

Nils Heidler

**Untersuchungen zylindrischer
Gasführungselemente für
Hochvakuumanwendungen**

Berichte aus dem
INSTITUT FÜR MASCHINEN- UND
GERÄTEKONSTRUKTION (IMGK)

Herausgegeben von

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ulf Kletzlin (Maschinenelemente),

Univ.-Prof. Dr.-Ing. René Theska (Feinwerktechnik) und

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Weber (Konstruktionstechnik)

aus dem Institut für Maschinen- und Gerätekonstruktion (IMGK) an
der TU Ilmenau.

Band 25

Diese Reihe setzt die „Berichte aus dem Institut für
Maschinenelemente und Konstruktion“ fort.

**Untersuchungen zylindrischer
Gasführungselemente für
Hochvakuumanwendungen**

Nils Heidler



Universitätsverlag Ilmenau
2016

Impressum

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Angaben sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Diese Arbeit hat der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Ilmenau als Dissertation vorgelegen.

Tag der Einreichung: 07. Mai 2015

1. Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. René Theska
(Technische Universität Ilmenau)
2. Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. habil. Andreas Tünnermann
(Friedrich Schiller Universität Jena)
3. Gutachter: Dr. ir. Henny Spaan
(IBS Precision Engineering)

Tag der Verteidigung: 23. November 2015

Technische Universität Ilmenau/Universitätsbibliothek

Universitätsverlag Ilmenau

Postfach 10 05 65

98684 Ilmenau

www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag

Herstellung und Auslieferung

Verlagshaus Monsenstein und Vannerdat OHG

Am Hawerkamp 31

48155 Münster

www.mv-verlag.de

ISSN 2191-8082 (Druckausgabe)

ISBN 978-3-86360-130-0 (Druckausgabe)

URN urn:nbn:de:gbv:ilm1-2015000598

Geleitwort der Herausgeber

Die Konstruktion von Maschinen und Geräten sowie die zugehörigen Methoden und Werkzeuge sind seit den frühen 1950er Jahren ein profilbildender Schwerpunkt an der Technischen Universität Ilmenau und ihren Vorgängerinstitutionen. Es war daher ein nahe liegender Schritt, dass die drei konstruktiv orientierten Fachgebiete der Fakultät für Maschinenbau – Maschinenelemente, Feinwerktechnik, Konstruktionstechnik – im Mai 2008 das Institut für Maschinen- und Gerätekonstruktion (IMGK) neu gegründet haben. Das IMGK steht in der Tradition einer Kette ähnlicher Vorgängerinstitute, deren wechselnde Zusammensetzung hauptsächlich durch sich über der Zeit ändernde Universitätsstrukturen bedingt war.

Zweck des Institutes ist es, die Kompetenzen und Ressourcen der beteiligten Fachgebiete zu bündeln, um Forschung und Lehre zu verbessern und erzielte wissenschaftliche Ergebnisse gemeinsam in die Fachöffentlichkeit zu tragen.

Ein wesentliches Instrument hierzu ist die Schriftenreihe des Instituts für Maschinen- und Gerätekonstruktion. Sie führt eine erfolgreiche Schriftenreihe des im Jahr 1991 gegründeten unmittelbaren Vorgängerinstitutes Institut für Maschinenelemente und Konstruktion (IMK) fort.

In der Schriftenreihe erscheinen in erster Linie die am Institut entstandenen Dissertationen, daneben werden aber auch andere Forschungsberichte, die in den thematischen Rahmen passen und von allgemeinem Interesse sind, in die Schriftenreihe aufgenommen.

Der vorliegende Band 25 ist als Dissertation am Fachgebiet Feinwerktechnik/ Precision Engineering unter der wissenschaftlichen Betreuung von Professor René Theska entstanden.

Die Herausgeber wünschen sich reges Interesse an der Schriftenreihe und würden sich freuen, wenn sie zum fruchtbaren Dialog in Wissenschaft und Praxis beitragen würde.

Ilmenau, im Januar 2016

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ulf Kletzin
(Fachgebiet Maschinenelemente)

Univ.-Prof. Dr.-Ing. René Theska
(Fachgebiet Feinwerktechnik/ Precision Engineering)

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Weber
(Fachgebiet Konstruktionstechnik)

Für Günter Heidler.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fraunhofer-Institut für Angewandte Optik und Feinmechanik IOF und dem Institut für Angewandte Physik der Friedrich-Schiller-Universität Jena.

Mein besonderer Dank geht an Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. René Theska für die Übernahme des Hauptreferates sowie seine Betreuung und Unterstützung meiner Promotion.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. habil. Andreas Tünnermann möchte ich für die stete Förderung und Unterstützung meiner Arbeit sowie für die Übernahme des ersten Koreferates danken.

Ebenso danke ich Herrn Dr. ir. Henny Spaan für sein Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des zweiten Koreferates.

Weiterhin danke ich allen Kollegen und studentischen Hilfskräften, die zum Gelingen meiner Arbeit beigetragen haben. Insbesondere möchte ich an dieser Stelle Herrn Dr.-Ing. Stefan Risse und Frau Dr. rer. nat. Ramona Eberhardt danken. Für den fachlichen als auch persönlichen Beistand danke ich Herrn Dr.-Ing. Christoph Schenk, Herrn Dr.-Ing. Sebastian Scheiding und Frau Dipl.-Ing. Carolin Rothhardt.

Schließlich möchte ich meiner gesamten Familie, besonders Carolin, Emilia und Niklas, für die stete Unterstützung, die Motivation sowie die notwendige Ruhe und Ablenkung danken, ohne die diese Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Jena, im Januar 2016

Nils Heidler

Kurzfassung

Eine hochgenaue, stabile Positionierung innerhalb einer Vakuumumgebung kann mit Hilfe von aerostatischen Führungselementen realisiert werden. Um das Abströmen des Speisegases in die Vakuumumgebung zu minimieren, wird im Stand der Technik ein mehrstufiges berührungsloses Dicht- und Absaugsystem verwendet. Die Evakuierung der ersten Absaugstufe hat eine Reduzierung des direkten Umgebungsdruckes der Gasführungselemente und somit eine Beeinflussung der Eigenschaften zur Folge. Die Arbeit präsentiert experimentelle und theoretische Ergebnisse zu Untersuchungen an aerostatischen, zylindrischen Führungselementen mit poröser Drosselschicht für Hochvakuumanwendungen. Ziel der Arbeit ist es, den Einfluss des Umgebungsdruckes, des Speisegasdruckes und der konzentrischen Spalthöhe auf die statischen und dynamischen Eigenschaften der Führungselemente zu ermitteln. Die Eignung der Gasführungselemente für Hochvakuumanwendungen soll nachgewiesen werden.

Ausgehend von der theoretischen Beschreibung der Druckverteilung innerhalb des Lagerspaltes werden ein vereinfachtes und ein FEM-basiertes numerisches Strömungsmodell entworfen. Mit den Modellen können die statischen Eigenschaften (Tragkraft, statische Steifigkeit, Kippsteifigkeit, Gasverbrauch) eines Gasführungselementes ermittelt werden. Die dynamischen Eigenschaften beziehen sich auf die Dämpfungsparameter und die Stabilität der Elemente gegenüber selbsterregten Schwingungen. Das Dämpfungsverhalten der Gasführungselemente wird aus der Systemantwort auf eine sprungförmige Anregung abgeleitet.

Für konstante absolute Speisegasdrücke steigen sowohl Tragkraft, statische Steifigkeit als auch Gasverbrauch durch den Übergang in eine Vakuumumgebung an. Die Anstiege können durch Berechnungen mit den vorgestellten Modellen gut wiedergegeben werden. Für alle durchgeführten Untersuchungen treten keine selbsterregten Schwingungen auf, was durch ein Stabilitätskriterium auf Basis von statischer und dynamischer Steifigkeit unterlegt wird. Die Dämpfungsuntersuchungen ergeben experimentell die Überlagerung einer niederfrequenten, sehr stark gedämpften Schwingung und einer

hochfrequenten, schwach gedämpften Schwingung. Die Schwingungen sind für Auslenkungsamplituden von bis zu $2,5\ \mu\text{m}$ nach ca. 70 ms abgeklungen.

Die Ergebnisse der Arbeit belegen die Tauglichkeit von Gasführungselementen für den Hochvakuumeinsatz. Durch die Ableitung von Richtlinien wird die Auslegung von stabilen Führungselementen mit guten Trageigenschaften und geringem Gasverbrauch unterstützt.

Abstract

The demands on high-precise and stable positioning systems within a vacuum environment can be fulfilled by aerostatic guiding elements. To reduce the gas flow of the supplied gas into the vacuum environment, contactless sealing and exhaustion systems are used. The resulting pressure reduction of the direct surrounding of the guiding elements influences their properties. This work presents experimental and theoretical results of investigations on aerostatic, cylindrical guiding elements with porous flow restriction for high-vacuum applications. The scope of this work is the investigation of the influence of the surrounding pressure, the supply pressure and the concentric bearing gap height on the static and dynamic properties of the guiding elements. The usage of gas guiding elements for high vacuum applications shall be qualified.

Based on the theoretical description of the pressure profile within the bearing gap, a simplified and a FEM-based numerical flow model are developed. Using the models, the static properties (load-bearing capacity, static stiffness, tilt stiffness, gas consumption) of the gas guiding elements can be obtained. The dynamic properties include the damping parameters and the stability of the elements against self-excited oscillations. The damping behavior of the gas guiding elements is derived from the system response to a steplike excitation.

For constant absolute supply pressures, the load-bearing capacity, the static stiffness as well as the gas consumption increases during the transmission into a vacuum environment. The rises can be verified by the presented models. For all conducted measurements, no self-excited oscillations occurred. That can be confirmed using a stability criterion based on the ratio of static and dynamic stiffness. The experimental damping investigations show a superposition of a low-frequency, very strong damped oscillation and a high-frequency, slightly damped oscillation. For excitation amplitudes of up to $2,5 \mu\text{m}$ the oscillations are decayed after approximately 70 ms.

The results of the work prove the capability of gas guiding elements for the usage within a high vacuum environment. The derivation of guidelines

supports the layout and design of stable guiding elements with good load-bearing properties and low gas consumption.

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	1
1.1	Grundlagen	2
1.1.1	Funktionsweise zylindrischer Gasführungselemente	4
1.1.2	Vakuumtaugliche Dichtsysteme	6
1.1.3	Kennwerte	9
1.2	Stand der Technik	10
1.2.1	Kennwerte von aerostatischen Gaslagern und Gasführungen	10
1.2.2	Vakuumtaugliche Gaslager und Gasführung	19
1.3	Ziele der Arbeit	22
2	Theoretische Beschreibung vakuumtauglicher zylindrischer Gasführungselemente	25
2.1	Strömungsarten	25
2.2	Dicht- und Absaugsystem	28
2.3	Tragkraft und Radialsteifigkeit	31
2.3.1	Strömung im Lagerspalt	31
2.3.2	Strömung durch ein poröses Medium	34
2.3.3	Vereinfachtes numerisches Strömungsmodell	36
2.3.4	FEM-basiertes numerisches Strömungsmodell	44
2.3.5	Vergleich der numerischen Strömungsmodelle	45
2.4	Dämpfung	47
3	Experimentelle Bestimmung der Kennwerte vakuumtauglicher zylindrischer Gasführungselemente	55
3.1	Charakterisierung der Führungselemente	56
3.2	Hochvakuumtauglichkeit	59
3.3	Tragkraft, Radialsteifigkeit, Stabilität, Kippsteifigkeit und Gasverbrauch	62
3.3.1	Aufbau des Versuchsstandes VS1	62

3.3.2	Durchführung und Auswertung	67
3.4	Dämpfung	96
3.4.1	Aufbau des Versuchsstandes VS2	97
3.4.2	Durchführung und Auswertung	106
4	Richtlinien	129
5	Zusammenfassung und Ausblick	135
	Anhang	139
A	Ermittlung der Kippsteifigkeit	141
B	Charakterisierung des Versuchsstandes VS2	145
C	Graphen	155
D	Tabellen	163
	Abbildungsverzeichnis	167
	Tabellenverzeichnis	171
	Literaturverzeichnis	173

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
EUV	Extrem Ultraviolette Strahlung (10 nm - 120 nm Wellenlänge)
FEM	Finite Elemente Methode
FDM	Finite Differenz Methode
FFT	Fast Fourier Transformation
FKG	Festkörpergelenk
HV	Hochvakuum (10^{-1} Pa – 10^{-5} Pa)
VP	Vakuumpumpe

Symbolverzeichnis

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	Materialparameter	–
α_T	Längenausdehnungskoeffizient	1/K
β	gasspezifische Konstante $\left(= \frac{kT}{\sqrt{2}\pi d_{mo}^2} \right)$	J/m ²
γ	Kippwinkel	rad
δ	Abklingkoeffizient	1/s
δ_D	Impuls - Funktion (Dirac Impuls)	–
η	dynamische Viskosität	Pa s
Θ	Einheitssprung - Funktion (Heaviside Funktion)	–
κ	Isentropenexponent	–
λ	charakteristischer Exponent	1/s
ξ	Slip-Koeffizient $\left(= \frac{1}{1 + \frac{\alpha h}{\sqrt{k}}} \right)$	–
π	Kreiszahl	–
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Standardabweichung	
φ	Winkel	rad
ϕ	Winkel	rad
ω_0	Eigenkreisfrequenz	1/s
ω_d	gedämpfte Eigenkreisfrequenz $= \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}$	1/s

Symbol	Bedeutung	Einheit
b	Breite	m
\bar{c}	mittlere thermische Teilchengeschwindigkeit	m/s
c	Steifigkeit	N/m
c_d	dynamische Steifigkeit	N/m
c_r	Radialsteifigkeit	N/m
c_k	Kippsteifigkeit	N m/rad
d	Dämpfungskoeffizient	kg/s
d_c	charakteristischer Durchmesser	m
d_h	hydraulischer Durchmesser	m
d_L	Leitungsdurchmesser	m
d_{mo}	Moleküldurchmesser	m
e	Exzentrizität	m
f	Frequenz	Hz
g	Gelenkzahl	–
h	Lagerspalthöhe	m
\bar{h}	mittlere Lagerspalthöhe in Belastungsrichtung während Kippsteifigkeitsmessung	m
h_0	konzentrische Lagerspalthöhe	m
h_d	Höhe des Dichtspaltes	m
h_j	Höhe des Gitterelementes j	m
h_{min}	minimale Lagerspalthöhe in Belastungsrichtung $\equiv h_0 - e$	m
h_p	Höhe der porösen Schicht	m
i	imaginäre Einheit	–
$(i; j)$	Laufvariable	–
k	Permeabilität	m ²
k_B	Boltzmann-Konstante	J/K
k_i	Anzahl Gitterelemente (Längsrichtung)	–

Symbol	Bedeutung	Einheit
k_j	Anzahl Gitterelemente (Umfangsrichtung)	–
\bar{l}	mittlere freie Weglänge	m
l_d	Länge des Dichtspaltes	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massestromstärke	kg/s
\dot{m}_D	Massestromstärke durch poröses Medium	kg/s
\dot{m}_m	Massestromstärke für Molekularströmung	kg/s
n	Polytrophenexponent	–
p	Druck	Pa
p_A	Ausgangsdruck einer Leitung	Pa
$p_{\text{Abweichung}}$	zulässige Druckdifferenz zum Umgebungsdruck p_k im Randsegment ($i = k_i; j$)	Pa
p_E	Eingangsdruck einer Leitung	Pa
p_k	absoluter Kammerdruck (Umgebungsdruck der Gasführungselemente)	Pa
p_N	Normdruck	Pa
p_p	Druck am Ansaugflansch der Pumpe	Pa
p_s	absoluter Speisegasdruck	Pa
p_x	Druckdifferenz zum Speisegasdruck p_s im zentralen Segment ($i = 1; j$)	Pa
$p_{x_{\text{Start}}}$	initiale Druckdifferenz zum Speisegasdruck im zentralen Segment ($i = 1; j$)	Pa
q_L	Leckrate (pV-Stromstärke durch Dichtsystem)	Pa l/s
q_N	Gasverbrauch bezogen auf Normbedingungen (Gleichung 2.42)	l _N /min
q_{pV}	pV-Stromstärke	Pa l/s

Symbol	Bedeutung	Einheit
r	Radius	m
\bar{r}	mittlerer Radius	m
r_1	Radius (innerer Zylinder)	m
r_2	Radius (äußerer Zylinder)	m
r_A	Radius (Absaugleitung)	m
r_{Bu}	Radius (Buchse)	m
r_{Zy}	Radius (Zylinder)	m
s	Freiheitsgrad einzelner Gelenke	–
t	Zeit	s
u	Anregung des Feder-Masse-Dämpfer Systems	m
\vec{v}	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
v_D	Strömungsgeschwindigkeit im porösen Medium parallel zur Oberfläche	m/s
v_H	Strömungsgeschwindigkeit mit Haftbedingung	m/s
v_{Kn}	Strömungsgeschwindigkeit mit Gleitbedingung (Knudsenströmung)	m/s
v_{SF}	Strömungsgeschwindigkeit mit Gleitbedingung (Slip-Flow)	m/s
v_y	Strömungsgeschwindigkeit in y-Richtung	m/s
v_z	Strömungsgeschwindigkeit in z-Richtung	m/s
w	Anzahl starrer Glieder	–
x	kartesische Koordinate	m
y	kartesische Koordinate	m
z	kartesische Koordinate	m
z_a	Auslenkungsamplitude	m
z_h	Position während einer schwach gedämpften Schwingung in z-Richtung	m

Symbol	Bedeutung	Einheit
z_n	Position während einer sehr stark gedämpften Schwingung in z -Richtung	m
A	Fläche	m^2
A_0, A_1, A_2	Konstanten aus exponentiellen Lösungsansatz	
A_{proj}	projizierte Fläche	m^2
A_s	Fläche der Eintrittsöffnung des Spaltes	m^2
B	Freiheitsgrad nach Grübler Bedingung	–
C	Strömungsleitwert	m^3/s
C_1, C_2	Integrationskonstante	
D	LEHR'sches Dämpfungsmaß = $\frac{\delta}{\omega_0}$	–
E	Elastizitätsmodul	N/m^2
F	Kraft	N
\vec{F}_V	Volumenkraft	N/m^3
J	Anzahl von Sonderabmessungen	–
Kn	Knudsenzahl	–
L	Länge	m
L_{Bu}	Länge (Buchse)	m
L_F	Länge (Abstand der Kraftsensoren /2)	m
L_h	Länge (Abstand der Abstandssensoren /2)	m
L_0	Ausgangslänge	m
M	Moment	N m
P	Durchlaufwahrscheinlichkeit	–
Ra	arithmetischer Mittenrauhwert	m
R_s	spezifische Gaskonstante	J/(kg K)
Re	Reynolds-Zahl	–
S	Saugvermögen	m^3/s
S_p	Saugvermögen der Pumpe	m^3/s

Symbol	Bedeutung	Einheit
S_{eff}	effektives Saugvermögen	m ³ /s
T	Temperatur	K
T_N	Normtemperatur	K
U	Umfang	m
U_s	Umfang des Spaltes	m
V	Volumen	m ³
$Z1 - Z3$	Positionsänderung in z am Messpunkt der Abstandssensoren	m
\bar{Z}	Positionsänderung des Kraftangriffspunktes in z (vgl. Gleichung 3.12)	m
\bar{Z}_h	Positionsänderung des hochfrequenten Schwingungsanteils in z (vgl. Gleichung 3.19)	m
d	Differential-Operator	
\dot{x}	Zeitliche Ableitung der Variable x (= $\frac{dx}{dt}$)	
\ln	natürlicher Logarithmus	
Δ	Differenz-Operator	
∂	partieller Differential-Operator	
∇	Nabla-Operator	
∇^2	Laplace-Operator	

1 Einführung

Aerostatische Lager und Führungen werden in hochgenauen Positioniersystemen aufgrund Ihrer einzigartigen Eigenschaften genutzt. Durch die Verwendung von komprimierten Gasen werden Relativbewegungen zwischen zwei Flächen, getrennt durch einen gasförmigen Schmierfilm, ohne Festkörperkontakt ermöglicht. Es werden Störeffekte durch Reibung und Oberflächenrauheiten minimiert, wodurch Positioniergenauigkeiten bis in den unteren Nanometerbereich ermöglicht werden [1, 2]. Anwendung finden solche Positioniersysteme unter atmosphärischen Bedingungen bereits in hochgenauen Messmaschinen und in Anlagen der Halbleitertechnik. Um die erreichbare Genauigkeit und Auflösung zu erhöhen, werden Prozesse, beispielsweise für die EUV*-Lithographie oder die Elektronenstrahlolithographie in eine Vakuumumgebung überführt. Auf diese Weise werden atmosphärische Störeinflüsse[†] eingeschränkt und die Funktion der Systeme wird grundsätzlich ermöglicht. Die eingesetzten Positioniersysteme müssen sowohl die Anforderung an eine sehr hohe Positioniergenauigkeit als auch die Anforderung an ein hochvakuumtaugliches System erfüllen.

Konventionell im Vakuum betriebene Positioniersysteme basieren auf Wälzführungen. Aufgrund des mechanischen Kontaktes treten zwangsläufig Reibung und Stick-Slip Effekte auf. Als Ergebnis werden die Positioniergenauigkeit und das Schwingungsverhalten des Systems negativ beeinflusst. Verstärkt wird dieser Effekt durch die begrenzte Einsatzmöglichkeit von öl-basierten Schmiermitteln im Vakuum. Das Ausgasverhalten der Schmiermittel und die anschließende Ablagerung von Fremdstoffen auf Oberflächen innerhalb der Vakuumkammer können empfindliche Prozesse beeinträchtigen.

Alternativ werden Magnetführungen im Vakuum eingesetzt, die durch die ebenfalls kontaktfreie Funktionsweise vergleichbare Vorteile zu den aerostatischen Systemen bieten. Nachteilig können sich die funktionsbedingt auftretenden Magnetfelder auswirken, welche für verschiedene Prozesse (z.B.

*Extrem Ultraviolette Strahlung im Wellenlängenbereich von 13,5 nm.

†Störeinflüsse sind beispielsweise die Änderungen der Brechzahl aufgrund von Luftdruckschwankungen und die Absorption von Strahlung durch Gasmoleküle.

die Elektronenstrahlolithographie) nicht akzeptabel sind. Zusätzlich stellen die notwendigen Elektromagnete innerhalb der Vakuumumgebung eine nicht zu vernachlässigende Wärmequelle dar. Durch die fehlende Konvektion innerhalb der Vakuumumgebung wird der Wärmeabtransport erschwert und temperaturbedingte Fehlereinflüsse müssen verstärkt berücksichtigt werden.

Der Einsatz von aerostatischen Führungen im Vakuum setzt die Anwendung geeigneter Maßnahmen zur Abdichtung der Elemente voraus. Durch die Verwendung spezieller kontaktfreier Dichtsysteme [3–5] wird das zugeführte Gas mit Hilfe von Vakuumpumpen über eine mehrstufige Anordnung nahezu vollständig wieder abgeführt, bevor es in die Vakuumumgebung einströmen kann. Unter Anwendung derartiger Vorkehrungen können gasgeführte Positioniersysteme direkt im Bereich des Hochvakuums (HV) eingesetzt werden [3, 6–8]. Im Vergleich zum Einsatz bei atmosphärischen Bedingungen kann ein solches Dichtsystem zu einem reduzierten Umgebungsdruck im direkten Randbereich der aerostatischen Elemente führen. Der gasförmige Schmierfilm wird durch den Unterdruck im Randbereich beeinflusst, wodurch sich Eigenschaftsänderungen der Lager- und Führungselemente ergeben. Für die vakuumtaugliche Auslegung und Anwendung von aerostatischen Positioniersystemen ist es notwendig, den Einfluss des Umgebungsdruckes auf die Eigenschaften der Führungselemente zu berücksichtigen.

1.1 Grundlagen

Gaslager und Gasführungen nutzen einen unter Druck stehenden, gasförmigen Schmierfilm, um im Betrieb einen Festkörperkontakt zwischen den Lager- bzw. Führungsflächen zu verhindern. Dadurch wird eine nahezu reibungs- und stick-slip freie Bewegung der Flächen zueinander ermöglicht. Eine Einteilung erfolgt nach dem Funktionsprinzip der Druckerzeugung in aerostatische und aerodynamische Elemente [9, 10].

Aerodynamische Schmierung entsteht selbsttätig durch eine hohe Relativgeschwindigkeit der Funktionsflächen direkt im Lagerbereich. Die Erzeugung des zur Lagerung notwendigen Druckprofils wird durch die Kompressibilität und die Viskosität des Gases beeinflusst. Während des Ein- und Ausschaltvorganges durchläuft das Lager bei geringen Drehzahlen Bereiche, in denen Festkörperreibung und Mischreibung auftreten. Die entstehenden Reibkräfte in diesem Betriebszustand führen zum Verschleiß der Kontaktflächen. Als Einsatzgebiet für aerodynamische Lager kommen Anwendungen

in Betracht, bei denen eine hohe Drehzahl und eine hohe Betriebszeit ohne Abschaltvorgang des Lagers realisiert werden sollen. Zudem ist ein Betrieb innerhalb einer Vakuumumgebung nicht möglich, da nach dem Evakuieren des Gases aus dem Lagerbereich kein tragendes Druckpolster aufgebaut werden kann.

Aerostatische Schmierung erfolgt durch die Zufuhr von einem extern vorgespanntem Gas in den Spalt zwischen zwei Funktionsflächen. Ein sehr geringer Abstand der Funktionsflächen verursacht einen Strömungswiderstand und ermöglicht den Aufbau eines Druckpolsters. Die flächige Kraftverteilung durch das ausgebildete Druckpolster und die geringe Viskosität von Gasen führen zu den positiven Eigenschaften dieser Elemente. Die Funktion der aerostatischen Schmierung ist auch ohne Relativbewegung und unmittelbar nach dem Einspeisen des Gases vorhanden. Bei konventionellen Wälzlagern wird das Rauheitsprofil der Oberflächen direkt auf die Bewegung übertragen. Durch die glättende Wirkung des Gasfilmes wird dieser Einfluss durch aerostatische Lager und Führungen gemindert. Die geometrische Form der am häufigsten eingesetzten aerostatischen Elemente sind rechteckige sowie kreis- oder ringförmige Planlagerelemente und zylindrische und teilzylindrische Lager- bzw. Führungselemente [9].

Die Aufgabe eines Positioniersystems ist es, eine relative Bewegung zwischen zwei Festkörpern zu ermöglichen. Eine unabhängige Bewegungsmöglichkeit eines Körpers im Raum ist als Freiheit definiert. Im dreidimensionalen Raum, bezogen auf ein kartesisches Koordinatensystem, besitzt ein Körper sechs Freiheiten. Drei translatorische Bewegungen entlang der drei Koordinatenachsen und drei rotatorische Bewegungen um die drei Koordinatenachsen. Der Begriff Freiheitsgrad bezeichnet die Anzahl der Freiheiten, die eine Paarung von Körpern besitzt [11]. Die Komplexität bezüglich der Paarung von Körpern kann je nach Anwendungsfall auf eine Elementenpaarung von zwei Körpern oder auf ein System mit einer Vielzahl von Koppelstellen bezogen werden [12]. Für die Realisierung einer definierten Position oder Bewegung eines Positioniersystems müssen Freiheiten gebunden werden. Die Kombinationsmöglichkeiten von Gaslagerelementen und Gasführungselementen zu Systemen mit einer reduzierten Anzahl von Freiheiten sind vielfältig und können, in Anlehnung an konventionelle Lager- und Führungselemente, der entsprechenden Fachliteratur entnommen werden [11, 13]. Die Realisierung eines Lagers (Drehgelenk mit einem rotatorischem Freiheitsgrad) kann auf Basis von aerodynamischer oder aerostatischer Schmierung erfolgen. Für den

Aufbau einer Führung (Schubgelenk mit einem translatorischem Freiheitsgrad) werden aerostatische Elemente genutzt.

Um die Eigenschaften eines Lager- oder Führungselementes für eine Positionieranwendung zu optimieren, ist der Betrieb in einem bestimmten Arbeitspunkt notwendig. Dieser Arbeitspunkt entspricht typischerweise der Lagerspalthöhe des Elementes, in dem die maximale Steifigkeit erreicht wird, beziehungsweise der technisch realisierbaren Lagerspalthöhe im Umfeld der maximalen Steifigkeit. Zur Einstellung dieser Lagerspalthöhe muss eine Kraft, die Vorspannkraft, aufgebracht werden. Hierbei wird in eine kraftschlüssige und eine formschlüssige Vorspannung unterschieden [9]. Kraftschluss liegt vor, wenn durch Magnetkraft, Gewichtskraft, Federkraft, Unterdruck oder eine elektrostatische Kraft die Vorspannung erzeugt wird. Formschluss wird durch die Kombination eines Lagerelementes mit einem Gegenlager oder durch die geometrische Form (z.B. zylindrisches Führungselement) realisiert.

In der vorliegenden Arbeit werden zylindrische, aerostatische Gasführungselemente untersucht, welche den Freiheitsgrad zwei (eine rotatorische Freiheit und eine translatorische Freiheit) aufweisen. Als Anwendungsgebiet ist ein translatorisches System vorgesehen, wobei die rotatorische Freiheit konstruktiv gebunden wird. Aus diesem Grund werden in dieser Arbeit keine Abhängigkeiten von möglichen rotatorischen Einflüssen berücksichtigt.

1.1.1 Funktionsweise zylindrischer Gasführungselemente

Gasführungselemente realisieren die Kraftübertragung zwischen zwei relativ zueinander bewegten Flächen durch einen, unter Druck stehenden, gasförmigen Schmierfilm, welcher ein Druckprofil zwischen Führungsfläche und Führungsgegenpart erzeugt [9]. Als Führungsfläche wird diejenige Fläche definiert, durch die das Betriebsgas eingeleitet wird. Der Führungsgegenpart liegt der Führungsfläche gegenüber. Zwischen Führungsfläche und Führungsgegenpart bildet sich aufgrund des Druckprofils der Lagerspalt[‡] aus.

Die Funktion eines aerostatischen Gasführungselementes wird nicht allein durch das zugeführte Gas bestimmt. Für die Nutzung als Maschinenelement ist eine Steifigkeit des Elementes in Belastungsrichtung notwendig.

[‡]Die zylindrische Form der Elemente erlaubt eine Nutzung als Lagerung oder Führung. Aufgrund der verbreiteten Bezeichnung, wird der Begriff Lagerspalt genutzt.

Das Verhalten nach einer Belastungsänderung wird durch die Strömungswiderstände innerhalb des Elementes beeinflusst. Ohne eine Anpassung der Strömungswiderstände würde nach Erreichen eines quasistationären Strömungszustandes eine unveränderte Druckverteilung im Zuführungskanal und somit auch im Lagerspalt vorliegen. Eine gleichbleibende Druckverteilung im Lagerspalt resultiert in einer konstanten Tragfähigkeit des Elementes für verschiedene Lasten, weshalb die Steifigkeit des Elementes null beträgt und für reale Anwendungen nicht nutzbar ist. Um eine Anpassung der Druckverhältnisse an die Belastung zu erreichen, ist eine Drosselung des Gasstromes notwendig. Unterschieden wird hierbei in Einlassdrosselung und Auslassdrosselung [9].

Auslassgedrosselte Elemente erzeugen eine Anpassung der Druckverhältnisse durch eine Erhöhung des Strömungswiderstandes des Lagerspaltes an der äußeren Umrandung. Dazu wird die Führungsfläche oder der Führungsgegenpart konstruktiv so ausgeführt, dass die Lagerspalthöhe in Richtung der Umrandung abnimmt.

Einlassgedrosselte Elemente nutzen einen zusätzlichen Strömungswiderstand zwischen der Zuleitung des Speisegases und dem Eintritt in den Lagerspalt. Dieser Strömungswiderstand ist nahezu unabhängig von der Lagerspalthöhe und beeinflusst bei Spalthöhenänderungen den Druck nach dieser zusätzlichen Drossel. Eine Unterteilung der einlassgedrosselten Elemente erfolgt anhand der Realisierung des Strömungswiderstandes. Es finden Düsen mit geometrisch bestimmten Dimensionen, Düsen mit Mikro-Verteilerkanälen und auch poröse Materialien Anwendung [14]. Wie im Abschnitt 1.2 ausführlicher erläutert werden wird, überwiegen die Vorteile einer flächig verteilten Einspeisung des Gases in den Lagerspalt durch die Nutzung eines porösen Mediums.

Der Aufbau eines zylindrischen aerostatischen Führungselementes mit poröser Drosselschicht ist in Abbildung 1.1 schematisch dargestellt. Der Querschnitt zeigt das Gehäuse und das poröse Medium, dessen Zylinderfläche die Führungsfläche verkörpert. Dieser Teil des zylindrischen Gasführungselementes wird in der vorliegenden Arbeit als Buchse bezeichnet. Den Führungsgegenpart bildet die Oberfläche des inneren Zylinders. Das vorgespannte Speisegas wird von außen zugeführt und durch Kanäle zwischen Gehäuse und porösem Medium verteilt. Von hier aus strömt das Gas durch das poröse Medium in den Spalt zwischen Führungsfläche und Führungsgegenpart. Es entsteht ein kontinuierliches Druckprofil innerhalb des Lagerspaltes während der Entspannung des vorgespannten Gases von dem Druck nach der flächig

verteilten Einspeisung auf den Umgebungsdruck an der Berandung des Elementes.

Die qualitative Änderung der Druckverteilung vor (konzentrischer Zustand) und nach (exzentrischer Zustand) dem Angreifen einer Kraft F im Schwerpunkt eines masselosen Systems ist schematisch dargestellt (Abbildung 1.1). Im konzentrischen Zustand ist die Spalthöhe h_0 sowohl axial als auch radial umlaufend konstant und wird durch die Durchmesserdivergenz von zylindrischer Führungsfläche und Führungsgegenpart bestimmt. Dadurch ist der Druck im Lagerspalt für jede axiale Position über den Umfang konstant. Werden aufgrund von anliegenden Kräften wie Gewichtskraft oder Lagerkräften die Achsen der Buchse und des Zylinders parallel verschoben, stellen sich die Exzentrizität e sowie die Spalthöhe h_{min} ein. Die Spalthöhe h_{min} ist als diejenige Spalthöhe definiert, welche entlang des Umfanges die geringste Höhe aufweist. Eine Reduzierung der Spalthöhe bewirkt einen Anstieg des Strömungswiderstandes ($\sim 1/h^3$), wodurch in diesem Bereich der maximal im Spalt vorhandene Druck wirkt. Auf der gegenüberliegenden Seite wird durch den vergrößerten Lagerspalt der Strömungswiderstand reduziert, wodurch in diesem Bereich der Druck abfällt. Die Druckdifferenz, projiziert auf die Fläche des Führungsgegenpartes in Richtung der Auslenkung, ergibt die Kraft, welche das Element aufnimmt. Die Reaktion des Systems auf veränderte Lastverhältnisse ist ein angepasstes Druckprofil im Lagerspalt, welches aufgrund der beschriebenen Änderung der Strömungsverhältnisse entsteht. Es stellt sich nach dem Erreichen eines quasistationären Strömungszustandes im Lagerspalt ein neuer Gleichgewichtszustand zwischen extern angreifender Kraft und der Reaktionskraft des Druckprofils ein.

1.1.2 Vakuumtaugliche Dichtsysteme

Zur Überführung der positiven Lager- und Führungseigenschaften von aerostatischen Elementen in eine Vakuumumgebung muss der umgebende Rezipient auf eine geeignete Art und Weise vor dem Eindringen des zugeführten Betriebsgases geschützt werden.

