL}$ mit dem Brennkammerdruck p_{BK} wird die Verdichterleistung $P_{V,BK}$ benötigt. Die Verdichterleistung $P_{V,BK}$ wird als Teil der Verdichterleistung zur Bereitstellung der Verbrennungsluft der Brennkammer benötigt und ist unabhängig von der pneumatischen Förderung bzw. der *Betriebsweise* der pneumatischen Förderstrecke. Der zusätzliche Leistungsbedarf der pneumatischen Förderung P_P ist definiert als Differenz der Verdichterleistungen $P_{V,FS}$ und $P_{V,BK}$,

$$P_P = P_{V,FS} - P_{V,BK}. \quad (6.133)$$

6.6.1 Verdichterleistung

Der Druckverlust am Verdichtereintritt und der Druckverlust zwischen Verdichteraustritt und Eintritt in das Brennstoffördersystem werden vernachlässigt. Die Lufttemperatur am Verdichtereintritt ist $T_U = 15^\circ\text{C}$, der Druck am Verdichtereintritt ist $p_U = 1,01\text{bar}$. Die Kühlung der Förderluft nach dem Verdichter zur Einhaltung der maximalen Förderlufttemperatur $T_{FL,max} = 80^\circ\text{C}$ wird nicht berücksichtigt (Kapitel 6.2.1).

Die mechanische Leistung P_V , die ein Verdichter aufbringen muß, um den Luftmassenstrom \dot{m} vom Verdichtereintrittsdruck p_U auf den Druck p zu verdichten, ist das Produkt des Luftmassenstromes \dot{m} und der spezifischen technischen Arbeit w_t , die eine Funktion des Verdichtungsverhältnisses $\pi = p/p_U$ ist [1],

$$P_V = \dot{m} w_t(\pi). \quad (6.134)$$

Die spezifische technische Arbeit w_t ist bei adiabater Verdichtung vom Verdichtungsverhältnis π , von der Lufttemperatur T_U am Verdichtereintritt, dem Polytropenwirkungsgrad η_V des Verdichters, der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck $c_p = 1,004\text{kJ}/(\text{kgK})$ und dem Isentropenexponenten $\kappa = 1,4$ der Luft abhängig,

$$w_t(\pi) = c_p T_U \left(\pi^{\frac{1}{\eta_V} \frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (6.135)$$

Der polytrope Wirkungsgrad wird mit $\eta_V = 0,9$ angenommen. Mit dem Brennkammerdruckverhältnis π_{BK} , der Aufladung π_{SB} und dem Düsendruckverhältnis π_D (Kapitel 6.2.2),

$$\pi_{BK} = \frac{p_{BK}}{p_U}, \quad \pi_{SB} = \frac{p_{SB}}{p_{BK}}, \quad \pi_D = \frac{p_{Sys}}{p_0}, \quad (6.136)$$

folgen bei Vernachlässigung des Trichterdruckverlustes, $p_{SB} \approx p_{sys}$, die Leistung $P_{V,BK}$ und $P_{V,FS}$ zu:

$$P_{V,BK} = \dot{m}_{FL} \underbrace{w_t(\pi_{BK})}_{w_{t,BK}}, \quad (6.137)$$

$$P_{V,FS} = \dot{m}_{FL} \underbrace{\left[(1 - \zeta) w_t(\pi_D^{-1} \pi_{SB} \pi_{BK}) + \zeta w_t(\pi_{SB} \pi_{BK}) \right]}_{w_{t,FL}} \quad (6.138)$$

Das Verhältnis von $w_{t,FL}$ zu $w_{t,BK}$ wird als bezogene technische Arbeit $w_{t,rel}$ definiert,

$$w_{t,rel} = \frac{w_{t,FL}}{w_{t,BK}}. \quad (6.139)$$

Das Verhältnis des Förderluftmassenstromes \dot{m}_{FL} zur Summe des Verbrennungsluftmassenstromes $\dot{m}_{L,I}$ der ersten Brennkammerstufe und des Verbrennungsluftmassenstromes $\dot{m}_{L,II}$ der zweiten Brennkammerstufe ist entsprechend den Gleichungen 1.2 und 6.65:

$$\frac{\dot{m}_{FL}}{\dot{m}_{L,I} + \dot{m}_{L,II}} = \frac{1}{l_{min}^f \mu (\lambda_I + \lambda_{II})} \quad (6.140)$$

Unter der Annahme eines konstanten Brennkammerdruckes p_{BK} ist die Verdichterleistung P_{GT} zur Bereitstellung der Verbrennungsluft:

$$P_{GT} = (\dot{m}_{L,I} + \dot{m}_{L,II}) w_t(\pi_{BK}) \quad (6.141)$$

Das Leistungsverhältnis k_P wird als das Verhältnis des zusätzlichen Leistungsbedarfes der pneumatischen Förderung P_P zur Verdichterleistung zur Bereitstellung der Verbrennungsluft P_{GT} definiert,

$$k_P = \frac{P_P}{P_{GT}} = \frac{w_{t,rel} - 1}{l_{min}^f \mu (\lambda_I + \lambda_{II})} \quad (6.142)$$

$$= \frac{(1 - \zeta)(\pi_D^{-1} \pi_{SB})^{\frac{1}{\eta_V} \frac{\kappa-1}{\kappa}} + \zeta \pi_{SB}^{\frac{1}{\eta_V} \frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{l_{min}^f \mu (\lambda_I + \lambda_{II}) \left(1 - \pi_{BK}^{-\frac{1}{\eta_V} \frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)} \quad (6.143)$$

Der Mindestluftbedarf l_{min}^f , die Verbrennungsluftverhältnisse der ersten und zweiten Brennkammerstufe, λ_I und λ_{II} , und das Brennkammerdruckverhältnis π_{BK} werden durch die Verbrennung bzw. den Gasturbinenprozeß bestimmt. Der Einfluß der pneumatischen Förderung auf das Leistungsverhältnis k_P erfolgt über die Beladung μ , den Sekundärluftanteil ζ , die Aufladung π_{SB} und das Düsendruckverhältnis π_D .

6.6.2 Kennfeld der pneumatischen Förderstrecke

Das Kennfeld der pneumatischen Förderstrecke ist von deren *Betriebsweise* abhängig (Kapitel 6.2.2). Die Aufladung π_{SB} ist vom dimensionslosen Gesamtdruckverlust der Förderstrecke $\Delta\pi_{FL}$ und dem dimensionslosen Injektordruckaufbau $\Delta\pi_{Inj}$ abhängig (Kapitel 6.2.3),

$$\pi_{SB} = 1 + \Delta\pi_{FL} - \Delta\pi_{Inj}. \quad (6.144)$$

Der Injektordruckaufbau $\Delta\pi_{Inj}$ kann nach Gleichung 6.94 in Abhängigkeit der Druckaufbauziffer ψ , der Aufladung π_{SB} , der Treibstrahltemperatur T_T und der Treibstrahlgeschwindigkeit v_T dargestellt werden,

$$\Delta\pi_{Inj} = \psi \pi_{SB} \frac{v_T^2}{2 R T_T} \quad (6.145)$$

Die Treibstrahlgeschwindigkeit v_T ist vom Düsendruckverhältnis π_D abhängig (Gleichung 6.74). Die Druckaufbauziffer ψ ist stark vom Flächenverhältnis β , dem Sekundärluftanteil ζ und der Beladung μ abhängig (Kapitel 6.3.3 und 6.3.4).

In Abbildung 6.61 ist die Aufladung π_{SB} in Abhängigkeit des Sekundärluftanteiles ζ , des Flächenverhältnisses β und des Düsendruckverhältnisses π_D für die Beladung $\mu = 0$ dargestellt. Die mit sinkendem Flächenverhältnis β und steigendem Sekundärluftanteil ζ kleiner werdende Druckaufbauziffer ψ bedeutet kleineren dimensionslosen Druckaufbau $\Delta\pi_{Inj}$ (Gleichung 6.145). Mit steigendem Düsendruckverhältnis π_D sinkt die Treibstrahlgeschwindigkeit v_T und nach Gleichung 6.145 der dimensionslose Druckaufbau $\Delta\pi_{Inj}$. Sinkender Druckaufbau $\Delta\pi_{Inj}$ bedingt bei konstantem Druckverlust $\Delta\pi_{FL}$ zunehmende Aufladung π_{SB} (Gleichung 6.144).

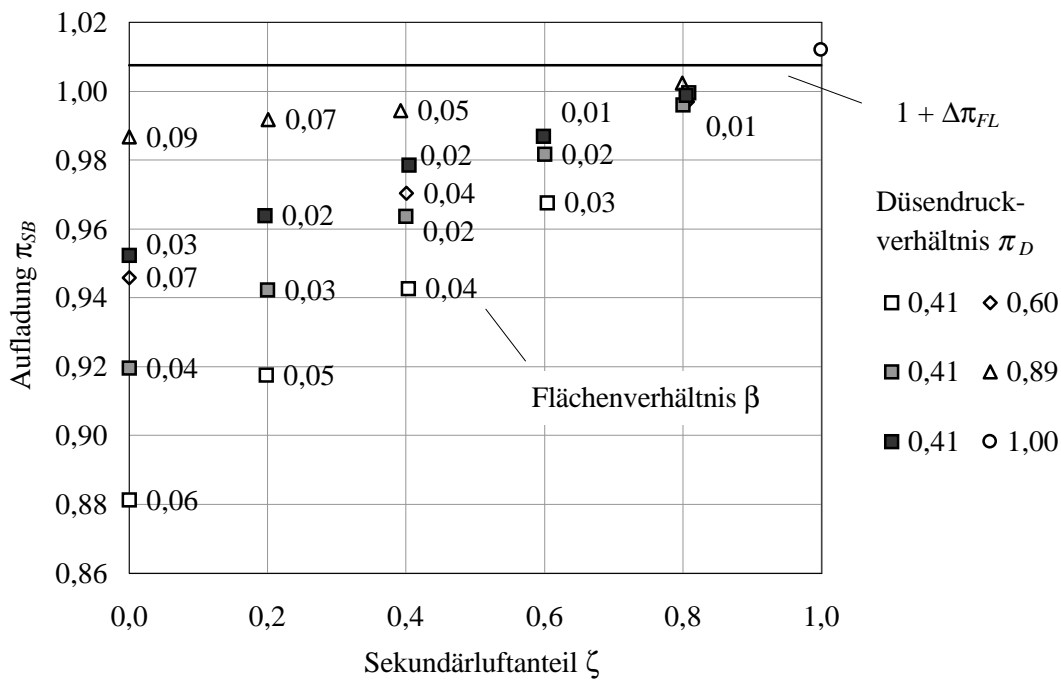


Abbildung 6.61: Aufladung π_{SB} abhängig vom Sekundärluftanteil ζ , dem Flächenverhältnis β und dem Düsendruckverhältnis π_D für die Beladung $\mu = 0$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$, die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$ und den Brennkammerdruck $p_{BK} \approx 2\text{bar}$

In Abbildung 6.62 ist die Aufladung π_{SB} und die Größe $1 + \Delta\pi_{FL}$ in Abhängigkeit der Beladung μ , des Sekundärluftanteiles ζ , des Flächenverhältnisses β und des Düsendruckverhältnisses π_D dargestellt. Der vertikale Abstand zwischen der Größe $1 + \Delta\pi_{FL}$ und der Aufladung π_{SB} ist der Betrag des Injektordruckaufbaus $|\Delta\pi_{Inj}|$. Bei $\Delta\pi_{Inj} > 0$ liegt π_{SB} unterhalb von $1 + \Delta\pi_{FL}$. Ist $\Delta\pi_{Inj} < 0$, liegt π_{SB} oberhalb von $1 + \Delta\pi_{FL}$. Die Aufladung π_{SB} steigt mit steigender Beladung μ , steigendem Sekundärluftanteil ζ und sinkendem Flächenverhältnis β .

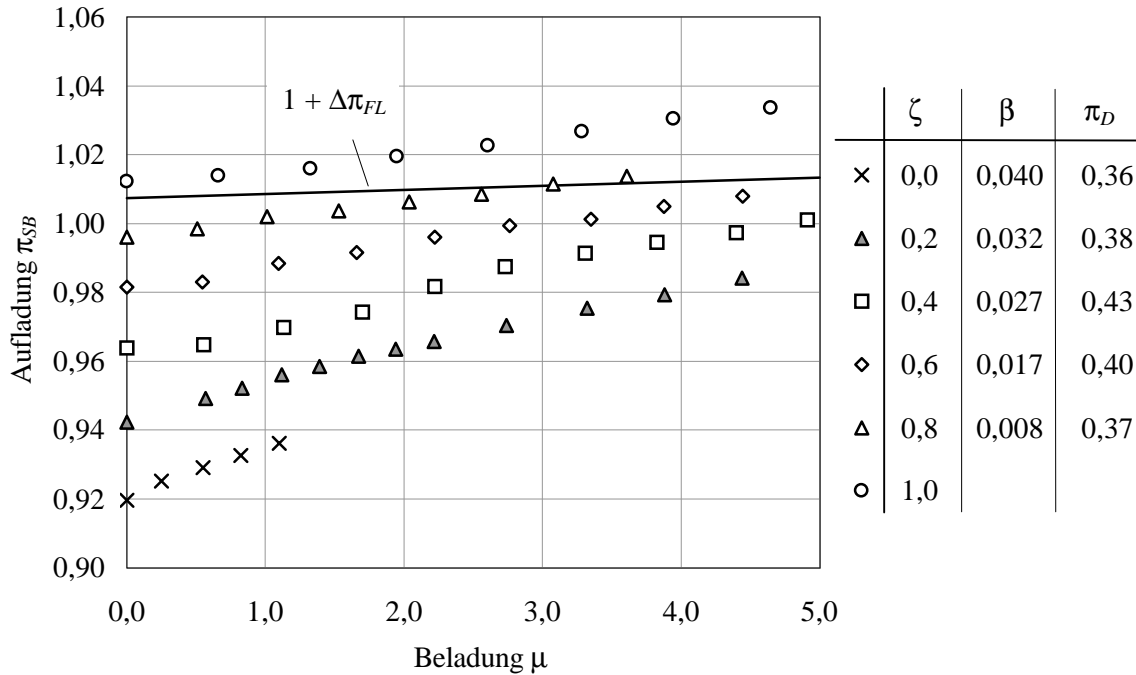


Abbildung 6.62: Aufladung π_{SB} abhängig von der Beladung μ , dem Sekundärluftanteil ζ , dem Flächenverhältnis β und dem Düsendruckverhältnis π_D für den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$, die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$ und den Brennkammerdruck $p_{BK} \approx 2\text{bar}$

6.6.3 Bezogene technische Arbeit und Leistungsverhältnis

In Abbildung 6.63 ist die bezogene technische Arbeit $w_{t,rel}$ in Abhängigkeit des Sekundärluftanteils ζ und des Düsendruckverhältnisses π_D für Meßpunkte der Abbildung 6.61 dargestellt. Bei höherem π_D und ζ ist die spezifische technische Arbeit zur Bereitstellung des Sekundärluftmassenstromes \dot{m}_{SL} infolge höherer Aufladung π_{SB} größer, die spezifische technische Arbeit zur Bereitstellung des Primärluftmassenstromes \dot{m}_{PL} und die Summe der spezifischen technischen Arbeiten $w_{t,FL}$ geringer. Die bezogene technische Arbeit $w_{t,rel}$ sinkt daher mit steigendem Düsendruckverhältnis π_D und steigendem Sekundärluftanteil ζ . Für einen *neutralen Injektor*, $\zeta = 0$, ist die bezogene technische Arbeit $w_{t,rel} = 2,77$ für $\pi_D = 0,41$ (Überschall-Treibstrahl) und $w_{t,rel} = 1,74$ für $\pi_D = 0,6$ (Unterschall-Treibstrahl). Bei $\zeta = 1$ ist die bezogene technische Arbeit minimal, $w_{t,rel} = 1,02$. Der *Sekundärluftinjektor*, $\zeta = 1$, ist bei energetischer Betrachtungsweise gegenüber Injektoren mit $\zeta < 1$ vorteilhaft.

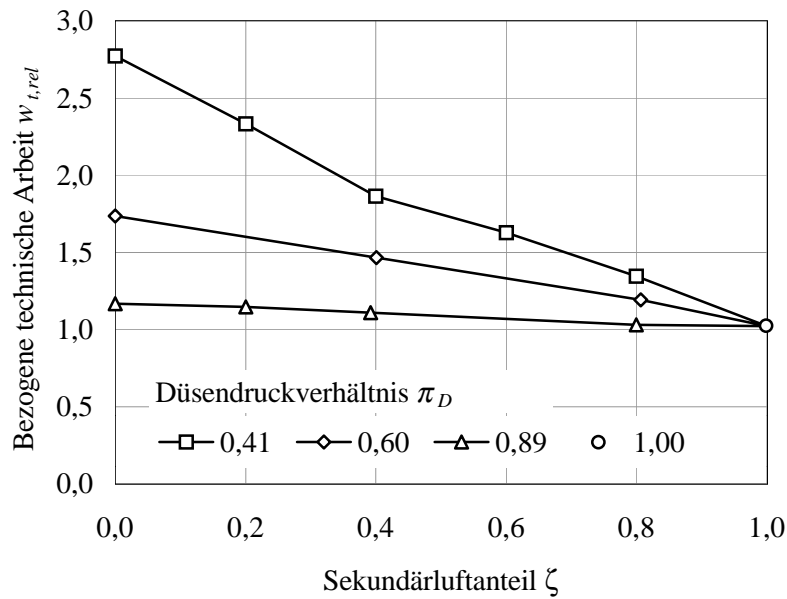


Abbildung 6.63: Bezogene technische Arbeit $w_{t,rel}$ abhängig vom Düsendruckverhältnis π_D und dem Sekundärluftanteil ζ für die Beladung $\mu = 0$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$, die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$ und das Brennkammerdruckverhältnis $\pi_{BK} \approx 2$

In den Abbildungen 6.64 und 6.65 ist das Leistungsverhältnis k_P in Abhängigkeit der Beladung μ , des Sekundärluftanteiles ζ und des Brennkammerdruckverhältnisses π_{BK} dargestellt. Zur Berechnung von k_P wird die Abhängigkeit der Aufladung π_{SB} von der Beladung μ linearisiert (Abbildung 6.62). Für die chemische Zusammensetzung der Holzsorten nach Tabelle 4.1 ist der Mindestluftbedarf $l_{min}^f \approx 7,4$. Das Verbrennungsluftverhältnis der ersten Brennkammerstufe wird zu $\lambda_I = 0,7$, das der zweiten Brennkammerstufe zu $\lambda_{II} = 1,6$ gewählt. Das Leistungsverhältnis k_P ist für den Sekundärluftanteil $\zeta = 1$ minimal.