Die Nutzung einer berührungslosen Spaltdichtung [3, 4] für translatorische Bewegungen hat den Vorteil einer reibungs- und verschleißfreien Anwendung. In Abbildung 1.2 ist ein aerostatisches Element schematisch mit einer Spaltdichtung dargestellt. Das freie Passieren des Betriebsgases wird durch den hohen Strömungswiderstand eines Dichtspaltes begrenzt, welcher wesentlich von der Spalthöhe abhängig ist. Die Dichtflächen liegen in der

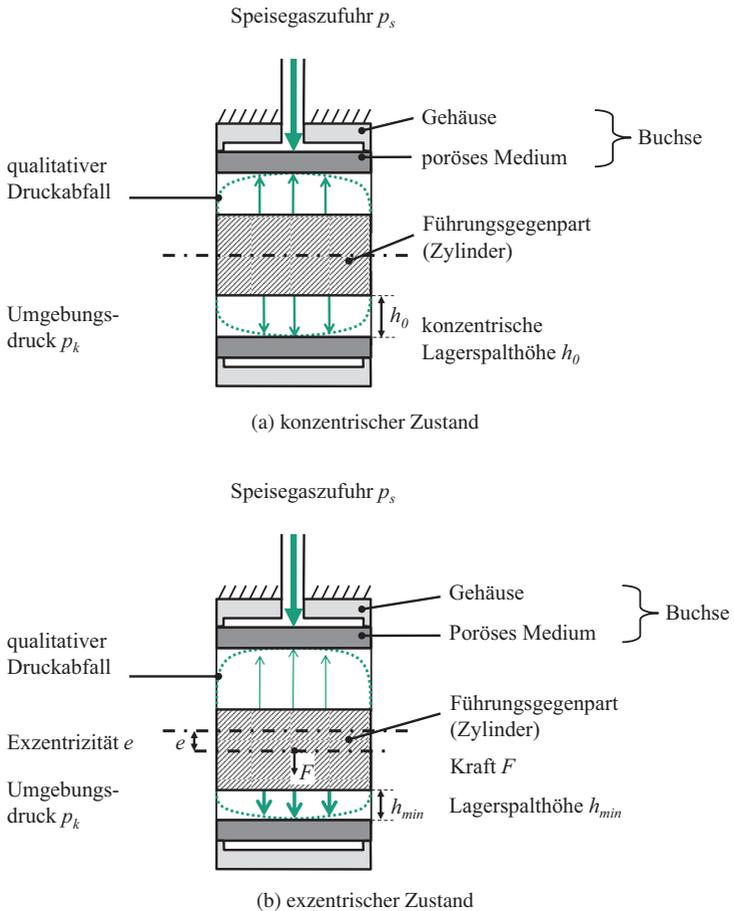


Abbildung 1.1: Schematischer Querschnitt eines Gasföhrungselementes mit qualitativem Druckprofil (oben konzentrischer Zustand, unten exzentrischer Zustand)

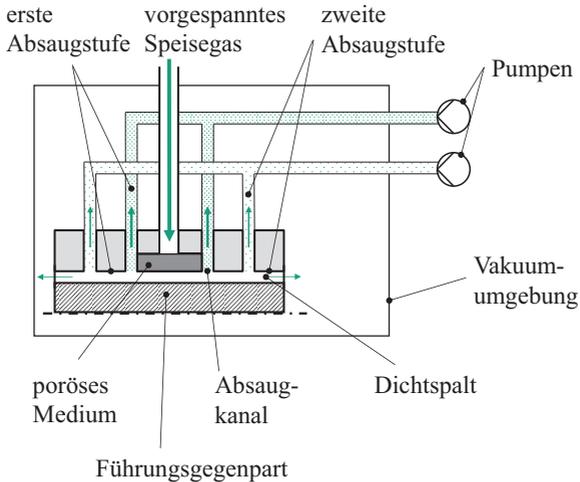


Abbildung 1.2: Schematische Schnittdarstellung eines zweistufigen Dichtsystems

Regel auf einer Höhe mit der Führungsfläche und dem Führungsgegenpart. Um eine bestmögliche Abdichtung zu erreichen, muss das Dichtsystem den Lagerbereich komplett umschließen. Durch einen vorgeschalteten Absaugkanal, welcher mit einer Senke verbunden ist, wird die Absaugung des Betriebsgases realisiert. Die Kombination aus Senke, Absaugkanal und Dichtspalt wird als Absaugstufe bezeichnet. Ein solches Dichtsystem wird im Allgemeinen durch ein mehrstufiges Konzept umgesetzt. Die erste Absaugstufe grenzt unmittelbar an den Lagerbereich. Der Absaugkanal führt den Hauptteil des ausströmenden Gases in Richtung Senke ab. Um eine effektive Evakuierung zu erreichen, sollte der Absaugkanal einen geringen Strömungswiderstand aufweisen, was durch Minimierung der Leitungslänge und Maximierung des Leitungsquerschnittes ermöglicht wird.

Die Abführung des Gases kann durch eine Verbindung zur Atmosphäre außerhalb des Rezipienten geschehen, wenn im Absaugkanal ein höherer Druck anliegt. Dies ist nur für die erste Absaugstufe möglich. Für die folgenden Absaugstufen wird die Absaugung mittels einer Vakuumpumpe realisiert. In

Abschnitt 1.2.2 wird dargelegt, dass die Evakuierung der ersten Absaugstufe durch eine Vakuumpumpe vorteilhaft ist.

Durch den Dichtspalt der ersten Absaugstufe wird der Gasstrom in Richtung des Rezipienten eingeschränkt. Das durch den ersten Dichtspalt strömende Gas gelangt in den Absaugkanal der zweiten Stufe des Dichtsystems. Durch die Verbindung dieses Kanals mit einer Vakuumpumpe wird ein Großteil des Gases abgeführt. Jede folgende Absaugstufe verringert den Gasstrom sukzessive. Durch den letzten Dichtspalt fällt der verbleibende Druck bis auf den Druck der Vakuumkammer ab. Mit mehreren Absaugstufen kann ein sehr niedriger Kammerdruck aufrechterhalten werden[§].

Die Nutzung eines Dichtsystems mit Anbindung aller Absaugstufen an Vakuumpumpen hat die Absenkung des Druckes direkt an der Berandung der genutzten aerostatischen Elemente zur Folge. Aus diesem Grund ändert sich das Druckprofil im Lagerspalt, wodurch sich bei konstantem Speisegasdruck und gleichbleibender äußerer Belastung eine neue Gleichgewichtslage mit veränderter Lagerspalthöhe einstellt. Eine Änderung des Umgebungsdruckes durch das beschriebene Dichtsystem beeinflusst die Kennwerte der Gasführungselemente.

1.1.3 Kennwerte

Die Eigenschaften von zylindrischen, aerostatischen Gasführungselementen werden mit Hilfe von verschiedenen mechanischen Kennwerten beschrieben. Die Definition der wichtigsten Kennwerte, welche innerhalb dieser Arbeit untersucht werden, erfolgt in Anlehnung an [9, 10].

Die Tragkraft ergibt sich aus dem Integral der Druckdifferenz im Lagerspalt über die projizierte Fläche normal zur Belastungsrichtung. Sie ist abhängig von der Lagerspalthöhe und erreicht das theoretische Maximum bei der Druckdifferenz von Speisegasdruck und Umgebungsdruck

Die Steifigkeit ist definiert als Verhältnis der Änderung der Tragkraft zur Änderung der Spalthöhe. Sie kann als Widerstand des Druckprofils gegen Verformung durch äußere Belastungen verstanden werden. Eine Unterteilung in verschiedene Fälle kann anhand des zeitlichen Verhaltens (statisch/dynamisch) und der Belastung (Kraft/Moment) erfolgen.

Die statische Steifigkeit beschreibt die Steifigkeit nach dem Erreichen eines quasistationären Strömungsverhaltens. Es stellt sich ein neuer

[§]Ein dreistufiges Dichtsystem kann einen Kammerdruck im Bereich von $1 \cdot 10^{-7}$ Pa realisieren [3].

Gleichgewichtszustand und eine neue Spalthöhe ein. In der Literatur und in dieser Arbeit wird die statische Steifigkeit auch kurz als Steifigkeit bezeichnet.

Die dynamische Steifigkeit beschreibt das Verhalten unmittelbar nach einer Belastungsänderung und vor dem Abschluss der Ausgleichsvorgänge innerhalb des Lagerspaltes. In diesem Zustand liegt kein quasistationäres Strömungsverhalten vor und das Verhalten des Gases im Lagerspalt kann kurzzeitig mit der Wirkungsweise einer Gasfeder verglichen werden.

Die Radialsteifigkeit ist das Verhältnis der Änderung der Tragkraft zur Änderung der Spalthöhe für eine parallele Lage der Achsen von Führungsfläche und Führungsgegenpart.

Die Kippsteifigkeit ist das Verhältnis der Änderung eines eingebrachten Momentes zur Änderung der Winkellage der Achsen von Führungsfläche und Führungsgegenpart.

Die Dämpfung beschreibt die Abnahme der Auslenkungsamplitude nach einer Belastungsänderung während der Ausgleichsvorgänge des Systems. Die zur Beschreibung der Dämpfung genutzten Werte, wie die Eigenkreisfrequenz ω_0 oder die Abklingkonstante δ , werden im Abschnitt 2.4 näher erläutert.

Der Gasverbrauch eines Gasführungselementes kann durch den zeitbezogenen Volumenstrom durch das Element beschrieben werden.

1.2 Stand der Technik

1.2.1 Kennwerte von aerostatischen Gaslagern und Gasführungen

Von dem Effekt der aero- bzw. hydrodynamischen Schmierung berichtet erstmals der Physiker G.A. Hirn während seiner Untersuchungen zur Ermittlung des mechanischen Wärmeäquivalents im Jahre 1854. In den folgenden Jahrzehnten werden die theoretischen Grundlagen der Flüssigkeitsschmierung von Petrow, Reynolds, Sommerfeld etc. gelegt [15]. Das gesteigerte Interesse für praxistaugliche Konzepte führt zu intensiven Arbeiten sowohl an aerodynamischen als auch an aerostatischen Konzepten in den späten 1950er und frühen 1960er Jahren. In den folgenden Jahrzehnten werden verschiedene Aspekte der aerostatischen Lagerung näher betrachtet. Diese umfassen, neben den verschiedenen Geometrien der aerostatischen Elemente und den

verschiedenen Kennwerten wie Tragkraft und Steifigkeit, auch die Stabilität der Lagerung und Führung sowie die unterschiedlichen Ansätze für die Drosselung. Analytisch werden Näherungsgleichungen entwickelt, um eine Abschätzung der Kennwerte durchführen zu können, aber auch komplexe Sachverhalte mit Hilfe von computergestützten Modellen und Simulationen untersucht.

Als Grundlage für die analytische Beschreibung der Druckverteilung innerhalb des Lagerspaltens dient bei nahezu allen Quellen die Navier-Stokes Gleichung oder die davon abgeleitete Reynolds Gleichung sowie die Kontinuitätsgleichung.

Eine wichtige Randbedingung zur Lösung der genannten Differentialgleichungen für Lager und Führungen mit porösen Medium ist die Geschwindigkeit der Strömung am Übergang zum Lagerspalt. In den Literaturquellen [16–18] wird für die poröse Oberfläche eine Haftbedingung angenommen, das heißt die Geschwindigkeit in Berandungsrichtung ist null.

In einigen Ansätzen [19–21] wird von einer Strömungsgeschwindigkeit größer null ausgegangen, was durch den sogenannten "Slip Flow" verursacht wird. Die Strömung im Lagerspalt verursacht eine Scherströmung innerhalb des porösen Medium, weshalb der Geschwindigkeitsvektor an der Berandung ungleich null ist. Diese Geschwindigkeit wird von Beavers und Joseph [20] mit Hilfe einer dimensionslosen Kenngröße α berechnet, welche einen empirisch ermittelten Materialparameter darstellt.

Eine zweite Ursache für ein Gleiten an der angrenzenden Oberfläche ist der Übergang von Kontinuumsströmung über die Knudsenströmung zur Molekularströmung, wodurch in Berandungsnähe steilere Geschwindigkeitsgradienten auftreten. Der Übergang kann durch sehr geringe Spalthöhen auch bei konventionell eingesetzten Lager- und Führungselementen auftreten und wird beispielsweise durch Donat [22] beschrieben. Der direkte Einsatz in einer Vakuumumgebung vergrößert das Gebiet, in dem der Übergang zu Knudsen- und Molekularströmung auftritt. Der Einfluss der Gleitströmung im Lagerspalt steigt und muss für die Berechnung der Geschwindigkeitsverteilung berücksichtigt werden [4].

Zur Darstellung der Kontinuitätsgleichung muss der Eingangsmassestrom durch die Drosselstelle ermittelt werden, welcher für poröse Materialien nahezu ausschließlich auf dem Gesetz von Darcy basiert. Henry Darcy stellt 1856 den empirisch ermittelten Zusammenhang von durchströmter Menge und Druckgradient für poröse Medien dar. Diese sind linear abhängig und

werden unter anderem durch die Permeabilität des porösen Mediums sowie durch die Viskosität des Fluides beeinflusst [9].

Die erste und einfachste Art der Drosselung der Gaszufuhr in einem aero-statischen Element ist eine zentrale Düse in der Führungsfläche. Diese wird in vielen Fällen mit einer zentralen Tasche oder mit Verteilerkanälen kombiniert, um die Tragkraft und Steifigkeit zu erhöhen [21–23]. Um eine vollflächige Einspeisung des Betriebsgases zu ermöglichen, werden flächig verteilte Mikrodüsen oder poröse Medien verwendet.

Chang [24] untersucht experimentell die Stabilität von ebenen Eindüsen-Lagerelementen und porösen Lagerelementen und vergleicht seine Ergebnisse mit den theoretischen Untersuchungen von Sun [25] unter Berücksichtigung des Vorkammerdruckes. Die experimentellen und theoretischen Ergebnisse stimmen für geringe Speisedrücke überein, wobei die Bereiche eines stabilen Betriebes für die porösen Lagerelemente etwas größer sind.

Köhler [26] berechnet mit Hilfe eines Finiten-Elemente Modells die Eigenschaften von ebenen radialsymmetrischen Lagerelementen mit flächig verteilten Mikrodüsen, mit zentraler Einzeldüse und Tasche sowie mit zentraler Einzeldüse ohne Tasche. Die Ergebnisse der Berechnung zeigen, dass das Lager mit Mikrodüsen die höchste Tragkraft, die größte Steifigkeit, und den höchsten Gasverbrauch aufweist. Zur Beurteilung der dynamischen Eigenschaften wird die Antwort der Lager auf einen Impuls unter Annahme eines adiabatischen Verhaltens mit Hilfe einer numerischen Simulation in diskreten Zeitschritten berechnet. Die Schwingung der Mikrodüsenlager klingt am schnellsten ab und die Dämpfung der betrachteten Mikrodüsenlager ist etwa doppelt so hoch wie die der Düsenlager. Die berechneten statischen Eigenschaften für die Drosselung mit Mikrodüsen weichen ca. 15% von den durchgeführten experimentellen Untersuchungen ab. Als Ergebnis wird die These formuliert, dass die Lagerelemente mit Mikrodüsen aufgrund der gleichmäßigen Verteilung der Gaszufuhrstellen und des geringen Totvolumens[¶] nicht instabil werden und keine selbsterregten Schwingungen auftreten. Dies wird durch Untersuchungen der Stabilität an Lagerelementen mit poröser Drosselung nicht bestätigt [4, 25].

Schroter [27] betrachtet ebene poröse Lagerelemente. Einleitend vergleicht er diese mit einem Düsenlager mit zentraler Düse und Vorkammer, deren Arbeitspunkte[¶] übereinstimmen. Die maximale Tragkraft als auch die Tragkraft

[¶]Eingeschlossenes Volumen (Kammern, Taschen, Rauheit der Lagerfläche) bei Lagerspalthöhe null

[¶]Spalthöhe im Punkt größter statischer Steifigkeit

im Arbeitspunkt sind für die untersuchten porösen Lagerelemente etwa doppelt so hoch wie die der Düsenlager. Die statische Steifigkeit erreicht ebenfalls einen deutlich höheren Wert.

In der Arbeit von Bäuml [28] werden ebene rotationssymmetrische Gaslagerelemente mit Mikrodüsen untersucht. Nach vergleichenden Betrachtungen dieser Lagertypen mit Eindüsenlagern weist er auf die geringere Kippsteifigkeit der Eindüsenlager aufgrund des starken Druckabfalles am Lagerrand hin.

In den Untersuchungen von Schenk [4] werden ebene rotationssymmetrische Gaslagerelemente mit poröser Drosselschicht sowie mit Düsen, Verteilerkanälen und Auslassdrosselung analysiert. Sowohl experimentell als auch analytisch, mittels eines iterativen Lösungsalgorithmus, basierend auf der Finiten Differenz Methode, werden Tragkraft, Steifigkeit und Gasverbrauch der Elemente bestimmt. Aus Stabilitätsuntersuchungen werden Aussagen zu Bereichen mit stabilen Betriebsverhalten abgeleitet. Der Einfluss der umgebenden Druckbedingungen (Normalatmosphäre oder Vakuum) auf die statischen Eigenschaften und die Stabilität wird beschrieben. Im Arbeitspunkt erreichen die porösen Lagerelemente für eine konstante Druckdifferenz zwischen Speisegasdruck und Umgebungsdruck eine höhere Tragkraft und eine geringere statische Steifigkeit als die Düsenlagerelemente. Beide untersuchten Lagerarten zeigen bei den Untersuchungen an Normalatmosphäre keine selbsterregten Schwingungen, neigen aber bei Betrieb im Vakuum zu Instabilitäten. Der Bereich der Instabilitäten fällt für die poröse Drosselung jedoch geringer aus, weshalb im Hinblick auf ein stabiles Betriebsverhalten unter Vakuumbedingungen die Nutzung von porösen Lagerelementen empfohlen wird. Der Gasverbrauch der Düsenlagerelemente ist aufgrund der begrenzten Anzahl der Düsen geringer als bei der vollflächigen Einspeisung des Betriebsgases durch poröse Elemente.

Aus den Untersuchungen der genannten Quellen kann gefolgert werden, dass die vollflächige Einspeisung des Betriebsgases in den Lagerspalt mit Hilfe einer porösen Drosselung Vorteile hinsichtlich der Stabilität, der Tragkraft und zum Teil der Steifigkeit gegenüber der Drosselung durch Düsen mit Vorkammer aufweist. Speziell für Anwendungen mit reduziertem Umgebungsdruck wird die Verwendung von porösen Medien empfohlen.

In der vorliegenden Arbeit werden zylindrische aerostatische Gasführungselemente mit poröser Drosselschicht untersucht. Im Folgenden soll der Stand der Technik für statische Kennwerte wie Tragkraft und Steifigkeit sowie für das dynamische Verhalten und die Stabilität aufgezeigt werden, um

die Beurteilung des Verhaltens von Elementen mit poröser Drosselschicht zu ermöglichen.

Statische Kennwerte zylindrischer Gasführungselemente Zylindrische Elemente mit Kombination aus aerodynamischer und aerostatischer Schmierung für rotatorische Bewegungen werden von verschiedenen Autoren betrachtet [17, 29–31]. Durch die Überlagerung der aerostatischen und aerodynamischen Effekte können die beschriebenen Ergebnisse nur eingeschränkt auf Systeme mit reiner aerostatischer Schmierung übertragen werden.

Eine der ersten Untersuchungen an zylindrischen, aerostatischen Elementen mit poröser Drosselschicht aus gesintertem Metall wurde von Robinson und Serry [32] durchgeführt. Die Theorie basiert auf einem unendlich langen Gasführungselement und einer eindimensionalen Strömung durch das poröse Medium. Die theoretische Auslegung der Tragkraft erfolgt für eine laminare Strömung und ein rein axiales Abströmen aus dem Spalt. Die Autoren nutzen zylindrische Gasführungselemente und kombinieren diese mit zylindrischen Gegenparts unterschiedlicher Durchmesser mit einer Abstufung im Bereich von 13 μm und einer Toleranz von 3 μm . So wird der Verlauf der experimentell ermittelten Tragkraft in Abhängigkeit von der Spalthöhe, normiert auf die maximal auftretende Tragkraft bzw. die theoretisch ermittelte Tragkraft dargestellt. Die Tragkraft weist für verschiedene Exzentrizitäten ein Maximum bei einer bestimmten Spalthöhe auf (hier auf 1 normiert). Der Einfluss des Verhältnisses von Elementlänge zu Elementdurchmesser wurde für Werte von 0,4 bis 2 untersucht. Die Tragkraft nimmt mit ansteigendem Verhältnis ab. Der Einfluss der Exzentrizität auf den Gasverbrauch wird als unerheblich angesehen. Weiterhin wird die Abhängigkeit der Permeabilität des porösen Mediums von der Strömung innerhalb des Mediums, beschrieben durch die Reynolds Zahl, untersucht.

Sneck et al. [33] beschreibt die Tragkraftermittlung für ein zylindrisches poröses Element unter Vernachlässigung einer rotatorischen Bewegung. Für ein Verhältnis von Länge zu Radius des Elementes von $\ll 1$ wird die vereinfachte Annahme eines rein axialen Abströmens aus dem Lagerspalt und die daraus folgende Vernachlässigung der Umfangsströmung getroffen. Die so ermittelte Tragkraft gibt für dieses Element die maximale erreichbare Tragkraft an.

Majumdar [18] berechnet die Druckverteilung innerhalb des porösen Mediums als auch innerhalb des Lagerspaltes für eine dreidimensionale Strömung

iterativ mit Hilfe eines FDM**-Models. Ergebnisse für ausgesuchte Parameter werden in normierter Form grafisch dargestellt. Der Einfluss der Exzentrizität zwischen Zylinder und Gasführungselement und der Dicke des porösen Mediums auf den Gasverbrauch werden als sehr gering beschrieben.

Rao [34] präsentiert theoretische Untersuchungen zu dem Einfluss der Slip-Randbedingung auf die statischen Eigenschaften zylindrischer Gasführungselemente. Zur Berechnung der Druckverteilung innerhalb des Lagerspaltes wird die FDM auf Grundlage der modifizierten Reynolds-Gleichung genutzt. Sowohl geometrische Einflussgrößen (Länge zu Durchmesser Verhältnis) als auch die Auswirkung des Speisegasdruckes auf die Tragkraft und den Gasverbrauch der Elemente sind Bestandteil der Untersuchungen.

Der Einfluss der Slip-Randbedingung auf die Tragkraft und die Steifigkeit wird von Singh et al. [19] untersucht. Die theoretische Betrachtung des Einflusses der Randbedingung wird numerisch auf Grundlage einer FDM durchgeführt. Um eine Anpassung der zylindrischen Form an kartesische Koordinaten zu ermöglichen, wird eine Abwicklung der Geometrie genutzt. Die Ergebnisse werden normiert und basierend auf einem dimensionslosen Parameter in Diagrammen dargestellt. Die Ergebnisse der Berechnungen werden mit den theoretischen und experimentellen Untersuchungen von Sneek et al. [35] verglichen, wobei für geringe Exzentrizitäten gute Übereinstimmungen festgestellt werden.

Gerke [21] beschreibt ebene und zylindrische aerostatische Elemente und vergleicht die Eigenschaften für eine Drosselung mit Düsen sowie mit poröser Sinterbronze. Die Verhältnisse zwischen den strömungsmechanischen und den mechanischen Kennwerten verdeutlicht Gerke durch Analogien zu einem elektrischen Netzwerk. Für die Berechnung der Druckverteilung wird ein iterativer Algorithmus mit Hilfe der Finiten Elemente Methode (FEM) basierend auf der Navier-Stokes Gleichung für eine eindimensionale Strömung genutzt. Eine Übertragung des Berechnungsalgorithmus auf zylindrische Radiallager erfolgt für die konzentrische Lage von Zylinder und Lager. Aus der so ermittelten Tragkraft und Steifigkeit leitet er für kleine Kippwinkel eine Abschätzung der Kippsteifigkeit her. Mit Hilfe einer experimentellen Untersuchung kann ein qualitativer Nachweis der Tragkraftabschätzung erbracht werden. Die Abweichungen der Tragkraft von bis zu 40% können dabei durch die Vereinfachungen des Modells als auch durch die stark ungleichmäßige

**Finite Differenz Methode

Permeabilität des untersuchten Lagers oder durch die Zylinderformabweichung der verwendeten Elemente erklärt werden.

Dynamisches Verhalten und Stabilität Die Stabilität von gasgeführten Systemen wird in vielen Fällen mit dem Ausbleiben des sogenannten "Airhammer" oder "Pneumatic-hammer" beschrieben. Dieser Effekt beschreibt das Durchlaufen eines Bereiches negativer Dämpfung nach einer Auslenkung oder durch eine periodische Anregung des Systems. Dies führt zu selbsterregten Schwingungen, bei denen die Auslenkungsamplituden ansteigen und im Extremfall die Funktionsflächen periodisch in Kontakt kommen.

Unterschiedliche Entstehungsarten für selbsterregte Schwingungen werden von Schroter [27] durch die Einteilung der Gaslagerelemente in Schwingertyp und Speichertyp erklärt. Die porös gedrosselten Lager werden aufgrund des geringen Totvolumens in die Gruppe der sogenannten Schwingertypen eingeordnet, während Düsenlager mit Verteilerkanälen aufgrund des hohen Totvolumens zu den Speichertypen zählen. Die Speichertypen komprimieren während eines Schwingvorganges das Gas im Totvolumen und werden aufgrund des dort zeitverzögert ansteigenden Druckes beschleunigt, überschreiten aufgrund der Trägheit die Gleichgewichtslage, so dass der Druck in den Totvolumina durch den verringerten Strömungswiderstand schnell abfällt und das Lagerelement den Zyklus von neuem durchläuft. Die Ursache für selbsterregte Schwingungen der Schwingertypen liegt nicht im Totvolumen, sondern in dem Zusammenspiel der Steifigkeit des Gaspolsters und der Lagermasse, welche bei Ausgleichsvorgängen in der Eigenfrequenz des aerostatischen Elementes angeregt werden können.

Es wurden verschiedene Untersuchungen durchgeführt, in denen Stabilitätsgrenzen für gewisse Eingangsparameter festgelegt oder Stabilitätskriterien beschrieben werden.

Das Auftreten eines instabilen Betriebsverhaltens wird von Robinson et al. [32] für poröse zylindrische Gasführungselemente beobachtet. Es handelt sich dabei um eine Schwingung, die im unteren akustischen Frequenzbereich auftritt und durch eine Reduzierung der Spalthöhe durch höhere Gewichtsbelastungen, durch eine Erhöhung der konzentrischen Spalthöhe und durch die Reduzierung des Speisegasdruckes unterdrückt werden kann. Die von Robinson et al. beobachtete Instabilität tritt bei etwa 7% der untersuchten Kombinationen auf und wird nur bei einer Frequenz im hörbaren Bereich als solche erkannt. Frequenzen außerhalb dieses Bereiches können mit der genutzten

Messtechnik nicht detektiert werden. Dieses Phänomen wird von den Autoren auf einen Hysterese-Effekt während des Übergangs von laminarer zu turbulenter Strömung innerhalb des Elementes zurückgeführt.

In der Dissertation von Roblee [36] werden ebene aerostatische Elemente mit Düsendrosselung hinsichtlich der dynamischen Steifigkeit untersucht. Ausgehend von der Reynolds Gleichung wird über einen linearen Ansatz die statische Druckverteilung ermittelt und daraus die dynamische Druckverteilung als skalares Vielfaches der statischen Druckverteilung bestimmt. Das abgeleitete Stabilitätskriterium gibt an, dass das Element instabil wird, wenn die dynamische Steifigkeit kleiner ist als die statische Steifigkeit. Das Verhalten des Druckpolsters für schnelle Spalthöhenänderungen ähnelt einer Gasfeder, deren Steifigkeit mit dem vorhandenen Totvolumen abnimmt. Es wird gezeigt, dass die Dämpfung mit abnehmender Spalthöhe und abnehmender Vorspannung zunimmt.

Allen et al. [37] führen unter anderem Untersuchungen an zylindrischen Düsenlagerelementen durch, in denen sowohl der Pneumatic-hammer Effekt als auch dynamische Instabilitäten bei hohen Drehzahlen wie der Halbfrequenzwirbel betrachtet werden. Der Einfluss der Druckverteilung auf den Pneumatic-hammer kann nicht schlüssig beschrieben werden, da einige Elemente über den gesamten Druckbereich ein stabiles Verhalten aufweisen. Weiterhin wird der Einfluss von Vereinfachungen in der Beschreibung der Strömung im Lagerspalt untersucht. Die Betrachtung umfasst eine gleichmäßige Druckverteilung über die gesamte Fläche, einen rein axialen Druckabfall auf den Umgebungsdruck sowie die zusätzliche Umfangsströmung. Für den letztgenannten Zustand wird keine analytische Beschreibung gegeben, aber aus einem experimentellen Versuch eine Reduzierung der Tragkraft von ca. 50% im Vergleich zu dem Modell mit vernachlässigter Umfangsströmung abgeleitet.

Talukder et al. [38] untersuchen zylindrische Gasführungselemente mit verschiedenen Düsen- und Taschengeometrien. Der Einfluss der Geometrien sowie des Speisegasdruckes und der Masse auf das Auftreten des Airhammers werden beschrieben. Bei Erhöhung des Speisegasdruckes über einen kritischen Wert setzten die Instabilitäten ein. Es wird ein Hystereseeffekt deutlich, da sich das System bei Reduzierung des Speisegasdruckes erst unterhalb des kritischen Wertes wieder stabil verhält. Mit ansteigender Gesamtbelastung und der resultierenden ansteigenden Exzentrizität nimmt der kritische Druckwert zu, ab welchem die Instabilitäten auftreten. Das

Totvolumen hat einen großen Einfluss auf das Stabilitätsverhalten und sollte möglichst minimiert werden.

Otsu et al. [39] untersuchen den Einfluss der Oberflächenverdichtung auf die dynamischen Eigenschaften von zylindrischen Gaslagererelementen mit poröser Drosselung. Die theoretische Herleitung der Parameter erfolgt für den konzentrischen Zustand auf Grundlage der Störungstheorie (perturbation method) mit Hilfe einer numerischen Simulation. Es wird dabei von einem statischen Druckanteil und einem überlagerten dynamischen Druckanteil ausgegangen, welche auf Grundlage der Kontinuitätsbedingung und mit Hilfe der Finiten Differenz Methode ermittelt werden. Die dynamische Steifigkeit und der Dämpfungskoeffizient werden aus dem dynamischen Druckanteil der Rechnung ermittelt. Die Untersuchungen beziehen den Einfluss durch die Anregung aufgrund einer Rotationsgeschwindigkeit des Zylinders mit ein. Die Ergebnisse werden zum Teil mit experimentellen Werten unterlegt und ebenfalls mit theoretisch ermittelten Ergebnissen von zylindrischen Elementen mit Düsendrosselung verglichen. Es wird gezeigt, dass durch eine oberflächenverdichtete Schicht eine Erhöhung der dynamischen Steifigkeit als auch der Dämpfungskoeffizienten erreicht wird.

In der Arbeit von Schroter [27] werden ebene poröse Lagererelemente auf ihre Stabilität untersucht. Ein abgeleitetes Stabilitätskriterium nutzt, ebenso wie der Ansatz von Roblee [36], das Verhältnis von statischer zu dynamischer Steifigkeit. Die Stabilität wird nach Schroters Untersuchungen an Lagererelementen mit einer Drosselschicht aus poröser Sinterbronze durch eine Oberflächenverdichtung verbessert. Durch diesen Vorgang werden die offenen Poren an der Oberfläche reduziert und das Totvolumen verringert. Weiterhin wird die höchste Drosselung an der Oberfläche erreicht, wodurch ein Zurückströmen des Gases direkt nach einer Belastungsänderung oder in Folge von hochfrequenten Schwingungen verringert wird. Simulationsergebnisse für die Stabilitätsgrenze der Elemente können mit experimentellen Ergebnissen unterlegt werden. Das Auftreten von instabilen Bereichen aufgrund negativer Dämpfungswerte wird durch die Tragkraft beeinflusst. Das nichtlineare Schwingungsverhalten der Lagererelemente wird ebenfalls mit dem einer Gasfeder verglichen. Die Beschreibung der Eigenfrequenzen und der Dämpfung wird aufgrund des nichtlinearen Verhaltens als amplitudenabhängig beschrieben und für sehr kleine Amplituden als näherungsweise konstant betrachtet.

Die Nutzung von Düsen mit Verteilerkanälen als Einlassdrosselung hat ein erhöhtes Totvolumen zur Folge, welches durch die genannten Literaturquellen im Hinblick auf die dynamische Steifigkeit, die Dämpfung und ein stabiles

Betriebsverhalten als negativ beschrieben wird. Elemente mit poröser Drosselung können durch offene Poren an der Lageroberfläche ebenfalls ein großes Totvolumen aufweisen. Eine Verbesserung ergibt sich durch die Oberflächenbehandlung des porösen Mediums. Die Verdichtung kann mittels einer nachträglichen mechanischen Behandlung [21, 26] oder durch das Imprägnieren der Oberfläche erreicht werden [39, 40].

Untersuchungen über die Abhängigkeit der Stabilität und der Dämpfungseigenschaften zylindrischer Gasführungselemente mit poröser Drosselung von dem Umgebungsdruck liegen nicht vor.

1.2.2 Vakuumtaugliche Gaslager und Gasführung

Klassische Berührungsdichtungen (z.B. Viton-Dichtringe, Kupfer-Dichtringe) der konventionellen Vakuumtechnik sind lediglich für statische Anwendungen zwischen ruhenden Dichtflächen anwendbar. Die Dichtwirkung beruht auf der Deformation des Dichtungsmaterials durch die Dichtflächen, wozu hohe Vorspannkräfte notwendig sind. Für Positioniersysteme ist aufgrund der Relativbewegung zwischen den Dichtflächen diese Dichtungsgruppe nicht nutzbar.

Für die notwendige Abdichtung der Vakuumumgebung gegenüber dem ausströmenden Gas der aerostatischen Elemente von gasgeführten Positioniersystemen ist daher eine Dichtungsart zu wählen, welche die auftretende Reibung minimiert beziehungsweise vermeidet. Es können zwei Ansätze zur Abdichtung genutzt werden.

Ein Ansatz ist die Verwendung einer Magnet-Fluid-Dichtung [41, 42]. Diese besteht aus einem geschlossenen Ferrofluid-Film, der durch ein angelegtes Magnetfeld in einem engen Spalt gehalten wird. Hierfür ist ein magnetisierbarer Lagergegenpart notwendig. Da die gewünschte abzudichtende Druckdifferenz meist nicht mit einer Dichtung realisiert werden kann, ist ein mehrstufiger Dichtungsaufbau erforderlich. Die auftretende viskose Reibung ist sehr gering, aber für Präzisionspositioniersysteme nicht zu vernachlässigen, da auch hier Zwangskräfte auf das System einwirken. Diese Art der Dichtung wird hauptsächlich für die Abdichtung von rotierenden Bauteilen genutzt, kann aber mit Einschränkungen für lineare Bewegungen eingesetzt werden [43]. Die Verfahrensgeschwindigkeit ist auf maximal 1m/s begrenzt, da bei schnelleren Bewegungen der Flüssigkeitsfilm aufreißt und die Dichtwirkung verloren geht.

Der zweite verwendete Ansatz zur Begrenzung der Gasströmung in die Vakuumumgebung ist die Spaltdichtung, welche bereits in Abschnitt 1.1.2 erläutert wurde. Andere berührungslose Dichtungen, wie die Labyrinthdichtung, sind nur bei rotatorischen Bewegungen möglich.

Die erste bekannte Erwähnung einer Kombination von Gaslager und Spaltdichtung ist das Patent US 4118042 [44] von 1978, in dem ein rotatorisches Axial-Radiallager für hohe Drehzahlen (5000 U/min) mit mehrstufigem Absaugsystem (Leckrate = 0,1 Pa l/s) vorgestellt wird. Dieser Aufbau von rotatorischer Bewegung und Dichtsystem wird auch durch spätere Patente [45,46] aufgegriffen.

Das Patent US 4191385 [47] beschreibt ein Positioniersystem, das eine translatorische Führung in x und y als auch eine Rotation um z ermöglicht. Das nicht gestellteste Teil des Positioniersystems dient als Teil der Kammerwand. Die Einlassdrosselung realisiert den Druckbereich zwischen zwei planen Funktionsflächen, wobei einseitig ein Abströmen an die äußere Umgebung (Normalatmosphäre) möglich ist. Vakuumseitig folgt eine mehrstufige Spaltdichtung. Dieser Ansatz wird auch in [48,49] verfolgt.

Ein ähnlicher Aufbau des Dichtsystems für ein direkt in der Vakuumkammer arbeitendes System wird im Patent US 6328473 [50] vorgestellt. Es werden die einzelnen Gaslagerbereiche direkt von den Dichtflächen umgeben und die einzelnen Absaugkanäle zusammen geführt. Weitere Patente [51–54] nutzen die direkt an Vakuum arbeitenden aerostatischen Elemente mit direkt angrenzenden Absaugstufen.

Allgemein kann der erste Absaugkanal zu der umgebenden Normalatmosphäre geöffnet werden [52,53]. Dies resultiert in einem bekannten Verhalten für die aerostatischen Elemente. Nachteilig ist die Verbindung mit der Normalatmosphäre durch das Risiko, feuchte Luft oder andere gasförmige Stoffe durch die Absaugkanäle in das Dichtsystem einzuführen [55]. Diese können auf den Führungsflächen adsorbieren und nach einer Bewegung in die Vakuumumgebung wieder desorbieren. Alternativ kann der erste Absaugkanal direkt an eine Vakuumpumpe angeschlossen werden [54], wodurch sich die maximal benötigte Anzahl der Absaugstufen reduzieren kann. Dadurch werden einerseits weniger Absaugleitungen benötigt und andererseits ergibt sich eine Minimierung des notwendigen Bauraums.

Kombinierte Lösungen durch ein in der Vakuumkammer arbeitendes, aber vollständig gehautes System [56,57], weisen den Nachteil auf, dass die Bewegung wiederum in die Vakuumumgebung transferiert werden muss. Dies wird beispielsweise mit flexiblen Membranbälgen aus Kunststoff realisiert,

welche Kräfte und Momente verursachen, durch die die Positioniergenauigkeit eingeschränkt wird.

Zusätzliche taktile Dichtelemente werden in verschiedenen Patenten genutzt [58, 59], um den Abdichtungsgrad zu erhöhen oder als zusätzliche Abdichtung bei Ausfall beziehungsweise Außerbetriebnahme der berührungslosen Dichtung zu fungieren. Auch in diesem Fall werden Zwangskräfte in das System eingebracht. Die Verwendung von integrierten Sensoren und Aktoren zur geregelten Nachführung von Dichtelementen zur Realisierung eines sehr geringen Dichtspaltes ($< 5 \mu\text{m}$) verbessern die Abdichtwirkung [58, 60].

Der Aufbau von mehrachsigen Positioniersystemen bedingt die Verbindung von nicht gestellfesten Absaugkanälen mit der gestellfesten Vakuumdurchführung in Richtung Senke. Eine Anforderung an diese Verbindungsleitungen ist ein geringer Strömungswiderstand, welcher durch große Querschnitte und geringe Längen erzielt wird. Zusätzlich muss die Leitung den Bewegungsbereich abdecken können und Zwangskräfte auf das System vermeiden, um die Führungseigenschaften nicht zu beeinflussen. Die konventionellen Verbindungsleitungen aus der Vakuumtechnik, beispielsweise Membranbälge oder Wellschläuche, bieten eine gewisse Flexibilität, sind aber speziell bei großen Durchmessern für diese Anwendung aufgrund der ansteigenden Biegesteifigkeit nicht einsetzbar. Der Einsatz von Kunststoffleitungen [61, 62] ermöglicht die Reduzierung von Zwangskräften, führt aber durch eine vergleichsweise hohe Permeabilität und Gasabgabe der meisten Kunststoffe zu einem Druckanstieg in der Vakuumkammer.

Ein weiterer Ansatz zur Reduzierung der Beeinflussung der Führungseigenschaften ist die berührungslose Übergabe des abzuführenden Gases von einem beweglichem zu einem stationären Systemteil mit Hilfe von übereinanderliegenden Kanälen und Öffnungen [50, 63]. Die Übergabe des Gases von dem mitbewegten Teil des Absaugkanals erfolgt durch eine Öffnung im gestellfesten Führungsgegenpart, welche mit der Senke verbunden ist. Die Öffnung liegt entlang des gesamten Bewegungsbereiches dem mitbewegten Teils des Absaugkanals gegenüber.

Die Untersuchung von realisierten Aufbauten und die Veröffentlichung von experimentellen Ergebnissen ab ca. 2000 zeigt das wachsende Anwendungspotential vor allem im Bereich der Halbleiterindustrie.

Yoshimoto [64] betrachtet analytisch ein mehrstufiges zylindrisches Dichtsystem für eine rotatorische Vakuumdurchführung, bei dem alle Absaugstufen an eine separate Vakuumpumpe angeschlossen sind. Der Einfluss verschiedener Designparameter wie Anzahl der Absaugstufen, Geometrie des

Dichtspaltes und der Leitwert der Absaugkanäle werden analysiert. Für eine Dichtspalthöhe von $3\ \mu\text{m}$ wird mit Hilfe eines Dichtsystems mit drei Absaugstufen ein Druck im Bereich von $10^{-7}\ \text{Pa}$ erreicht. Ein qualitativer Nachweis mit einem experimentellen Aufbau wird erbracht.

Bisschops [6] beschreibt die Randbedingungen für den Einsatz von aerostatisch geführten, differentiell gepumpten Vakuumdurchführungen für den Einsatz in der Halbleiterindustrie. Das Verhalten einer solchen Durchführung wird an Hand eines planaren, rotationssymmetrischen Aufbaus untersucht, der eine Bewegung in x und y als auch eine Rotation um z ermöglicht. Den experimentellen Ergebnissen zu Folge ist bei einer Dichtspalthöhe von $6\ \mu\text{m}$ mit einer gepumpten Absaugstufe ein Kammerdruck im Bereich von $10^{-4}\ \text{Pa}$ erreicht worden. Die Steifigkeit des Aufbaus beträgt $1\ \text{kN}/\mu\text{m}$ und das Lagerausweichen ist vernachlässigbar.

Khim et al. [3,65] analysieren einen gasgeführten Lineartisch für den direkten Einsatz im Vakuum. Neben der theoretischen Analyse der Einflussfaktoren auf den Druckanstieg wird auch eine generische Optimierung ausgewählter Parameter realisiert. Weiterhin werden experimentelle Untersuchungen an einem Lineartisch mit einem dreistufigen Absaugsystem durchgeführt, um unter anderem den Einfluss der Verfahrensgeschwindigkeit und der Führungsoberfläche auf den Druckanstieg zu ermitteln.

Heidler [5] zeigt einen Ansatz nach [66] zur Anbindung von nicht gestellfesten Absaugkanälen einer Gasführung mit der Senke. Das Konzept basiert auf zwei zylindrischen, ineinanderlaufenden Hohlzylindern, deren Schnittstelle ebenfalls durch ein berührungsloses Dichtsystem abgedichtet wird. Experimentelle und analytische Ergebnisse stimmen gut überein und ein Druckanstieg aufgrund einer Scherströmung bei verschiedenen Verfahrensgeschwindigkeiten kann nicht nachgewiesen werden. In dem Versuchsaufbau wird ein Kammerdruck von $10^{-4}\ \text{Pa}$ aufrechterhalten.

1.3 Ziele der Arbeit

Die Anwendung von berührungslosen Dicht- und Absaugsystemen ermöglicht den Einsatz aerostatischer Führungen im Vakuum ohne reibungsbedingte Genauigkeitsverluste. Vorteile gegenüber dem Stand der Technik ergeben sich durch die Evakuierung aller Absaugstufen. Die resultierende Reduzierung des direkten Umgebungsdruckes führt zu einer Beeinflussung der Kennwerte der Führungselemente. Es gibt in der Literatur keine Angaben zu zylindrischen

Gasführungselementen, die direkt in einer Vakuumumgebung eingesetzt werden können.

Ziel dieser Arbeit ist es, durch experimentelle und theoretische Untersuchungen, die Eignung von zylindrischen, porösen Gasführungselementen für den Einsatz in einem reduzierten Umgebungsdruck nachzuweisen und somit einen wissenschaftlichen Beitrag zu der Entwicklung von hochvakuumtauglichen gasgeführten Positioniersystemen zu leisten.

Ausgewählte Kennwerte sollen mit Hilfe experimenteller Versuchsstände für eine Vakuumumgebung und vergleichend für atmosphärische Bedingungen ermittelt werden. Ein Schwerpunkt der Arbeit stellt die Untersuchung der statischen und dynamischen Kennwerte aerostatischer Gasführungselemente dar. Die Tragkraft, die Radialsteifigkeit, die Kippsteifigkeit und der Gasverbrauch sind wichtige statische Größen zur Auslegung der Elemente. Das Dämpfungsverhalten der Gasführungselemente wird beispielsweise durch die Kennwerte der Eigenkreisfrequenz und der Abklingkonstante beschrieben.

Die statischen und dynamischen Kennwerte sollen erstmals in Abhängigkeit vom Umgebungsdruck bestimmt werden.

Durch die Kombination von Zylinder und Buchsen verschiedener Durchmesser soll zusätzlich der Einfluss der konzentrischen Lagerspalthöhe auf die Kennwerte ermittelt werden. Die Variation der Spalthöhe soll durch Abstufungen im einstelligen μm -Bereich erfolgen.

Der reduzierte Umgebungsdruck an der Berandung des Lagerspaltes kann zu einem Übergang der Kontinuumsströmung über den Bereich der Knudsenströmung bis hin zur Molekularströmung führen. Es soll eine analytische Beschreibung der Strömung im Lagerspalt bereitgestellt werden, die den Einfluss der Strömungsformen berücksichtigt und den Einfluss auf die Änderung der statischen Kennwerte durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes abbildet.

Die Neigung zu selbsterregten Schwingungen ebener, aerostatischer Lager wird nach Literaturangaben (siehe Abschnitt 1.2) durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes erhöht. Auf Grundlage eines Stabilitätskriteriums sollen Tendenzen für ein stabiles Betriebsverhalten der Gasführungselemente aufgezeigt und experimentell unterlegt werden.

Aus den Ergebnissen der Untersuchungen sollen Optimierungsmöglichkeiten für einen Einsatz der Gasführungselemente im Vakuum aufgezeigt sowie Richtlinien zur Auslegung und Dimensionierung bereitgestellt werden.

Die Beschreibung der grundlegenden Funktionsweise von aerostatischen Führungselementen im Vakuum soll zur Erweiterung des Verständnisses beitragen.

2 Theoretische Beschreibung vakuumtauglicher zylindrischer Gasführungselemente

In diesem Kapitel werden die Grundlagen zur Ermittlung der Strömung und zur Beschreibung des Bewegungsverhaltens aerostatischer Gasführungselemente dargelegt. Die Reduzierung des Druckes bis in den Hochvakuumbereich macht für das Dicht- und Absaugsystem eine Berücksichtigung der Strömungsarten zur theoretischen Beschreibung der Druckverteilung in den Absaugkanälen notwendig. Es wird speziell auf den Druckbereich direkt an der Berandung der Führungselemente eingegangen. Durch den reduzierten Umgebungsdruck wird die Strömung im Lagerspalt beeinflusst. Auf Grundlage von numerischen Modellen wird die Berechnung des Druckprofils im Lagerspalt für verschiedene Umgebungsdrücke ermöglicht. Die Tragkraft, die Steifigkeit und der Gasverbrauch der Führungselemente sowie Aussagen zu dem dynamischen Verhalten werden aus dem Druckprofil abgeleitet. Die Beschreibung des Dämpfungsverhaltens erfolgt durch die Betrachtung eines gedämpften, schwingungsfähigen Systems mit einem Freiheitsgrad.

2.1 Strömungsarten

Für eine umfassende Beschreibung der Druckverhältnisse in vakuumtauglichen Gasführungselementen ist eine Betrachtung der auftretenden Strömungsarten notwendig. Diese variieren in Abhängigkeit vom vorherrschenden Druck und der durchströmten Leitungsgeometrie und werden durch verschiedene theoretische Ansätze beschrieben. Eine Einteilung der Strömungsarten erfolgt auf Grundlage der dominierenden Beeinflussung der Gasteilchen innerhalb der Strömung.

In dem Bereich der Kontinuumsströmung ist die mittlere freie Weglänge \bar{l} , welche den durchschnittlich zurückgelegten Weg zwischen zwei aufeinander folgenden Kollisionen eines Gasteilchens mit anderen Gasteilchen beschreibt, sehr gering. Das Verhalten der Strömung ist primär durch Druckunterschiede geprägt und das Gas kann als Kontinuum behandelt werden.

Die Molekularströmung tritt bei geringen Drücken und bei engen Leitungsquerschnitten auf. Hier ist der Abstand eines Gasteilchens zur Berandung der Leitung geringer als die mittlere freie Weglänge, wodurch Kollisionen hauptsächlich zwischen Leitungswand und Gasteilchen auftreten. Die Gasteilchen bewegen sich mit ihrer mittleren thermischen Teilchengeschwindigkeit \bar{c} durch die Leitung und ändern nach einer Kollisionen mit der Leitungsberandung die Bewegungsrichtung. Die Ablenkung eines Gasteilchens durch eine Kollision kann als statistisch verteilt angesehen werden. Das makroskopische Strömungsverhalten ergibt sich aus dem Mittelwert der Bewegung aller Gasteilchen.

Der Bereich zwischen den beiden beschriebenen Strömungsarten wird als Knudsenströmung bezeichnet. In diesem Bereich treten etwa gleich viele Zusammenstöße zwischen Gasteilchen und zwischen Gasteilchen und Leitungswand auf.

Der Übergang zwischen den genannten Bereichen ist fließend und die Unterteilung erfolgt anhand der Knudsenzahl Kn . Diese berechnet sich aus dem Verhältnis der mittleren freien Weglänge \bar{l} und dem charakteristischen Leitungsquerschnitt d_c [10].

$$Kn = \frac{\bar{l}}{d_c} \quad (2.1)$$

$$\bar{l} = \frac{k_B T}{\sqrt{2} \pi d_{mo}^2 p} \quad (2.2)$$

In die freie Weglänge geht die Boltzmann-Konstante k_B , die Temperatur T , der Moleküldurchmesser des Gases d_{mo} und der vorherrschende Druck p ein. Der charakteristische Leitungsquerschnitt d_c entspricht für eine kreisförmige Leitung dem Durchmesser. Für andere Leitungsquerschnitte lässt sich der sogenannte hydraulische Durchmesser d_h berechnen [67]. In dieser Beziehung entspricht A der Querschnittsfläche der Leitung und U dem Umfang der Leitung.

$$d_h = \frac{4A}{U} \quad (2.3)$$

In Tabelle 2.1 findet sich die Zuordnung der Knudsenzahl zu den Strömungsformen. Abbildung 2.1 zeigt für typische Druckwerte und Durchmesser den Bereich des Überganges zwischen den Strömungsformen.

Im Anwendungsfall sind für poröse Gasführungselemente relative Speise- drücke zwischen 300.000 Pa und 500.000 Pa üblich. Typische Lagerspalthöhen h zylindrischer Gasführungselemente liegen, in Abhängigkeit von der konzentrischen Spalthöhe h_0 und der belastungsbedingten Exzentrizität, in einem Bereich zwischen $3\ \mu\text{m}$ und $20\ \mu\text{m}$. Die minimale Spalthöhe ist aufgrund fertigungstechnischer Formabweichungen limitiert. Wie aus Abbildung 2.1 entnommen werden kann, findet für diesen Spalthöhenbereich in Abhängigkeit vom Druck ein Übergang von Kontinuumsströmung zu Knudsenströmung im Bereich zwischen 220.000 Pa und 50.000 Pa statt.

Für typische Anwendungsbedingungen herrscht in weiten Bereichen des Lagerspaltes eine Kontinuumsströmung vor. Innerhalb des Randbereiches kann der Übergang in die Knudsenströmung bzw. in die Molekularströmung stattfinden. Die Größe dieses Bereiches wird von dem Umgebungsdruck beeinflusst. Für konventionell an Normalatmosphäre eingesetzte Gasführungselemente ist dieser Bereich am kleinsten. Der Übergang zur Knudsenströmung findet für Spalthöhen kleiner $6\ \mu\text{m}$ statt. Eine Molekularströmung tritt nur für technisch unbedeutende Spalthöhen von kleiner $0,1\ \mu\text{m}$ auf.

Für Gasführungselemente mit dem in Abschnitt 1.1.2 beschriebenen Dichtsystem verringert sich der Umgebungsdruck über den Grobvakuumbereich (100.000 Pa bis 100 Pa) bis in den Feinvakuumbereich (100 Pa bis 0,1 Pa). Es ergibt sich ein erhöhter Druckgradient an der Berandung der Gasführungselemente. Im Lagerspalt wird durch das poröse Medium eine flächige Zuführung

Tabelle 2.1: Abgrenzung der Strömungsformen mittels Knudsenzahl [10]

Knudsenzahl	Strömungsform
$Kn < 0,01$	Kontinuumsströmung
$0,01 < Kn < 0,5$	Knudsenströmung
$0,5 < Kn$	Molekularströmung

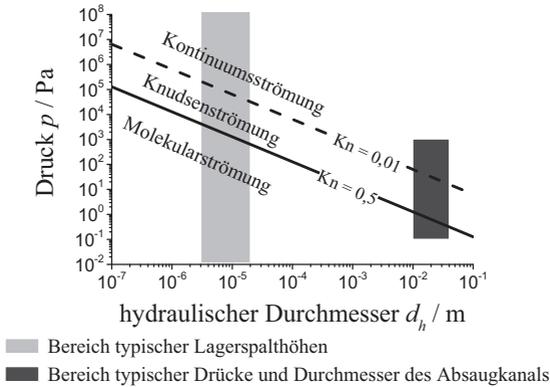


Abbildung 2.1: Strömungsformen (Stickstoff, $T = 293$ K)

des Speisegases bis an die Berandung erreicht. Der Druck fällt entlang des Lagerspaltès kontinuierlich auf den Umgebungsdruck ab, weshalb der Bereich der Knudsen- und Molekularströmung im Lagerspalt im Vergleich zur Anwendung an Normalatmosphäre zunimmt.

2.2 Dicht- und Absaugsystem

Die Nutzung von Gasführungselementen in einer Vakuumumgebung bedingt die Verwendung eines Dichtsystems, das das Eindringen des zugeführten Speisegases in den umgebenden Vakuumbereich verhindert beziehungsweise minimiert. Die Funktionsweise basiert auf der Dichtwirkung des Strömungswiderstandes eines engen Spaltès und der vorgelagerten Verbindung zu einer externen Senke (siehe Abschnitt 1.1.2, Abbildung 1.2). Im Folgenden sollen nach [10] die Berechnungsgrundlagen vereinfacht an dem Modell eines Absaugsystems (siehe Abbildung 2.2), aufgeteilt in den Bereich der Senke, der Verbindungsleitung und der Quelle, beschrieben werden.

Standardmäßig wird in der Vakuumtechnik die Senke durch eine Vakuumpumpe mit dem spezifischen Saugvermögen S_p realisiert. Das Saugvermögen gibt den mittleren Volumenstrom durch den Ansaugflansch einer Vakuumpumpe in einem definierten Druckbereich an. Zum Erreichen verschiedener Enddrücke werden unterschiedliche Pumpenarten mit verschiedenen

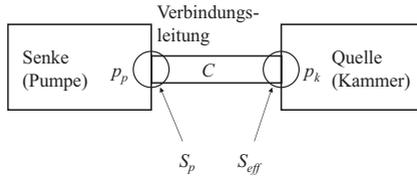


Abbildung 2.2: Schematisches Absaugsystem

physikalischen oder chemischen Wirkprinzipien eingesetzt (siehe [10, 68]). Die Berechnung des Druckes p_p an dem Ansaugflansch der Vakuumpumpe ist mit Kenntnis des anliegenden Massestromes \dot{m} sowie durch die Temperatur T und die spezifische Gaskonstante R_s möglich.

$$p_p = \frac{\dot{m} R_s T}{S_p} \quad (2.4)$$

In der Verbindungsleitung zwischen Quelle und Senke stellt sich ein Druckunterschied Δp ein. Es ergibt sich ein charakteristischer Strömungsleitwert C der Leitung, welcher von der Geometrie der Leitung und der Strömungsform innerhalb der Leitung bestimmt wird. Der Leitwert lässt sich als Quotient aus Stromstärke (pV -Stromstärke q_{pV}) und Druckunterschied berechnen.

$$C = \frac{q_{pV}}{\Delta p} \quad (2.5)$$

Die Leitungsdurchmesser des Absaugkanals der ersten Absaugstufe des beschriebenen Dichtsystems liegen im unteren Zentimeterbereich. Der Druck innerhalb der Absaugkanäle kann, in Abhängigkeit von der Anzahl der verwendeten Absaugstufen, über mehrere Dekaden zwischen 10^3 Pa und 10^{-1} Pa variieren. Dies kann zur Ausbildung der drei Strömungsarten innerhalb der Absaugkanäle führen, siehe Abbildung 2.1.

Bei Molekularströmung ist die pV -Stromstärke q_{pV} proportional zur Druckdifferenz Δp [10]. Der Strömungswiderstand nach Gleichung 2.5 ist im Gegensatz zu der Kontinuumsströmung und der Knudsenströmung unabhängig vom Druckgefälle über der Leitungslänge. Die verschiedenen Berechnungsvorschriften für den Strömungswiderstand C der Verbindungsleitung

unterschiedlicher Geometrien können aus der Literatur, z.B. [5, 10] entnommen werden. Am quellenseitigen Ende der Verbindungsleitung stellt sich ein effektives Saugvermögen S_{eff} ein, das geringer als das spezifische Saugvermögen der Pumpe ist.

$$\frac{1}{S_{\text{eff}}} = \frac{1}{S_p} + \frac{1}{C} \quad (2.6)$$

Ein Kennwert zur Beschreibung der Quelle ist die pro Zeiteinheit abzutransportierende Gasmenge. Für die erste Absaugstufe kann der Gasverbrauch der Buchse als Quelle angesehen werden, für die folgenden Absaugstufen entspricht die Quelle dem Massestrom, der durch den vorgeschalteten Dichtspalt strömt. Der Druck an der Berandung der Buchse beziehungsweise nach den Dichtspalten kann mit Hilfe des Massestromes und des effektiv anliegenden Saugvermögens analog zu Formel 2.4 berechnet werden.

Die Berechnung des Gasstromes durch den Dichtspalt lässt eine Abschätzung des erreichbaren Druckes in der Vakuumkammer zu. Aufgrund der geringen Dichtspalthöhen von kleiner 100 μm und des geringen Druckes in dem Absaugkanal kann von einer Molekularströmung innerhalb des Dichtspaltes ausgegangen werden. Die durch einen Dichtspalt tretende Gasmenge ist nicht nur von der Strömungsart abhängig, sondern auch von den geometrischen Abmessungen und Beschaffenheiten des Spaltes. Zur Realisierung eines Dichtsystems für zylindrische Gasführungselemente ist die Verwendung von zylindrischen Dichtungen zweckmäßig. Aus der Kombination einer zylindrischen Dichtung mit dem zylindrischen Führungsgegenpart, unter der Annahme einer konzentrischen Lage, ergibt sich als Dichtspaltform ein ringförmiger Spalt. Durch die Exzentrizität e zwischen Buchse und Zylinder des Gasführungselementes ergibt sich ebenfalls ein exzentrischer Dichtspalt. In Abbildung 2.3 ist eine schematische Übersicht der Spaltformen dargestellt. Die Dichtspalthöhe h_d im konzentrischen Fall ergibt sich aus der Radiendifferenz $r_2 - r_1$ der Dichtspaltflächen. Die Länge des Dichtspaltes wird mit l_d bezeichnet und der Druck an der Eintrittsöffnung des Spaltes mit p_E und an der Austrittsöffnung mit p_A .

Nach einem Ansatz von Pipko [69] hat Edelmann [67, 70] für eine ringförmige Leitung, deren Rohrachsen um den Betrag e parallel verschoben sind, eine Formel für den Leitwert bestimmt.

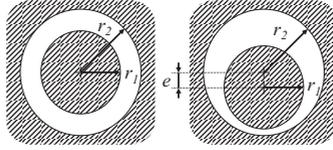


Abbildung 2.3: Schematische Dichtspaltformen

$$C_{\text{Pipko}} = \frac{8}{5} \ln \left(\frac{l_d}{r_2 - r_1} \right) \frac{r_1 (r_1 - r_2)^2}{l_d} \left[1 + \frac{e^2}{2(r_1 - r_2)^2} \right] \bar{c} \quad (2.7)$$

Dies gilt für Werte $\frac{l_d}{r_2 - r_1} > 10$.

Aus dem erhaltenen Leitwert lässt sich durch Gl. (2.5) und mit $q_{pv} = \dot{m} R_s T$ [10] der Massestrom durch den Dichtspalt nach Gleichung

$$\dot{m}_{\text{Pipko}} = \frac{C_{\text{Pipko}}}{R_s T} (p_E - p_A) \quad (2.8)$$

berechnen. Ein Vergleich mit anderen Berechnungsansätzen ist in [5] beschrieben.

2.3 Tragkraft und Radialsteifigkeit

Die analytische Bestimmung der Tragkraft und der Radialsteifigkeit wird durch die Beschreibung der Strömung innerhalb des Lagerspaltes ermöglicht, von der die Druckverteilung abgeleitet werden kann. Für die verschiedenen auftretenden Strömungsformen innerhalb des Spaltes existieren einzelne Näherungslösungen, die nachfolgend hergeleitet und deren Anwendungsbereiche aufgezeigt werden sollen.

2.3.1 Strömung im Lagerspalt

Als Grundlage der Berechnung der Strömung im Spalt dient die Navier-Stokes Gleichung in der inkompressiblen Form [71].

$$\rho \vec{v} (\nabla \cdot \vec{v}) + \rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = -\nabla p + \eta (\nabla^2 \vec{v}) + \vec{F}_V \quad (2.9)$$

Weitere notwendige Gleichungen zur Berechnung der Strömung sind die Kontinuitätsbedingung

$$\nabla(\rho \vec{v}) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.10)$$

und die Zustandsgleichung des idealen Gases

$$pV = mR_s T. \quad (2.11)$$

Für die Berechnung der Strömung innerhalb des Lagerspaltes werden folgende Annahmen getroffen.

- Für das verwendete Gas* wird ein Newtonsches Verhalten angenommen.
- Die Viskosität η wird als konstant betrachtet.
- Die Strömung ist laminar. In der Literatur wird nahezu ausschließlich die Annahme einer laminaren Strömung im Lagerspalt von aerostatischen Elementen getroffen [4, 21, 27], was durch die geringe Lager-spalthöhe auch bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten als erfüllt angesehen werden kann. Es wird von einer quasistationären Strömung ausgegangen ($\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = 0$).
- Die Volumenkräfte \vec{F}_V und die Trägheitskräfte $\rho \vec{v}(\nabla \cdot \vec{v})$ können gegenüber den Kräften der inneren Reibung vernachlässigt werden.

Durch diese Annahmen ergibt sich aus Gleichung 2.9 die Beschreibung einer Poiseuille-Strömung im Lagerspalt.

$$\nabla p = \eta (\nabla^2 \vec{v}) \quad (2.12)$$

Im Folgenden werden die notwendigen Randbedingungen zur Lösung der erhaltenen Differentialgleichung betrachtet. In Abbildung 2.4 sind die qualitativen Geschwindigkeitsverläufe in Abhängigkeit von den auftretenden Strömungsformen dargestellt.

Im Fall einer Kontinuumsströmung innerhalb des Lagerspaltes kann an der impermeablen Spaltbegrenzung von einer Haftbedingung des Gases ausgegangen werden. Die Strömungsgeschwindigkeit an der Berandung beträgt null.

*In den experimentellen Untersuchungen wird ausschließlich Stickstoff verwendet.

$$v_H(z = h) = 0 \quad (2.13)$$

Für die permeable Spaltbegrenzung kann keine Haftbedingung angenommen werden. Es tritt an der Begrenzungsfläche des porösen Mediums eine Geschwindigkeitskomponente v_{SF} größer null auf. Der "Slip Flow" wird analytisch nach Beavers et al. [20] wie folgt beschrieben.

$$\left. \frac{\partial \vec{v}}{\partial z} \right|_{z=0} = \frac{\alpha}{\sqrt{k}} (v_{SF} - v_D) \quad (2.14)$$

Der dimensionslose Kennwert α wurde durch Beavers [72] für ein poröses Medium zwischen 0,19 und 0,27 bestimmt. Die Geschwindigkeitskomponente v_D ist die Strömungsgeschwindigkeit innerhalb des porösen Mediums, parallel zur Oberfläche. Die Untersuchungen von Sparrow [73] zeigen, dass diese zusätzliche Strömungskomponente Abweichungen kleiner 1 % bewirkt und vernachlässigt werden kann. Gerke [21] begründet die Vernachlässigung der Strömung parallel zur Lageroberfläche durch die unterschiedlichen Permeabilitäten k innerhalb des oberflächlich verdichteten porösen Mediums. Durch die geringe Dicke der oberflächenverdichteten Schicht kann von einem starken Druckgradienten normal zur Lageroberfläche ausgegangen werden. Der Druckgradient parallel zur Oberfläche ist im Vergleich hierzu viel geringer. Daher wird für die Slip Flow Randbedingung der v_D Term vernachlässigt und folgende Gleichung verwendet.

$$\left. \frac{\partial \vec{v}}{\partial z} \right|_{z=0} = \frac{\alpha}{\sqrt{k}} v_{SF} \quad (2.15)$$

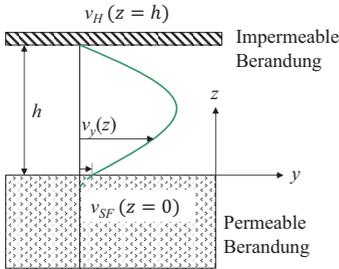
Im Bereich der Knudsenströmung liegt ebenfalls eine Gleitbedingung an der impermeablen Berandung des Lagerspaltes vor. Diese Geschwindigkeitskomponente v_{Kn} wird von Donat [22] genutzt.

$$v_{Kn}(z = h) = -\bar{l} \left. \frac{\partial \vec{v}}{\partial z} \right|_{z=h} \quad (2.16)$$

Der Einfluss der Knudsenströmung auf die Slip Flow Gleitbedingung eines porösen Mediums ist nicht bekannt. Es wird daher für diese Strömungsform ebenfalls die Randbedingung nach Beavers (Gleichung 2.15) verwendet.

Auf Grundlage der Kontinuitätsbedingung kann nach Rist et al. [74] der Massestrom durch

Kontinuumsströmung



Knudsenströmung

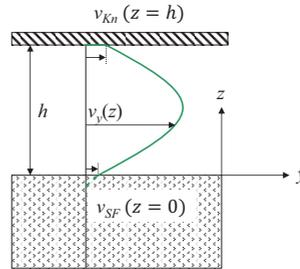


Abbildung 2.4: Qualitatives Geschwindigkeitsprofil im Lagerspalt bei verschiedenen Strömungsformen

$$\dot{m} = \rho A \vec{v} \quad (2.17)$$

beschrieben werden. Aus dem Zusammenhang von Druck- und Geschwindigkeitsprofil nach Gleichung 2.12 kann unter Verwendung der entsprechenden Randbedingungen (siehe Abbildung 2.4) für die verschiedenen Strömungsformen der Geschwindigkeitsverlauf über der Spalthöhe ermittelt werden. Es ergibt sich die Beschreibung für den Massestrom \dot{m} durch den Lagerspalt mit dem Umfang U_s .

$$\dot{m} = \rho U_s \int_{z=0}^{z=h} \vec{v} dz \quad (2.18)$$

2.3.2 Strömung durch ein poröses Medium

Zur Beschreibung der Strömung durch ein poröses Medium wird in nahezu allen Literaturquellen der Ansatz von Darcy verwendet. Die Strömungsgeschwindigkeit v_D ist abhängig von der Permeabilität k des porösen Mediums und der Viskosität des Fluides η [9].

$$v_D = -\frac{k}{\eta} \nabla p \quad (2.19)$$

Wie bereits bei der Herleitung von Gleichung 2.15 beschrieben, kann im Fall der Drosselschicht von aerostatischen Elementen von einer eindimensionalen Strömung durch das poröse Medium ausgegangen werden. Unter Anwendung der Kontinuitätsgleichung in Form der Gleichung 2.18 sowie der allgemeinen Gasgleichung 2.11 folgt der Massestrom \dot{m}_D durch das poröse Medium mit der Schichtdicke h_p und der durchströmten Fläche A .

$$\dot{m}_D = A \frac{k}{2\eta R_S T h_p} (p_s^2 - p^2) \quad (2.20)$$

Die Permeabilität k ist ein Kennwert des porösen Mediums für die Durchlässigkeit von Flüssigkeiten und Gasen.

Untersuchungen von Robinson et al. [32] ergeben, dass die Permeabilität von der Strömungsform im porösen Medium abhängig ist. Für laminare Strömung kann die Permeabilität als konstant betrachtet werden. Liegt eine turbulente Strömung vor, nimmt die Permeabilität mit zunehmender Turbulenz ab. Die Reynoldszahl Re beschreibt das Verhältnis von Trägheitskräften und Zähigkeitskräften [74] und wird als dimensionslose Kenngröße für das Auftreten von Turbulenzen genutzt.

$$Re = \frac{d_c \bar{v} \rho}{\eta} \quad (2.21)$$

Robinson et al. geben für den turbulenten Fall die Abhängigkeit der Permeabilität mit

$$k \sim \frac{1}{Re} \quad (2.22)$$

an.

In [9] wird auf die einfache messtechnische Überprüfung der Strömungsform durch die experimentelle Bestimmung des Kurzschlussmassenstromes hingewiesen. Nach Gleichung 2.20 gilt für laminare Strömung $\dot{m} \sim (p_s^2 - p_k^2)$. Durch den Übergang zu einer turbulenten Strömung kann durch die Berücksichtigung der von Robinson et al. angegebenen Beziehung 2.22 nachgewiesen werden, dass hier die Beziehung $\dot{m} \sim (p_s - p_k)$ gilt.

Für enge Spalte im Mikrometerbereich mit geringer Rauheit findet der Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung in einem Bereich von $2000 < Re < 4000$ statt [75]. Abschätzungen von Schroter [27] ergeben für oberflächenverdichtete poröse Lager aus Sinterbronze Reynoldszahlen im Bereich von $Re < 100$. Es wird angenommen, dass für vergleichbare Geometrien der porösen Schicht ähnliche Reynoldszahlen auftreten und im porösen Medium von einer laminaren Strömung und von einer konstanten Permeabilität ausgegangen werden kann. Die Annahme einer laminaren Strömung wird durch die experimentelle Bestimmung des Gasverbrauches (siehe Abschnitt 3.3) gestützt.

2.3.3 Vereinfachtes numerisches Strömungsmodell

Eine geschlossene analytische Beschreibung der Strömung innerhalb des Lagerspaltes ist durch die mathematischen Schwierigkeiten bei der Handhabung der zugrunde liegenden Differentialgleichungen nicht möglich. Die Berechnung der Strömung und des daraus resultierenden Druckprofils erfolgt in der Mehrzahl der Literaturquellen durch eine Diskretisierung des Volumens des Lagerspaltes und der schrittweisen Lösung des Gleichungssystems. Unter Verwendung des vereinfachten Strömungsmodells können die unterschiedlichen Randbedingungen der auftretenden Strömungsarten berücksichtigt werden. Die resultierende Druckverteilung wird zur Berechnung der Tragkraft, der Radialsteifigkeit und des Gasverbrauches eines Gasführungselementes genutzt. Der zugrunde liegende Algorithmus erlaubt hierbei nur die Berechnung unter der Annahme einer rein axialen Strömung innerhalb des Lagerspaltes.