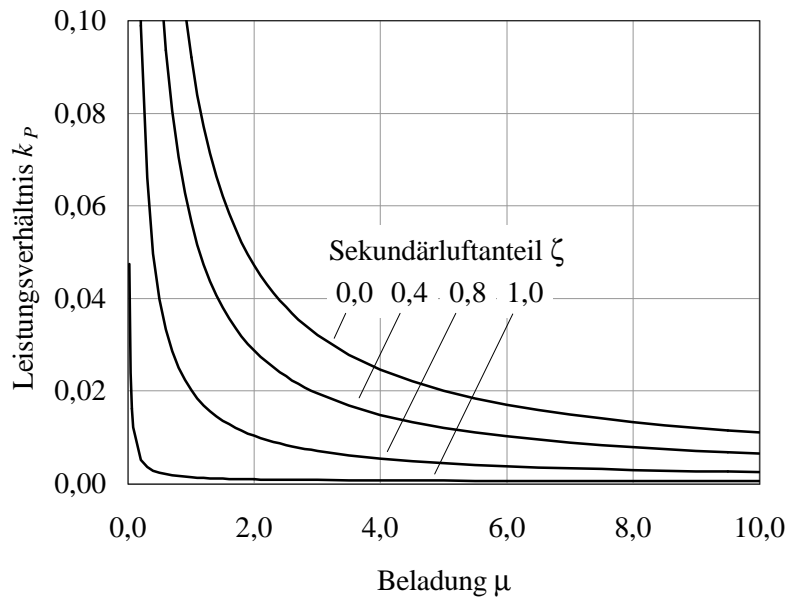


Abbildung 6.64: Leistungsverhältnis k_P abhängig von der Beladung μ und dem Sekundärluftanteil ζ für das Brennkammerdruckverhältnis $\pi_{BK} = 2$, das Düsendruckverhältnis $\pi_D = 0,4$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$ und die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$

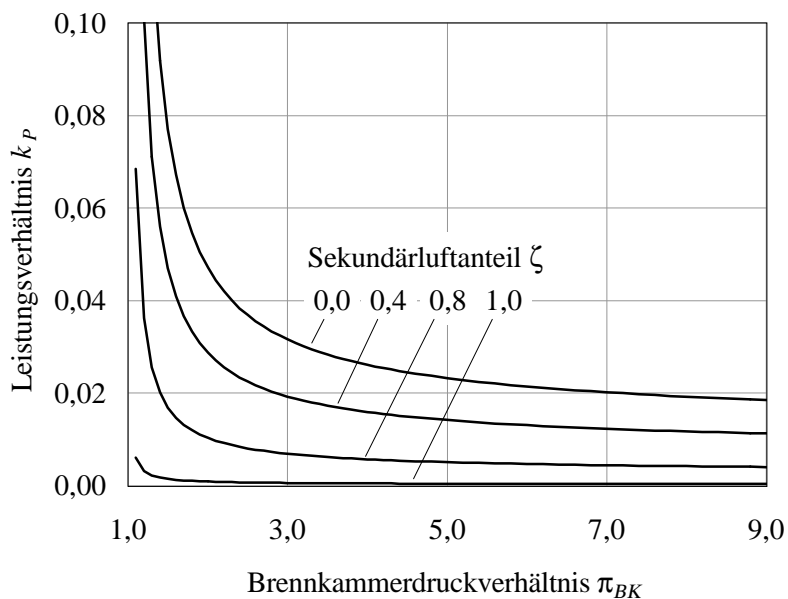


Abbildung 6.65: Leistungsverhältnis k_P abhängig vom Brennkammerdruckverhältnis π_{BK} und dem Sekundärluftanteil ζ für die Beladung $\mu = 2$, das Düsendruckverhältnis $\pi_D = 0,4$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$ und die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$

6.7 Schlußfolgerungen

In Kapitel 6.2.1 wurden folgende Anforderungen an die pneumatische Förderstrecke des Brennstoffördersystems formuliert:

1. Maximale Beladung μ ,
2. Minimale Änderung des Förderluftmassenstromes \dot{m}_{FL} mit der Beladung μ
3. Minimaler Leistungsbedarf

Die Untersuchungen der Fördergrenze von Injektoren mit Sekundärluftanteil $0 \leq \zeta \leq 1$ in den Kapiteln 6.3.5 und 6.4.2 zeigen, daß für $\zeta < 0,3$ die maximale Beladung μ_{max} von der Gutaufnahme durch den Treibstrahl bestimmt wird. Die maximale Beladung μ_{max} *neutraler Injektoren*, $\zeta = 0$, ist näherungsweise proportional der Mantelfläche A_M des Treibstrahlkegels in der Mischkammer (Abbildung 6.44). Für $\zeta > 0,3$ wird die maximale Beladung μ_{max} von der maximalen Feststoffkonzentration im Fallrohr bestimmt. Die maximale Beladung μ_{max} beträgt für $\zeta = 1$ etwa das 5 bis 6fache der maximalen Beladung μ_{max} für $\zeta = 0$ (Tabellen 6.12 und 6.14). Die Anforderung, den Brennstoff mit maximaler Beladung μ zu fördern, wird mit dem Sekundärluftanteil $\zeta = 1$ bestmöglich erfüllt.

Die Ausführungen in Kapitel 6.2.4 zeigen, daß die Änderung des Förderluftmassenstromes \dot{m}_{FL} mit der Beladung μ abhängig von der Neigung der Anlagenkennlinie $\Delta\pi_{SB}/\Delta\mu$ ist. Für $\zeta < 1$ ist $\Delta\pi_{SB}/\Delta\mu$ von der Neigung der Injektorkennlinie $\Delta\pi_{Inj}/\Delta\mu$ bzw. von der Änderung der Druckaufbauziffer ψ mit der Beladung μ abhängig. Der Betrag der Änderung $k_\mu = \Delta\psi/\Delta\mu$ ist näherungsweise proportional zum Flächenverhältnis β (Abbildung 6.38). Die Abbildung 6.62 zeigt die Aufladung π_{SB} in Abhängigkeit der Beladung μ und des Sekundärluftanteiles ζ . Für den Sekundärluftanteil $\zeta = 1$ ist die Neigung der Anlagenkennlinie $\Delta\pi_{SB}/\Delta\mu$ minimal. Die Anforderung, daß eine Änderung der Beladung μ eine minimale Änderung des Förderluftmassenstromes \dot{m}_{FL} bewirkt, wird mit dem Sekundärluftanteil $\zeta = 1$ bestmöglich erfüllt.

Der Leistungsbedarf der pneumatischen Förderstrecke ist minimal, wenn ohne Hochdruck-Treibstrahl, d. h. mit dem Sekundärluftanteil $\zeta = 1$, gefördert wird (Abbildung 6.63). Die pneumatische Förderstrecke wird daher unter den gestellten Anforderungen mit dem *Sekundärluftinjektor*, $\zeta = 1$, optimal betrieben.

Für die Auslegung der pneumatischen Förderstrecke mit einem *Sekundärluftinjektor* sind der maximal zu fördernde Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_{Br,max}$ und der Brennkammerdruck p_{BK} entscheidend. In Tabelle 6.14 ist die maximale Beladung μ_{max} in Abhängigkeit des Förderleitungsdruckes $p_{FL} \approx p_{BK}$ für die Holzsorten *S*, *B* und *FF* abgebildet. Der Förderluftmassenstrom \dot{m}_{FL} , mit dem beim Brennkammerdruck p_{BK} der Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_{Br,max}$ mit der Sicherheit $S \geq 1$ gefördert wird, folgt mit der maximalen Beladung μ_{max} aus Tabelle 6.14 zu:

$$\dot{m}_{FL} = \frac{\dot{m}_{Br,max}}{S \mu_{max}} \quad (6.146)$$

Die Sicherheit S ist unter Einhaltung der Randbedingungen $\mu \leq 10$ und $k_I \leq 33\%$ möglichst groß zu wählen (Kapitel 6.2.1). Der Förderleitungsdurchmesser D_{FL} ist zur Einhaltung der Sicherheitsvorkehrungen so zu wählen, daß die Bedingung $\dot{m}_{FL} \geq \dot{m}_{FL,min}$ erfüllt ist (Gleichung 6.62). Mit dem Förderleitungsdurchmesser D_{FL} und der Förderleitungslänge $L_{FL} \geq L_{FL,min}$

können unter Verwendung des Druckverlustbeiwertes ζ_S des *Sekundärluftinjektors* (Tabelle 6.13), des Feststoffreibungsbeiwertes λ_S (Abbildung 6.54) und des Druckverlustbeiwertes ζ_S des Rohrbogens (Tabelle 6.15), der Druckverlust des *Sekundärluftinjektors* Δp_{SL} (Gleichung 6.123), der Förderleitungsdruckverlust Δp_{FL} (Gleichung 6.40) und der Druckverlust des Rohrbogens Δp_{RB} (Gleichung 6.131) abhängig von der Beladung μ abgeschätzt werden.

Kapitel 7

Zusammenfassung und Ausblick

Das Betriebsverhalten eines Brennstofffördersystems für direkt-holzstaubgefeuerte Gasturbinen wurde auf den Untersuchungen von *Joppich* aufbauend unter Berücksichtigung der Förderguteigenschaften der *Holzsorte* untersucht. Die zwei Schwerpunkte dieser Arbeit waren die Untersuchung der Brennstoffdosierung, d. h. der Bereitstellung des Brennstoffes mit möglichst geringen Massenstromschwankungen, und die Untersuchung der pneumatischen Förderstrecke mit dem Ziel, die unter den gestellten Anforderungen optimale Betriebsweise des Injektors zu bestimmen.