Für die Berechnung der Druckverteilung wird der Lagerspalt in diskrete Volumenelemente (i, j) unterteilt, siehe Abbildung 2.5. Die Symmetrie des Lagerspaltes bezüglich der $y - z$ Ebene und der $x - y$ Ebene erlaubt die Reduzierung der Berechnung auf ein Viertel des Lagerspaltes. Der Druck $p_{i,j}$ je Volumenelement wird als konstant betrachtet. Da die Radiendifferenz $r_{Bu} - r_{Zy}$ sehr gering ist, wird eine Abwicklung des Zylinderausschnittes in ein ebenes rechteckförmiges Element vorgenommen und die Herleitung der Strömungsverhältnisse in einem kartesischen Koordinatensystem durchgeführt. Die geometrischen Abmessungen eines Volumenelementes ergeben sich aus der Geometrie der Buchse und der gewählten Anzahl der Elemente in Längsrichtung k_i und in Umfangsrichtung k_j zu einer Breite von $2\pi r_{Bu}/k_j$, einer Länge von $L_{Bu}/(2k_i)$ und einer Höhe von h_j . Die lokale Höhe h_j wird

neben der Radiendifferenz auch durch die Exzentrizität e zwischen der Buchsenachse und der Zylinderachse sowie durch die Position ϕ (Gleichung 2.23) entlang des Umfangs bestimmt. Sie ist für alle Elemente i einer Umfangsposition j konstant und lässt sich durch Gleichung 2.24 ausdrücken.

$$\phi = \frac{j\pi}{k_j} \quad (2.23)$$

$$h_j = \sqrt{e^2 + r_{Bu}^2 - 2 \cdot e \cdot r_{Zy} \cdot \cos(\phi)} - r_{Zy} \quad (2.24)$$

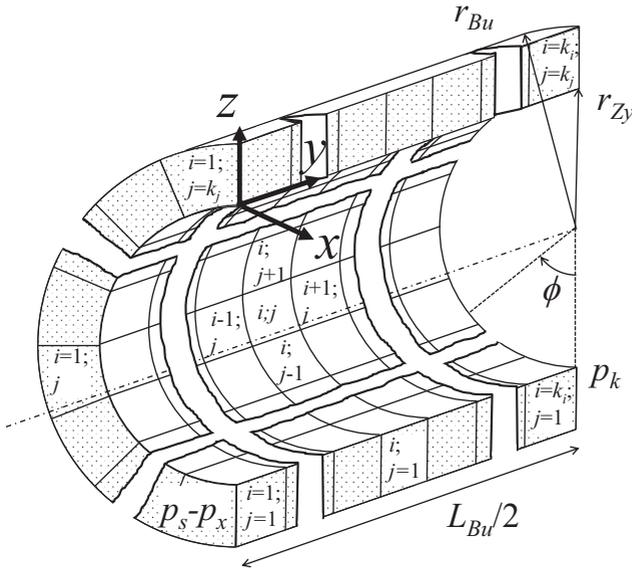
Ausgangspunkt für die Strömungsermittlung ist die Gleichung 2.12. Das entwickelte Modell soll die Ermittlung der Einflüsse von verschiedenen Eingangsparametern auf die statischen Eigenschaften des Gasführungselementes ermöglichen. Folgende Annahmen liegen der Modellerstellung zugrunde. Der Geschwindigkeitsgradient in Achsrichtung kann gegenüber dem Geschwindigkeitsgradienten in Richtung der Lagerflächennormalen vernachlässigt werden. Die Strömung in Umfangsrichtung wird vernachlässigt, was für eine nahe konzentrische Lage von Buchse und Zylinder eine zulässige Annahme darstellt. Für zunehmende Exzentrizitäten zwischen Buchse und Zylinder ist mit einem Anstieg des Fehlers aus dieser Annahme zu rechnen. Die rein axiale Strömung innerhalb des Lagerspalt führt zu der verwendeten Beschreibung der Strömung innerhalb dieses Modells.

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \eta \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2}; \quad \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (2.25)$$

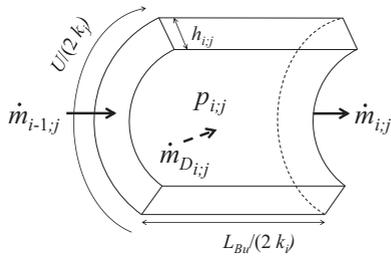
Nach zweimaliger Integration ergibt sich der Geschwindigkeitsverlauf über den Lagerspalt.

$$v_y = \frac{z^2}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + C_1 z + C_2 \quad (2.26)$$

Auf Grundlage der getroffenen Annahmen können aus Gleichung 2.26 mit den entsprechenden Randbedingungen (vgl. Abbildung 2.4) die Integrationskonstanten C_1 und C_2 ermittelt werden.



(a) Unterteilung des Lagerspaltes in Volumenelemente



(b) Volumenelement i, j mit dem Druck $p_{i,j}$

Abbildung 2.5: Schematische Vernetzung des Lagerspaltes für numerisches Strömungsmodell

Berechnungsvorschrift für Kontinuumsströmung

Für den Fall der Kontinuumsströmung ergibt sich nach dem Einsetzen von Randbedingung 2.13 und 2.15 in Gleichung 2.26 folgender Ausdruck.

$$v_y = \frac{(z^2 - h^2)}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\alpha(z-h)}{\sqrt{k}} v_{SF} \quad (2.27)$$

Die Slip Flow Gleitgeschwindigkeit v_{SF} entspricht der Geschwindigkeit $v_y(z=0)$.

$$v_{SF} = -\frac{h^2}{2\eta} \frac{1}{1 + \frac{\alpha h}{\sqrt{k}}} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2.28)$$

Mit der Definition $\xi = \frac{1}{1 + \frac{\alpha h}{\sqrt{k}}}$ und durch Einsetzen von Gleichung 2.28 in Gleichung 2.27 ergibt sich die Beschreibung der Strömungsgeschwindigkeit für die Kontinuumsströmung.

$$v_y = (z-h)(z+h\xi) \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2.29)$$

Zur Ermittlung der Druckverteilung wird der Massestrom durch den Lagerspalt benötigt, der sich durch Kombination von Gleichung 2.29 und Gleichung 2.18 ergibt.

$$\dot{m} = -\frac{\rho U h^3}{12\eta} (1 + 3\xi) \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2.30)$$

Die Dichte wird innerhalb eines jeden Volumenelementes als konstant angenommen und mittels der allgemeinen Gasgleichung ersetzt. Die Integration erfolgt unter Berücksichtigung der Geometrie und der Eingangsgrößen eines Volumenelementes (siehe Abbildung 2.5(b)).

$$\dot{m}_{i,j} = (p_{i,j}^2 - p_{i-1,j}^2)(1 + 3\xi) \frac{\pi r_{Bu} h_j^3 k_i}{6\eta R_s T L_{Bu} k_j} \quad (2.31)$$

Die Berechnung des Druckes $p_{i,j}$ im Element (i, j) kann analytisch durch Umformen von Gleichung 2.31 erfolgen.

$$p_{i,j} = \sqrt{p_{i-1,j}^2 - \frac{6\dot{m}_{i,j}\eta R_s T L_{Bu} k_j}{\pi r_{Bu} h_j^3 (1 + 3\xi) k_i}} \quad (2.32)$$

Der Druck $p_{i,j}$ ist abhängig von dem Druck des vorhergehenden Elementes $p_{i-1,j}$ sowie von dem Massestrom $\dot{m}_{i,j}$. Dieser Massestrom wird nach der Kontinuitätsbedingung aus der Summe des Massestromes des vorhergehenden Elementes $\dot{m}_{i-1,j}$ und dem Massestrom durch das poröse Medium (Gleichung 2.20) in diesem Bereich $\dot{m}_{D_{i,j}}$ bestimmt.

Berechnungsvorschrift für Knudsenströmung

Ein analoges Vorgehen führt für den Bereich der Knudsenströmung ausgehend von Gleichung 2.26 und unter Verwendung der Randbedingungen 2.15 und 2.16 zu der Strömungsgeschwindigkeit im Lagerspalt nach Gleichung 2.33.

$$v_y = \left(z^2 - \frac{h(h + 2\bar{l})(\sqrt{k} + z\alpha)}{\sqrt{k} + (h + \bar{l})\alpha} \right) \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2.33)$$

Durch die Kombination von Gleichung 2.33 und Gleichung 2.18 ergibt sich der Massestrom durch den Lagerspalt für die Knudsenströmung.

$$\dot{m} = \frac{\rho U}{2\eta} \left(\frac{h^2}{6} \left(2h - \frac{3(h + 2\bar{l})(2\sqrt{k} + h\alpha)}{\sqrt{k} + (h + \bar{l})\alpha} \right) \right) \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2.34)$$

Die Integration von Gleichung 2.34 erfolgt ebenfalls unter Berücksichtigung der Grenzen eines Volumenelementes nach Abbildung 2.5(b). Hierbei ist auf die Druckabhängigkeit der mittleren freien Weglänge \bar{l} zu achten. Diese wird unter Verwendung der Definition eines gasabhängigen Faktors $\beta = \frac{kT}{\sqrt{2}\pi d_{mo}^2}$ ersetzt.

$$\bar{l} = \frac{\beta}{p} \quad (2.35)$$

Es ergibt sich für den Massestrom $\dot{m}_{i,j}$ eines Volumenelementes im Bereich der Knudsenströmung folgender Ausdruck.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{i,j} = & \frac{h_j^2 U k_i}{24 \eta k_j R_s T (\sqrt{k} + h_j \alpha)^3 L_{Bu}} [(p_{i-1,j} - p_{i,j}) (\sqrt{k} + h_j \alpha) \\ & \{h_j (p_{i-1,j} + p_{i,j}) (\sqrt{k} + h_j \alpha) (4\sqrt{k} + h_j \alpha) + 6(2\sqrt{k} + h_j \alpha)^2 \beta\} \\ & + 6\alpha (2\sqrt{k} + h_j \alpha)^2 \beta^2 \\ & \{\ln(\sqrt{k} p_{i,j} + h_j p_{i,j} \alpha + \alpha \beta) - \ln(\sqrt{k} p_{i-1,j} + h_j p_{i-1,j} \alpha + \alpha \beta)\}] \end{aligned} \quad (2.36)$$

Die Berechnung des Druckes $p_{i,j}$ im Bereich der Knudsenströmung kann nicht direkt durch die Umformung der Formel 2.36 erfolgen. Die Lösung wird numerisch mit Hilfe eines Newtonschen Näherungsverfahrens[†] ermittelt.

Berechnungsvorschrift für Molekularströmung

Für den Bereich der Molekularströmung wird aufgrund der statistisch bestimmten Charakteristik der Strömung die Ermittlung des Massestromes im Lagerspalt nicht auf Grundlage der Navier-Stokes Gleichung bestimmt. Die Berechnung des Massestromes für Molekularströmung \dot{m}_m erfolgt nach Wutz [10].

$$\dot{m}_m = \frac{2AP\Delta p}{\pi l} \quad (2.37)$$

Die Durchlaufwahrscheinlichkeit P beschreibt die Wahrscheinlichkeit, dass ein Gasteilchen nach dem Durchqueren der Eintrittsfläche eines räumlich begrenzten Volumens, dieses durch die Austrittsfläche wieder verlässt. Gilt für einen engen Spalt mit der Länge L , dass Breite $b \gg$ Höhe a , so kann die Durchlaufwahrscheinlichkeit nach [10] näherungsweise mit folgender Gleichung beschrieben werden.

$$P = \frac{1 + \ln(0,433 \frac{L}{a} + 1)}{\frac{L}{a} + 1} \quad (2.38)$$

Aus Formel 2.37 ergibt sich mit $\Delta p = p_{i,j} - p_{i-1,j}$ für das Strömungsmodell direkt die Berechnungsvorschrift für den Druck $p_{i,j}$ im Element (i, j) . Die Länge L und die Höhe a in Gleichung 2.38 wird hierbei durch die Geometrie des Volumenelementes ausgedrückt (siehe Abbildung 2.5(b)).

[†]Verwendet wird die Funktion FindRoot der Wolfram Mathematica Version 9 [76].

Der Einfluss einer porösen Berandung auf das Strömungsverhalten ist für den Bereich der Knudsenströmung und der Molekularströmung nicht bekannt.

Berechnung des Druckprofils

Die zugrunde liegende Vorgehensweise zur iterativen Berechnung des Druckprofils wird durch das Flussdiagramm in Abbildung 2.6 verdeutlicht. Der Ansatz für diesen Algorithmus basiert auf der Arbeit von Schenk [4].

Der Druck im ersten Segment einer jeden Reihe j wird durch eine sehr kleine Druckdifferenz $p_{x_{\text{start}}}$ festgelegt, welche von dem Speisegasdruck subtrahiert wird. Auf Grundlage dieser kleinen Druckdifferenz ergibt sich ein Initialmassenstrom basierend auf Gleichung 2.20. Aufbauend auf diesem Initialmassenstrom werden nachfolgend die Drücke und die Masseströme aller Volumenelemente bis $i = k_i$ auf Grundlage der Gleichungen 2.32, 2.36 bzw. 2.37 berechnet. Der Druck $p_{i=k_i;j}$ wird nun mit dem festgelegten Umgebungsdruck p_k verglichen. Als Abbruchkriterium wird die maximal zulässige Druckdifferenz $p_{\text{Abweichung}}$ definiert. Wenn der berechnete Druck $p_{i=k_i;j} - p_k$ über dem Umgebungsdruck liegt, wird der Wert von p_x durch eine geeignete Anpassung erhöht und ein geringerer Druck im Startsegment angenommen. Ist der Druck $p_{i=k_i;j}$ geringer als der Umgebungsdruck, sind zwei Ursachen möglich. Führt der Druckabfall mit der initialen Druckdifferenz $p_s - p_{x_{\text{start}}}$ zu einem negativen Ausdruck des Terms $p_{i=k_i;j} - p_k$, wird der Druck im ersten Segment als Speisegasdruck definiert und das nächste Segment mit der initialen Druckdifferenz beaufschlagt. Der Bereich des maximalen Druckes wird erhöht. Hat bereits eine Anpassung des Druckes p_x stattgefunden, so liegt die Ursache für das Unterschreiten des Umgebungsdruckes in der nicht zielführenden Anpassung des Wertes p_x . Durch eine korrigierte Anpassung von p_x wird eine iterative Änderung erzeugt, bis die Differenz des Druckes $p_{i=k_i;j} - p_k$ kleiner als $p_{\text{Abweichung}}$ ist. Diese Vorgehensweise wird für alle Werte von j bis $j = k_j$ wiederholt und die erhaltene Druckmatrix ausgegeben.

Berechnung der Tragkraft, der radialen Steifigkeit und des Gasverbrauches

Aus der Druckmatrix und den geometrischen Bedingungen kann die Tragkraft des Gasführungselementes berechnet werden. Hierfür wird die Kraftkomponente in Belastungsrichtung (z -Richtung) durch den Druck $p_{i,j}$ eines

Volumenelementes und dessen projizierter Fläche A_{proj} auf die $x - y$ Ebene berechnet. Die projizierte Fläche ergibt sich aus der Grundfläche des Volumenelementes und der Lage bezüglich der $x - y$ Ebene ausgedrückt durch den Winkel ϕ , siehe Gleichung 2.23.

$$A_{\text{proj}} = \frac{L_{Bu}U}{4k_i k_j} \cos(\phi) \quad (2.39)$$

Die Tragkraft F der Buchse unter Berücksichtigung der genutzten Symmetriebedingungen wird durch folgenden Ausdruck beschrieben.

$$F = 4 \sum_{i=1}^{k_i} \sum_{j=1}^{k_j} p_{i;j} A_{\text{proj}} \quad (2.40)$$

Die Steifigkeit in radialer Auslenkungsrichtung c_r wird durch numerische Differentiation der Tragkraft über der Spalthöhe bestimmt.

$$c_r = - \frac{dF}{dh} \quad (2.41)$$

Der Gasverbrauch ergibt sich aus dem aufsummierten Massestrom aller Elemente $i = k_i$. Aus dem Massestrom mit $[\dot{m}_{i=k_i;j}] = \text{kg/s}$ kann der Gasverbrauch q_N bezogen auf Normbedingungen in Normliter pro Minute $[q_N] = \text{l}_N/\text{min}$ wie folgt ermittelt werden.

$$q_N = \frac{\dot{m} T_N R_S}{p_N} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}} \cdot 1000 \frac{1}{\text{m}^3} \quad (2.42)$$

Die Normbedingungen sind nach DIN 1343 festgelegt ($T_N = 273,15 \text{ K}$; $p_N = 101325 \text{ Pa}$).

2.3.4 FEM-basiertes numerisches Strömungsmodell

Das zweite Strömungsmodell, das in dieser Arbeit verwendet wird, nutzt die kommerzielle Software COMSOL Multiphysics®. Das Programm basiert auf der Finiten Elemente Methode (FEM) und wurde bereits in der Literatur [77] für die Simulation ebener poröser aerostatischer Elemente genutzt. Der FEM-Ansatz erlaubt die Strömungsberechnung auf Grundlage von Gleichung 2.12 in alle Koordinatenrichtungen. Hierfür ist die Modellierung eines Viertels des porösen Mediums sowie des Lagerspaltes notwendig. Die Strömung durch

das poröse Medium wird durch Darcy's Ansatz (siehe Gleichung 2.19) berechnet. Über die gesamte Fläche des äußeren Umfangs des porösen Mediums wird der Druck als p_s festgelegt. Die Berechnung der Druckverteilung im Lagerspalt und im porösen Medium wird durch zwei unterschiedliche Module durchgeführt. Der Druck an der porösen Oberfläche und der Druck im Lagerspalt an der Grenzfläche zu dem porösen Medium werden gekoppelt. Eine simultane Lösung in beiden modellierten Volumen wird ermöglicht. Die Randbedingung zur Beschreibung der Strömung im Lagerspalt kann zwischen der Haftbedingung und der Gleitbedingung gewählt werden. Eine Berechnung im Bereich der Molekularströmung ist möglich. Der Druck innerhalb des Lagerspaltens kann zwischen hohen Speisegasdrücken (z.B. 500kPa) und geringen Umgebungsdrücken (z.B. 1kPa) variieren. Die lokale Lagerspalthöhe kann sehr geringe Werte annehmen (z.B. $1\mu\text{m}$). Es ergibt sich ein weiter Bereich von Knudsenzahlen und ein Wechsel zwischen den Strömungsformen, siehe Abbildung 2.1. Der notwendige Wechsel der Randbedingungen zur Beschreibung der Strömungsart in Abhängigkeit von der Knudsenzahl kann durch die aktuelle Version 4.4 von COMSOL Multiphysics® nicht realisiert werden. Die Haftbedingung der Kontinuumströmung gilt über ein weites Parameterfeld für den größten Teil des Lagerspaltens. Der Übergang zur Knudsen- oder Molekularströmung ist auf den Randbereich des Lagerspaltens begrenzt. Aus diesem Grund wird für die FEM-basierte Simulation ausschließlich die Haftbedingung genutzt.

2.3.5 Vergleich der numerischen Strömungsmodelle

Um die numerischen Strömungsmodelle direkt zu vergleichen, wird mit beiden Modellen eine Berechnung anhand einer vereinfachten Geometrie durchgeführt. Es wird ein ebener Spalt mit der Höhe h , der Breite b und der Länge L betrachtet, siehe Abbildung 2.7. Die Abgrenzung des Spaltens erfolgt durch eine permeable Berandung in der $x-y$ Ebene und eine impermeable Berandung in einer parallelen Ebene bei $z = h$. Der Speisegasdruck p_s fällt durch die permeable Berandung auf den Druck $p = f(L)$ im Lagerspalt. Der Lagerspaltendruck fällt entlang der Länge L auf den Umgebungsdruck p_k an der Berandungsfläche bei $y = \pm L/2$ ab. Aufgrund der Symmetrie des Systems wird durch das Modell eine Hälfte ($y = 0$ bis $y = L/2$) abgebildet. Es wird analog zu dem vereinfachten Strömungsmodell nur der Strömungsanteil in y -Richtung betrachtet.

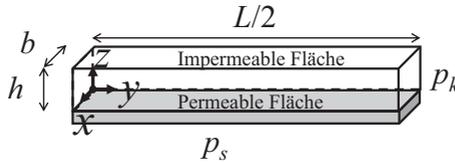


Abbildung 2.7: Schematische Darstellung eines ebenen Spaltes zum Vergleich der numerischen Strömungsmodelle

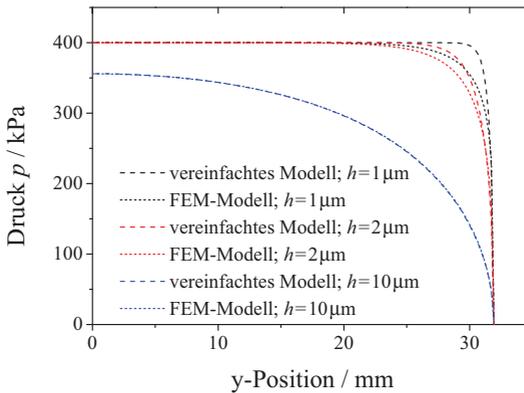


Abbildung 2.8: Vergleichsrechnung der numerischen Modelle für Druckverlauf im ebenen Spalt ($p_s = 400\text{kPa}$, $p_k = 1\text{kPa}$, $L/2 = 32\text{mm}$)

Auf Grundlage der vereinfachten Geometrie werden mit dem vereinfachten Strömungsmodell und dem FEM-basierten Strömungsmodell Vergleichsrechnungen durchgeführt. Die genutzten Parameter sind $p_s = 400\text{kPa}$ und $p_k = 1\text{kPa}$ bei verschiedenen Spalthöhen h . Die Ergebnisse der Vergleichsrechnungen sind in Abbildung 2.8 dargestellt.

Für die Spalthöhe $h = 10\mu\text{m}$ tritt im gesamten Lagerbereich eine Kontinuumsströmung auf. In diesem Fall wird der Druckverlauf über die Spaltlänge von beiden Modellen nahezu identisch berechnet. Die Abweichung liegt über dem Großteil ($\approx 95\%$) der Spaltlänge unter 1% .

Wird die Spalthöhe reduziert, findet ein Übergang von Kontinuums- zu Knudsenströmung statt. Für $h = 2\mu\text{m}$ treten beide Strömungsarten auf und bei $h = 1\mu\text{m}$ ist in dem gesamten Lagerspalt eine Knudsenströmung ausgeprägt. Aufgrund der verschiedenen Randbedingungen, die den beiden Modellen bei

den unterschiedlichen Strömungsformen zugrunde liegen, kommt es zu teils hohen Abweichungen zwischen den erhaltenen Druckverläufen. Die Abweichungen betragen maximal 6% (16.000 Pa) bei $h = 2\mu\text{m}$ und bis zu 15% (40.000 Pa) bei $h = 1\mu\text{m}$.

Die Nutzung des FEM-basierten numerischen Strömungsmodells ist exakter hinsichtlich der Berücksichtigung einer Umfangsströmung im Lagerspalt. Abweichungen ergeben sich durch die Vernachlässigung des Übergangs zwischen den Strömungsformen, welcher im FEM-Modell nicht berücksichtigt werden kann.

2.4 Dämpfung

Die vollständige theoretische Beschreibung der Dämpfungseinflüsse eines aerostatischen Führungselementes innerhalb eines Positioniersystems umfasst sowohl die innere Dämpfung des Druckprofils als auch die äußere Dämpfung durch mechanische Schnittstellen zwischen Führungselement und Positioniersystem. Die äußere Dämpfung ist systemabhängig und eine getrennte Betrachtung der Dämpfungseinflüsse im realen System meist nicht realisierbar. Zur Vereinfachung und allgemeingültigen Beschreibung wird nur die innere Dämpfung der Führungselemente betrachtet.

Die Beschleunigung eines Körpers mit der Masse m wird durch weg- und geschwindigkeitsabhängige Kräfte beeinflusst. Das Rückstellglied mit der Steifigkeit c erzeugt eine wegabhängige Kraft und die Kraft des Dämpfungsgliedes mit dem Dämpfungskoeffizienten d ist geschwindigkeitsabhängig.

Die Bewegungsgleichung für die freie gedämpfte Schwingung eines mechanischen Systems bei Betrachtung einer Koordinatenrichtung x wird durch eine homogene Differentialgleichung (DGL) zweiter Ordnung [78, 79] beschrieben.

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = 0 \quad (2.43)$$

Durch die Einführung des Abklingkoeffizienten

$$\delta = \frac{d}{2m} \quad (2.44)$$

und der Eigenkreisfrequenz

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (2.45)$$

folgt die Standardform der Bewegungsgleichung:

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_0^2 x = 0 \quad (2.46)$$

Unter Verwendung des exponentiellen Lösungsansatzes der Form $x(t) = A_0 e^{\lambda t}$ ergibt sich eine charakteristische Gleichung,

$$\lambda^2 + 2\delta\lambda + \omega_0^2 = 0 \quad (2.47)$$

woraus für den charakteristischen Exponenten λ zwei Lösungen folgen.

$$\lambda_{1/2} = -\delta \pm \sqrt{\delta^2 - \omega_0^2} \quad (2.48)$$

Aus den Lösungen lassen sich verschiedene Fälle ableiten, die durch den Wurzelterm in Gleichung 2.48 bestimmt werden [78]. Eine andere Form der Einordnung des Schwingungsverhaltens basiert auf dem Dämpfungsgrad (Lehr'sches Dämpfungsmaß) D mit

$$D = \frac{\delta}{\omega_0} = \frac{d}{2\sqrt{mc}}, \quad (2.49)$$

woraus eine alternative Beschreibung der Lösung für die charakteristischen Exponenten λ folgt.

$$\lambda_{1/2} = -\delta \pm \omega_0 \sqrt{D^2 - 1} \quad (2.50)$$

Nach DIN 1311 [78] werden Systeme mit Dämpfungsgraden $D \ll 1$ als schwach gedämpft und mit $D < 1$ als stark gedämpft bezeichnet. Für $D \geq 1$ ergeben sich sehr stark gedämpfte Systeme.

1. Fall: schwach und stark gedämpftes System

Gilt für das System $D \ll 1$ bzw. $D < 1$, führt die negative Wurzel zu zwei komplexen Lösungen für λ .

$$\lambda_{1/2} = -\delta \pm i\sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} \quad (2.51)$$

Mit der gedämpften Eigenkreisfrequenz des Systems $\omega_d = \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}$ und Vereinfachungen unter Zuhilfenahme der Euler Formel ergibt sich als Lösung der Differentialgleichung eine quasiharmonische Schwingung. Bei einem ungedämpften System wird diese als Eigenschwingung bezeichnet.

$$x(t) = e^{-\delta t} [A_1 \cos(\omega_d t) + A_2 \sin(\omega_d t)] \quad (2.52)$$

2. Fall: sehr stark gedämpftes System

Im Fall von $D \geq 1$ ergibt sich ein nicht negativer Term unter der Wurzel von Gleichung 2.50.

Für positive Werte ($D > 1$) resultieren zwei reelle Lösungen für die charakteristische Gleichung.

$$\lambda_{1/2} = -\delta \pm \omega_0 \sqrt{D^2 - 1} = -\delta \pm \sqrt{\delta^2 - \omega_0^2} \quad (2.53)$$

Die Lösung der Differentialgleichung in Gleichung 2.54 wird als aperiodische Schwingung (Kriechbewegung) bezeichnet.

$$x(t) = e^{-\delta t} \left[A_1 e^{t\sqrt{\delta^2 - \omega_0^2}} + A_2 e^{-t\sqrt{\delta^2 - \omega_0^2}} \right] \quad (2.54)$$

Im Fall von $D = 1$ wird der Wurzelterm zu null und für die charakteristische Gleichung ergibt sich eine reelle Lösung.

$$\lambda_1 = \lambda_2 = -\delta \quad (2.55)$$

Die Lösung der Differentialgleichung ist der aperiodische Grenzfall.

$$x(t) = [A_1 t + A_2] e^{-\delta t} \quad (2.56)$$

Für alle beschriebenen Fälle lassen sich die Konstanten A_1 und A_2 aus den Anfangsbedingungen der Schwingung ermitteln. In Abbildung 2.9 werden für den Fall $D \ll 1$, $D < 1$, $D = 1$ und $D > 1$ beispielhafte Schwingungsverläufe dargestellt. Hierfür werden die Randbedingungen $x(t = 0) = x_0$ und $\dot{x}(t = 0) = 0$ angenommen.

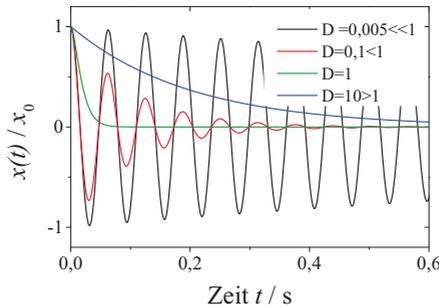


Abbildung 2.9: Schwingungsverläufe für verschiedene Dämpfungsgrade D

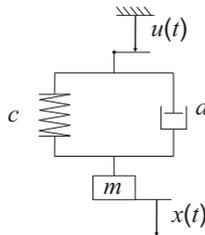


Abbildung 2.10: Schematische Darstellung der Fußpunktanregung eines Feder-Masse-Dämpfer-Systems

Systemanregung

Die Anregung des Systems kann durch verschiedene Erregungsarten und Erregungsverläufe erfolgen. Die Erregungsarten werden allgemein in Kräfteerregung, Fußpunkterregung der Feder, des Dämpfers oder beider Elemente sowie Massekräfteerregung eingeteilt. Häufig genutzte Erregungsverläufe werden durch sprungförmige oder impulsförmige Anregungen sowie durch harmonische Anregungen realisiert [79]. Der in Abschnitt 3.4 beschriebene Versuchsaufbau nutzt eine sprungförmige Anregung von Feder- und Dämpfer, weshalb im Folgenden auf die theoretische Beschreibung dieser Kombination eingegangen werden soll.

Die Anregung des Fußpunktes einer Feder und eines Dämpfers durch eine Funktion $u(t)$ (siehe Abbildung 2.10) entspricht einer Störung der homogenen

Differentialgleichung 2.46 durch die Störfunktion \ddot{x}_s , was zu der inhomogenen Gleichung

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_0^2 x = \ddot{x}_s \quad (2.57)$$

führt.

Die Störfunktion kann für die betrachtete Anordnung nach [79] durch Funktion 2.58 beschrieben werden.

$$\ddot{x}_s = \omega_0^2 u(t) + 2\delta\dot{u}(t) \quad (2.58)$$

Für eine sprungförmige Anregung ergibt sich unter Berücksichtigung der Amplitude des Sprungs x_0 und der Beschreibung des Einheitssprunges $\Theta(t)$ nach Heaviside der Ausdruck

$$u(t) = x_0\Theta(t) \quad (2.59)$$

mit

$$\Theta(t) = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ 1, & t \geq 0 \end{cases} \quad (2.60)$$

Nach [79] ist das zeitliche Differential der Sprungfunktion gleich der Impulsfunktion $\delta_D(t)$ (auch als Dirac-Impuls bekannt).

$$\dot{\Theta}(t) = \delta_D(t) = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ 1, & t = 0 \\ 0, & t > 0 \end{cases} \quad (2.61)$$

Durch Gleichsetzen von Gleichung 2.58-2.61 folgt ein neuer Ausdruck für das Störglied, welches als Kombination von Federfußpunkterregung durch die Sprungfunktion und von Dämpferfußpunkterregung durch die Impulsfunktion interpretiert werden kann.

$$\ddot{x}_s = \omega_0^2 x_0 \Theta(t) + 2\delta x_0 \delta_D(t) \quad (2.62)$$

Die Lösung der linearen inhomogenen DGL 2.57 ergibt sich aus der Linearkombination der allgemeinen Lösung der homogenen DGL (siehe obige Fallunterscheidung basierend auf Gleichung 2.46) und einer partikulären Lösung x_{part} der inhomogenen DGL. Laut [79] ergibt sich für die Federfußpunkterregung als partikuläre Lösung der inhomogenen DGL

$$x_{\text{part}} = x_0. \quad (2.63)$$

Diese Betrachtung zeigt, dass das sprungerregte System von der Gleichgewichtslage in $x = 0$ in die Gleichgewichtslage $x = x_0$ übergeht, wobei die unter Berücksichtigung der Charakteristik des Dirac Impulses für die Dämpferfußpunkterregung vorhandene Anfangsgeschwindigkeit dieses Überganges $\dot{x}(t = 0) = v_0$ beträgt [79]. Der reale Verlauf des Überganges wird durch die allgemeine Lösung der DGL bestimmt.

Nichtlineares Dämpfungsverhalten

Die bisherigen Betrachtungen gehen vereinfacht von einem linearen Verhalten des Systems aus. Das dynamische Verhalten von Gaslager- und Gasführungselementen bei hochfrequenten Anregungen und nach Sprüngen ist mit dem nichtlinearen Verhalten einer Gasfeder vergleichbar [27, 36]. Dies ist auf die schnelle Änderung der Spalthöhe zurückzuführen, so dass im ersten Moment keine Ausgleichsvorgänge stattfinden können. Die Dämpfung und die Eigenkreisfrequenz dieser Elemente sind abhängig von der Amplitude des Systems. Für kleine Amplituden liegt nach Schroter [27] für das System näherungsweise ein lineares Verhalten vor.

Die Änderung der Druckverteilung im Lagerspalt wird durch eine polytrope Zustandsänderung beschrieben. Eine Abschätzung der dynamischen Steifigkeit der Gasführungselemente erfolgt auf Grundlage der erhaltenen Druckverteilung. Eine Beschreibung der allgemeinen thermodynamischen Zustandsänderung des Gases im Lagerspalt ist mit Hilfe des Polytropenexponenten n möglich [74].

$$p \cdot V^n = \text{konst.} \quad (2.64)$$

Für die Beschreibung der verschiedenen Zustandsänderungen sind unterschiedliche Polytropenexponenten anzunehmen.

- $n = 0$: isobare Zustandsänderung (konstanter Druck)
- $n = 1$: isotherme Zustandsänderung (konstante Temperatur)
- $n = \kappa$: isentrope Zustandsänderung (konstante Entropie $p \cdot V^\kappa$)
- $n = \infty$: isochore Zustandsänderung (konstantes Volumen)

Für langsame Änderungen der Lagerspalthöhe kann idealisiert davon ausgegangen werden, dass keine Temperaturschwankungen im Lagerspalt auftreten, da durch die umgebende Berandung die Wärme vollständig aufgenommen und abgeführt wird. Die Zustandsänderung verläuft hierbei isotherm. Bei sehr schnellen Änderungen findet nahezu kein Wärmeabtransport statt und die Zustandsänderung verläuft adiabatisch. Annähernd kann dies durch die isentrope Zustandsänderung beschrieben werden. Da beide Zustände real nicht erreicht werden, liegt der Polytropenexponent im Bereich von $1 \leq n \leq \kappa$. Der Isentropenexponent κ für zweiatomige Gase wie Stickstoff wird mit $\kappa = 1,4$ angegeben [74].

Ausgehend von dem stationären Druckprofil im Lagerspalt, welches mit den in Abschnitt 2.3 beschriebenen Modellen ermittelt werden kann, wird für beide Zustandsänderungen ($n = 1$; $n = \kappa$) das resultierende Druckprofil je Volumenelement nach Gleichung 2.64 berechnet. Der Index 1 bezeichnet Werte im stationären Zustand und der Index 2 Werte nach der Zustandsänderung.

$$p_2 = p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^n \quad (2.65)$$

Das Verhältnis der Volumina wird aufgrund der gleichbleibenden Grundfläche der Volumenelemente durch das Verhältnis der Spalthöhen h ausgedrückt.

$$p_2 = p_1 \left(\frac{h_1}{h_2} \right)^n \quad (2.66)$$

Aus dem Druck p_2 je Volumenelement ($i; j$) kann nach Gleichung 2.39 und 2.40 die dynamische Steifigkeit c_d analog zu Gleichung 2.41 ermittelt werden.

Die dynamische Steifigkeit und die statische Radialsteifigkeit können durch die entsprechenden Anstiege im Tragkraft-Weg Diagramm veranschaulicht werden. In Abbildung 2.11 ist eine Tragkraftkurve eines ebenen Gaslageres nach Schroter [27] dargestellt. Die Tragkraft und die Spalthöhe stellen normierte Größen dar. Der Anstieg der gestrichelten statischen Kennlinie entspricht der statischen Steifigkeit. In einem Punkt wird das System durch einen Lastsprung ausgelenkt und der zeitliche Verlauf durch eine durchgezogene Linie beschrieben. Der Anstieg zu Beginn der Auslenkung gibt die dynamische Steifigkeit des Systems an, welche durch die polytrope Zustandsänderung ermittelt werden kann. Das dargestellte Einschwingverhalten ist stabil, da die dynamische Steifigkeit in diesem Punkt größer ist als die

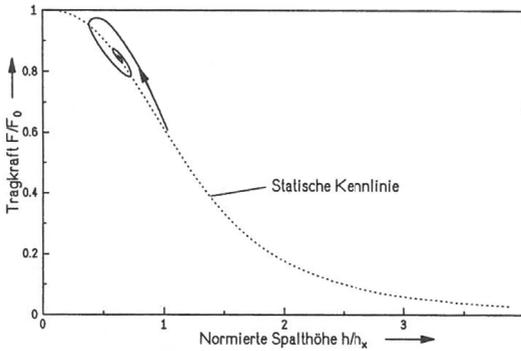


Abbildung 2.11: Stabiler Einschwingvorgang nach einer sprungförmigen Belastung (nach Schroter [27])

statische Steifigkeit. Der Verlauf dreht in mathematisch positiver Richtung, wodurch einen Entzug von Energie aus dem System und somit ein Abklingen der Schwingung vorliegt [9].

Dieses Kriterium zur Beurteilung der Stabilität wird in verschiedenen weiteren Quellen [27, 36] in ähnlicher Form durch das Verhältnis von statischer und dynamischer Steifigkeit herangezogen. Liegt die statische Steifigkeit betragsmäßig unter der dynamischen Steifigkeit, liegt ein stabiles Betriebsverhalten vor.

$$|c_r| < |c_d| \Rightarrow \text{Stabilität} \quad (2.67)$$

3 Experimentelle Bestimmung der Kennwerte vakuumtauglicher zylindrischer Gasführungselemente

In diesem Kapitel werden die experimentell verwendeten Gasführungselemente charakterisiert und die durchgeführten Untersuchungen zur Bestimmung der statischen Eigenschaften und der dynamischen Eigenschaften von zylindrischen porösen Gasführungselementen beschrieben. Die Kennwerte der statischen Eigenschaften sind die Tragkraft, die Radialsteifigkeit, die Kippsteifigkeit und der Gasverbrauch. Diese werden für einen statischen, quasistationären Strömungszustand nach Abschluss von Ausgleichsvorgängen im Lagerspalt ermittelt. Das Dämpfungsverhalten, charakterisiert durch die Kennwerte Abklingkoeffizient und Eigenkreisfrequenz, beschreibt die dynamischen Eigenschaften der Gasführungselemente. Dieses Verhalten wird direkt nach einer Belastungsänderung durch dynamische Einflüsse geprägt, welche während der Ausgleichsvorgänge, ohne quasistationären Strömungszustand im Druckprofil des Lagerspaltes entstehen. Der Vergleich der Radialsteifigkeit mit der dynamischen Steifigkeit ermöglicht die Beurteilung der Stabilität der Elemente. Die Konzipierung und der realisierte Aufbau der Versuchsstände werden erläutert und der Versuchsablauf beschrieben. Aus den ermittelten Daten werden die genannten Kennwerte berechnet und die Ergebnisse dargestellt. Der Einfluss der Variation der Parameter Speisegasdruck p_s , Umgebungsdruck p_k und der konzentrischen Spalthöhe h_0 auf die Kennwerte wird dargelegt.



Abbildung 3.1: Buchse und SiSiC Zylinder

3.1 Charakterisierung der Führungselemente

Für die experimentellen Untersuchungen werden drei Gasführungselemente verwendet (siehe Abb. 1.1 und Abb. 3.1), welche aus der Kombination von drei Gasführungsbuchsen und einem Zylinder als Führungsgegenpart entstehen. Der Führungsgegenpart ist ein Hohlzylinder aus siliziuminfiltriertem Siliziumcarbid (SiSiC) mit einer Länge von 400 mm. Nach dem Sinterprozess des Siliziumcarbid Grundkörpers wird durch die Infiltration mit Silizium eine porenfreie Oberfläche realisiert, welche elektrisch leitfähig ist. SiSiC zeichnet sich durch eine hohe spezifische Steifigkeit, eine geringe Gasdurchlässigkeit und gute Bearbeitbarkeit aus. Die Bearbeitung der Oberfläche erfolgte durch Außenrundscheifen und Läppen.

Die Buchsen sind kommerziell erhältliche Komponenten und sie bestehen aus einem eloxierten Aluminiumgehäuse und einem porösen Hohlzylinder aus Graphit. Der poröse Hohlzylinder wird in das Gehäuse eingeführt und beide Teile werden an der stirnseitigen Berandung durch Kleben verbunden. Die Länge der Buchsen beträgt 76,2 mm. Es ist bekannt, dass eine Oberflächenverdichtung der inneren Zylinderfläche des porösen Graphits durchgeführt wird. Die Gaszufuhr erfolgt durch eine zentral angebrachte Schnittstelle und wird durch eine Struktur zwischen Gehäuse und porösem Graphit verteilt. Die fertigungstechnische Realisierung wurde durch den Hersteller vorgenommen und kann nicht genauer spezifiziert werden.

Um den Einfluss einer Variation der konzentrischen Spalthöhe auf die Kennwerte zu bestimmen, wurden die Buchsen mit verschiedenen Innendurchmessern gefertigt. Die entstehende konzentrische Spalthöhe der Kombination von Buchse und Zylinder wird messtechnisch ermittelt, indem die

Elemente einzeln vermessen werden und die Spalthöhe aus den Mittelwerten der Messungen berechnet wird. Die Ergebnisse für Durchmesser und Zylinderformabweichung mit den jeweiligen Standardabweichungen sind in Tab. 3.1 dargestellt.

Der Zylinderdurchmesser wurde in fünf Messebenen durch jeweils 20 Messpunkte mit Hilfe einer Bügelmessschraube auf $(40,017 \pm 0,002)$ mm bestimmt. Die Bügelmessschraube wurde durch eine Vergleichsmessung mit einem 40,000 mm Endmaß in Grade 1 Qualität überprüft. Die Überprüfung ergab ein Maß von $39,999 \text{ mm} \pm 0,001 \text{ mm}$. Die Prüfung der Zylinderformabweichung des Zylinders erfolgte auf einem Formmessgerät mit einer Messunsicherheit von 0,005 mm. Dazu wurden in neun parallelen Messebenen mit einem Abstand von 48,75 mm Rundheitsmessungen durchgeführt. Die Oberflächenrauheit wurde taktil mit einem Tastschnittgerät vermessen. Der arithmetische Mittenrauhwert Ra in Achsrichtung beträgt 45 nm und in Umfangsrichtung 85 nm.

Die Vermessung der Gasführungsbuchsen erfolgte taktil auf einer Dreikoordinatenmessmaschine (siehe Tabelle D.2 des Anhanges). Es wurden insgesamt 200 Messpunkte verteilt auf den Umfang in zehn Ebenen entlang der Buchsenachse gemessen. Aus der erhaltenen Punktwolke wird durch die Auswertesoftware mittels eines Gauß-Newton-Verfahrens ein Ausgleichszylinder bestimmt. Die Werte in Tabelle 3.1 geben für die Buchsen den Durchmesser des Ausgleichszylinders und die 2σ Standardabweichung aus zehn Messungen an. Die Zylinderformabweichung beschreibt nach DIN ISO 1101 den Abstand zwischen zwei koaxialen Zylindern, in dem die aufgenommenen Messpunkte liegen. Die Vermessung der Oberflächenrauheit mittels Tastschnittgerät konnte geometriebedingt nur in Achsrichtung erfolgen und wurde an einer baugleichen Buchse des Herstellers durchgeführt, um Beschädigungen an dem porösen Medium der zu untersuchenden Buchsen zu verhindern. Es wurde ein maximaler Mittenrauhwert von $Ra = 0,60 \mu\text{m}$ ermittelt.

Thermische Effekte führen bei der gegebenen Materialkombination von Gehäuse (Aluminium), porösem Medium (Graphit) und Zylinder (SiSiC) zu einer Beeinflussung der Lagerspalthöhe. Da die genaue Verbindungstechnik zwischen den beiden Komponenten der Buchse nicht bekannt ist, kann ein Einschluss von mechanischen Spannungen durch das Fügeverfahren nicht ausgeschlossen werden. Aufgrund des mechanischen Kontaktes zwischen Graphit und Aluminium kann es durch Temperaturänderung zu zusätzlichen mechanischen Spannungen und somit zu einem Übertrag der Wärmedehnung kommen. Eine Berechnung der Durchmesseränderung erfolgt für die

Tabelle 3.1: Durchmesser und Formabweichung von Buchse und Zylinder und konzentrische Spalthöhe der Kombinationen

	Durchmesser / mm	Zylinder- formabweichung / mm	konzentrische Spalthöhe $h_0 \pm 2\sigma$ / μm
Zylinder	$40,017 \pm 0,002$	0,002	
Buchse A	$40,039 \pm 0,003$	0,005	
Kombination A			$11,0 \pm 2,5$
Buchse B	$40,046 \pm 0,002$	0,004	
Kombination B			$14,5 \pm 2,0$
Buchse C	$40,055 \pm 0,003$	0,005	
Kombination C			$19,0 \pm 2,5$

beiden Grenzfälle einer direkten Übertragung der Wärmedehnung zwischen den beiden Komponenten und einer Vernachlässigung des Einflusses zwischen den Komponenten. Die Berechnung der thermischen Expansion [11] ΔL auf Grund einer Temperaturänderung ΔT erfolgt durch die Gleichung

$$\Delta L = L_0 \alpha_T \Delta T \tag{3.1}$$

unter Berücksichtigung der Ausgangslänge L_0 (siehe Tabelle 3.1) und dem Längenausdehnungskoeffizienten α_T des Materiales (siehe Tabelle D.1).

Für eine Temperaturänderung von $\Delta T = 1 \text{ K}$ und unter Annahme einer Schichtdicke des porösen Graphits von $h_p = 32 \text{ mm}$ ergeben sich unter Verwendung von Gleichung 3.1 zwei Grenzwerte der Spalthöhenänderung. Für die Annahme einer vollständigen Übertragung der thermischen Expansion von dem Aluminiumgrundkörper auf das Graphit erhält man eine Änderung der konzentrischen Spalthöhe von ca. $0,5 \mu\text{m}$. Die Änderung unter Vernachlässigung einer Interaktion zwischen Aluminiumgehäuse und Graphit führt

durch den geringen Unterschied der Längenausdehnungskoeffizienten von Si-SiC und Graphit zu einer vernachlässigbaren Änderung von kleiner $0,08 \mu\text{m}$.

3.2 Hochvakuumtauglichkeit

Die Anwendung von Gasführungselementen im Hochvakuum wird durch die Nutzung eines mehrstufigen berührungslosen Dicht- und Absaugsystems auf Grundlage von Spaltdichtungen möglich. Durch die Evakuierung aller Absaugstufen ergeben sich veränderte Druckverhältnisse an der Berandung der Gasführungselemente. Der Nachweis der Funktion des Dicht- und Absaugsystems erfolgt in einem separaten Versuchsstand, um verschiedene Druckverteilungen innerhalb des Dichtsystems untersuchen zu können.

Der verwendete Versuchsstand zum Nachweis der Hochvakuumtauglichkeit basiert auf einem mehrstufigen Dichtsystem nach Abbildung 1.2. Aufgrund der Geometrie der betrachteten zylindrischen Gasführungselemente erweist sich die Anwendung eines zylindrischen Dicht- und Absaugsystems als vorteilhaft. In Abbildung 3.2 ist der schematische Aufbau des genutzten Versuchsstandes dargestellt. Die Dichtspalten bilden sich zwischen dem keramischen Hohlzylinder (Tauchrohr) und den zylindrischen Flächen des Dichtsystems aus. Die Dichtwirkung eines Dichtspaltes beruht auf einem hohen Strömungswiderstand, welcher primär von der Dichtspalthöhe und zusätzlich von der Dichtspalllänge abhängig ist. In den Untersuchungen werden drei verschiedene Dichtsysteme verwendet. Das Dichtsystem 1 und 2 realisiert eine Dichtspalthöhe von ca. $55 \mu\text{m}$ und soll die reproduzierbare Umsetzung eines Dichtsystems nachweisen. Das Dichtsystem 3 weist eine Dichtspalthöhe von ca. $33 \mu\text{m}$ auf und ermöglicht eine Aussage zu dem Einfluss der geometrischen Parameter. Die Dichtsysteme sind so konzipiert, dass zwei Dichtspalten durch einen Absaugkanal voneinander getrennt sind. Der Bereich vor dem ersten Dichtspalt ist über ein ortsfestes Rohr mit der Vakuumpumpe VP1 verbunden. Der Absaugkanal zwischen den Dichtspalten wird über eine Absaugleitung an eine zweite Vakuumpumpe VP2 angeschlossen. Der Gesamtaufbau befindet sich in einer Vakuumkammer, welche durch die Vakuumpumpe VP3 evakuiert wird. In das Tauchrohr wird Stickstoff mit einem definierten Massestrom eingeleitet, welcher an die ausströmende Gasmenge eines aerostatischen Elementes angepasst werden kann. Es bildet sich eine Druckverteilung innerhalb des Tauchrohres mit dem Druck p_3 vor dem ersten Dichtspalt aus. Ein Teil des Gases strömt durch den ersten Dichtspalt in

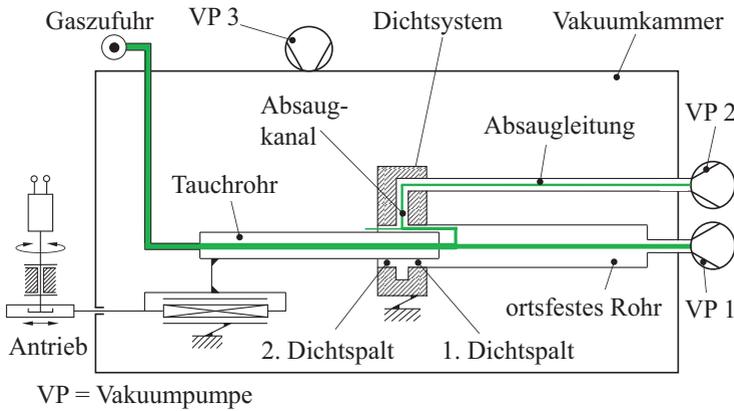


Abbildung 3.2: Schematischer Aufbau Spaltdichtung (nach [5])

den Absaugkanal und wird dort größtenteils durch die Pumpe VP2 abgeführt. Der Massestrom durch den zweiten Dichtspalt gelangt in die Vakuumkammer und verursacht dort einen Druckanstieg. Die resultierende Druckdifferenz und das Saugvermögen der VP3 lässt einen Rückschluss auf die Leckrate q_L des Dichtsystems zu.

Die translatorisch verstellbare Aufnahme des Tauchrohres ermöglicht durch die resultierende Relativbewegung der Dichtflächen die Untersuchung dynamischer Effekte auf die Dichtwirkung. In der vorliegenden Arbeit werden keine Einflüsse durch translatorische Bewegungen der Gasführungselemente betrachtet, weshalb auf die dynamischen Effekte nicht eingegangen wird. Die Auswirkung der Tauchrohrposition und der Verfahrensgeschwindigkeit auf die Dichtwirkung und Untersuchungen von ein- und zweistufigen Dichtsystemen sind detailliert in [5, 80] dargestellt.

Die experimentell ermittelte Leckrate in Abhängigkeit des Druckes vor dem ersten Dichtspalt ist für das zweistufige Dichtsystem in Abbildung 3.3 zu sehen.

Die analytische Beschreibung des Dichtsystems erfolgt auf Grundlage der Eingangsgrößen des Versuchsstandes (zugeführter Massestrom, Saugvermögen der Pumpen) und der geometrischen Abmessungen. Der Druck vor dem ersten Dichtspalt wird auf Grundlage von Gleichung 2.4 durch den zugeführten Massestrom und durch das Saugvermögen der Vakuumpumpe VP1

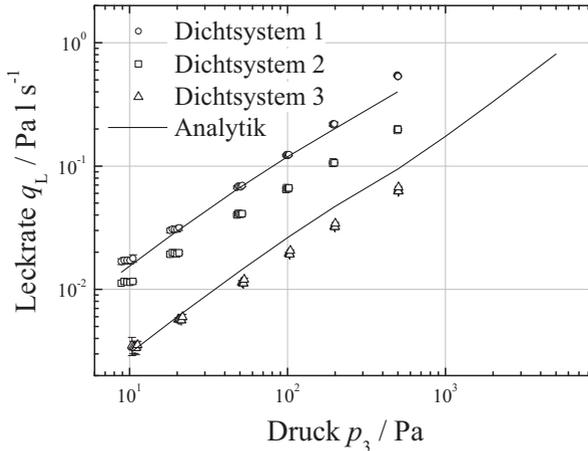


Abbildung 3.3: Leckrate über Druck vor 1. Dichtspalt (nach [5])

definiert. Der Massestrom durch die Dichtspalten basiert auf Gleichung 2.7 und 2.8. Unter Berücksichtigung des Saugvermögens von VP2 und der Strömungsverhältnisse in der Absaugleitung ergibt sich der Druck im Absaugkanal und folgend der Druckanstieg in der Vakuumkammer. In Abbildung 3.3 wurde die analytische Beschreibung auf Drücke über den experimentell untersuchten Bereich hinaus erweitert. Dies ermöglicht eine Abschätzung des auftretenden Kammerdruckes nach Gleichung 2.4 bei höheren Drücken vor der ersten Dichtfläche. Für das Dichtsystem 3 und unter Annahme eines Saugvermögens der VP3 von $S = 6801 / \text{s}$ und einer Leckrate von $0,18 \text{ Pa l/s}$ bei einem Druck von 1000 Pa vor der ersten Dichtfläche ergibt sich ein Druckanstieg in der Vakuumkammer von $2,6 \cdot 10^{-4} \text{ Pa}$.

Auf Grundlage dieser Untersuchungen kann ein zweistufiges Dichtsystem genutzt werden, um ein hochvakuumtaugliches Positioniersystem mit Gasführungselementen zu konzeptionieren. Für die nachfolgenden Untersuchungen der Eigenschaftsänderungen von Gasführungselementen für diese Anwendung ist es ausreichend, als Umgebungsdruck den Druck in der ersten Absaugstufe zu erreichen. Aus diesem Grund wird der Umgebungsdruck der Gasführungselemente für die Untersuchungen unter Vakuumbedingungen in

diesem Druckbereich gehalten. Zur Vereinfachung der experimentellen Untersuchungen wird die gesamte Vakuumkammer in den Druckbereich der ersten Absaugung gebracht, wodurch der Aufbau von Dichtsystemen nicht notwendig ist.

3.3 Tragkraft, Radialsteifigkeit, Stabilität, Kippsteifigkeit und Gasverbrauch

In diesem Abschnitt wird die Konzipierung und Umsetzung des Versuchsstandes VS1 zur Bestimmung der Tragkraft, der Radialsteifigkeit und der Kippsteifigkeit der Gasführungselemente beschrieben. Der Versuchsstand soll den Betrieb an Normalatmosphäre als auch im Vakuum ermöglichen. Eine räumliche Begrenzung ist daher durch die Vakuumkammer mit den Abmessungen $1000\text{ mm} \cdot 330\text{ mm} \cdot 250\text{ mm}$ gegeben.

Für die Ermittlung des Tragkraftverlaufes eines Gasführungselementes ist es notwendig, eine definierte Kraft F in das System einzuleiten, diese zu messen und simultan die resultierende Spalthöhenänderung aufzunehmen. Aus dem Tragkraftverlauf wird die Radialsteifigkeit c_r abgeleitet. Der Vergleich mit der dynamischen Steifigkeit c_d erlaubt die Beurteilung der Stabilität der Elemente.

Für die Bestimmung der Kippsteifigkeit c_k ist es notwendig, ein Moment in das System einzubringen und den sich ergebenden Kippwinkel messtechnisch zu bestimmen. Der Gasverbrauch wird durch ein extern an die Versorgungsleitung des Gasführungselementes angeschlossenes Massestrommessgerät aufgenommen.

Die Messungen erfolgen für die Kombinationen A-C (siehe Tabelle 3.1) bei verschiedenen Speisegasdrücken p_s und Umgebungsdrücken p_k .

3.3.1 Aufbau des Versuchsstandes VS1

Die Tragkraft des zu untersuchenden Gasführungselementes ist abhängig vom angelegten Speisegasdruck und der konzentrischen Spalthöhe. Nach Herstellerangaben [81] liegt die maximale Tragkraft der genutzten Elemente für einen Speisegasdruck von 550 kPa bei circa 800 N . Verfügbare Kraftsensoren arbeiten auf der Basis von Dehnungsmessstreifen oder nach dem Prinzip des piezoelektrischen Effektes. Dehnungsmessstreifen basierte Sensoren

weisen eine geringere Messunsicherheiten auf, wobei Sensoren mit piezoelektrischem Prinzip kompakter ausgeführt werden können. Für die Anwendung im VS1 wurde unter Berücksichtigung der Vakuumtauglichkeit und des verfügbaren Bauraumes ein Präzisions-Kraftsensor mit Dehnungsmessstreifen mit einem Messbereich von 1000 N und einer Messunsicherheit < 2 N ausgewählt (siehe Tabelle D.5 des Anhanges).

Die Erfassung der Spalthöhenänderung soll berührungslos erfolgen, um eine Beeinflussung der Auslenkung zu verhindern und keine zusätzlichen Kräfte in das System einzubringen. Der Messbereich muss den maximalen Bewegungsbereich abdecken, welcher der konzentrischen Spalthöhe der Kombination C entspricht. Die relative Messunsicherheit der Spalthöhenmessung soll im Bezug auf den zu erfassenden Bewegungsbereich geringer als 0,01 sein. Diese Anforderungen erfüllen unter anderem kapazitive Sensoren und konfokal-chromatische Sensoren. Eine Beeinflussung der Messergebnisse durch Justageabweichungen während der Ausrichtung von Sensor und zu messendem Objekt wird durch die Mittelung über den Bereich der Messelektrode eines kapazitiven Sensors gering gehalten. Die chromatischen Sensoren erfordern im Vergleich zu den kapazitiven Sensoren eine genauere Positionierung. Für die Verwendung von kapazitiven Sensoren ist in der Regel ein elektrisch leitfähiges Messobjekt notwendig. Durch den SiSiC Werkstoff des Zylinders wird diese Anforderung erfüllt. Aus diesen Gründen wurden kapazitive Sensoren ausgewählt, die einen Messbereich von bis zu 200 μm und eine relative Messunsicherheit von 0,002 aufweisen.

Die Auswahl der Art der Krafterzeugung ist abhängig von den Randbedingungen des Versuchsaufbaus. Eine Belastung des Systems per Gravitation ist aufgrund der Anforderung an eine Messung innerhalb der Vakuumkammer ungeeignet. Eine Änderung der Belastung bedingt das Öffnen der Kammer. Zum Erreichen der zu erwartenden Tragkraft ist die Nutzung einer hohen Masse notwendig, welche auch für Materialien hoher Dichte nicht in den gegebenen Abmessungen der Vakuumkammer realisiert werden kann. Die Krafterzeugung soll daher durch einen Aktor und die Übertragung der Kraft zum System mittels eines geeigneten Getriebes erfolgen. Als Aktor werden pneumatische, piezoelektrische, elektromagnetische oder manuelle Systeme in Betracht gezogen. Ein pneumatischer Aktor ist aufgrund der notwendigen Gasversorgung in einer Vakuumumgebung nachteilig. Ein elektromagnetischer Antrieb stellt eine Wärmequelle dar und führt zu thermisch bedingten Fehlern im Aufbau. Dies ist speziell in einer Vakuumumgebung hinsichtlich des eingeschränkten Wärmetransports bedingt durch die fehlende Konvektion

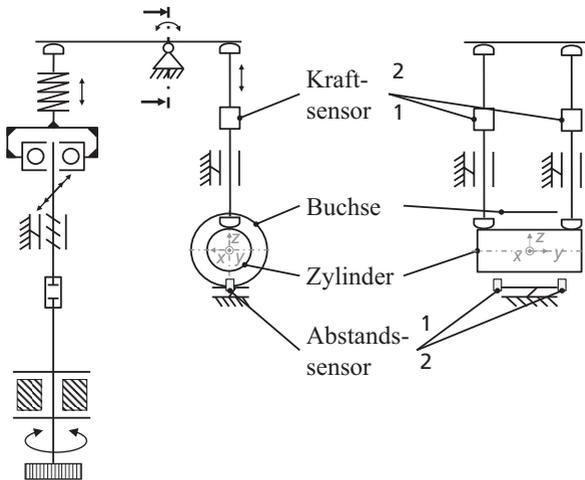


Abbildung 3.4: Technisches Prinzip des VS1(links Seitenansicht, rechts Schnittansicht)

als kritisch anzusehen. Die Nutzung eines manuell betriebenen Aktors wurde, auf Grundlage der allgemeinen Gestaltungsgrundregeln, wegen des einfachen Funktionsprinzips dem eines piezoelektrischen Aktors vorgezogen.

Das technische Prinzip des genutzten Versuchszustandes VS1 zur Bestimmung der statischen Eigenschaften der Gasföhrungselemente ist in Abbildung 3.4 dargestellt, den Aufbau zeigt Abbildung 3.5. Die Buchse ist mit vier elastomeren O-Ringen in dem Gestell des Versuchszustandes aufgenommen. Der Zylinder wird an zwei Punkten mit einer definierten Kraft belastet. Die Krafteinleitung erfolgt in Richtung der Schwerkraft, um den resultierenden Kraftvektor in einer Wirkrichtung zu halten. Mit Hilfe einer Drehdurchföhrung wird eine rotatorische Bewegung in die Vakuumkammer eingebracht und mit Hilfe eines Getriebes in eine Linearbewegung überföhrt und zu dem Wirkort geleitet. Die gewünschte Schrittweite der Linearbewegung von $< 0,1 \mu\text{m}$ und das Erreichen der erforderlichen Maximalkraft ist durch eine entsprechende Auslegung der Einzelglieder des Getriebes sichergestellt.

Die rotatorische Bewegung wird innerhalb der Vakuumkammer durch eine Föhrung mit Mitnehmer auf eine Gewindestange mit einem Außengewinde M10x1,5 übertragen. Ein direkter Kontakt der Gewindestange in axialer

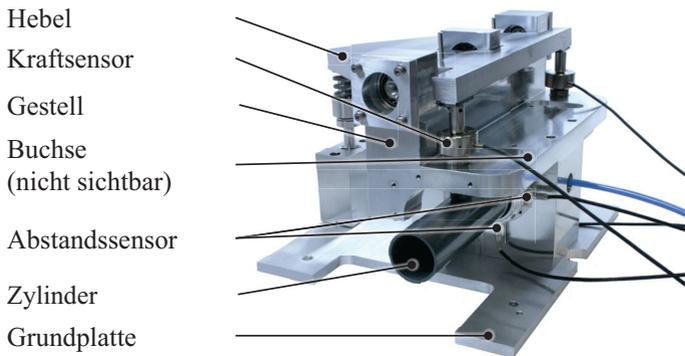


Abbildung 3.5: Abbildung des VS1

Richtung mit einem ebenen Gegenpart würde durch die schraubende Bewegung* der Gewindestange zur Erzeugung von störenden Momenten und zu Verschleißerscheinungen führen. Um diese Fehlereinflüsse zu minimieren, wird die Übertragung des rotatorischen Bewegungsanteils der Gewindestange auf den ebenen Gegenpart durch ein Kugellager reduziert. Der axiale Bewegungsanteil der Gewindestange wird über eine Feder mit einer Steifigkeit von 100 N/mm und einem Hebelsystem mit einem Verhältnis von Kraftarm zu Lastarm von 3:1 auf den Zylinder übertragen. Mit der Annahme einer maximalen Steifigkeit des Gasführungselementes von ca. 70 N/ μm [81] und unter Vernachlässigung der auftretenden Reibung und Deformation ergibt sich an der Drehdurchführung ein benötigtes Drehmoment von ca. 0,4 Nm für die Realisierung der Maximalkraft und ein Drehwinkel von ca. 5,5° für die Umsetzung der gewünschten Schrittweite. Der Einfluss von Reibung und Deformation der Glieder des Getriebes auf die maximal zulässigen Spannungen wurde untersucht. Es treten keine kritischen Spannungswerte auf, es ist aber durch die vorhandene Reibung mit einem größeren benötigten Drehmoment an der Drehdurchführung zu rechnen. Der Einfluss der auftretenden Reibung und Deformation in den Gliedern des Getriebes auf die zu ermittelnden

*Die schraubende Bewegung resultiert aus der Überlagerung eines rotatorischen und eines translatorischen Bewegungsanteils.

Messwerte wird durch die nachfolgend beschriebene Anordnung der Sensoren minimiert.

Die Messung der Kraft durch den Kraftsensor erfolgt unmittelbar vor der Krafteinleitung in das Gasführungselement. Durch diese Anordnung werden lediglich Kräfte gemessen, die auf den Zylinder übertragen werden. Die Weiterleitung der Kraft von dem Hebelsystem auf den Kraftsensor und von dem Kraftsensor auf den Zylinder erfolgt über Lasteinleitungszyylinder mit sphärischen Stirnflächen, wodurch hebelseitig eine Ebene-Kugel Paarung und zylinderseitig eine Zylinder-Kugel Paarung realisiert wird, siehe Abbildung 3.6. Das Kontaktelement zwischen Krafteinleitungszyylinder und Zylinder wurde nach einer Berechnung der Hertz'schen Pressung aus Kunststoff (Polyvinylchlorid) gefertigt, um die zulässigen Spannungen im SiSiC Zylinder nicht zu übersteigen. Die Richtung der Krafteinleitung wird durch eine in das Gestell integrierte Kugellinearführung definiert, wobei der Lasteinleitungszyylinder als Führungsgegenpart genutzt wird. Durch Abstimmsscheiben zwischen dem Hebel und dem Lasteinleitungszyylinder können fertigungsbedingte Längenunterschiede ausgeglichen werden. Durch die Anpassung der Abstimmsscheibenhöhe kann zusätzlich ein definierter Kippwinkel zur experimentellen Bestimmung der Kippsteifigkeit in das System eingebracht werden.

Um die Änderung der Lagerspalthöhe präzise zu detektieren, wird die Aufnahme der Abstandssensoren so ausgeführt, dass näherungsweise eine direkte Spaltnessung erfolgt. Hierzu werden in die Stirnseiten des Aluminiumgrundkörpers der Buchsen Gewindebohrungen eingebracht, siehe Abb. 3.1. Die Abstandssensoren sind über einen Adapter direkt an der Buchse befestigt und messen direkt gegen die Zylinderoberfläche. Relativänderungen zwischen der Buchse und dem Gestell, wie sie durch die Deformation der zwischenliegenden O-Ringe entstehen können, beeinflussen die Messung der Spalthöhenänderung durch diese Sensoranordnung nicht.

Um die Kippsteifigkeit c_k der Gasführungselemente zu ermitteln, wird eine definierte Winkeländerung in das System eingeleitet und die sich daraus ergebende Momentenänderung gemessen. Die Einstellung einer definierten Kippwinkeländerung erfolgt durch die Höhenänderung der Abstimmsscheiben in Verbindung mit dem festen Abstand der Krafteinleitungspunkte zu dem Mittelpunkt der Buchse. Das auf den Zylinder aufgebracht Moment wird durch die Kraftdifferenz in den zwei Krafteinleitungspunkten und dem definierten Abstand der Krafteinleitungspunkte zum Mittelpunkt der Buchse bestimmt.

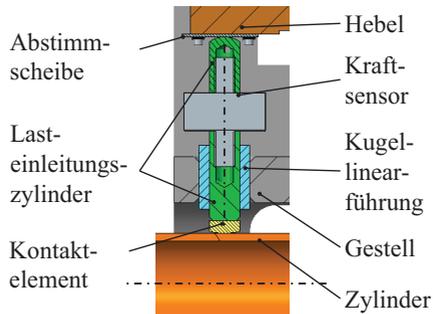


Abbildung 3.6: Schnittdarstellung der Krafteinleitung im VS1 (CAD Modell)

3.3.2 Durchführung und Auswertung

Tragkraft und Radialsteifigkeit Die Durchführung der Messungen zur Ermittlung der Tragkraft der Gasführungselemente erfolgt nach dem Einrichten des Versuchstandes durch den nachfolgend beschriebenen, gleichbleibenden Ablauf.

Während der Einrichtung des Versuchstandes wird durch Hilfsmittel und Einrichtteile die optimale Position und Messrichtung der Abstandssensoren und der Krafteinleitung sichergestellt. Die Krafteinleitungspunkte und die Messpunkte liegen symmetrisch zu der $x - z$ Symmetrieebene der Buchse und die Auslenkung des Zylinders erfolgt in einer Ebene mit der Abstandsmessung. Die Referenzlage von Zylinder und Buchse wird ohne Speisegaszufuhr durch die Abstandssensoren bestimmt. In dieser Lage besteht ein mechanischer Kontakt zwischen Führungsfläche und Führungsgegenpart, welcher auch durch die Formabweichungen der Zylinderflächen beeinflusst wird. Um ein paralleles Ausheben[†] des Zylinders sicherzustellen, wird die axiale Position des Zylinders bezüglich der Buchse angepasst. Ziel dieser Anpassung ist es, die Schwerpunkte von Zylinder und Buchse in Übereinstimmung zu bringen, um während des Aushebens des Zylinders die Differenz der durch die beiden Abstandssensoren gemessenen Signale auf kleiner als $0,5 \mu\text{m}$ einzustellen. Zur Überprüfung der Reproduzierbarkeit des Aushebens des Zylinders bezüglich der Referenzlage wurden während des Einrichtens

[†] Als Ausheben wird die radiale Relativbewegung zwischen Buchse und Zylinder bezeichnet, die durch das Zuführen des Speisegases verursacht wird.

des Versuchsstandes die drei Kombinationen A-C (siehe Tabelle 3.1) mehrmals mit $p_s = 300 \text{ kPa}$ ausgehoben. Nach dem Abschalten der Speisegaszufuhr wird die Rückkehr in die Referenzlage detektiert. Die Referenzlage wurde für alle Messungen mit einer Standardabweichung (2σ) kleiner 25 nm erreicht. Während des Aushebens und in der Referenzlage wird der Zylinder durch sein Eigengewicht und das Eigengewicht der beiden Kraftsensoren inklusive der Krafteinleitungszyylinder belastet. Die auftretende Reibung zwischen Zylinder und Kontaktelement verhindert eine Bewegung in den zwei Freiheiten der Zylinder-Buchse-Kombination. Ein weiterer Schritt während der Einrichtung des Versuchsstandes VS1 ist die Anpassung der Abstimscheiben, um während der Belastung des Systems einen zeitgleichen Kontakt zwischen dem Hebel und beiden Krafteinleitungszyindern zu erreichen.

Nach dem Ausheben des Zylinders mit dem Speisegasdruck[‡] p_s wird die Kraft mittels Drehdurchführung auf den Zylinder kontinuierlich erhöht, bis ein mechanischer Kontakt zwischen Führungsfläche und Führungsgegenpart auftritt. Der Signalverlauf der Kraftsensoren und der Abstandssensoren wird mit einer Messfrequenz von ca. 8 kHz aufgezeichnet.

Der beschriebene Messablauf wird mit den Kombinationen A-C unter Variation der Parameter p_s und p_k durchgeführt. In Tabelle 3.2 ist eine Übersicht der Werte der genutzten Parameter dargestellt[§]. Die Messungen an Normalatmosphäre erfolgen mit geöffneter Vakuumkammer. Die auftretenden Schwankungen des Umgebungsdruckes im gesamten Messzeitraum lagen im Bereich von $p_k = 100.000 \text{ Pa}_{-2500 \text{ Pa}}^{+1000 \text{ Pa}}$. Für die Messungen unter Vakuumbedingungen wird die Kammer durch eine angeschlossene Drehschieberpumpe mit einem Saugvermögen von $40 \text{ m}^3/\text{h}$ evakuiert. Der erreichte Druck in der Vakuumkammer während der Messungen ist abhängig von dem verwendeten Speisegasdruck und der untersuchten Kombination und beträgt $p_k = 1000 \text{ Pa}_{-600 \text{ Pa}}^{+600 \text{ Pa}}$. Der Kammerdruck ist vergleichbar mit dem Druck in der ersten Absaugstufe des in Abschnitt 3.2 beschriebenen Dichtsystems. Es ist daher zulässig, die erhaltenen Messwerte direkt auf einen Aufbau mit einem mehrstufigen Dichtsystem zu übertragen.

Um eine statistische Sicherheit der Messungen zu erhalten, wird für jede Parameterkombination die Messung zehnmal wiederholt und aus den Ergebnissen der arithmetische Mittelwert sowie die 2σ Standardabweichung

[‡]In der vorliegenden Arbeit wird ausschließlich Stickstoff verwendet. Es wird aus der Flüssigphase mit einer Reinheit $> 99,999 \%$ (Stickstoff flüssig 5.0) gewonnen.

[§]Alle Drücke in dieser Arbeit werden als Absolutdruck angegeben.

Tabelle 3.2: Verwendete Parameter für Untersuchungen an VS1

Parameter	Wert
p_s	300.000 Pa; 400.000 Pa; 500.000 Pa
p_k	100.000 Pa; 1.000 Pa

berechnet. In den folgenden Abbildungen werden stets der Mittelwert und die Standardabweichung dargestellt.

In Abbildung 3.7 ist ein beispielhafter Verlauf der Tragkraftmessung der Kombination B mit $p_s = 400\text{kPa}$ und $p_k = 100\text{kPa}$ dargestellt. In Abbildung 3.7 (a) ist die Tragkraft über der mittleren Abstandsänderung aufgetragen. Die Tragkraft entspricht der Summe der Kraftkomponenten von Kraftsensor 1 und 2 und des nicht durch die Kraftsensoren gemessenen Eigengewichtes von Zylinder und Kraftsensor (5,4 N). Die mittlere Abstandsänderung gegenüber der Referenzlage ergibt sich aus dem arithmetischen Mittelwert der Abstandsänderung an den Messpunkten von Abstandssensor 1 und 2. Sie entspricht der Abstandsänderung zwischen Buchse und Zylinder in der $x-z$ Symmetrieebene des Gasführungselementes.