Der Variationskoeffizient des von der Förderschnecke dosierten Massenstromes ist näherungsweise verkehrt proportional zur Schneckendrehzahl und ab einer Drehzahl von etwa $50U/min$ kleiner als 10%. Holzsorten mit schlechteren Fließeigenschaften können nicht mit vollständig gefülltem Förderquerschnitt in der Förderzone (entspricht einem Füllungsgrad von 86%) gefördert werden. Durch die Bandagierung der Schneckenwelle im Einzugsbereich wurde der Füllungsgrad der Förderschnecke auf 42% abgesenkt und damit die Förderung der Holzsorten mit schlechteren Fließeigenschaften (*grobe und feine Fichtenspäne*) ermöglicht. Die Absenkung des Füllungsgrades hat einen Anstieg der Schneckendrehzahl zur Folge, die Schneckendrehzahl ist verkehrt proportional zum Füllungsgrad der Förderschnecke. Der Variationskoeffizient des Massenstromes ist für Holzsorten mit schlechteren Fließeigenschaften größer und im untersuchten Bereich unabhängig vom Füllungsgrad der Förderschnecke. Für weiterführende Untersuchungen sind die Untersuchung des Einflusses der Schneckenengeometrie auf die Massenstromschwankungen und eine weitere Absenkung des Füllungsgrades interessant.

Der Ausgleich unterschiedlicher Feststoffverteilungen bei der Förderung auf dem Schwingrinnentrog führt zu einer Vergleichmäßigung des von der Förderschnecke abgegebenen Massenstromes, d. h. zur Dämpfung der bei der Dosierung durch die Förderschnecke entstandenen Massenstromschwankungen. Die Dämpfung der Massenstromschwankungen ist definiert als das Verhältnis des Variationskoeffizienten des der Schwingrinne aufgegebenen Massenstromes zum Variationskoeffizienten des von der Schwingrinne abgegebenen Massenstromes. Die Dämpfung ist abhängig von der Verweilzeit und Schütthöhe des Feststoffes (Holzstaubes) auf dem Schwingrinnentrog und den Fließeigenschaften der Holzsorte. Längere Verweilzeit auf dem Schwingrinnentrog führt zu höherer Dämpfung. Für die Dämpfung wurden Werte bis zu 4,4 gemessen. Bei größerer Schütthöhe sind die Ausgleichsbewegungen der Feststoffteilchen auf dem Rinnentrog geringer, bei Übersteigen der optimalen Schütthöhe führt das stückweise Abbröckeln der am Trogende gebildeten Feststofffront in den Auslauftrichter zu Massenstromschwankungen, die Dämpfung sinkt. Unter Verwendung der in Versuchen bestimmten optimalen Schütthöhe ist die Abschätzung der optimalen Schwingrinnenamplitude in Abhängigkeit des mittleren Massenstromes für Holzsorten unterschiedlicher Schüttdich-

te möglich. Die Untersuchung des Dämpfungsmodelles für Schwingrinnen mit abweichender Schwingfrequenz und Troggeometrie und für unterschiedliche Feststoffe ist eine interessante Aufgabenstellung für weiterführende Untersuchungen.

Gutaufgabeinjektoren werden in typischen Anwendungen der Fördertechnik als Feststoffschleusen eingesetzt. Der Treibstrahlvordruck und der dem Injektor näherungsweise bei Umgebungsdruck zugeführte Feststoffmassenstrom sind Stellgrößen des Injektors, der vom Treibstrahlmassenstrom aus der Umgebung angesaugte Sekundärluftmassenstrom ist abhängig von der Injektor- und Förderleitungskennlinie. Die Fördergrenze des Injektors wird durch den Schnittpunkt der Injektor- und Förderleitungskennlinie beeinflusst.

Der Injektor des Brennstoffördersystems wird mit einem Druckbehälter betrieben. Der Sekundärluftanteil des Förderluftmassenstromes ist eine zusätzliche Stellgröße. Der Injektordruckaufbau wurde in Abhängigkeit der Geometrie und der Betriebseinstellungen des Injektors gemessen in Form der Druckaufbauziffer dimensionslos dargestellt. In den Versuchen wurden ausschließlich konvergente Treibstrahldüsen eingesetzt. Das Flächenverhältnis vom Treibdüsenaustrittsquerschnitt zum Mischrohrquerschnitt, der Sekundärluftanteil und die Beladung haben entscheidenden Einfluß auf den Injektordruckaufbau. Bei kleinerem Flächenverhältnis, größerem Sekundärluftanteil und höherer Beladung ist die Druckaufbauziffer geringer und der Druck im Sendebehälter höher. Der Betrag der Änderung der Druckaufbauziffer mit der Beladung ist näherungsweise proportional zum Flächenverhältnis und näherungsweise unabhängig vom Sekundärluftanteil. Die durch Änderungen des Brennstoffmassenstromes hervorgerufenen Druckänderungen im Sendebehälter und Änderungen des Förderluftmassenstromes sind eine Funktion der Änderung der Druckaufbauziffer mit der Beladung und stellen im Zusammenhang mit Laständerungen der Gasturbinenanlage einen bedeutenden Forschungsschwerpunkt für weitere Untersuchungen dar.

Der Sekundärluftanteil wurde auf 100% gesteigert und der Injektor mit veränderter Geometrie ohne Treibstrahl betrieben (*Sekundärluftinjektor*). Durch den Betrieb ohne Treibstrahl sinkt der Leistungsbedarf zur Bereitstellung des Förderluftmassenstromes. Bei einem Brennkammerdruck von 2bar beträgt der Leistungsbedarf bei einem Sekundärluftanteil von 100% und reiner Luftströmung etwa 36% des Wertes bei Betrieb mit einem Sekundärluftanteil von 0% und Überschall-Treibstrahl. Unter Beachtung der Anforderungen an das Brennstoffördersystem liegt die optimale Betriebsweise des Injektors bei einem Sekundärluftanteil von 100%.

Die Fördergrenze des *Injektors mit Druckbehälter* ist von der Injektor- und Förderleitungskennlinie unabhängig. Im Bereich der Dünnstromförderung in der Förderleitung wird die Fördergrenze durch die Gutaufnahme bestimmt. Die maximale Beladung wurde abhängig von der Geometrie und den Betriebsparametern des Injektors untersucht. Bei Betrieb des Injektors ohne Sekundärluft wurde ein proportionaler Einfluß der Mantelfläche des Treibstrahlkegels in der Mischkammer auf die maximale Beladung festgestellt. Die maximale Beladung liegt bei einem Brennkammerdruck von etwa 1bar abhängig von der Holzsorte zwischen 0,7 und 3,0. Höherer Sekundärluftanteil führt zu tieferem Eindringen der Partikel in den Treibstrahl und höherer maximaler Beladung. Die maximale Beladung steigt im Bereich des Sekundärluftanteils von 0 bis etwa 30% etwa proportional zum Sekundärluftanteil. Beim *Sekundärluftinjektor* wird die Fördergrenze durch die maximale Feststoffkonzentration im Fallrohr begrenzt. Die maximale Beladung liegt bei einem Brennkammerdruck von etwa 1bar abhängig von der Holzsorte zwischen 5,9 und 13,1. Die maximale Beladung ist etwa verkehrt proportional zum Brennkammerdruck.

Ein unterschiedlicher Einfluß der untersuchten Holzsorten auf den Injektordruckaufbau (Druckaufbauziffer) und den Förderleitungsdruckverlust (Feststoffreibungsbeiwert) wurde nicht festgestellt. Der Druckverlustbeiwert des *Sekundärluftinjektors* und der Druckverlustbeiwert der Rohrbögen sind für die untersuchten Holzsorten unterschiedlich. Der Rohrbogen mit geringerem Krümmungsverhältnis hat einen höheren Druckverlustbeiwert. Die Fördergrenze des Injektors wird durch die Feststoffdichte und die Sinkgeschwindigkeit des Feststoffes beeinflusst. Weiterführende Versuche mit Holzsorten mit größerem mittleren Partikeldurchmesser und unterschiedlicher Feststoff- und Schüttdichte werden empfohlen.

Das Brennstoffördersystem wurde an die Brennkammer angebunden und hat bereits rund 50 Betriebsstunden bei Verbrennungstests störungsfrei gearbeitet. Eine genaue Untersuchung des Aufsatzes am Ende der Förderleitung in der Brennkammer erscheint besonders interessant.

Literaturverzeichnis

- [1] BAEHR, H.D.: *Thermodynamik*, 8. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1992.
- [2] BAIN, R.: *Small Modular Biopower Initiative, Phase 1, Feasibility Studies, Executive Summaries*, Technical Report NREL/TP-570-27592, National Renewable Energy Laboratory, U.S.A., 2000.
- [3] BARTH, W.: *Strömungsvorgänge beim Transport von Festteilchen und Flüssigkeitsteilchen in Gasen mit besonderer Berücksichtigung der Vorgänge bei pneumatischer Förderung*, Chemie-Ingenieur-Technik, Heft 30, 58/3, 1958, S.171-180.
- [4] BEITZ, W., KÜTTNER, K.-H.: *Dubbel / Taschenbuch für den Maschinenbau*, 16. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1987.
- [5] BOHNET, M.: *Design principles of gas/solids injectors*, Encyclopedia of Fluid Mechanics, Vol. 4: Solids and Gas-Solids Flows, Gulf Publishing Company, Houston, Texas, 1986, S.539-562.
- [6] BOSNJAKOVIC, F., KNOCH, K.F.: *Technische Thermodynamik Teil I*, 7., vollst. neu bearb. u. erw. Auflage, Steinkopff Verlag, Darmstadt, 1988.
- [7] BRONSTEIN, I.N., SEMENDJAJEW, K.A.: *Taschenbuch der Mathematik*, 23. Auflage, Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt am Main, 1987.
- [8] BROWN, A.E., VAN DEN HEUVEL, E.: *Producer Gas Quality Requirement for IGCC Gas Turbine Use*, Research Report, Netherlands Agency for Energy and Environment, MHP Management & Secretarial Services, Maarn, 1996.
- [9] BUHRKE, H., KECKE, H.J., RICHTER, H.: *Strömungsförderer, Hydraulischer und pneumatischer Transport in Rohrleitungen*, Vieweg, Braunschweig, Wiesbaden, 1989.
- [10] CARLSEN, H.: *Status and prospects of small-scale power production based on Stirling engines - Danish experiences*, Power Production from Biomass III, 14.-15. September 1998, Espoo, Finland, S. 249-264.
- [11] CHEREMISINOFF N.P., GUPTA, R.: *Handbook of Fluids in Motion*, Butterworth Publishers, Stoneham, MA, U.S.A., 1983.
- [12] CRAIG, J.D., PURVIS, C.R.: *A Small Scale Biomass Fueled Gas Turbine Engine*, ASME Paper 98-GT-315, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1999.
- [13] DELFS, H.-J.: *Pneumatic Conveying of Bulk Solids Through Pipelines*, Bulk Solids Handling, Volume 2, Number 4, 1982.

- [14] DETZER, R.: *Beitrag über das Verhalten runder Freistrahlen*, Dissertation, Universität Stuttgart, 1972.
- [15] DEUTSCHER DAMPFKESSELAUSSCHUSS: *Technische Regeln für Dampfkessel Nr. 414: Holzfeuerungen an Dampfkesseln*, Beuth Verlag, Berlin, 1993.
- [16] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: DIN 15 261: *Schneckenförderer, Teil 1: Anschlußmaße, Teil 2: Schneckenblatt*, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Februar 1986.
- [17] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: DIN 15 262: *Schneckenförderer für Schüttgut*, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Jänner 1983.
- [18] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: DIN 51 705: *Bestimmung der Schüttdichte*, Beuth Verlag GmbH, Berlin, August 1979.
- [19] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: DIN 66 165: *Siebanalyse*, Beuth Verlag GmbH, Berlin, April 1987.
- [20] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: DIN ISO 3435: *Klassifizierung und Symbolisierung von Schüttgütern*, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Februar 1979.
- [21] ENERGIEVERWERTUNGSAGENTUR: *Heizen mit Biomasse*, Broschüre, Wien, 1998.
- [22] ETSCHMANN, W., MEYER, B.: *Erfahrungen mit dem Pyroforce-Festbettvergaser mit Gasreinigung und Antrieb eines Motors*, 5. Holzenergie-Symposium, 16. Oktober 1998, ETH Zürich, Bundesamt für Energie, Bern, 1998, S. 9-44.
- [23] FREDRIKSSON, C.: *Exploratory Experimental and Theoretical Studies of Cyclone Gasification of Wood Powder*, Doctoral Thesis, Lulea University of Technology, Sweden, 1999.
- [24] FREDRIKSSON, J., KALLNER, P.: *Cyclone combustion of wood powder for gas turbine application*, Technical Report ISRN KTH/KRV/R-93/2-SE, Royal Institute of Technology, Stockholm, 1993.
- [25] GABRA, M.: *Bagasse Gasification in a Cyclone Gasifier*, Licentiate Thesis, Lulea University of Technology, Sweden, 1998.
- [26] GERICKE, H.: *Dosieren von Feststoffen (Schüttgütern)*, 1. Auflage, Gericke, Rielasingen, Deutschland, 1989.
- [27] HAMRICK, J.T., SCHIEFELBEIN, G.F.: *Development of biomass as an alternative fuel for gas turbines*, Technical Report PLN-7673, Aerospace Research Corp., Roanoke, Virginia, USA, April 1991.
- [28] HAMRICK, J.T., SCHIEFELBEIN, G.F.: *Report of design study of alternative wood feed systems at RBS Corp. in Development of biomass as an alternative fuel for gas turbines*, Appendix F, Technical Report PLN-7673, Aerospace Research Corp., Roanoke, Virginia, USA, April 1991.
- [29] HASELBACHER, H.: *Entwicklung einer holzstaubgefeuerten Gasturbinenbrennkammer*, Österreichische Ingenieur und Architektenzeitschrift ÖIAZ, Heft 10-11, 1995.
- [30] HAY, A., BONK, D.L.: *Stamet Solids Pump Feeds Coal into 210 psig in a DOE Supported Project*, Conference: Power-Generation America, Anaheim, California, U.S.A., December 5-7, 1995.

- [31] HESSE, T.: *Auslegung und Betrieb von Schüttgutbehältern*, Seminar, Auhof, Wien-West, Österreich, 26-27 April 1993.
- [32] HILBERT, J.D.: *Alternatives in Pneumatic Conveying Pipeline Bends* The Best of Bulk Solids Handling 1981-1985, Trans Tech Publications, U.S.A., 1986.
- [33] HOFFMANN, K., KRENN, E., STANKER, G.: *Fördertechnik 2: Maschinensätze, Fördermittel, Tragkonstruktionen*, R. Oldenbourg Verlag, Wien, 1985.
- [34] HOORMANN, W.: *Über den Einfluß des Fördergutes auf das Betriebsverhalten von Schwingrinnen durch Dämpfung und Massenankopplung* Fördern und Heben 18, Nr. 6, 1968.
- [35] HUTT, W.: *Untersuchung der Strömungsvorgänge und Ermittlung von Kennlinien an Gutaufgabeinjektoren zur pneumatischen Förderung*, Dissertation, Universität Stuttgart, 1983.
- [36] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY: *Key World Energy Statistics from the IEA*, 2nd Edition, Paris, 1997.
- [37] ÖSTERREICHISCHES INSTITUT FÜR WIRTSCHAFTSFORSCHUNG (WIFO): *WIFO-Energiebilanzen*, Wien, August 1998.
- [38] ISHIMURA, D.M., KINOSHITA, C.M., MASUTANI, S.M., TURN, S.Q.: *Cycle Analyses of 5 and 20 MWe Biomass Gasifier-Based Electric Power Stations in Hawaii*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, Vol. 121/25, American Society of Mechanical Engineers, New York.
- [39] ISING, M., HÖLDER, D., BACKHAUS, C., ALTHAUS, W.: *Holzvergasung in der zirkulierenden Wirbelschicht*, Brennstoff Wärme Kraft, Bd. 50, Nr. 1/2, 1998, S.59-62.
- [40] JAMES ENGINEERING LTD, DK-TEKNIK ENERGY AND ENVIRONMENT, NUMECA INTERNATIONAL: *CHP Gas Turbine Fuelled Directly by a Biomass Gasifier*, EC 4th Framework, Joule Project JOR3-CT-0144 (GTBIOGASIFIER).
- [41] JOPPICH, A.: *Pneumatisches Brennstofffördersystem für direkt holzstaubgefeuerte Gasturbinen*, Dissertation, Technische Universität Wien, 1999.
- [42] KALLNER, P., NORDIN, A., BACKMAN, R.: *Fate of Ash Forming Elements in Gas Turbine Combustion of Pulverized Wood - Chemical Equilibrium Model Calculations*, Proceedings of ASME TURBO ASIA 1996, Djakarta, Nov. 5-7, 1996.
- [43] KMIEC, A., LESCHONSKI, K.: *Analysis of thwo-phase flows in gas-solids injectors*, The Chemical Engineering Journal, Heft 45, 1991, S. 137-147.
- [44] KESELJEVIC, S.: *Prozeßvisualisierung einer verfahrenstechnischen Versuchsanlage*, Diplomarbeit, Technische Universität Wien, 1997.
- [45] MCCARROLL, R.L., PARTANEN, W.E.: *On-Site Power Generation for the Future*, First Biomass Conference of the Americas: Energy, Environment, Agriculture, and Industry, August 30 - September 2, 1993, Burlington, Vermont.
- [46] MUSCHELKNAUTZ, E.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen über die Druckverluste pneumatischer Förderleitungen unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses von Gutreibung und Gutgewicht*, VDI-Forschungsheft 476, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1959.