In Abbildung 3.7 (b) sind zu den ausgewählten mittleren Abstandsänderungen der Abbildung 3.7 (a) die zugehörigen Werte der Kraftsensoren und der Abstandssensoren aufgetragen. Die 2σ Standardabweichung an den Messpunkten liegt über zehn Messungen für die Abstandsmessung im Bereich von $< 0,5\mu\text{m}$ und für die Kraftmessung im Bereich von $< 1,2\text{N}$.

Der Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit den theoretischen Berechnungen erfolgt anhand der Lagerspalthöhe h_{min} . Die experimentelle Lagerspalthöhe ist abhängig von der Bestimmung der Referenzlage und wird durch die Formabweichung der Elemente beeinflusst. Um die experimentelle Lagerspalthöhe zu bestimmen, werden die Werte der mittleren Abstandsänderung zwischen Zylinder und Buchse mit der Zylinderformabweichung der jeweiligen Buchse (siehe Tabelle 3.1) korrigiert. Die Durchbiegung des Zylinders durch die Belastung an den Krafteinleitungspunkten verursacht die Messung einer geringeren Abstandsänderung im Vergleich zu der realen Lagerspalthöhe. Der Korrekturwert der Durchbiegung wird mit Hilfe einer FEM-Simulation ermittelt und beträgt ca. 3 nm/N . Die Radialsteifigkeit c_r ergibt sich nach Formel 2.41 durch numerische Differentiation aus dem Verlauf der Tragkraft über der Lagerspalthöhe.

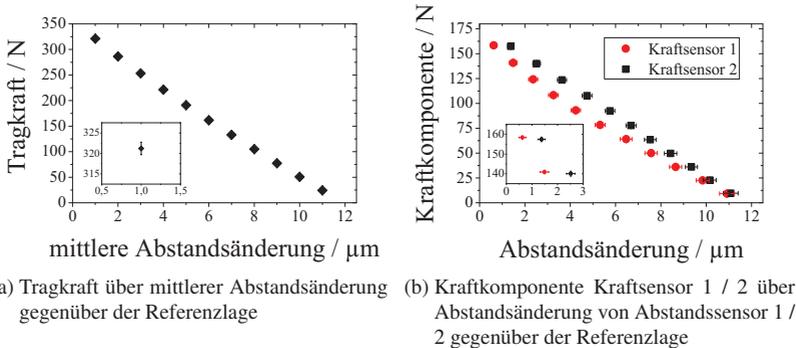


Abbildung 3.7: Tragkraft Kombination B; $p_s = 400\text{ kPa}$; $p_k = 100\text{ kPa}$

In Abbildung 3.8 ist für die Kombination B der Vergleich der experimentellen Werte bei $p_s = 400\text{ kPa}$ und $p_k = 100\text{ kPa}$ mit den theoretischen Tragkraftverläufen dargestellt. Die Berechnung erfolgte mit den in Abschnitt 2.3.3 und 2.3.4 vorgestellten Strömungsmodellen. Die mittleren Kurvenverläufe entsprechen der Berechnung mit dem Mittelwert der konzentrischen Spalthöhe (Kombination B: $h_0 = 14,5\ \mu\text{m}$). Um den Einfluss der Standardabweichung der indirekten Messung der konzentrischen Spalthöhe auf die Ergebnisse darzustellen, werden ebenfalls Berechnungen mit $h_0 \pm 2\sigma$ durchgeführt (siehe Tabelle 3.1). Die Flächen um den mittleren Verlauf der theoretischen Kurven stellen den Bereich dar, der sich aufgrund der Standardabweichung $2\sigma = 2\ \mu\text{m}$ der konzentrischen Spalthöhe ergibt.

Das Konvergenzverhalten des FEM-basierten numerischen Strömungsmodells führt für die genutzten Eingangsparameter zu unterschiedlichen Abweichungen zwischen der vorgegebenen Randbedingung des Umgebungsdruckes p_k und dem ermittelten Druckwert im Randsegment. Die Abweichungen liegen typischerweise im Bereich von wenigen 100 Pa, steigen aber für verschiedene Parameterkombinationen auf bis zu 10000 Pa an. Speziell für Umgebungsdrücke nahe null konvergiert die Berechnung langsamer und der Wert des relativen Fehlers der Simulation steigt an. Die Auswirkung ist an den Schwankungen der ermittelten Tragkraftwerten in Abbildung 3.8 ersichtlich. Die Schwankungen der simulierten Tragkraftwerte führen bei der Berechnung der Radialsteifigkeit c_r nach Gleichung 2.41 zu einem untypischen

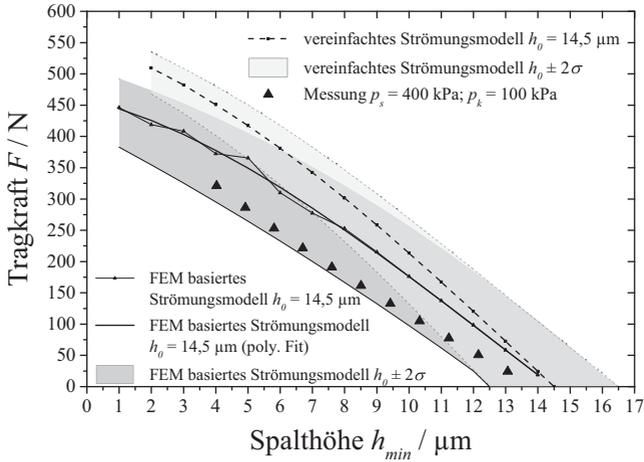


Abbildung 3.8: Experimentelle Tragkraft und theoretischer Tragkraftverlauf unter Berücksichtigung der 2σ Standardabweichung der konzentrischen Spalthöhe h_0 (siehe Tabelle 3.1; Kombination B, $p_s = 400 \text{ kPa}$, $p_k = 100 \text{ kPa}$)

Steifigkeitsverlauf mit mehreren Maxima und Minima. Durch die Beschreibung des Tragkraftverlaufes mit Hilfe eines polynomiellen Fits dritter Ordnung der Tragkraftwerte wird die simulationsbedingte Schwankung geglättet. Aus dem erhaltenen Polynom werden die Steifigkeitswerte für das FEM-basierte Strömungsmodell ermittelt.

Für die Berechnung des Tragkraftverlaufes mit Hilfe des vereinfachten numerischen Strömungsmodells kann der Anpassungsalgorithmus von p_x (siehe Abschnitt 2.3.3) so modifiziert werden, dass das Abbruchkriterium der Berechnung bei einer Druckdifferenz $p_{\text{Abweichung}}$ von kleiner 100 Pa liegt. Der dadurch ermittelte Tragkraftverlauf kann aufgrund der geringen Schwankungen direkt für die Radialsteifigkeitsberechnung verwendet werden.

Der Vergleich der Messergebnisse mit den Ergebnissen der Strömungsmodelle zeigt, dass sich durch das vereinfachte Strömungsmodell zu hohe Tragkräfte ergeben. Dies liegt zum Teil an der Vernachlässigung der Umfangsströmung im Lagerspalt, wodurch ein Druckausgleich in dieser Richtung nicht berücksichtigt wird. Es ergeben sich höhere Druckunterschiede in

Belastungsrichtung und somit höhere Tragkräfte. Dieser Effekt ist bei geringen Spalthöhen h_{min} stärker ausgeprägt. Durch das FEM-basierte Strömungsmodell wird die Umfangsströmung berücksichtigt, weshalb geringere Tragkräfte ermittelt werden.

Der Einfluss der Standardabweichung aus der Messung der konzentrischen Spalthöhe auf die berechneten Tragkräfte ist groß. Es ergeben sich für die in Abbildung 3.8 verwendeten Parameter Schwankungen der Tragkraft im Bereich von ± 75 N. Die experimentell ermittelten Tragkräfte liegen innerhalb des Bereiches von $h_0 \pm 2\sigma$ des FEM-basierten Strömungsmodells. Die Berücksichtigung der mehrdimensionalen Strömung ist wichtig, um die real auftretenden Tragkräfte berechnen zu können. Die Vernachlässigung des Übergangs der Strömungsformen innerhalb des Lagerspaltes führt zu Abweichungen im FEM-basierten Strömungsmodell. Diese treten jedoch nur bei der Kombination von geringen Umgebungsdrücken und geringen Spalthöhen im Randbereich des Lagerspaltes auf. Im Vergleich zu der Schwankung der Tragkraft durch die Messunsicherheit der konzentrischen Spalthöhe sind die Fehler durch die Vernachlässigung der Strömungsformen gering. Im direkten Vergleich der beiden Strömungsmodelle erweist sich das FEM-basierte Strömungsmodell als besser geeignet, um die absolute Tragkraft des Gasführungselementes zu bestimmen. Durch die Berücksichtigung der Strömungsformen kann das vereinfachte Strömungsmodell zur Untersuchung der relativen Änderung des Druckprofils durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes genutzt werden. Weiterhin ist das vereinfachte Strömungsmodell vorteilhaft, um den tendenziellen Einfluss einzelner Parameter auf die Tragkraft zu untersuchen, da diese gezielt geändert und das Modell flexibler angepasst werden kann.

Durch beide Strömungsmodelle ergibt sich ein degressiver Verlauf der Tragkräfte bei abnehmenden Spalthöhen. Die experimentellen Werte zeigen hingegen ein progressives Verhalten. Nachfolgend soll durch den qualitativen Vergleich der Werte mit anderen Quellen die Ursache für den abweichenden Verlauf aufgezeigt werden.

Robinson et al. [32] führte experimentelle Untersuchungen an zylindrischen Gasführungselementen mit poröser Drossel durch. Zur Darstellung der Ergebnisse nutzt er die Exzentrizität zwischen Buchse und Zylinder und normiert die Tragkraft auf die maximal gemessene Tragkraft.

Die Datenblattangaben des Herstellers zur Tragkraft [82] basieren auf experimentellen Untersuchungen und werden durch einen Polynom 2. Grades ausgedrückt.

Die theoretischen Untersuchungen von Rao [34] befassen sich mit dem Einfluss der Slip Flow Randbedingung in porösen zylindrischen Gasführungselementen. Auf Grundlage der Reynolds-Gleichung wird numerisch mit Hilfe der Finiten Differenz Methode die Auswirkungen auf die Tragkraft und den Gasverbrauch ermittelt. Die Darstellung der Tragkraft erfolgt nach der Normierung auf die maximale theoretische Tragkraft.

Die Untersuchungen von Gerke [21] befassen sich hauptsächlich mit theoretischen Untersuchungen von ebenen Lagerelementen. Unter Verwendung eines Modells für zylindrische Elemente werden unter Vernachlässigung der Umfangsströmung analytische und numerische Berechnungen verglichen. Der Einfluss verschiedener Geometrie- und Parameterkombinationen auf die Eigenschaften der Elemente wird betrachtet. Für eine exemplarische Geometrie berechnet Gerke die Tragkraft über der Auslenkung für verschiedene Speisedrücke.

Um die verschiedenen Untersuchungsergebnisse vergleichbar zu machen, werden in Abbildung 3.9 alle Tragkraftkurven durch die normierte Exzentrizität $1 - \frac{h_{min}}{h_0}$ sowie die normierte Tragkraft F/F_{max} beschrieben. Die Tragkraft F_{max} wird für die experimentellen und theoretischen Tragkräfte der Kombination B als auch für die Datenblattangaben sowie Raos und Gerkes Untersuchungen durch folgende Gleichung ausgedrückt.

$$F_{max} = Lb(p_s - p_k) \quad (3.2)$$

Dies ist die maximale theoretische Tragkraft, die sich durch die Druckdifferenz zwischen Speisegasdruck p_s und Umgebungsdruck p_k ergibt, welche auf die projizierte Führungsfläche mit der Länge L und der Breite b wirkt. Da diese Angaben für die Untersuchungen von Robinson nicht bekannt sind, wird hier F_{max} durch die maximale, experimentell gemessene Tragkraft ersetzt. Diese ist geringer als die theoretisch erreichbare Tragkraft, wodurch sich in Abbildung 3.9 für die Tragkraft nach Robinson höhere Werte für F/F_{max} ergeben.

Der progressive Verlauf aller experimentell ermittelten Kurven macht deutlich, dass dieses Verhalten charakteristisch für zylindrische aerostatische Gasführungselemente mit poröser Drosselschicht ist. Der qualitativ vergleichbare Verlauf der gemessenen Tragkräfte mit den Datenblattangaben des Herstellers lässt darauf schließen, dass der experimentell ermittelte Verlauf korrekt ist. Die theoretisch ermittelten Tragkraftverläufe weisen einen degressiven Verlauf auf.

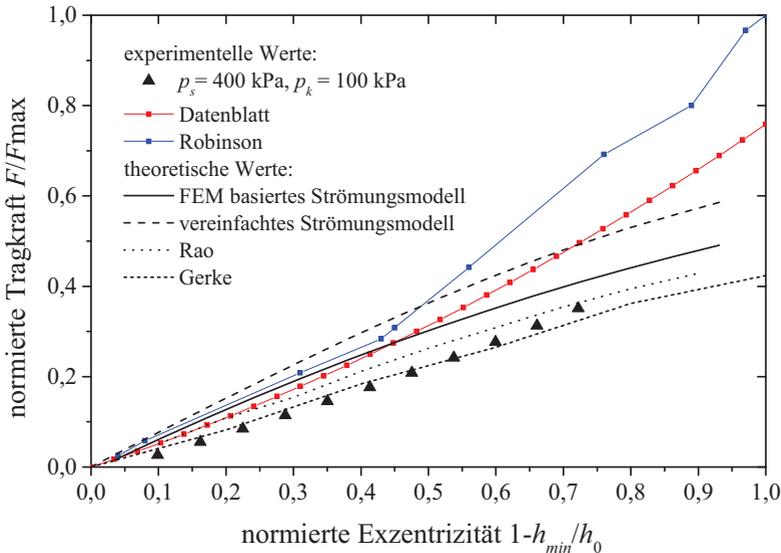


Abbildung 3.9: Normierte Tragkräfte für Kombination B im Vergleich zu Quellenangaben (Datenblatt [82], Robinson et al. [32], Rao [34], Gerke [21])

Die sehr gute Übereinstimmung der experimentellen und theoretischen Ergebnisse für ebene aerostatische Gaslager mit poröser Drosselschicht (z.B. [4,28]) lassen nicht darauf schließen, dass der abweichende Verlauf durch die verwendeten Gleichungen zur Beschreibung der Strömung verursacht wird. Die analytische Grundlage bilden stets die Navier-Stokes Gleichung beziehungsweise die davon abgeleitete Reynolds-Gleichung. Als Randbedingungen werden sowohl die Haftbedingung als auch die Slip-Flow Bedingung verwendet. Die Berechnung der Strömung durch das poröse Medium erfolgt nach Darcy.

Ursachen für den abweichenden Verlauf zwischen experimentellen und theoretischen Werten können in den getroffenen Vereinfachungen und den Annahmen der Modelle für die zylindrischen porösen Gasführungen liegen. Aufgrund der mehrdimensionalen Strömung und der selbst vorspannenden Funktionsweise ist das Modell des zylindrischen aerostatischen Elementes

im Vergleich zu ebenen Elementen komplexer. Eine mögliche Einflussgröße ist die Deformation der Führungsflächen während der Belastungsänderung im Lagerspalt. Resultierende Zylinderformabweichungen und lokale Spalthöhenänderungen haben einen Einfluss auf das Strömungsverhalten und auf die Druckverteilung. Typischerweise eingesetzte Materialien für den Zylinder (Stahl, Keramik) weisen aufgrund des hohen Elastizitätsmoduls hohe Steifigkeiten und geringe Deformationen auf. Das Graphit des porösen Mediums besitzt ein geringeres Elastizitätsmodul (siehe Tabelle D.1 des Anhanges) und wird durch die Krafteinwirkung des Druckes im Lagerspalt stärker deformiert. Weiterhin stellt die Kontaktfläche zwischen porösem Medium und Aluminiumgehäuse der Buchse eine unbekannte Koppelstelle dar, welche sich während der Messung der Abstandsänderung innerhalb der Maßkette befindet.

Ein weiterer Fehlereinfluss entsteht aus der Annahme eines konstanten Speisegasdruckes zwischen dem Gehäuse der Buchse und dem porösen Medium. Diese Modellannahme liegt beiden Strömungsmodellen zugrunde. Real erfolgt eine lokale Gaszuführung und die Verteilung durch eine interne Struktur. Um eine steife Anbindung zwischen porösem Medium und Aluminiumgehäuse zu realisieren, ist der mechanische Kontakt zwischen beiden Elementen notwendig. Die Verteilerstruktur erstreckt sich nicht über die gesamte Rückseite des porösen Mediums. Aus diesem Grund ergibt sich eine Abweichung von der Modellannahme durch den Strömungswiderstand innerhalb der Verteilerstruktur und innerhalb des porösen Mediums. Es liegt real kein konstanter Druck auf der Rückseite des porösen Mediums vor. Dies hätte eine Auswirkung auf den Massestrom durch das poröse Medium (vgl. Gleichung 2.20), wodurch sich eine Änderung des Druckverlaufes im Lagerspalt ergibt. Die Auswirkung dieses Fehlers kann nicht berücksichtigt werden, da die Geometrie der Verteilerstruktur nicht bekannt ist.

In Abbildung C.1 des Anhanges sind die experimentell ermittelten Tragkräfte und die mittleren analytischen Tragkraftverläufe für die Kombination A - C dargestellt. Der Anstieg der Tragkraftkurve entspricht der Radialsteifigkeit des Elementes (Gleichung 2.41). Die experimentellen und berechneten Radialsteifigkeitsverläufe der Kombinationen A-C sind im Anhang in Abbildung C.2 dargestellt.

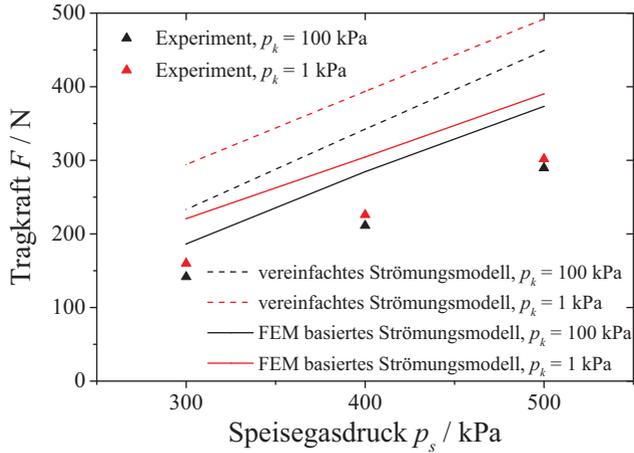
Nachfolgend wird aus den Untersuchungsergebnissen die Abhängigkeit der Tragkraft von den Eingangsparametern und den Randbedingungen abgeleitet. Durch die Erhöhung des Speisegasdruckes steigt die Tragkraft und die Steifigkeit des Systems linear an. Dies ist in Abbildung 3.10 exemplarisch für

Buchse B bei einer Spalthöhe von $h_{min} = 7 \mu\text{m}$ dargestellt. Die Reduzierung des Umgebungsdruckes führt bei konstantem Speisegasdruck ebenfalls zu einem Anstieg der Tragkraft und der Steifigkeit. Dies ist auf den Abfall des Druckes an der Umrandung des Lagerspaltes und die resultierende Beeinflussung des Druckprofils zurückzuführen. Die kleiner werdenden Lagerspalthöhen in Belastungsrichtung verursachen einen erhöhten Strömungswiderstand. Der Massestrom \dot{m} durch den Spalt mit der Spalthöhe h skaliert nach Gleichung 2.31 mit $\dot{m} \sim h^3$. Die Druckverteilung im Lagerspalt verändert sich während der Belastung infolge der Änderung der lokalen Lagerspalthöhe. In den Bereichen der abnehmenden Spalthöhe nähert sich die Druckverteilung dem absoluten Speisegasdruck an, während in den Bereichen der größer werdenden Spalthöhe der Druck abnimmt und in dem Randbereich des Elementes Werte nahe dem Umgebungsdruck erreicht. Die Tragkraft des Elementes entspricht der in Auslenkungsrichtung auf den Führungsgegenpart projizierten Druckdifferenz und wird sowohl durch den Umgebungsdruck als auch durch den Speisegasdruck beeinflusst.

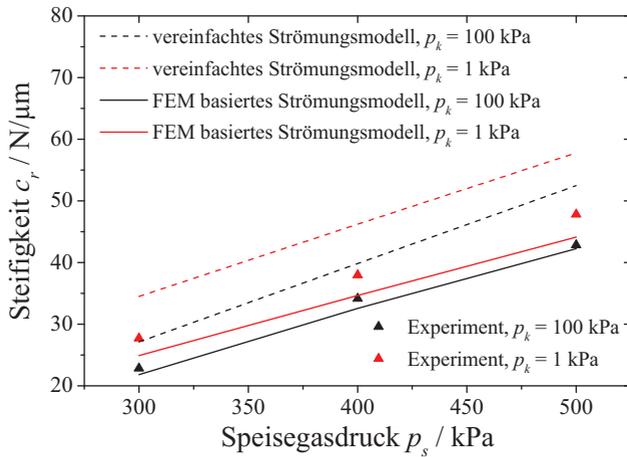
Der Anstieg der Tragkraft im Vakuum gegenüber der Tragkraft an Normalatmosphäre ist für geringe Speisegasdrücke stärker ausgeprägt. Für Kombination B in Abbildung 3.10 (a) ergeben sich für die experimentell ermittelten Tragkräfte Anstiege zwischen 4 % ($p_s = 500\text{kPa}$) und 13 % ($p_s = 300\text{kPa}$). Das vereinfachte Strömungsmodell ermittelt Anstiege zwischen 10 % und 26 %. Das FEM-basierte Strömungsmodell gibt die Anstiege der Tragkraft mit 5 % und 19 % genauer wieder.

Der Anstieg der Steifigkeit durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes für Kombination B ist in Abbildung 3.10 (b) dargestellt. Die experimentellen Werte weisen eine Änderung zwischen 11 % ($p_s = 500\text{ kPa}$) und 21 % ($p_s = 300\text{ kPa}$) auf. Das FEM-basierte Strömungsmodell liefert mit Steifigkeitsänderungen von 4 % beziehungsweise 14 % einen geringeren Anstieg. Mit dem vereinfachten Strömungsmodell werden Anstiege von 10 % und 27 % berechnet. Somit bildet das vereinfachte Strömungsmodell durch die Berücksichtigung der auftretenden Strömungsformen den Einfluss durch die Änderung des Umgebungsdruckes auf die Steifigkeit der Elemente besser ab.

Nachfolgend wird eine einfache, näherungsweise Auslegungsmethode der Tragkraft von zylindrischen Gasführungselementen für verschiedene Speisedrücke und Umgebungsdrücke beschrieben. Die Auslegungsmethode ist unabhängig von den vorgestellten Strömungsmodellen durch eine Referenzrechnung möglich. Hierfür ist die Bestimmung der Tragkraft F_{Ref} durch eine Messung, bei einem Speisegasdruck $p_{s,Ref}$ und einem Umgebungsdruck $p_{k,Ref}$



(a) Tragkraft



(b) Radialsteifigkeit

Abbildung 3.10: Tragkraft und Radialsteifigkeit Kombination B ($h_{min} = 7 \mu\text{m}$)

notwendig. Die Tragkraft steigt durch eine Erhöhung des Speisegasdruckes linear an und kann für einen konstanten Umgebungsdruck p_k näherungsweise durch $F|_{p_k=\text{konst.}} \sim (p_s - p_k)$ ausgedrückt werden. Dieser Zusammenhang wurde für zylindrische Gasführungselemente an atmosphärischen Bedingungen bereits durch Rao [34] angegeben und kann für Vakuumanwendungen für die von Schenk [4] experimentell ermittelten Tragkraftwerte ebener Gaslagelemente bestätigt werden.

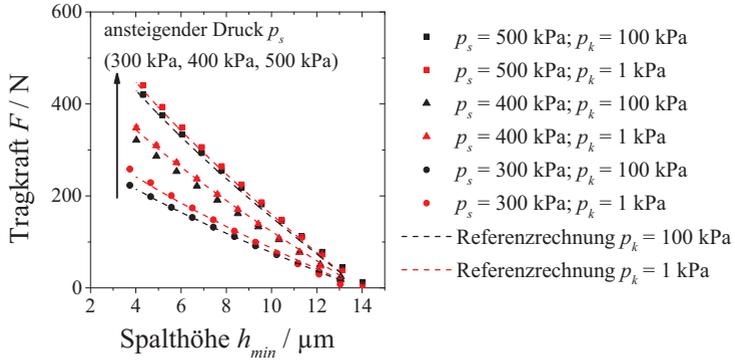
Die Tragkraft für einen konstanten Speisegasdruck zeigt für die Änderung des Umgebungsdruckes ein nichtlineares Verhalten und kann überschlägig durch $F|_{p_s=\text{konst.}} \sim (p_s^2 - p_k^2)$ bestimmt werden. Dieser Ansatz wurde empirisch ermittelt. Eine zugrunde liegende Einflussgröße auf die Druckverteilung im Lagerspalt ist die Strömung des Gases durch das poröse Medium, wobei der Massestrom nach Gleichung 2.20 eine vergleichbare Abhängigkeit $\dot{m}_D \sim (p_s^2 - p^2)$ aufweist. Da eine geschlossene analytische Beschreibung der Druckverteilung nicht möglich ist, kann der quantitative Einfluss des Massestromes durch das poröse Medium auf die Tragkraft nicht direkt abgeleitet werden. In Abbildung 3.11 (a) ist für die Kombination B die gemessene Tragkraft über der Spalthöhe dargestellt. Alle Verläufe der Referenzrechnungen nutzen als Referenz die Tragkraft bei $p_{s,Ref} = 400 \text{ kPa}$ und den Umgebungsdruck $p_{k,Ref} = 100 \text{ kPa}$ und werden auf Grundlage der genannten Zusammenhänge durch folgende Gleichungen berechnet.

$$F|_{p_s=\text{konst.}} = \frac{(p_{s,Ref}^2 - p_k^2)F_{Ref}}{(p_{s,Ref}^2 - p_{k,Ref}^2)} \quad (3.3)$$

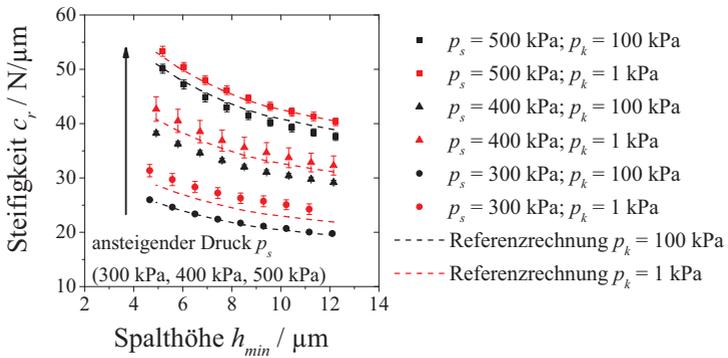
$$F|_{p_k=\text{konst.}} = \frac{(p_s - p_{k,Ref})F_{Ref}}{(p_{s,Ref} - p_{k,Ref})} \quad (3.4)$$

Die ermittelten Tragkraftverläufe der Referenzrechnung stimmen sehr gut mit den experimentell ermittelten Verläufen überein. Ein analoges Vorgehen zur Ermittlung der Steifigkeit aus einer Referenzrechnung (siehe Abbildung 3.11 (b)) führt zu ähnlich guten Ergebnissen für $c_r|_{p_k=\text{konst.}} \sim (p_s - p_k)$. Die Steifigkeit für reduzierte Umgebungsdrücke wird mit $c_r|_{p_s=\text{konst.}} \sim (p_s^2 - p_k^2)$ hingegen zu gering abgeschätzt. Die Nutzung der Referenzrechnung führt für die Kombination A und C zu vergleichbaren Ergebnissen.

Durch die verschiedenen konzentrischen Spalthöhen der Kombinationen A-C ergibt sich ebenfalls ein Einfluss auf die Tragkraft und die Steifigkeit. Die Graphen in Abbildung 3.12 zeigen die Tragkräfte und die Steifigkeiten



(a) Tragkraft



(b) Radialsteifigkeit

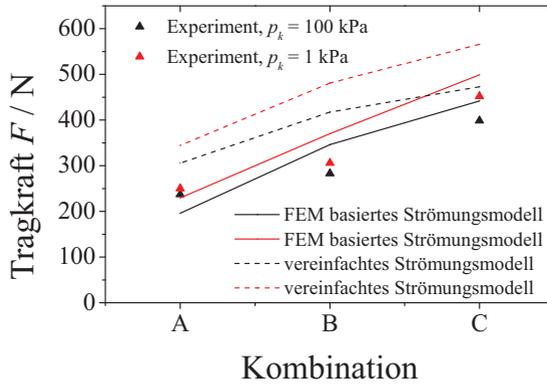
Abbildung 3.11: Tragkraft und Radialsteifigkeit mit Referenzrechnung; Kombination B

der Kombinationen A-C für die jeweilige Spalthöhe $h_{min} = 5 \mu\text{m}$ bei einem Speisegasdruck von $p_s = 400 \text{kPa}$. Durch eine ansteigende konzentrische Spalthöhe von Kombination A zu Kombination C werden höhere Exzentrizitäten des Systems ermöglicht. Dadurch weist bei den verschiedenen Kombinationen und einer vergleichbaren Spalthöhe h_{min} der gegenüberliegende Lagerspaltbereich auch eine größere lokale Spalthöhe auf. Der Strömungswiderstand in dem Bereich ansteigender Spalthöhen fällt, wodurch größere Druckdifferenzen entstehen und eine höhere Tragkraft erreicht wird. Die Steifigkeit nimmt durch die größer werdende konzentrische Spalthöhe ab. Auf Grundlage der vorgestellten analytischen Modelle wird der Verlauf der Tragkraft bei weiter ansteigenden konzentrischen Spalthöhen untersucht. In Abbildung 3.13 ist für eine konstante Spalthöhe h_{min} der Tragkraftverlauf über der konzentrischen Spalthöhe h_0 dargestellt. Es wird deutlich, dass für die untersuchten konzentrischen Spalthöhen im Bereich von $11 \mu\text{m} < h_0 < 19 \mu\text{m}$ die Tragkraft ansteigt und im Bereich der konzentrischen Spalthöhe von $h_0 = 30 \mu\text{m}$ ein Maximum erreicht wird. Nach dem Überschreiten dieser konzentrischen Spalthöhe fällt die Tragkraft ab.

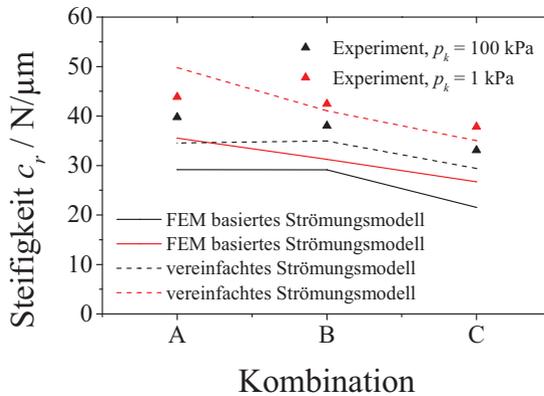
Experimentelle Untersuchungen von Robinson et al. [32] belegen diese Berechnung. Für die Untersuchungen wurden Zylinder mit verschiedenen Durchmessern genutzt, die konzentrische Spalthöhen bis zu $170 \mu\text{m}$ erlauben. Die konzentrische Spalthöhe der maximalen Tragkraft wurde normiert und liegt im unteren Drittel des untersuchten Bereiches.

Stabilität Nachfolgend wird die Stabilität von zylindrischen Gasführungselementen gegenüber dem Auftreten von selbsterregten Schwingungen betrachtet. Die Grundlage bildet das Stabilitätskriterium nach Gleichung 2.67 durch den Vergleich von statischer und dynamischer Steifigkeit. Wie in Abschnitt 2.4 beschrieben, wird die dynamische Steifigkeit für eine polytrope Zustandsänderung aus dem stationären Druckprofil abgeleitet. Als Grenzfall der Berechnung wird sowohl die isotherme Zustandsänderung ($n = 1$) als auch die isentrope Zustandsänderung ($n = \kappa = 1,4$) betrachtet.

In Abbildung 3.14 ist für die Kombination B die experimentell bestimmte statische Radialsteifigkeit c_r als auch die berechnete dynamische Steifigkeit c_d für beide Zustandsänderungen dargestellt. Als Amplitude z_a der schnellen Spalthöhenänderung wurde ein Wert von $0,1 \mu\text{m}$ angenommen. Vergleichsrechnungen für höhere Amplituden ($z_a = 2,5 \mu\text{m}$) ergeben einen Anstieg der dynamischen Steifigkeit, wobei für kleine Exzentrizitäten e nur



(a) Tragkraft



(b) Radialsteifigkeit

Abbildung 3.12: Tragkraft und Radialsteifigkeit Kombination A-C ($h_{min} = 5 \mu m$, $p_s = 400$ kPa)

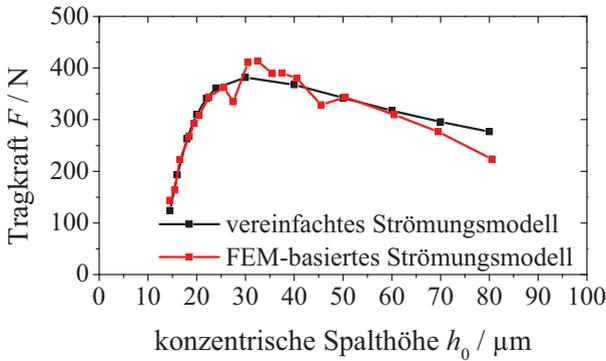


Abbildung 3.13: Tragkraft über konzentrischer Spalthöhe ($p_s = 400\text{ kPa}$; $p_k = 100\text{ kPa}$; $h_{min} = 12\ \mu\text{m}$)

geringe Änderungen auftreten und für kleine Lagerspalthöhen h_{min} Anstiege um bis zu 200 % zu verzeichnen sind.

Die Annahme einer isothermen Änderung der Zustandsgrößen führt zu geringeren dynamischen Steifigkeitswerten als die Annahme einer isentropen Änderung. Mit ansteigenden Speisegasdruck ergeben sich höhere Werte für c_d und durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes nehmen die Steifigkeitswerte leicht ab.

Die dynamische Steifigkeit wird nach Gleichung 2.65 durch das Volumen des zu komprimierenden Gases beeinflusst, welches mit ansteigender konzentrischer Spalthöhe zunimmt. In Abbildung 3.15 ist die dynamische Steifigkeit und die statische Radialsteifigkeit für die Kombinationen A-C dargestellt. Es werden die Steifigkeiten der Kombinationen bei $e = 2\ \mu\text{m}$ betrachtet, da für geringe Exzentrizitäten die Differenz von dynamischer Steifigkeit und statischer Radialsteifigkeit am geringsten ist und somit nach dem Stabilitätskriterium (siehe Gleichung 2.67) die Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Instabilitäten in dieser Lage am höchsten ist.

Die Abbildung zeigt, dass die dynamische Steifigkeit mit zunehmender konzentrischer Spalthöhe schneller abfällt als die Radialsteifigkeit. Für alle untersuchten Kombinationen und verwendeten Eingangsparameter (siehe Tabelle 3.2) ist die dynamische Steifigkeit größer als die Radialsteifigkeit,

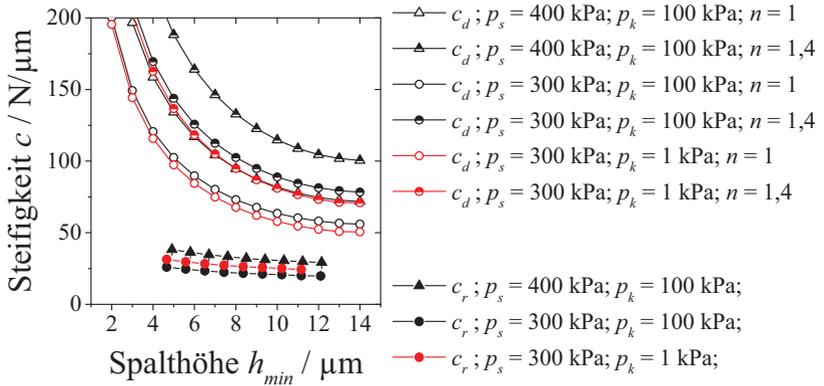


Abbildung 3.14: Statische Radialsteifigkeit c_r und dynamische Steifigkeit c_d ($z_a = 0, 1 \mu\text{m}$; Kombination B)

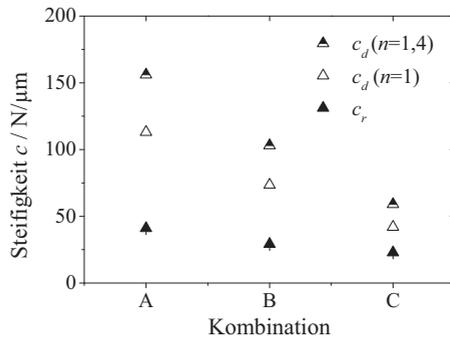


Abbildung 3.15: Statische Radialsteifigkeit c_r und dynamische Steifigkeit c_d ($e = 2 \mu\text{m}$; $p_s = 400$ kPa; $p_k = 100$ kPa; $z_a = 0, 1 \mu\text{m}$)

weshalb nach Gleichung 2.67 keine selbsterregten Schwingungen zu erwarten sind. Die Berechnungen werden durch die experimentellen Untersuchungen bestätigt. Die zylindrischen Gasführungselemente weisen für alle durchgeführten Messung, sowohl an Normalatmosphäre als auch im Vakuum, ein stabiles Betriebsverhalten auf. Nach Abbildung 3.15 ist eine Neigung zu Instabilitäten bei weiter ansteigenden konzentrischen Spalthöhen zu erwarten.