- [47] MUSCHELKNAUTZ, E., KRAMBROCK, W.: *Druckverlust bei der pneumatischen Förderung*, VDI-Wärmeatlas, 8. erw. Auflage, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997, S.Lh1-16.
- [48] MANN, M.K., SPATH, P.L.: *Life Cycle Assessment of a Biomass Gasification Combined-Cycle Power System*, Report for Department of Energy, U.S.A., Midwest Research Institute, 1997.
- [49] MARCUS, R.D., LEUNG, L.S., KLINZING, G.E., RIZK, F.: *Pneumatic Conveying of Solids*, Chapman and Hall, London, United Kingdom, 1990.
- [50] MARROYEN, D., BRAM, S., DE RUYCK, J.: *Progress of an Externally Fired Evaporative Gas Turbine Cycle for Small Scale Biomass Gasification*, ASME Paper 99-GT-322, American Society of Mechanical Engineers, New York, 1999.
- [51] NEMECEK, F.: *Messungen der Reibungsverluste der pneumatischen Förderung bei simulierter Schwerelosigkeit*, Dissertation, Universität Stuttgart, 1992.
- [52] NUSSBAUMER, T.: *Stromerzeugung aus biogenen Brennstoffen*, Brennstoff Wärme Kraft, Bd. 51, Nr. 7/8, 1999, S.51-55.
- [53] NUSSSELT, W.: *Technische Thermodynamik*, Walter de Gruyter, Berlin, 1934.
- [54] ÖSTERREICHISCHES NORMUNGSMINISTERIUM: *ÖNORM A 5561 Bestimmung der Schütt- und Rütteldichte von Pulvern und Granulaten*, Beuth Verlag GmbH, Berlin, April 1987.
- [55] AUSTRIA INNOVATIV: *Energie - Lebenselixier der Menschheit*, Ausgabe 2/2000, Wien, 2000.
- [56] PAJER, G., KUHN, H., KURTH, F.: *Stetigförderer*, 3. Auflage, VEB Verlag Technik, Berlin, 1976.
- [57] PAJER, G., KUHN, H., KURTH, F.: *Stetigförderer*, 5. Auflage, VEB Verlag Technik, Berlin, 1988.
- [58] PAPACHARALABOUS, D.: *Bestimmung des Schmelzverhaltens von Stroh- und Holzrasche*, Diplomarbeit, Technische Universität Wien, 1984.
- [59] RAGLAND, K.W., AERTS, D.J., PALMER, C.A.: *Development of a Gravel Bed Combustor for Solid Fueled Gas Turbine*, Technical Report for U.S. Department of Energy, U.S.A., contract No. DE-FG02-85E40735, June, 1992.
- [60] RAGLAND, K.W., AERTS, D.J.: *100 Hour Test of the Pressurized Woodchip-Fired Gravel Bed Combustor*, Technical Report for U.S. Department of Energy, U.S.A., contract No. DE-FG02-85E40735, August, 1992.
- [61] REETZ, B.: *Trocknung von Biomasse mit hohem Grünanteil ohne Fremdenergie*, VEO-Journal, 10/99, S.44-47, 1999.
- [62] RIST, D.: *Dynamik realer Gase*, 1. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1996.
- [63] SALMAN, H., KJELLSTRÖM, B.: *Pneumatic conveying of wood powder by using steam-jet ejector*, Technical Paper, LuleåUniversity of Technology, Sweden, 1999.
- [64] SALMAN, H., KJELLSTRÖM, B.: *Cyclone Gasification of Pulverized Biomass for Operation of Gas Turbines in Cogeneration Plants*, Technical Paper, LuleåUniversity of Technology, Sweden, 1999.

- [65] SCHADE, B.: *Zum Übergang Sprung-Strähnenförderung bei der horizontalen pneumatischen Feststoffförderung*, Dissertation, Universität Karlsruhe, Deutschland, 1987.
- [66] SCHADE, H., KUNZ, E.: *Strömungslehre*, 2. Auflage, Walter de Gruyter, Berlin, 1989.
- [67] SCHLAG, H.P.: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Berechnung der Kennlinien von gasbetriebenen Einphaseninjektoren und Gutaufgabeinjektoren*, Fortschritt-Bereich VDI Reihe 3 Nr. 313, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1992.
- [68] SHARAN, H., RICHERS, C., GIORDANO, P.: *Offener absteigender Gleichstrom-Vergaser zur Wärmekraftkopplung mit Holz*, 4. Holzenergie-Symposium, 18. Oktober 1996, ETH Zürich, Bundesamt für Energie, Bern, 1996, S. 205-222.
- [69] SENGSMIED, F.: *Auswertung der Umfrageergebnisse: Energieversorgung österreichischer Sägewerke*, Arbeitsbericht, Technische Universität Wien, 1993.
- [70] SENGSMIED, F.: *Ein Beitrag zur Entwicklung einer druckbeaufschlagten Brennkammer für die zweistufige Verbrennung von Holzstaub*, Dissertation, Technische Universität Wien, 1995.
- [71] SIEGEL, W.: *Pneumatische Förderung: Grundlagen, Auslegung, Anlagenbau, Betrieb*, Vogel-Fachbuch: Verfahrenstechnik, 1. Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg, 1991.
- [72] SPEIGHT, J.G., SETHI, V.K.: *Development and Demonstration of a Solid Fuel-Fired Gas Turbine System*, Proceedings of the Advanced Coal-Fired Power Systems 1995, Review Meetin, Morgantown, West Virginia, U.S.A., 1995.
- [73] SPIEGEL, G.: *Brennstoffördersysteme für staubgefeuerte offene Gasturbinen*, Diplomarbeit, Technische Universität Wien, 1994.
- [74] SPURK, J.H.: *Strömungslehre. Einführung in die Theorie der Strömungen*, 3. Auflage, Springer-Verlag, Heidelberg, 1993.
- [75] VDE-KOMMISSION: *Errichten elektrischer Anlagen in explosionsgefährdeten Bereichen*, VDE-Richtlinie 0165, Beuth-Verlag, Berlin, Februar 1991.
- [76] VDI-FACHAUSSCHUSS 'BRENNBARE STÄUBE': *Staubbrände und Staubexplosionen*, VDI-Richtlinie 2263, Beuth-Verlag, Berlin, Mai 1992.
- [77] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: *Wärmetechnische Arbeitsmappe*, 13. erw. Auflage, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988.
- [78] VETTER, G., FRITSCH, D.: *Zum Einfluß der Zulaufbedingungen von Schneckendosierern auf Dosierstrom-Schwankungen*, Chemie-Ingenieur-Technik, Heft 86/4, 1986, S.334-335.
- [79] WAGENKNECHT, U.: *Untersuchung der Strömungsverhältnisse und des Druckverlaufes in Gas/Feststoff-Injektoren*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1981.
- [80] WAGNER, W.: *Berechnung von Holzfeuerungen für Wärmeträgeranlagen*, Wärme, Band 85, 1979, S.77-82.
- [81] WEBER, M.: *Strömungsfördertechnik*, Otto Krausskopf-Verlag, Mainz, 1974.
- [82] WIEMANN: *Ergebnisprotokoll der Besprechung über die explosionsschutztechnischen Anforderungen an das Brennstoffördersystem für eine holzstaubgefeuerte Gasturbinenanlage*, DMT-Gesellschaft für Forschung und Prüfung mbH., Dortmund, 1996.

- [83] YELLOTT, J.I.: *Development of pressurizing, combustion, and ash separation equipment for a direct-fired coal-burning gas turbine locomotive*, ASME Paper 54-A-201, American Society of Mechanical Engineers, Washington DC, 1954.
- [84] ZLOKARNIK, M.: *Dimensional Analysis and Scale-up in Chemical Engineering*, Springer Verlag, Berlin, 1991.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Gegenüberstellung der Anteile verschiedener Primärenergieformen an der Deckung des jährlichen Primärenergieverbrauches in den <i>OECD Ländern</i> in den Jahren 1973 und 1996. Unter dem Begriff <i>Andere</i> ist die Energiebereitstellung aus Sonnen-, Wind-, geothermischen und ähnlichen Anlagen zusammengefasst [36].	2
1.2	Einteilung von Vergaser- und Feuerungsanlagen [52].	4
1.3	Verfahrensfließbild der direkt-holzstaubgefeuerten Gasturbine	7
2.1	Verfahrensfließbild der $400kW$ Gasturbinenanlage von <i>Hamrick</i> [27].	10
2.2	Brennstoffördersystem der $3000kW$ Gasturbinenanlage von <i>Hamrick</i> [27].	10
2.3	Brennstoffördersystem von <i>Ragland, Aerts</i> und <i>Palmer</i> [59].	12
2.4	Brennstoffördersystem von <i>Fredriksson</i> und <i>Kallner</i> [24].	13
2.5	Verfahrensfließbild der Gasturbinenanlage von <i>PGI</i> [45].	15
2.6	Brennstoffördersystem des <i>ITTEA</i> [41].	16
4.1	Durchgangssummenkurve der Holzsorten <i>S</i> , <i>FF</i> , <i>FG</i> und <i>B</i>	25
4.2	Aufnahmen der Holzsorten <i>S</i> (l.o.), <i>B</i> (r.o.), <i>FF</i> (l.u.) und <i>FG</i> (r.u.)	27
5.1	Massenströme \dot{m}_i für den mittleren Massenstrom $\bar{m} = 60kg/h$ bei pneumatischer Förderung mit dem simulierten Brennkammerdruck $p_{BK} = 2bar$ [41].	30
5.2	Förderschnecke mit konstantem Wellendurchmesser [41].	33
5.3	Füllungsgrad φ abhängig vom relativen Wellendurchmesser $D_{W,A}/D$ und der relativen Steigung S_A/S	34
5.4	Förderschnecke mit größerem Wellendurchmesser an der Gutaufnahme	34
5.5	Kennlinie der Förderschnecke für die Holzsorten <i>S</i> , <i>B</i> , <i>FF</i> und <i>FG</i>	35
5.6	Relative Abweichungen der Massenströme \dot{m}_i vom mittleren Massenstrom $\bar{m} = 110kg/h$ für die Schneckendrehzahl $n = 6U/min$ und die Holzsorte <i>S</i> [41].	37
5.7	Relative Abweichungen der Massenströme \dot{m}_i vom mittleren Massenstrom $\bar{m} = 110kg/h$ für die Schneckendrehzahl $n = 11,5U/min$ und die Holzsorte <i>S</i>	37
5.8	Variationskoeffizient V in Abhängigkeit der Drehzahl n für die Holzsorten <i>S</i> , <i>B</i> , <i>FF</i> und <i>FG</i> und den Füllungsgrad $\varphi = 42\%$ und $\varphi = 86\%$	38
5.9	Schwingförderer vom Typ <i>AEG KF2-6</i> [41].	39
5.10	Schwingförderer mit geneigter Schwingebene [41].	40
5.11	Darstellung des Schwingweges s als Projektion des umlaufenden Zeigers \vec{r} [56].	41
5.12	Kräftegleichgewicht des Teilchens auf der Rinne [56].	41
5.13	Vektordiagramm nach <i>Jung</i> für <i>Gleitförderung</i> [56].	43
5.14	Vektordiagramm nach <i>Jung</i> für <i>Wurfförderung</i> [56].	45
5.15	Rechenvorschrift zur Berechnung der mittleren theoretischen Fördergeschwindigkeit \bar{v}_{th}	47
5.16	Förderzustände eines Schwingförderers in Abhängigkeit der Wurfkennziffer Γ für die Schwingfrequenz $f = 50Hz$ und den Schwingungswinkel $\beta = 20^\circ$	48

5.17	Theoretische Fördergeschwindigkeit v_{th}^G, v_{th}^W und \bar{v}_{th} in Abhängigkeit der Wurfkennziffer Γ für die Schwingfrequenz $f = 50Hz$ und den Schwingungswinkel $\beta = 20^\circ$	49
5.18	Qualitative Darstellung der Einflüsse von Feingutanteil, Schütthöhe und Neigungswinkel der Förderebene auf die Fördergeschwindigkeit [57]	50
5.19	Fördergeschwindigkeit v in Abhängigkeit der Amplitude A für die Schwingfrequenz $f = 50Hz$, den Schwingungswinkel $\beta = 20^\circ$ und verschiedene Fördergüter	51
5.20	Relative Abweichungen der Massenströme \dot{m}_i vom mittleren Massenstrom $\bar{m} = 110kg/h$ für die Schneckendrehzahl $n = 6U/min$, die Schwingungsamplitude $A = 0,44mm$ und die Holzsorte S [41]	53
5.21	Relative Abweichungen der Massenströme \dot{m}_i vom mittleren Massenstrom $\bar{m} = 110kg/h$ für die Schneckendrehzahl $n = 6U/min$, die Schwingungsamplitude $A = 0,31mm$ und die Holzsorte S [41]	53
5.22	Variationskoeffizient V in Abhängigkeit der Schwingungsamplitude A und des mittleren Massenstromes \bar{m} für die Holzsorte S [41]	54
5.23	Optimale Schwingungsamplitude \hat{A} in Abhängigkeit des mittleren Massenstromes \bar{m} für die Holzsorte S [41]	54
5.24	Linien konstanter Schütthöhe $h = const.$ und optimale Amplitude \hat{A} abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorte S	60
5.25	Linien konstanter Schütthöhe $h = const.$ und optimale Amplitude \hat{A} abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorte B	60
5.26	Linien konstanter Schütthöhe $h = const.$ und optimale Amplitude \hat{A} abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorte FF	61
5.27	Linien konstanter Schütthöhe $h = const.$ und optimale Amplitude \hat{A} abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorte FG	61
5.28	Variationskoeffizient V in Abhängigkeit der Amplitude A für den mittleren Massenstrom \bar{m} im Bereich von $100kg/h$ bis $110kg/h$ und die Holzsorten S, B, FF und FG	63
5.29	Variationskoeffizient V in Abhängigkeit der Amplitude A für den mittleren Massenstrom \bar{m} im Bereich von $180kg/h$ bis $190kg/h$ und die Holzsorten S, B und FF	63
5.30	Variationskoeffizienten vor der Schwingrinne V_0 und minimaler Variationskoeffizient \hat{V} abhängig vom mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorten S, B, FF und FG	64
5.31	Maximale Dämpfung \hat{D} abhängig von der Impulszahl \hat{i} bei der optimalen Amplitude \hat{A} für die Holzsorten S, B, FF und FG (<i>logarithmische Trendlinien</i>)	65
5.32	Vergleich der gemessenen und der berechneten Feststoffmasse m auf der Schwingrinne abhängig von der Schwingungsamplitude A und dem mittleren Massenstrom \bar{m} für die Holzsorte FF	66
5.33	Abschätzung der Abhängigkeit der optimalen Amplitude \hat{A} vom mittleren Massenstrom \bar{m} und Messpunkte für die Holzsorten S, B, FF und FG	68
6.1	Pneumatische Förderstrecke des Brennstoffördersystems des <i>ITTEA</i>	69
6.2	Verfahrensfließbild einer Saugförderanlage und einer Druckförderanlage [9]	70
6.3	Förderzustände horizontaler pneumatischer Förderung für feinkörniges Fördergut mit der Feststoffdichte $\rho_S \approx 2500kg/m^3$ und für die Luftdichte ρ_L im Bereich $1,2kg/m^3 \leq \rho_L \leq 10kg/m^3$ [81]	72
6.4	Kräftegleichgewicht an der Gutwolke [81]	73
6.5	Kräftegleichgewicht an der Luftphase [81]	77
6.6	Impulsbilanz zur Ermittlung des Beschleunigungsdruckverlustes	79

6.7	Stetige Querschnittserweiterung	80
6.8	Geometrie und Strömungsverhältnisse im Rohrbogen	81
6.9	Kräftegleichgewicht an der Feststoffsträhne im Rohrbogen [81]	82
6.10	Injektorgeometrie und qualitative Darstellung des Totaldrucks	86
6.11	Förderstrecke mit <i>atmosphärischem Injektor</i>	88
6.12	Pneumatische Förderstrecke des Brennstoffördersystems des <i>ITTEA</i> bei Betrieb mit geringem Sekundärluftanteil ζ	89
6.13	Qualitatives Kennfeld einer Förderstrecke mit <i>atmosphärischem Injektor</i> mit konstantem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL}	90
6.14	Qualitatives Kennfeld der pneumatischen Förderstrecke des Brennstoffördersystems des <i>ITTEA</i>	91
6.15	Bezeichnung der Luftmassenströme im Brennstoffördersystem bei Laständerungen	92
6.16	Durchflußfunktion ψ der Luft abhängig vom Düsendruckverhältnis π_D	93
6.17	Ausbreitung eines Unterschall-Freistrahles [67]	95
6.18	Nachexpansion eines Überschall-Freistrahles am Düsenaustritt für ein Düsendruckverhältnis $\pi_D \approx 0,2$ [62]	96
6.19	Injektorgeometrie	97
6.20	Abhängigkeit der Kernlänge L_K vom Düsendurchmesser D_D und Mischrohrdurchmesser D_M für Unterschall-Treibstrahlen [67]	97
6.21	Druckaufbauziffer ψ abhängig von den Flächenverhältnissen β und δ für den Sekundärluftanteil $\zeta = 0$ und die <i>Lavalzahl</i> $La \leq 1$	105
6.22	Druckaufbauziffer ψ abhängig von den Flächenverhältnissen β und δ und dem Sekundärluftanteil ζ für die <i>Lavalzahl</i> $La \leq 1$	105
6.23	Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ , dem Flächenverhältnis β und dem Sekundärluftanteil ζ für das Flächenverhältnis $\delta = 1$, das Geschwindigkeitsverhältnis $c_M/v_T = 0,1$ und die <i>Lavalzahl</i> $La \leq 1$	106
6.24	Druckaufbauziffer ψ abhängig vom Flächenverhältnis β für den Sekundärluftanteil $\zeta = 0$, das Flächenverhältnis $\delta = 1$ und die Beladung $\mu = 0$	110
6.25	Druckaufbauziffer ψ abhängig vom Sekundärluftanteil ζ für das Flächenverhältnis $\beta = 0,005$, das Flächenverhältnis $\delta = 1$ und die Beladung $\mu = 0$	110
6.26	Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ , dem Flächenverhältnis β und dem Düsendruckverhältnis π_D für den Sekundärluftanteil $\zeta = 0$ und die Holzsorten <i>S</i> und <i>B</i>	112
6.27	Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte <i>B</i> , Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 16mm$, Flächenverhältnis $\delta = 1$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 18m/s$	112
6.28	Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte <i>B</i> , Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 16mm$, Flächenverhältnis $\delta = 1$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 24m/s$	113
6.29	Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte <i>B</i> , Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, Flächenverhältnis $\delta = 0,41$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$	113
6.30	Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte <i>B</i> , Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, Flächenverhältnis $\delta = 0,64$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$	114
6.31	Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte <i>B</i> , Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, Flächenverhältnis $\delta = 1$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$	114