Gasverbrauch Die Kenntnis des Gasverbrauches der eingesetzten Führungselemente ist für die Auslegung des Dicht- und Absaugsystemes eines vakuumtauglichen Positioniersystems entscheidend. Experimentell wird der Gasverbrauch bei verschiedenen Speisedrücken und Umgebungsdrücken durch ein thermisches Massestrommeter bestimmt, das in die Zuleitung des Speisegases integriert ist. Die Auswertung erfolgt durch die Umrechnung des ermittelten Massestromes \dot{m} in den Gasverbrauch q_N nach Gleichung 2.42. Für die untersuchten Kombinationen A-C liegt ein Gasverbrauch im Bereich von 2 bis 10 l_N/min vor, abhängig von der konzentrischen Lagerspalthöhe, dem Speisegasdruck und dem Umgebungsdruck.

Experimentell ergibt sich ein näherungsweise konstanter Gasverbrauch über der Spalthöhenänderung (siehe Abbildung C.3 des Anhanges). Die Schwankungen liegen im Bereich von 2 % bis 9 %.

In Abbildung 3.16 ist der Gasverbrauch für die Kombinationen A-C sowie für verschiedene Speisegasdrücke und Umgebungsdrücke dargestellt. Die Zunahme der konzentrischen Spalthöhe von Kombination A zu C verursacht einen höheren Gasverbrauch, da der Massestrom durch den Lagerspalt nach Gleichung 2.31 mit $\dot{m} \sim h^3$ skaliert. Ein zunehmender Speisegasdruck führt erwartungsgemäß zu einem ansteigenden Gasverbrauch. Die Reduzierung des Umgebungsdruckes ergibt ebenfalls eine Erhöhung des Gasverbrauches. Als Ursache ist die Abhängigkeit der Durchflussrate des Gases durch das poröse Medium von den Druckverhältnissen zu nennen. Die Abhängigkeit lässt sich nach Gleichung 2.20 und 2.42 durch $q_N \sim (p_s^2 - p^2)$ beschreiben. Es kann für geringe Exzentrizitäten davon ausgegangen werden, dass der größte Teil des Gases in den Randbereichen des Führungselementes durch das poröse Medium fließt, da hier die Differenz der Druckquadrate am größten ist. Analog zu dem Ansatz zur Abschätzung der Tragkraft und Steifigkeit kann durch eine Referenzrechnung der Gasverbrauch auf Grundlage einer Referenzmessung ermittelt werden. Die Referenz bildet die Messung des Gasverbrauches $q_{N,Ref}$ an einer Kombination mit einem definierten Speisegasdruck $p_{s,Ref}$ und

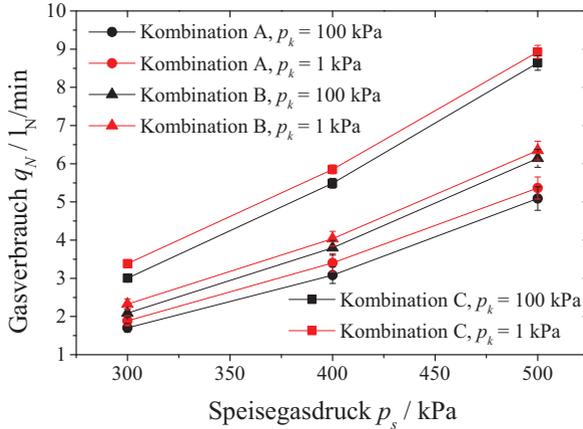


Abbildung 3.16: Gasverbrauch über dem Speisegasdruck

Umgebungsdruck $p_{k,Ref}$. Der Gasverbrauch q_N für einen beliebigen Speisegasdruck p_s und Umgebungsdruck p_k ergibt sich durch folgende Beziehung.

$$q_N = \frac{(p_s^2 - p_k^2)q_{N,Ref}}{(p_{s,Ref}^2 - p_{k,Ref}^2)} \quad (3.5)$$

In Abbildung C.3 des Anhanges wurde als Referenz der Gasverbrauch von $p_{s,Ref} = 400$ kPa und $p_{k,Ref} = 100$ kPa genutzt. Die mit Gleichung 3.5 durchgeführte Referenzrechnung zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Werten. Die maximale Abweichung liegt bei 3%. Es kann nach dem Zusammenhang in Abschnitt 2.3.2 von einer laminaren Strömung innerhalb des porösen Mediums ausgegangen werden.

Unter Verwendung des vereinfachten Strömungsmodells aus Abschnitt 2.3.3 lässt sich der Gasverbrauch direkt aus dem aufsummierten Massestrom aller umlaufenden Elemente des letzten axialen Elementes ermitteln. Der Vergleich des gemessenen und des theoretisch ermittelten Gasverbrauches in Abbildung C.3 des Anhanges zeigt, dass das Modell für geringe Exzentrizitäten absolut einen zu hohen Gasverbrauch vorhersagt. Die Ursache für den zu hohen theoretischen Wert liegt unter anderem in der vereinfachten Modellannahme der Strömungsmodelle. Eine wichtige Berechnungsgrundlage zur theoretischen Bestimmung ist die Permeabilität k des porösen Mediums.

Die Permeabilität ist abhängig von der Porengröße des verwendeten porösen Mediums sowie von dem Grad der Oberflächenverdichtung. Da diese Parameter in der Regel nicht bekannt sind, wird die Permeabilität anhand der Geometrie der porösen Schicht durch Gleichung 2.20 mit Hilfe des Kurzschlussmassenstromes ermittelt. Hierfür wird experimentell bei einem definierten Speisegasdruck p_s der Massenstrom der Elemente gemessen. Ohne Führungsgegenpart liegt ein konstanter Umgebungsdruck $p = p_k$ vor. Für die Buchse A ergibt sich eine Permeabilität von $k = (1,55 \pm 0,09) \cdot 10^{-15} \text{ m}^2$, für Buchse B von $k = (1,52 \pm 0,09) \cdot 10^{-15} \text{ m}^2$ und für Buchse C von $k = (1,42 \pm 0,05) \cdot 10^{-15} \text{ m}^2$. Der experimentell bestimmte Wert der Permeabilität wird im Strömungsmodell als konstant über die gesamte Höhe des porösen Mediums angenommen. Real liegt eine Reihenschaltung zweier Permeabilitäten vor, da die oberflächenverdichtete Schicht eine geringere Permeabilität als das Bulkmaterial aufweist. Experimentell können diese beiden Permeabilitäten nicht getrennt voneinander ermittelt werden.

Der theoretische Gasverbrauch weist im Vergleich zu dem experimentellen Verbrauch durch die Reduzierung der Spalthöhe eine stärkere Änderung auf. Dieses Verhalten kann durch die Vernachlässigung der Umfangsströmung im theoretischen Modells erklärt werden. Der relative Anstieg des Gasverbrauches durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes wird durch das Modell hingegen sehr gut abgebildet. Experimentell ergibt sich eine Erhöhung zwischen $0,22 \text{ l}_N/\text{min}$ und $0,38 \text{ l}_N/\text{min}$. Der theoretisch ermittelte Anstieg liegt zwischen $0,19 \text{ l}_N/\text{min}$ und $0,37 \text{ l}_N/\text{min}$.

Kippsteifigkeit Die Ermittlung der Kippsteifigkeit c_k erfolgt für die Verkipfung des Zylinders um die x -Achse (siehe Abbildung A.2 (a) des Anhanges), wofür eine Momentenänderung über eine Winkeländerung zu ermitteln ist (Gleichung 3.6). Wie in Abschnitt 3.3.1 erläutert, wird durch die Abstimscheibe zwischen Hebel und Kraffteinleitungszylinder ein definierter Kippwinkel γ in das System eingebracht. Der Kippwinkel wird durch den Betrag der Differenz der Abstandswerte $|h_2 - h_1|$ und den Abstand zwischen den Messpunkten $2 \cdot L_h = 2 \cdot 0,048 \text{ m}$ ermittelt (Gleichung 3.7). Durch diese Winkeländerung ergeben sich an den Kraftsensoren unterschiedliche Kraftwerte F . Aus der Differenz der Kraftwerte und dem Abstand zwischen dem Kraffteinleitungspunkt und der $x - z$ Ebene des Gasführungselementes $L_F = 0,125 \text{ m}$ wird das Moment M berechnet (Gleichung 3.8).

$$c_k = \frac{\Delta M}{\Delta \gamma} \quad (3.6)$$

$$\Delta \gamma = \arctan \left(\frac{|h_2 - h_1|}{2 \cdot L_h} \right) \simeq \left(\frac{|h_2 - h_1|}{2 \cdot L_h} \right) \quad (3.7)$$

$$\Delta M = (F_1 - F_2) \cdot L_F \quad (3.8)$$

Es werden für die experimentellen Untersuchungen nur sehr kleine Kippwinkel betrachtet, da die Kippsteifigkeit einzelner Gasführungselemente für technische Anwendungen in diesem Bereich von Interesse ist. Die Kippsteifigkeit eines Positioniersystems wird maßgeblich durch die Radialsteifigkeit der verwendeten Gasführungselemente sowie deren Abstand voneinander bestimmt. Die hierbei maximal auftretenden Kippwinkel sind ebenfalls durch den Abstand zwischen den Elementen begrenzt und sehr viel kleiner als der maximal mögliche Kippwinkel eines einzelnen Elementes.

Die Grundlage zur Bestimmung der Kippsteifigkeit bildet für jede Parameterkombination eine Bezugsmessung, da durch Fertigungs- und Justageungenauigkeiten des Versuchsstandes Unterschiede zwischen den Kraft- und Wegsensordaten auftreten. Für die Bezugsmessung wird der Versuchsstand so eingerichtet, dass sowohl ein paralleles Ausheben als auch ein nahezu zeitgleicher Eingriff des Hebels auf die Krafteinleitungszyylinder (innerhalb von $\pm 0,5 \mu\text{m}$) erfolgt. Nach der Durchführung und der Aufzeichnung der Bezugsmessung wird einseitig die Abstimscheibe gewechselt, so dass eine gezielte Verkipfung des Zylinders hervorgerufen wird. Alle anderen Randbedingungen der Messung werden beibehalten.

Der Ablauf dieser Bezugsmessung und die Ermittlung der Kippsteifigkeit durch die nachfolgenden Messungen mit definiertem Kippwinkel wird im Anhang in Kapitel A beschrieben.

Die Kippsteifigkeitsmessungen werden jeweils fünfmal wiederholt, um eine statistische Aussage über das Ergebnis zu erhalten. Auf eine größere Anzahl von Wiederholungsmessungen wird aufgrund des hohen experimentellen Aufwandes sowie der rechenintensiven Auswertung verzichtet. Die Standardabweichung σ_F der Kraftmessung je Messreihe liegt im Bereich von $0,1 \text{ N} < \sigma_F < 0,5 \text{ N}$ und die Standardabweichung σ_h der Spalthöhenmessung im Bereich von $0,02 \mu\text{m} < \sigma_h < 0,15 \mu\text{m}$. Die Berechnung der Standardabweichung σ_{c_k} der Kippsteifigkeit erfolgt unter Verwendung der Fehlerfortpflanzung. Für alle Messungen liegen die Abweichungen im Bereich von

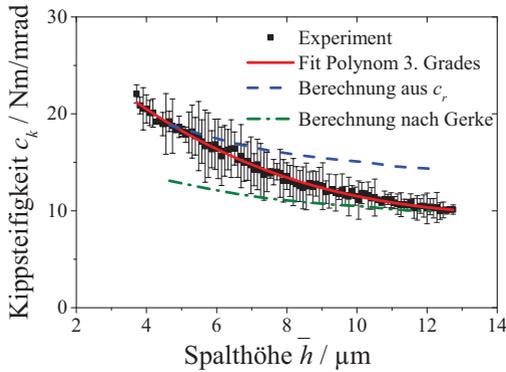


Abbildung 3.17: Experimentelle Kippsteifigkeit mit 1σ Standardabweichung und berechnete Kippsteifigkeit aus c_r nach Gleichung 3.10 und nach Gerke [21] (Kombination B; $p_s = 300\text{kPa}$; $p_k = 100\text{kPa}$; $\gamma = 0,020\text{mrad}$)

$\sigma_{c_k} < 4,5\text{Nm/mrad}$. Die hohe Standardabweichung wird maßgeblich durch die Messunsicherheit der Kraftmessung beeinflusst. Die verwendeten Kraftsensoren weisen nach Herstellerangaben eine Reproduzierbarkeit von kleiner $0,1\%$ und eine Linearitätsabweichung von $\pm 0,2\%$ des Messbereiches von 1000N auf (siehe Sensordaten Tabelle D.5). Durch die Auswertung von zwei unabhängigen Messungen (Bezugsmessung und Messung mit Kippwinkel) zur Ermittlung der Tragkraft ist der Vergleich der Absolutwerte der Kraftsensoren notwendig.

Für die Kombination B mit einem Speisegasdruck von $p_s = 300\text{kPa}$, einem Umgebungsdruck von $p_k = 100\text{kPa}$ und einem Kippwinkel von $\gamma = 0,020\text{mrad}$ ist in Abbildung 3.17 der Verlauf der Kippsteifigkeit mit 1 Sigma Standardabweichung über der Lagerspalthöhe $\bar{h} = \frac{h_1+h_2}{2}$ dargestellt[¶]. Ein polynomieller Fit 3. Grades eignet sich zur Beschreibung des Kippsteifigkeitsverlaufes und wird für eine übersichtliche Darstellung der nachfolgenden Ergebnisse genutzt.

Eine alternative Berechnung der Kippsteifigkeit kann auf Grundlage der experimentell ermittelten Radialsteifigkeit c_r (Abbildung C.2) erfolgen. In Abbildung 3.18 ist eine schematische Darstellung der Modellannahme zur

[¶]Die Lagerspalthöhe \bar{h} entspricht für den Kippwinkel null der Lagerspalthöhe h_{min} .

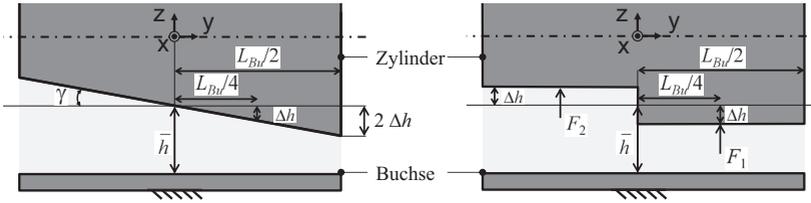


Abbildung 3.18: Schematische Abbildung zur Abschätzung der Kippsteifigkeit aus der Radialsteifigkeit

Ableitung der Abschätzungsgleichung dargestellt. Der Zylinder mit dem Kippwinkel γ wird durch ein Modell ersetzt, das auf zwei parallel versetzten Zylinderhälften basiert. Die mittlere Spalthöhenabweichung Δh des verkippten Zylinders wird je Zylinderhälfte als Spalthöhenversatz von der Ausgangsspalthöhe \bar{h} genutzt. Als resultierende Tragkräfte ergeben sich $F_1 = F(\bar{h}) + \Delta F(\Delta h)$ und $F_2 = F(\bar{h}) - \Delta F(\Delta h)$, die im Abstand $y = \pm L_{Bu}/4$ von der $x-z$ Ebene angreifen. Als Grundlage der Abschätzung dient die Annahme, dass für kleine Kippwinkel und die daraus folgende kleine Spalthöhenänderung Δh die Radialsteifigkeit konstant ist. Durch diese Annahme lässt sich die Kraftänderung aufgrund der Spalthöhenabweichung durch die Radialsteifigkeit $c_r(\bar{h})$ der betrachteten Spalthöhe \bar{h} ausdrücken. Es gilt $\Delta F(\Delta h) = c_r(\bar{h}) \cdot \Delta h$. Für ein statisches System kann die Momentengleichung um den Mittelpunkt bei $y = 0$ aufgestellt werden. Das resultierende Moment M ist in Gleichung 3.9 angegeben.

$$M = 2 \cdot c_r(\bar{h}) \cdot \Delta h \cdot L_{Bu}/4 \quad (3.9)$$

Für kleine Kippwinkel lässt sich analog zu Gleichung 3.7 die Spalthöhenänderung durch $\Delta h = \tan(\gamma) \cdot L_{Bu}/4 \simeq \gamma \cdot L_{Bu}/4$ ausdrücken. Basierend auf Gleichung 3.9 und Gleichung 3.6 ergibt sich die Abschätzungsgleichung für die Kippsteifigkeit aus der Radialsteifigkeit.

$$c_k = \frac{c_r(\bar{h}) L_{Bu}^2}{8} \quad (3.10)$$

In Abbildung 3.17 ist die Kippsteifigkeit als Abschätzung aus c_r nach Gleichung 3.10 dargestellt. Es zeigt sich für geringe Spalthöhen eine gute

Übereinstimmung mit den experimentell ermittelten Werten der Kippsteifigkeit. Die Änderung über der Spalthöhe fällt jedoch im Vergleich zu dem messtechnisch ermittelten Verlauf etwas geringer aus.

In theoretischen Untersuchungen leitet Gerke [21] eine Abschätzung ab, die sich von Gleichung 3.10 um den Faktor $2/3$ unterscheidet. Die Kippsteifigkeit nach dem Ansatz von Gerke wird vergleichend in Abbildung 3.17 dargestellt. Die Übereinstimmung mit diesem Ansatz ist für hohe Spalthöhen sehr gut. Der Anstieg ist aufgrund der Abhängigkeit von c_r identisch zu dem Verlauf nach Gleichung 3.10.

Zur Abschätzung der Kippsteifigkeit aus der Radialsteifigkeit sind beide Ansätze mit einem vergleichbaren Fehler nutzbar. Die experimentellen Werte liegen betragsmäßig zwischen beiden Ansätzen.

Der Verlauf der Kippsteifigkeit über der Spalthöhe ist für verschiedene Kippwinkel γ und zwei Parameterkombinationen in Abbildung 3.19 dargestellt. Mit abnehmender Lagerspalthöhe nimmt die Kippsteifigkeit für beide Kombinationen zu. Dies lässt sich durch die Radialsteifigkeit begründen, die ebenfalls für geringe Spalthöhen höhere Werte aufweist. Der Anstieg von c_k ist für Kombination B im Vergleich zu Kombination A stärker ausgeprägt, was sich mit dem ebenfalls stärkeren Anstieg der radialen Steifigkeit der Kombination B deckt. Die experimentell ermittelte Kippsteifigkeit zeigt eine Tendenz zu höheren Werten bei abnehmenden Kippwinkeln, wobei die Unterschiede für die verschiedenen Kippwinkel im Bereich der Standardabweichung der Messungen liegen. Die zugrunde liegende Annahme einer konstanten Radialsteifigkeit bei kleinen Spalthöhenänderungen führt für die Modellbetrachtung zu einer konstanten Kippsteifigkeit über der Kippwinkeländerung.

Eine höhere Kippsteifigkeit wird für kleinere konzentrische Spalthöhen erreicht. Dies wird durch den direkten Vergleich von Kombination A-C (siehe Tabelle 3.1) für vergleichbare Parameter in Abbildung 3.20 deutlich.

Der Einfluss des Umgebungsdruckes auf die Kippsteifigkeit wird in Abbildung 3.21 dargestellt. Für einen konstanten Speisegasdruck ergibt sich durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes ein Anstieg der Kippsteifigkeit im Bereich von 20 % -30 %. Diese Zunahme wird durch die Berechnung nach Gleichung 3.10 unterlegt. Lediglich für geringe Spalthöhen ergeben sich aus den experimentellen Werten stärkere Zunahmen von bis zu 40 %.

Der Einfluss des Kippwinkels auf den Gasverbrauch liegt für die experimentell untersuchten Parameterkombinationen im Bereich von $< 7\%$ und innerhalb der Messunsicherheit des verwendeten Massendurchflussmessers.

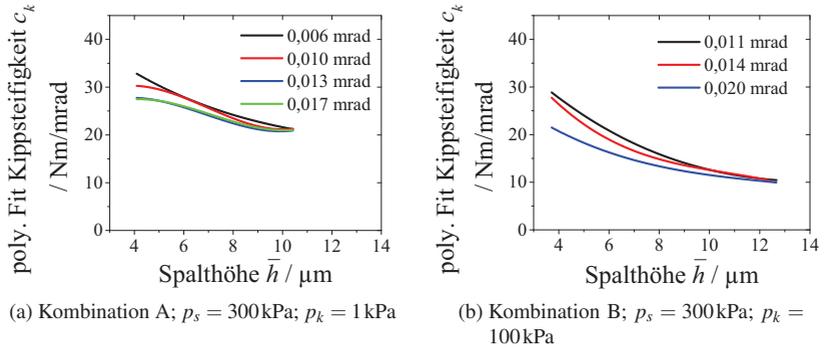


Abbildung 3.19: Kippsteifigkeit für verschiedene Kippwinkel γ

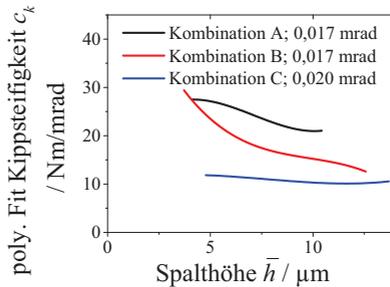
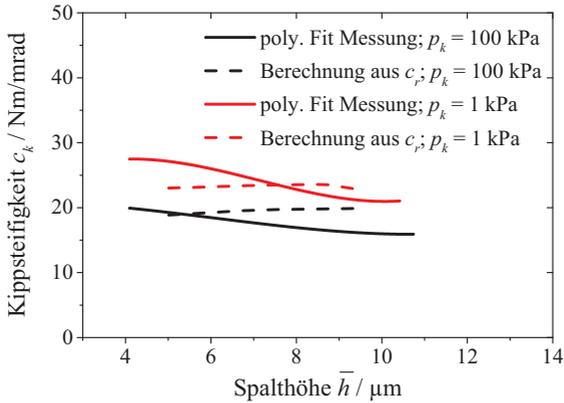
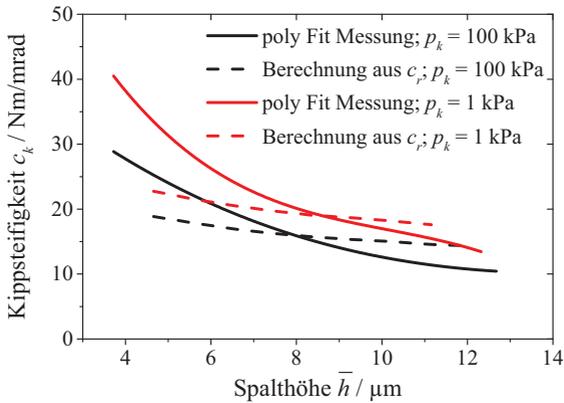


Abbildung 3.20: Kippsteifigkeit für verschiedene Zylinder-Buchse-Kombinationen ($p_s = 300\text{kPa}$; $p_k = 1\text{kPa}$)



(a) Kombination A; $p_s = 300\text{kPa}$; $\gamma = 0,016\text{mrad}$



(b) Kombination B; $p_s = 300\text{kPa}$; $\gamma = 0,011\text{mrad}$

Abbildung 3.21: Kippsteifigkeit für verschiedene Umgebungsdrücke (Berechnung aus c_r nach Gleichung 3.10)

Die vorgestellten Ergebnisse der Kippsteifigkeitsuntersuchungen beziehen sich auf Verkippungen um die x -Achse (Koordinatensystem siehe Abbildung A.2 (a) des Anhanges). Ein Übertrag der Ergebnisse auf Verkippungen um die z -Achse ist zulässig, wenn man den Einfluss der Formabweichungen der Führungsflächen auf das Ergebnis als gleichbleibend betrachtet und die überlagerte Auslenkung des Systems durch die Gewichtskraft vernachlässigt.

Fazit

Die statischen Eigenschaften zylindrischer Gasführungselemente mit poröser Drossel wurden experimentell und theoretisch durch verschiedene Autoren untersucht [19, 21, 28, 32, 34, 83]. Auf Grundlage dieser vorangegangenen Arbeiten ist es möglich, eine Auslegung für Anwendungen an Normalatmosphäre durchzuführen.

Die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse lassen sich durch die angeführten Quellen für einen Umgebungsdruck von $p_k = 100 \text{ kPa}$ unterlegen. Die Tragkraft und die Radialsteifigkeit steigt mit dem Speisegasdruck an. Durch die Erhöhung der konzentrischen Spalthöhe konnte ebenfalls eine Erhöhung der Tragkraft bei gleichzeitiger Abnahme der Radialsteifigkeit ermittelt werden. Dieser Trend kann durch die genutzten theoretischen Modelle belegt werden. Unterschiede ergeben sich zwischen den theoretischen Modellen und der experimentell ermittelten Radialsteifigkeit bei dem Verlauf über die Spalthöhe, wobei auf mögliche Ursachen eingegangen wurde. Mit ansteigendem Speisegasdruck und für größer werdende konzentrische Spalthöhen ergibt sich ein erhöhter Gasverbrauch der Gasführungselemente. Die Kippsteifigkeit besitzt für die untersuchten Speisedrücke eine vernachlässigbare Abhängigkeit vom Kippwinkel.

Das wichtigste Ziel der Untersuchungen war es, den Einfluss der Reduzierung des Umgebungsdruckes auf die Kennwerte zu ermitteln. Dieser Einfluss wurde in keiner bisherigen Untersuchung berücksichtigt und ist für die Auslegung eines vakuumtauglichen Positioniersystems mit dem in Abschnitt 1.1.2 beschriebenen Dicht- und Absaugsystem zwingend notwendig.

Die untersuchten Gasführungselemente zeigen für einen konstanten absoluten Speisegasdruck eine erhöhte Tragkraft und Steifigkeit durch den Übergang in eine Vakuumumgebung. Die Ursache für den Anstieg der Tragkraft liegt in den ansteigenden Druckdifferenzen zwischen dem belasteten Teil des Lagerspaltes und dem gegenüberliegenden Bereich. Der belastete Lagerspaltbereich weist durch die geringere Lagerspalthöhe einen größeren

Strömungswiderstand auf, als der größere, gegenüberliegende Lagerspaltbereich. Somit führt der Einfluss des reduzierten Druckes an der Berandung des Führungselementes im belasteten Lagerspaltbereich zu einem geringeren Druckabfall als im unbelasteten Bereich.

Der Vergleich der experimentell ermittelten Werte mit den theoretischen Ergebnissen aus den vorgestellten Strömungsmodellen zeigt Abweichungen für die Absolutwerte der Tragkraft. Das vereinfachte Strömungsmodell führt zu höheren Tragkraftwerten, da die Umfangsströmung innerhalb des Lagerspalt nicht berücksichtigt wird. Das FEM-basierte Strömungsmodell eignet sich besser zur Ermittlung der absoluten Tragkräfte der Elemente, obwohl der Übergang zwischen den Strömungsformen im Lagerspalt nicht in die Berechnung einbezogen werden kann. Durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes ergibt sich ein Anstieg der Tragkraft als auch der Steifigkeit. Die Anstiege können auf Basis der Berechnung mit den vorgestellten Modellen gut wiedergegeben werden. Alternativ ist eine Abschätzung der Tragkraftwerte und der Steifigkeiten auf Grundlage einer Referenzrechnung nach Gleichung 3.3 und 3.4 mit gutem Ergebnis möglich.

Für alle durchgeführten Untersuchungen, sowohl an Normalatmosphäre als auch bei reduziertem Umgebungsdruck, sind keine selbsterregten Schwingungen aufgetreten. Der Nachweis erfolgte auf Grundlage des Stabilitätskriteriums (Gleichung 2.67) durch den Vergleich von statischer und dynamischer Steifigkeit. Für ansteigende konzentrische Spalthöhen ist durch die Reduzierung der dynamischen Steifigkeit mit einer zunehmenden Neigung zu Instabilitäten zu rechnen. Da die dynamische Steifigkeit durch die Abnahme des Umgebungsdruckes sinkt, ist im Allgemeinen die Gefahr eines instabilen Betriebsverhaltens in einer Vakuumumgebung größer. Daher ist die Auslegung der Gasführungselemente für hochvakuumtaugliche Positioniersysteme im Hinblick auf ein stabiles Betriebsverhalten notwendig.

Ein wichtiger Kennwert für die Auslegung der Dicht- und Absaugstruktur ist der Gasverbrauch der Elemente. Durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes erhöht sich der Gasverbrauch. Der Anstieg kann ebenfalls durch eine Referenzrechnung mit Gleichung 3.5 abgeschätzt werden.

Eine Erhöhung des Speisegasdruckes führt zu einem Anstieg des Gasverbrauches, der stärker ausfällt als der Anstieg der Tragkraft. Die Verwendung von hohen Speisegasdrücken für hochvakuumtaugliche Positioniersysteme ist daher nicht vorteilhaft. Gasverbrauch und Tragkraft erhöhen sich durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes im gleichen Maße.

Die Kippsteifigkeit der Gasführungselemente weist durch den Übergang in eine Vakuumumgebung höhere Werte auf. Der Anstieg kann für kleine Kippwinkel nach Gleichung 3.10 aus der Radialsteifigkeit der Elemente abgeschätzt werden.

Es konnte gezeigt werden, dass sowohl der Speisegasdruck als auch der Umgebungsdruck einen Einfluss auf die Druckverteilung im Lagerspalt hat. Aus diesem Grund ist es für die Auslegung eines vakuumtauglichen gasgeführten Positioniersystems nicht ausreichend, die Eigenschaften der zylindrischen Führungselemente für Atmosphärenanwendungen durch einen konstanten Relativdruck ($p_s - p_k$) auf den reduzierten Umgebungsdruck zu übertragen.

3.4 Dämpfung

Die in Abschnitt 2.4 dargelegte Theorie zeigt, dass das Dämpfungsverhalten von Gasführungselementen nichtlinear ist. Die Ursache der Nichtlinearität liegt in dem nicht konstanten Abklingkoeffizient δ und der nicht konstanten Eigenkreisfrequenz ω_0 . Beide Dämpfungsparameter sind abhängig von der Auslenkungsamplitude des Systems.

Aus den theoretischen Grundlagen und aus vorliegenden Literaturquellen werden Anforderungen an den experimentellen Versuchsstand abgeleitet.

Die nichtlinearen Glieder der Bewegungsgleichung, das Dämpfungsglied und das Rückstellglied, sind nach Untersuchungen von Schroter [27] an ebenen Lagerelementen mit oberflächenverdichteter poröser Einlassdrossel nur für sehr kleine Amplituden ($< 0,1 \mu\text{m}$) als linear anzusehen.

Bäuml [28] untersucht neben den Tragkraft- und Steifigkeitsverläufen von ebenen Gaslagerelementen auch die Dämpfungseigenschaften. Es wird angenommen, dass bei einer Anregung des Systems durch die Überlagerung einer statischen und einer dynamischen Last für die exakte Bestimmung der Dämpfung das Modell eines Mehrmassenschwingers notwendig ist. Der Einsatz von Gewichten für die Realisierung der statischen Last wird als ungünstig beschrieben. Durch verschiedene Massstücke treten einerseits sehr viele mechanische Schnittstellen auf, die nach [28] vermieden werden sollen, da sie die Ermittlung der Dämpfung erschweren. Andererseits ist ein starker Impuls notwendig, um eine große Masse dynamisch zu erregen. Um den Einfluss der dynamischen Krafteinleitung zu berücksichtigen, müssen die Steifigkeiten und Dämpfungen der Koppelstellen zwischen Krafteinleitung und System bekannt sein. Sie wurden von Bäuml sehr aufwendig experimentell als auch analytisch bestimmt. Dennoch zeigen sich keine guten Übereinstimmungen zwischen den experimentell gemessenen und den berechneten Eigenfrequenzen [28]. Die Beeinflussung der Messergebnisse durch die Ankopplung an den Erreger ist nicht vernachlässigbar.

Ein wichtiges Fazit der Untersuchungen von Talukder [38] des "Airhammer"-Verhaltens von zylindrischen Gasführungselementen ist der Einfluss der externen Dämpfung des Versuchsstandes auf die erhaltenen Ergebnisse. Es wurde ein Einfluss der Kabel der verwendeten kapazitiven Sensoren, der Schläuche zur Speisegaszufuhr als auch der Befestigungsmethode des Gesamtversuchsaufbaus auf dem Gestell (mit / ohne passive Dämpfer) festgestellt.

Unter Berücksichtigung der genannten Untersuchungsergebnisse lassen sich folgende Anforderungen an den Dämpfungsversuchsstand ableiten.

1. Auslenken^{||} des Gasführungselementes senkrecht zur Führungsrichtung mit kleinen Amplituden.
2. Erzeugung einer sprungförmigen Anregung und Aufnahme der Sprungantwort in Auslenkungsrichtung zur Ermittlung der Dämpfung. Eine einmalige sprungförmige Anregung ermöglicht das freie Ausschwingen des Systems, ohne dass eine ständige mechanische Anbindung zur Krafteinleitung notwendig ist.
3. Einfluss durch externe Dämpfung minimieren.
4. Sehr steife Anbindung der mitbewegten Schnittstellen. Durch eine Reihenschaltung von Steifigkeiten in gleichen Größenordnungen ergibt sich die Eigenkreisfrequenz des schwingenden Systems aus der kombinierten Steifigkeit.

Folgend wird der Aufbau des Versuchsstandes VS2 detailliert beschrieben und die Durchführung der Untersuchungen sowie die Auswertung der Ergebnisse dargestellt. Eine Übersicht des Aufbaus und der Durchführung wurde mit ersten Ergebnissen in [84] zusammengefasst.

3.4.1 Aufbau des Versuchsstandes VS2

Zur Bestimmung der Dämpfungseigenschaften der Gasführungselemente wird der in den Abbildung 3.22 bis 3.24 dargestellte Versuchsstand VS2 genutzt. Im Gegensatz zum VS1 ist der Zylinder gestellfest aufgenommen und die Buchse wird ausgelenkt. Die Alternative einer definierten dynamischen Auslenkung des Zylinders ist regelungs- und montagetechnisch aufwendiger, da hierfür geometriebedingt zwei Krafteinleitungspunkte notwendig sind. Um den keramischen Zylinder steif aufzunehmen, wird eine Zylinderhalterung, bestehend aus zwei Ständern, auf der Grundplatte des Versuchsstandes verschraubt (siehe Abbildung 3.24). Die Ständer sind mit einer V-Nut versehen, die in einer Aufspannung spanend bearbeitet wurde. Nach der spanenden

^{||}Auslenken beschreibt die Relativbewegung zwischen Buchse und Zylinder durch das Einleiten einer externen Kraft

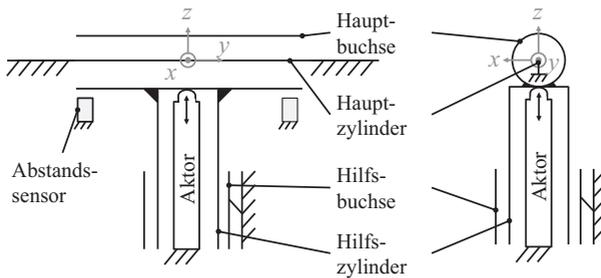


Abbildung 3.22: Technisches Prinzip des VS2 (links Vorderansicht, rechts Seitenansicht)

Fertigung der Ständer wurde durch iteratives Messen auf einer Dreikoordinatenmessmaschine (Daten siehe Tabelle D.2 des Anhanges) und manuelles Polieren eine Ebenheitsabweichung der Auflageflächen im Kontaktbereich von ca. $8\ \mu\text{m}$ und eine Rauheit kleiner $0,1\ \mu\text{m rms}$ realisiert. Nach dem Einlegen des Zylinders in die V-Nut erfolgt die Aufnahme durch das Verschrauben mit einer planen Gegenplatte über drei Linienkontakte je Ständer.