6.32	Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte <i>S</i> , Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$, Flächenverhältnis $\delta = 0,41$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$	115
6.33	Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte <i>S</i> , Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$, Flächenverhältnis $\delta = 0,64$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$	115
6.34	Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte <i>S</i> , Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$, Flächenverhältnis $\delta = 1$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$	116
6.35	Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorte <i>FF</i> , Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$, Flächenverhältnis $\delta = 0,64$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$	116
6.36	Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorten <i>S</i> , <i>B</i> und <i>FF</i> , Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$, Flächenverhältnis $\delta = 0,64$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$, Systemdruck $p_{Sys} \approx 1\text{bar}$	117
6.37	Druckaufbauziffer ψ abhängig von der Beladung μ für die Holzsorten <i>S</i> , <i>B</i> und <i>FF</i> , Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25\text{mm}$, Flächenverhältnis $\delta = 0,64$, Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5\text{m/s}$, Systemdruck $p_{Sys} \approx 2\text{bar}$	117
6.38	Faktor k_μ abhängig vom Flächenverhältnis β und dem Sekundärluftanteil ζ für die Holzsorte <i>B</i>	118
6.39	Maximale Beladung μ_{max} eines <i>atmosphärischen Injektors</i> abhängig vom Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} , dem Flächenverhältnis β und dem bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr} für die Holzsorte <i>S</i>	119
6.40	Maximale Beladung μ_{max} eines <i>neutralen Injektors</i> , $\zeta = 0$, abhängig vom bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr} und dem bezogenen Mischrohrdurchmesser D_M/D_{Tr}	121
6.41	Treibstrahlgeschwindigkeit v_T abhängig vom bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr} und dem Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} für den Systemdruck $p_{Sys} = 1\text{bar}$	121
6.42	Maximale Beladung μ_{max} und mittlere maximale Beladung $\bar{\mu}_{max}$ eines <i>neutralen Injektors</i> , $\zeta = 0$, abhängig vom Primärluftmassenstrom \dot{m}_{PL} und dem bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr}	122
6.43	Maximale Beladung μ_{max} eines <i>neutralen Injektors</i> , $\zeta = 0$, abhängig vom bezogenen Düsenabstand L_{DM}/L_{Tr} und dem bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr}	123
6.44	Maximale Beladung μ_{max} eines <i>neutralen Injektors</i> , $\zeta = 0$, abhängig von der bezogenen Mantelfläche A_M/A_{Tr}	124
6.45	Maximale Beladung μ_{max} eines <i>neutralen Injektors</i> , $\zeta = 0$, abhängig vom bezogenen Düsenabstand L_{DM}/L_{Tr} , dem bezogenen Düsendurchmesser D_D/D_{Tr} und dem bezogenen Mischrohrdurchmesser D_M/D_{Tr}	125
6.46	Bezogener Injektordruckaufbau $\Delta p_{Inj}/\Delta p_{Inj,max}$ eines <i>neutralen Injektors</i> , $\zeta = 0$, ohne Feststoffförderung, $\mu = 0$, abhängig vom Geometriewinkel $\alpha_{DM,1}$ für den bezogenen Düsendurchmesser $D_D/D_{Tr} = 0,281$ und den bezogenen Mischrohrdurchmesser $D_M/D_{Tr} = 0,5$	126
6.47	Maximale Beladung μ_{max} abhängig vom Sekundärluftanteil ζ und dem bezogenen Düsenabstand L_{DM}/L_{Tr}	127
6.48	Maximale Beladung μ_{max} abhängig vom Sekundärluftanteil ζ für die Holzsorten <i>S</i> , <i>B</i> und <i>FF</i>	128
6.49	Geometrie des <i>Sekundärluftinjektors</i>	130

6.50	Bezogener Druckverlust $\Delta p_{SL}/p_{S_{ys}}$ abhängig von der Beladung μ , der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} und dem Förderleitungsdruck p_{FL} für die Holzsorte <i>B</i>	133
6.51	Bezogener Druckverlust $\Delta p_{SL}/p_{S_{ys}}$ abhängig von der Beladung μ , der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} für den Förderleitungsdruck $p_{FL} = 1bar$ und die Holzsorten <i>S</i> , <i>B</i> und <i>FF</i>	133
6.52	Maximaler Feststoffmassenstrom $\dot{m}_{S,max}$ abhängig von der Fallrohrgeschwindigkeit v_F für den Förderleitungsdruck $p_{FL} = 1bar$ und die Holzsorten <i>B</i> und <i>FF</i>	134
6.53	Förderleitungsdruckverlust $\Delta p_{FL,2m}$ abhängig von der Beladung μ für den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 12m/s$, den Förderleitungsdruck $p_{FL} = 1bar$ und die Holzsorte <i>B</i>	136
6.54	Druckverlustbeiwert λ_S abhängig von der Froudezahl Fr für die Holzsorten <i>S</i> , <i>B</i> und <i>FF</i>	137
6.55	Rohrbogengeometrie	138
6.56	Bezogener Rohrbogendruckverlust $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ abhängig von der Beladung μ , dem Förderleitungsdruck p_{FL} und der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} für das Krümmungsverhältnis $r_K/D_{FL} = 3$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$ und die Holzsorte <i>B</i>	140
6.57	Bezogener Rohrbogendruckverlust $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ abhängig von der Beladung μ und der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} für das Krümmungsverhältnis $r_K/D_{FL} = 3$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$ und die Holzsorten <i>S</i> , <i>B</i> und <i>FF</i>	140
6.58	Bezogener Rohrbogendruckverlust $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ abhängig von der Beladung μ und der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} für das Krümmungsverhältnis $r_K/D_{FL} = 25$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$ und die Holzsorten <i>S</i> , <i>B</i> und <i>FF</i>	141
6.59	Bezogener Rohrbogendruckverlust $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ abhängig von der Beladung μ , der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} und dem Krümmungsverhältnis r_K/D_{FL} für den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$ und die Holzsorte <i>B</i>	141
6.60	Bezogener Rohrbogendruckverlust $\Delta p_{RB}/p_{FL}$ abhängig von der Beladung μ , dem Förderleitungsdruck p_{FL} , der Förderluftgeschwindigkeit v_{FL} und dem Rohrbogentyp (<i>RB-Typ</i>) für das Krümmungsverhältnis $r_K/D_{FL} = 5$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 16mm$ und die Holzsorte <i>B</i>	142
6.61	Aufladung π_{SB} abhängig vom Sekundärluftanteil ζ , dem Flächenverhältnis β und dem Düsendruckverhältnis π_D für die Beladung $\mu = 0$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$ und den Brennkammerdruck $p_{BK} \approx 2bar$	145
6.62	Aufladung π_{SB} abhängig von der Beladung μ , dem Sekundärluftanteil ζ , dem Flächenverhältnis β und dem Düsendruckverhältnis π_D für den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$ und den Brennkammerdruck $p_{BK} \approx 2bar$	146
6.63	Bezogene technische Arbeit $w_{t,rel}$ abhängig vom Düsendruckverhältnis π_D und dem Sekundärluftanteil ζ für die Beladung $\mu = 0$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$, die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$ und das Brennkammerdruckverhältnis $\pi_{BK} \approx 2$	147
6.64	Leistungsverhältnis k_P abhängig von der Beladung μ und dem Sekundärluftanteil ζ für das Brennkammerdruckverhältnis $\pi_{BK} = 2$, das Düsendruckverhältnis $\pi_D = 0,4$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$ und die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$	148

6.65 Leistungsverhältnis k_P abhängig vom Brennkammerdruckverhältnis π_{BK} und dem Sekundärluftanteil ζ für die Beladung $\mu = 2$, das Düsendruckverhältnis $\pi_D = 0,4$, den Förderleitungsdurchmesser $D_{FL} = 25mm$ und die Förderluftgeschwindigkeit $v_{FL} = 11,5m/s$ 148

Tabellenverzeichnis

1.1	Thermochemische Umwandlungsverfahren [52]	4
4.1	Chemische Analyse der Holzsorten S , FF , FG und B	23
4.2	Ascheschmelzverhalten verschiedener Hölzer [58]	23
4.3	Siebanalyse der Holzsorten S , FF , FG und B	24
4.4	Förderguteigenschaften der Holzsorten S , FF , FG und B	26
5.1	Förderguteinteilung für Schneckenförderer [17]	31
5.2	Schüttdichte ρ_S , Rütteldichte ρ_R und der Schüttdichte in der Förderzone der Schnecke ρ_S^*	36
5.3	Technische Daten des Schwingförderers vom Typ $AEG\ KF2-6$	39
5.4	Relevanzliste der Dämpfung der Massenstromschwankungen	57
5.5	Böschungswinkel α und bezogene optimale Schütthöhe \hat{h}_{rel} der Holzsorten S , B , FF und FG	59
6.1	Druckniveau pneumatischer Förderanlagen	71
6.2	Koeffizienten A , B und C des Luftwiderstandsbeiwertes c_W [47]	75
6.3	Stationäres Geschwindigkeitsverhältnis C_{stat} der Holzsorten S , B , FF und FG	76
6.4	Umlenkbeiwert c_β und Reynoldszahlbeiwert c_{Re_L} [9]	81
6.5	Beladung μ^* abhängig vom Verbrennungsluftverhältnis λ_I für die Holzsorten S , B , FF und FG	85
6.6	Randbedingungen und Anforderungen der pneumatischen Förderstrecke	86
6.7	Ausbreitungswinkel α_T runder turbulenter Unterschall-Freistrahlen [79]	95
6.8	Kernlänge L_K und Länge des Übergangsbereiches $L_{\ddot{U}}$ bezogen auf den Düsendurchmesser D_D runder turbulenter Unterschall-Freistrahlen [79]	96
6.9	Relevanzliste der Injektorströmung	99
6.10	Kennzahlen der Injektorströmung	101
6.11	Parameter eines Injektors und Wertebereich der Parameter in den Förderversuchen	108
6.12	Maximale Beladung μ_{max} der Holzsorten S , B und FF	128
6.13	Verlustbeiwerte ζ_S und ζ_B^{SL} für die Holzsorten S , B und FF	132
6.14	Maximale Beladung μ_{max} abhängig vom Förderleitungsdruck p_{FL} für den Sekundärluftanteil $\zeta = 1$, die Förderluftgeschwindigkeit im Bereich $12m/s \leq v_{FL} \leq 24m/s$ und die Holzsorten S , B und FF	135
6.15	Verlustbeiwert ζ_S und Verlustbeiwert ζ_B^{RB} abhängig vom Krümmungsverhältnis r_K/D_{FL} für die Holzsorten S , B und FF	139

Lebenslauf

Name: Christoph Tmej
geboren am: 24. September 1973
geboren in: Wien, Döbling
als Sohn von: Heide Marie und Günter Tmej
Familienstand: ledig

1979 – 1983 Volksschule, Wien, XIX., Managettagasse

1983 – 1991 Bundesrealgymnasium, Wien, XIX., Billrothstraße 73

1991 – 1997 Studium an der Technischen Universität Wien,
Studienrichtung: Wirtschaftsingenieurwesen - Maschinenbau

1997 – 2000 Vertragsassistent am Institut für Thermische Turbomaschinen
und Energieanlagen, Technische Universität Wien