Die Aufnahme des Zylinders führt zu lokalen Spannungen innerhalb des Zylinders. Eine alternative Anbindung durch eine stoffschlüssige Verbindung (z.B. Kleben, Lötten) ermöglicht eine flächige Verteilung der Kraft und eine spannungsarme Aufnahme, ist jedoch für die geplante Untersuchung verschiedener Buchsen aus montage-technischen Gründen nicht umsetzbar. Um die zulässigen Spannungen innerhalb des Zylinders durch die Verschraubung nicht zu überschreiten, wurde in einem Vorversuch das maximal zulässige Drehmoment zum Anziehen der Befestigungsschrauben ermittelt. Dazu wurde ein Zylinderabschnitt mit vergleichbarer Geometrie in einem Ständer aufgenommen und das Anziehmoment der vier Verbindungsschrauben in $0,05\ \text{Nm}$ Schritten gleichmäßig erhöht, bis der Zylinder bei $M_{\text{max}} = 1,15\ \text{Nm}$ mechanisch zerstört wurde. Im Versuchsablauf wurde das Drehmoment M auf $M_{\text{max}}/2$ begrenzt, um eine Zerstörung des Zylinders auszuschließen.

Die Ermittlung des Dämpfungsverhaltens wird durch die Auslenkung der Buchse und die Auswertung des Bewegungsverhaltens der Buchse nach der Auslenkung realisiert. Die Auslenkung soll senkrecht zur Führungsrichtung der Buchse erfolgen, um eine Schwingung in dieser Richtung anzuregen und

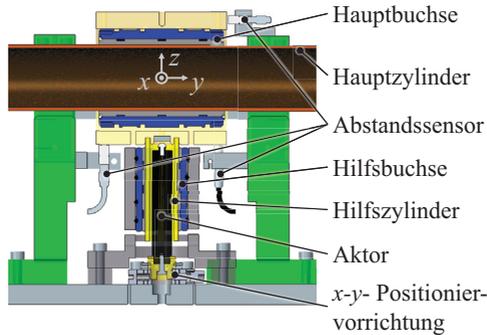


Abbildung 3.23: Schnittdarstellung von CAD-Modell des VS2

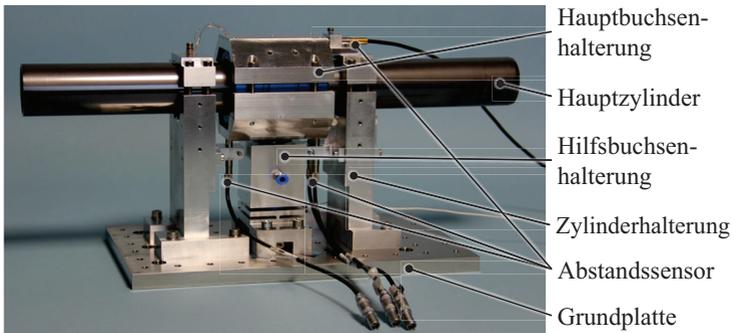


Abbildung 3.24: Abbildung des VS2

aus dem erhaltenen Schwingungsverlauf das Dämpfungsverhalten des Systems zu ermitteln. Hierzu ist es notwendig, die zwei Freiheiten des Gasführungselementes (Translation in y , Rotation um y) während der Messung zu binden. Dies ist unter besonderer Berücksichtigung der Anforderung 3 an eine geringe externe Dämpfung umzusetzen.

In Vorversuchen wurden verschiedene Varianten untersucht, um diese Aufgabe zu erfüllen. Die translatorische Bewegung wurde durch die Anbindung von Zugfedern unterbunden. Die Richtung der Kraftvektoren der Federn entsprach der Richtung der freien translatorischen Bewegung. Eine rotatorische Bewegung um y wurde per Gravitationskraft durch eine an das Gehäuse der

Buchse angebrachte Zusatzmasse unterbunden. Auslenkungstests ergaben jedoch eine starke Neigung des Systems zu sich überlagernden Schwingungen. Es wurden zusätzlich zu der Schwingung in Auslenkungsrichtung auch Schwingungen in Richtung der Symmetrieachse sowie Kippschwingungen um die orthogonalen Achsen detektiert. Die Einstellung des Kraftangriffspunktes im Bezug zum Schwerpunkt des Systems führte zu einer Verringerung der Amplituden in den zusätzlichen Schwingungsrichtungen. Auch mit der optimierten Ausrichtung lagen die Amplituden weiterhin in vergleichbaren Größenordnungen. Eine Trennung der Schwingungsanteile zur Ermittlung des gesuchten Schwingungsverhaltens in Auslenkungsrichtung ist nicht mit hinreichender Genauigkeit möglich.

Durch den umgesetzten Aufbau sollen die peripheren Schwingungsrichtungen des Systems minimiert werden, ohne Einflüsse durch mechanische Schnittstellen (Anforderung 3 und 4) zu erzeugen. Da dies mit der gegebenen Außengeometrie der zu untersuchenden Buchse (im Folgenden als Hauptbuchse bezeichnet) nicht möglich ist, wird eine Hauptbuchsenhalterung genutzt, die wiederum durch V-Nut und Ebene über drei Linienkontakte mit der Hauptbuchse verschraubt wird, siehe Abbildung 3.25. Um Verformungen der Führungsfläche aufgrund der eingebrachten mechanischen Spannungen durch das Verschrauben der beiden Halbschalen der Hauptbuchsenhalterung zu minimieren, wurde zwischen den Montageschritten die Zylinderformabweichung der Führungsfläche auf einer Dreikoordinatenmessmaschine überprüft. Die maximale Änderung der Zylinderformabweichung für die drei montierten Baugruppen (Buchse A - Buchse C, siehe Tabelle 3.1) betrug $1,5\mu\text{m}$. Die Schrauben wurden hierbei mit ca. $0,2\text{Nm}$ angezogen und durch eine Klebung gegen selbstständiges Lösen gesichert.

Zusätzlich ist an der Hauptbuchsenhalterung ein hohler Hilfszylinder angebracht, der als Führungsgegenpart einer senkrecht zur Hauptbuchsenachse angeordneten Hilfsbuchse genutzt wird (siehe Abbildung 3.25). Es werden die zwei Freiheiten der Hauptbuchse gebunden. Unter Berücksichtigung der Grüblerschen Gleichung [85] kann der Freiheitsgrad B dieser Anordnung durch die Anzahl der starren Glieder $w = 2$, die Anzahl der Gelenke $g = 2$ und den Freiheitsgrad $s = 2$ der einzelnen Gelenke ermittelt werden.

$$B = 6(w - 1 - g) + \sum_{i=1}^g s_i + J \quad (3.11)$$

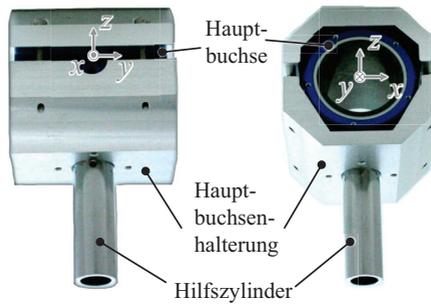


Abbildung 3.25: Abbildung der Baugruppe Hauptbuchse, Hauptbuchsenhalterung und Hilfszylinder VS2

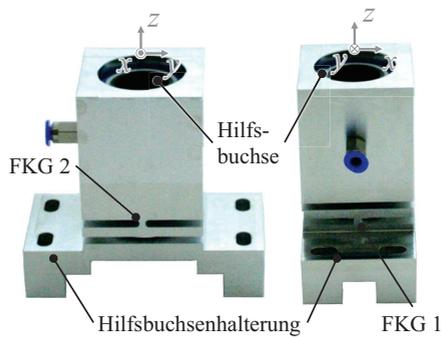


Abbildung 3.26: Abbildung der Baugruppe Hilfsbuchse und Hilfsbuchsenhalterung VS2

Es ergibt sich eine zweifach überbestimmte Anordnung dieses Aufbaus. Dabei handelt es sich um die Translation in x und die Rotation um die x -Achse (vgl. Koordinatensystem in Abbildung 3.22). Zum Ausgleich der Überbestimmtheiten muss eine Anzahl von Sonderabmessungen J basierend auf Lagetoleranzen, Justieren oder Selbsteinstellung eingehalten werden [9]. Für den Aufbau des Versuchsstandes VS2 sind hier speziell die Kombination aus Justage und Selbsteinstellung der relativen Position der Hilfsbuchse und der Hauptbuchse sowie die Lagetoleranz zwischen der Achse des Hilfszylinders und der Achse der Hauptbuchse zu nennen.

Die translatorische Ausrichtung in x erfolgt während der Einrichtung des Versuchsstandes durch die Justage der Position der Hilfsbuchsenhalterung. Die Hilfsbuchse steht senkrecht zu der Hauptbuchse und ist über vier elastische O-Ringe mit der Hilfsbuchsenhalterung verbunden, siehe Abbildung 3.24 und 3.26. Da ein mechanischer Kontakt zwischen Hilfsbuchse und Hilfszylinder verhindert werden muss, ist bei Annahme einer ideal konzentrischen Ausrichtung der Hilfsbuchsenachse und der Hilfszylinderachse eine Justagegenauigkeit im Bereich der konzentrischen Lagerspalthöhe des Hilfsgasführungselementes von ca. $15\ \mu\text{m}$ notwendig. In die Hilfsbuchsenhalterung wird zusätzlich ein Festkörpergelenk (FKG 1) eingearbeitet, wodurch eine rotatorische Bewegung der Hilfsbuchse in der $x - z$ Ebene ermöglicht wird (siehe Abbildung 3.26). Durch diese Anordnung ist auch bei der Überschreitung der Justagegenauigkeit kein mechanischer Kontakt zu erwarten, da sich der Hilfszylinder und die Hilfsbuchse durch die jeweilige rotatorische Freiheit der Hauptbuchse und des FKG 1 zueinander ausrichten können. Das Festkörpergelenk wurde so dimensioniert, dass die Kippsteifigkeit der verwendeten Hilfsbuchse dreifach höher ist als die Kippsteifigkeit des FKG. Durch die Selbstjustage des FKG 1 wird eine kollineare Ausrichtung der Achsen der Hilfsbuchse und des Hilfszylinders begünstigt. Zusätzlich unterstützt wird dieser Mechanismus durch die Elastizität der O-Ringe zwischen Hilfsbuchse und Hilfsbuchsenhalterung. Durch diese Maßnahmen ist es möglich, den Bereich der einzuhaltenden Justagegenauigkeit zwischen Hilfsbuchse und Hauptbuchse auf ca. $350\ \mu\text{m}$ zu erweitern.

Die Überbestimmtheit bezüglich der rotatorischen Bewegung um die x -Achse muss ebenfalls durch die Ausrichtung zwischen Hilfsbuchse und Hilfszylinder ausgeglichen werden. Hierzu ist es notwendig, die Achse des Hilfszylinders rechtwinklig zu der Achse der Hauptbuchse auszurichten. Aus den geometrischen Abmessungen der Kombination A ergibt sich ein maximal zulässiger, theoretischer Kippwinkel zwischen Hauptbuchse und Hauptzylinder

von $\varphi_{Haupt} = 0,29$ mrad. Aus den Kippsteifigkeitsuntersuchungen in Abschnitt 3.3 lässt sich für diesen Winkel ein notwendiges Moment von ca. 4,5 Nm ermitteln. Aus der Kippsteifigkeit der Hilfsbuchse von $c_{k,Hilfs} = 2,8$ Nm/mrad [81] ergibt sich das maximale Kippmoment der Hilfsbuchse von 1,7 Nm bei einem maximalen Kippwinkel von ca. $\varphi_{Hilfs} = 0,60$ mrad. Durch das maximal auftretende Kippmoment der Hilfsbuchse wird der maximale Kippwinkel φ_{Haupt} nicht erreicht. Nur eine zusätzliche Kraftkomponente, verursacht durch einen mechanischen Kontakt der Führungsflächen von Hilfsbuchse und Hilfszylinder, erhöht das Kippmoment. Der mechanische Kontakt wird verhindert, wenn der projizierte Winkel φ zwischen der Symmetrieachse der Hauptbuchse und der Symmetrieachse des Hilfszylinders in der $y-z$ Ebene $\pi/2$ beträgt und die maximal auftretende Winkelabweichung kleiner φ_{Hilfs} ist. Die Justage dieses Winkels erfolgt mit Hilfe einer Vorrichtung und einer Dreikoordinatenmessmaschine. Hierfür wird die Symmetrieachse der Hauptbuchse durch eine taktile Anmessung der Führungsfläche bestimmt. Die Zylinderfläche des Hilfszylinders wird ebenfalls taktil angemessen und der auf die $y-z$ Ebene projizierte Winkel φ zwischen den beiden erhaltenen Achsen ausgegeben. Als Zielwert der Justage wird ein Winkel von $\varphi_{Soll} = 0,06$ mrad festgelegt. Das entspricht 10 % des maximalen Kippwinkels φ_{Hilfs} . Dadurch wird das maximal auftretende Moment auf 0,17 Nm begrenzt, was einer Verkippung zwischen Hauptbuchse und Hauptzylinder von ca. 0,01 mrad entspricht. Die so erhaltene Lagebeziehung wird durch Justierkleben fixiert. Kontrollmessungen nach der Justierklebung ergaben einen maximalen Winkel für Buchse A von $\varphi_A = 0,056$ mrad, für Buchse B von $\varphi_B = 0,043$ mrad und von Buchse C von $\varphi_C = 0,010$ mrad.

Die definierte Winkellage zwischen Hilfszylinder und Hilfsbuchse bezüglich der Rotation um die x -Achse wird ebenfalls durch ein Festkörpergelenk (FKG 2) unterstützt. Durch eine rotatorische Bewegung der Hilfsbuchse in der $y-z$ Ebene durch das FKG 2 wird die kollineare Ausrichtung von Hilfszylinder und Hilfsbuchse begünstigt. Kontrollmessungen mit der in der Abbildung 3.26 dargestellten Variante weisen eine Kippschwingung der Hauptbuchse in der $y-z$ Ebene auf, die eindeutig auf das FKG 2 zurückgeführt werden kann. Aus diesem Grund wird das Design angepasst und die rotatorische Bewegung in der $y-z$ Ebene gesperrt. Das angepasste Design der Hilfsbuchsenhalterung umfasst ausschließlich das FKG 1. Vergleichsmessungen zwischen dem ursprünglichen und dem angepassten FKG-Design zeigen, dass keine Beeinflussung der Bewegung in z -Richtung auftritt. Es wird davon ausgegangen, dass zwischen den Achsen der Hilfsbuchse und des Hilfszylinders

eine nahezu kollineare Ausrichtung vorliegt. Für die experimentellen Untersuchungen wird das angepasste Design der Hilfsbuchsenhalterung verwendet.

Die Auslenkung der Hauptbuchse zur Bestimmung der Dämpfungsparameter soll nach Anforderung 1 und 3 durch eine kleine Auslenkungsamplitude erfolgen, wobei die Krafteinleitung während des Ausschwingens** keine störenden Kraftkomponenten verursachen soll. Für die Einrichtung des Versuchsstandes ist es notwendig, die Position des Kraftangriffspunktes koinzident zu der z -Achse einzustellen, um keine störenden Momente zu erzeugen.

Die Übertragung der Kraft durch ein Zugmittel (zum Beispiel durch einen Seilzug), welches während der Ausschwingphase des Systems nur eine sehr geringe Gewichtsbelastung darstellt, kann diese Anforderung erfüllen. Eine Klemmvorrichtung, welche die Kraftübertragung zwischen Seilzug und Aktor während der Belastung herstellt, kann bei der gewünschten Auslenkungsamplitude gelöst werden und die mechanische Trennung vornehmen. Nachteilig an diesem Konzept ist die anschließend manuell herzustellende Verbindung von Seilzug und Aktor, was für Messungen unter Vakuum ein Öffnen der Kammer nach jedem Versuch bedingt. Weiterhin ist die Positionierung des Angriffspunktes des Seilzuges zu dem Schwerpunkt der Hauptbuchse während der Einrichtung des Versuchsstandes aufgrund des beschränkten Bauraumes des Versuchsaufbaus aufwendig. Hierfür ist eine justierbare Befestigung des Seilzuges an der Schnittstelle zur Hauptbuchsenhalterung notwendig.

Das im Versuchsstand umgesetzte Konzept sieht die Nutzung eines piezokeramischen Aktors vor (Kennwerte siehe Tabelle D.3 des Anhanges), der auf einer gestellfesten $x - y$ - Positioniervorrichtung befestigt ist. Der Aktor kann zur Einstellung des Kraftangriffspunktes innerhalb des hohlen Hilfszylinders positioniert werden (siehe Abbildung 3.23). Die Schnittstelle zwischen Aktor und Hauptbuchsenhalterung wird als Ebene-Kugel-Kontakt ausgeführt, um eine definierte Position der Krafteinleitung gewährleisten zu können. Die Auslenkung der Hauptbuchse erfolgt hierbei taktill in z -Richtung durch die spannungsgeregelte Ansteuerung des Aktors. Das freie Ausschwingen der Hauptbuchse wird durch das schnelle Zurückziehen des Aktors sichergestellt. Der Nachweis des freien Ausschwingens des Systems erfolgt durch den Vergleich des Bewegungsverhaltens des Piezoaktors und der Buchse. Dieser Vergleich ist im Anhang in Kapitel B dargestellt.

**Als Ausschwingen wird der zeitliche Verlauf der freien Bewegung der Buchse nach dem Einleiten der sprungförmigen Erregung bis zum Erreichen des neuen Gleichgewichtszustandes bezeichnet.

Die Anforderung 4 nach einem steifen Gesamtaufbau kann durch die Betrachtung der Einzelsteifigkeiten der Schnittstellen im Kraftfluss kontrolliert werden. Die maximal auftretende Kraft wird durch die Anforderung 1 an eine geringe Auslenkungsamplitude bestimmt. Aus den Untersuchungsergebnissen in Abschnitt 3.3 kann für die maximal verwendete Auslenkungsamplitude von $2,5\mu\text{m}$ durch eine Steifigkeit der Kombinationen von ca. $40\text{N}/\mu\text{m}$ eine maximale Belastung der Schnittstellen von ca. 100N abgeleitet werden.

Die mechanischen Schnittstellen zwischen der Hauptbuchse und der Hauptbuchsenhalterung weisen eine Steifigkeit im Bereich von $2,5\text{kN}/\mu\text{m}$ auf, welche auf Grundlage der Hertz'schen Flächenpressung durch die entstehende Kontaktzone zwischen Zylinder und Ebene ermittelt wurde. Im Vergleich zu der Steifigkeit des Gasführungselementes kann der Einfluss durch diese Schnittstelle vernachlässigt werden.

Die Steifigkeit des Kontaktbereiches zwischen Hauptzylinder und Halterung liegt ebenfalls im $\text{kN}/\mu\text{m}$ Bereich, weshalb dieser Einfluss auf das Gesamtsystem nicht betrachtet wird. Die Verschraubung des Zylinders zur Klemmung in der Halterung erfolgt durch M4 Edelstahlschrauben. Die Steifigkeit dieser Verbindung liegt bei ca. $800\text{N}/\mu\text{m}$ und entspricht circa dem 20-fachen der Steifigkeit der untersuchten Gasführungselemente.

Die Durchbiegung des Hauptzylinders wird unter der Annahme einer festen Einspannung im Bereich der Halterung und einer Krafteinleitung von 100N im Bereich der Führungsfläche für eine Auslenkungsamplitude von $z_a = 2,5\mu\text{m}$ berechnet. Die FEM-Simulation ergibt Durchbiegungen von maximal $0,11\mu\text{m}$ im Zentrum des Zylinders und $0,03\mu\text{m}$ im Randbereich. Durch die ausgleichende Wirkung des Gasfilmes liegt der Betrag der resultierenden Verschiebung der Buchse zwischen den beiden angegebenen Werten und somit in einem Bereich zwischen $4,4\%$ und $1,2\%$ der Auslenkungsamplitude. Eine experimentelle Unterlegung der Berechnung ist erfolgt und wird im Anhang im Kapitel B beschrieben.

Die Sprungantwort wird durch gestellfest angebrachte kapazitive Abstandssensoren erfasst. Die Anordnung der Sensoren ist in Abbildung 3.27 dargestellt und die wichtigsten Kennwerte sind in Tabelle D.5 des Anhanges aufgeführt. Das Messsignal wird über einen Vorverstärker und über einen schnellen A/D Umsetzer an einen Controller weitergeleitet. Hier wird das Signal durch eine Auswertesoftware mit einer Abtastfrequenz von bis zu 32kHz aufgezeichnet.

Zur Durchführung der Untersuchungen an Normalatmosphäre und unter Vakuumbedingungen wird der in Abbildung 3.24 dargestellte Aufbau mit

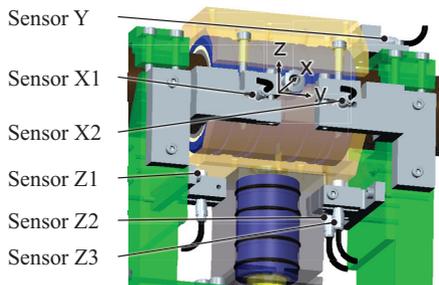


Abbildung 3.27: Sensoranordnung im VS2

einer Grundplatte in der Vakuumkammer befestigt. Die Ausrichtung der Achse des gestellfesten Hauptzylinders erfolgt hierbei senkrecht zum Gravitationsvektor. In Vorbereitung der Messungen wird die Position der Hilfsbuchse in x -Richtung relativ zur Hauptbuchse eingerichtet. Dies erfolgt durch eine iterative Abfolge von Probemessungen und Justageschritten, wobei sichergestellt wird, dass kein mechanischer Kontakt zwischen Hilfszylinder und Hilfsbuchse auftritt.

Die Position des Aktors wird mit Hilfe der $x - y$ Positioniervorrichtung justiert, bis die Verkippung um die x -Achse und um die y -Achse während des Auslenkens der Hauptbuchse minimal ist. Durch eine höhen-einstellbare Aufnahme des Aktors ist eine Anpassung des Stellweges an die z -Position der Hauptbuchse möglich.

3.4.2 Durchführung und Auswertung

Die Abklingkonstante und die Eigenkreisfrequenz der Gasführungselemente werden nach einer sprungförmigen Anregung aus der Systemantwort bestimmt. Die variierten Parameter während der experimentellen Untersuchungen sind der Speisegasdruck der Hauptbuchse p_s , der Umgebungsdruck p_k , die Auslenkungsamplitude der Sprungfunktion in z -Richtung z_a und die konzentrische Spalthöhe h_0 durch die Nutzung der Elementkombinationen A - C (siehe Tabelle 3.1). Der Speisegasdruck der Hilfsbuchse p_s^{Hilfs} wird nicht verändert. Eine Übersicht der genutzten Parameter ist der Tabelle 3.3 zu entnehmen.

Die Obergrenze der gewählten Werte von z_a wird unter Berücksichtigung real auftretender Belastungsfälle festgelegt. Um Auslenkungsamplituden im Bereich von $2,5 \mu\text{m}$ zu erreichen, sind Belastungen von ca. 100 N pro Gasführungselement notwendig. Für hochgenaue Positioniersysteme sind sprunghafte Belastungsänderungen während des Betriebes in diesem Bereich nicht typisch. Die Untergrenze der Werte für z_a von $0,025 \mu\text{m}$ wird nach Vorversuchen festgelegt. Für kleinere Auslenkungsamplituden ist das Signal-Rausch-Verhältnis sehr hoch und die Dämpfungsparameter unterliegen einer großen Standardabweichung.

Tabelle 3.3: Parameter für Untersuchungen an VS2

Parameter	Wert
p_s	300.000 Pa; 400.000 Pa; 500.000 Pa
p_k	100.000 Pa; 1.500 Pa
p_s^{Hilfs}	200.000 Pa
z_a	0,025 μm ... 2,5 μm

Die Messungen an Normalatmosphäre erfolgen mit geöffneter Vakuumkammer. Für die Messungen unter Vakuumbedingungen wird die Kammer evakuiert. Der Kammerdruck während der Messungen beträgt $p_k = 1500 \text{ Pa}_{-700 \text{ Pa}}^{+800 \text{ Pa}}$ und liegt ca. 500 Pa über den Druckwerten des VS1. Verursacht wird der Druckanstieg durch den zusätzlichen Massestrom der Hilfsbuchse. Der erreichte Kammerdruck ist vergleichbar mit dem Druck in der ersten Absaugstufe des in Abschnitt 3.2 beschriebenen Dichtsystems. Die ermittelten Werte der experimentellen Untersuchungen können direkt auf einen Aufbau mit mehrstufigem Dichtsystem übertragen werden.

In der Ausgangslage besteht bei unterbrochener Speisegaszufuhr mechanischer Kontakt zwischen der Hauptbuchse und dem Hauptzylinder. Das Ausheben erfolgt durch das Anlegen des Druckes p_s an die Hauptbuchse. Der Speisegasdruck der Hilfsbuchse p_s^{Hilfs} sorgt während der gesamten Messung für eine definierte Lage des Systems. Im ausgehobenen Zustand wird die Hauptbuchse nur durch das Eigengewicht des Aufbaus von ca. 750 g belastet, was einer speisegasdruck- und umgebungsdruckabhängigen Exzentrizität von ca. $0,2 \mu\text{m} - 0,5 \mu\text{m}$ entspricht. Die Position im ausgehobenen Zustand wird

als Referenzlage definiert, da nach der Sprunganregung das System wieder in diesen Gleichgewichtszustand zurückkehrt. Alle Sensorwerte werden auf diese Lage bezogen.

Die experimentelle Ermittlung der Buchsenposition während der Auslenkung auf z_a erfolgt durch den Mittelwert \bar{Z} . Dieser entspricht der Positionsänderung des Kraftangriffspunktes^{††} in z -Richtung und wird aus dem arithmetischen Mittel des Signals von Z1 und dem arithmetischen Mittelwert der Signale von Z2 und Z3 berechnet, siehe Abbildung 3.27.

$$\bar{Z} = \frac{Z1}{2} + \frac{Z2 + Z3}{4} \quad (3.12)$$

Die Bewegung des Aktors auf die Auslenkungsamplitude z_a erfolgt durch eine stufenförmige Rampe, wobei die Position der Buchse je Stufe für ca. 50ms konstant ist (siehe Abbildung 3.28 (a)). Es kann aufgrund der schrittweisen Positionsänderung und der Verweilzeit in dieser Position zum Zeitpunkt direkt vor der Einleitung des Sprunges von einer quasistationären Strömung im Lagerspalt ausgegangen werden.

Die Aufzeichnung der Messwerte beginnt unmittelbar vor der Auslenkung der Buchse aus der Referenzlage. Nach dem Zurückziehen des Aktors bewegt sich die Buchse aufgrund der geänderten Belastungsverhältnisse aus der ausgelenkten Gleichgewichtslage wieder in die Referenzlage. Nach dem Erreichen der Referenzlage wird die Messwertaufzeichnung beendet. Für statistische Auswertungen wird die beschriebene Messfolge für jede Parameterkombination zehnmal durchgeführt.

Am Beispiel der Kombination B und den Parametern $p_s = 400\text{kPa}$; $p_k = 100\text{kPa}$ und $z_a = 0,5\mu\text{m}$ wird in Abbildung 3.28 die Auslenkung und das Ausschwingverhalten durch die Signale der Abstandssensoren (siehe Abbildung 3.27) dargestellt. Die Signale Z2 und Z3 verlaufen während der Auslenkung auf z_a gleichmäßig. Die größte relative Abweichung zwischen den Messsignalen beträgt $Z3 - Z2 = 0,02 \cdot z_a$. Daraus ergibt sich eine maximale Verdrehung um die y -Achse von $R_y = 0,56\mu\text{rad}$. Der Vergleich der Sensorwerte von Z1 und Z2 beziehungsweise Z3 ergibt im Bereich der maximalen Auslenkung eine Differenz von $Z1 - Z2 = 0,15 \cdot z_a$. Die resultierende Drehung um die x -Achse beträgt $R_x = 1,09\mu\text{rad}$. Die Sensorwerte von X1 und X2 zeigen während des Auslenkens eine gleichmäßige Positionsänderung.

^{††}Der Kraftangriffspunkt entspricht dem Kontaktpunkt von Aktor und Hauptbuchsenhalterung während der Auslenkung.

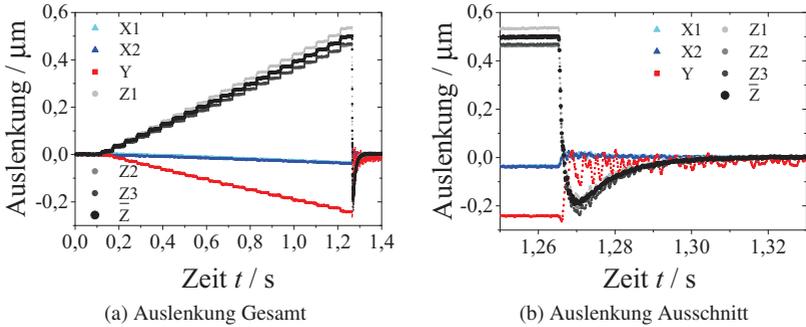


Abbildung 3.28: Sensorsignale (siehe Abbildung 3.27) während Auslenkung von Kombination B aus Referenzlage ($z_a = 0,5 \mu\text{m}$; $p_s = 400 \text{kPa}$; $p_k = 100 \text{kPa}$)

Der Absolutbetrag der Auslenkung in x beträgt maximal $0,08 \cdot z_a$. Der Betrag der Positionsänderung wird teils durch eine Verschiebung des Aufbaus in x ($0,07 \cdot z_a$) und teils durch die Rotation um y ($0,01 \cdot z_a$) verursacht. Der rotatorische Fehleranteil wird durch die Sensorposition von Sensor X1 und X2 verursacht. Bedingt durch die Geometrie der Hauptbuchsenhalterung liegen die Sensoren nicht in der $x - y$ Ebene. Die Differenz zwischen den Signalen ist mit $X1 - X2 < 0,01 \cdot z_a$ sehr gering. Es ergibt sich während der Auslenkung eine vernachlässigbare rotatorische Bewegung um z von $R_z = 0,09 \mu\text{rad}$. Die Sensorwerte von Y ergeben sich ebenfalls durch eine Kombination der Translation in y und der Rotation um x . Der Betrag der Positionsänderung in y während des Auslenkens liegt bei $0,5 \cdot z_a$. Durch die Rotation um x ergibt sich ein Anteil von $0,08 \cdot z_a$ an dieser Positionsänderung. Die Auswirkung des translatorischen Bewegungsanteils in y -Richtung auf das Dämpfungsverhalten kann als gering eingeschätzt werden, da keine Änderung der Lager spalhöhe verursacht wird und somit kein direkter Einfluss auf den Gasfilm vorliegt.

Aus der Betrachtung der Bewegungen in den einzelnen Freiheiten ergibt sich die Schlussfolgerung, dass die Fehlereinflüsse der Bewegung in x -Richtung und der Rotation um die z -Achse auf die Auslenkung in z -Richtung sehr gering sind. Dies wird durch Berechnungen für unterschiedliche Werte von z_a bestätigt. Bedingt durch eine begrenzte Anzahl von elektrischen

Durchführungen durch die Kammerwand der Vakuumkammer und durch die ebenfalls begrenzte Anzahl von aufzeichnenbaren Signalen durch den verwendeten Controller werden während der Messungen die Signale der Sensoren Z_1 , Z_2 , Z_3 und Y aufgezeichnet. Zusätzlich wird der Gasverbrauch der Buchse und der Speisegasdruck während der Messung aufgenommen.

Die analytische Beschreibung des Dämpfungsverhaltens der Hauptbuchse erfolgt auf Grundlage des Verlaufes von \bar{Z} (siehe Gleichung 3.12) während des Ausschwingens. Der Zeitpunkt des Rückzuges des Piezoaktors wird als $t = 0$ definiert. Der Vergleich von Abbildung 3.28 (b) mit den Verläufen aus den theoretischen Betrachtungen (siehe Abbildung 2.9) lässt auf eine sehr starke Dämpfung des Systems schließen, da die Position des Systems nach einmaliger Überschreitung der Referenzlage eine asymptotische Annäherung an die Referenzlage aufweist. Der Verlauf eines schwach gedämpften Systems würde ein mehrmaliges Überschwingen über die Referenzlage erwarten lassen.

Unter Berücksichtigung der vorliegenden Randbedingungen während der experimentellen Erfassung der Signale kann die Bewegungsgleichung des Systems aufgestellt werden. Als erste Randbedingung liegt eine Anfangsauslenkung von $z(t = 0) = z_a$ vor. Die zweite Randbedingung ist die Anfangsgeschwindigkeit des Systems. Die reale Geschwindigkeit des Systems vor dem Zurückziehen des Aktors ist null. Durch das Ausheben des Systems aus der Referenzlage für die Einleitung der Sprungfunktion erfolgt eine Änderung der Druckverteilung innerhalb des Lagerspaltes. Das Verhalten des Druckprofils kann für schnelle Spalthöhenänderungen durch eine polytrophe Zustandsänderung nach Gleichung 2.66 beschrieben werden. Daraus lässt sich eine dynamische Steifigkeit des Systems ableiten, die größer ist als die statische Steifigkeit (siehe Abbildung 3.14). Durch diesen Gasfedereffekt entsteht eine Kraftkomponente, die in einem kurzen Zeitabschnitt auf das System wirkt. Da die Steifigkeit als auch die Dämpfung des Gaslageres durch die Druckverteilung im Lagerspalt und die Eigenschaften des Gases bestimmt werden, kann die Sprunganregung der Buchse mit dem theoretischen Modell der sprungförmigen Fußpunktanregung von Feder- und Dämpfer nach [79] beschrieben werden. Wie bereits im Abschnitt 2.4 diskutiert wurde, ergibt sich aus diesem Modell durch die impulsförmige Anregung des Dämpfers eine Anfangsgeschwindigkeit $\dot{z}(t = 0) = \dot{z}_a$ für das System.

Aus der angepassten Bewegungsgleichung 2.54 für ein sehr stark gedämpftes System

$$z(t) = e^{-\delta t} \left(A_1 e^{t\sqrt{\delta^2 - \omega_0^2}} + A_2 e^{-t\sqrt{\delta^2 - \omega_0^2}} \right) \quad (3.13)$$

ergibt sich die erste Ableitung zur Ermittlung der Anfangsgeschwindigkeit

$$\begin{aligned} \dot{z}(t) = e^{-\delta t} & \left(A_1 e^{t\sqrt{\delta^2 - \omega_0^2}} \left(-\delta + \sqrt{\delta^2 - \omega_0^2} \right) \right. \\ & \left. + A_2 e^{-t\sqrt{\delta^2 - \omega_0^2}} \left(-\delta - \sqrt{\delta^2 - \omega_0^2} \right) \right). \end{aligned} \quad (3.14)$$

Die Randbedingung für die Anfangsauslenkung

$$z(t=0) = z_a = A_1 + A_2 \quad (3.15)$$

kann in die Beschreibung der Anfangsgeschwindigkeit

$$\dot{z}(t=0) = \dot{z}_a = A_1 \left(-\delta + \sqrt{\delta^2 - \omega_0^2} \right) - A_2 \left(\delta + \sqrt{\delta^2 - \omega_0^2} \right) \quad (3.16)$$

eingesetzt werden und ergibt

$$\dot{z}_a = -z_a \delta - (2A_2 - z_a) \sqrt{\delta^2 - \omega_0^2}. \quad (3.17)$$

Unter Verwendung des Kosinus Hyperbolicus $\cosh(x) = 1/2(e^x + e^{-x})$ und des Sinus Hyperbolicus $\sinh(x) = 1/2(e^x - e^{-x})$ ergibt sich aus Gleichung 3.13 und 3.17 die Bewegungsgleichung 3.18 für das vorliegende System.

$$\begin{aligned} z_n(t) = \frac{e^{-\delta t}}{\sqrt{(\delta^2 - \omega_0^2)}} & \left[z_a \sqrt{(\delta^2 - \omega_0^2)} \cosh \left(t \sqrt{\delta^2 - \omega_0^2} \right) \right. \\ & \left. + (\dot{z}_a + z_a \delta) \sinh \left(t \sqrt{\delta^2 - \omega_0^2} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.18)$$

Die unter 2.4 genannten Einschränkungen infolge der Nichtlinearität des Systems sind weiterhin gültig.

Die Gleichung 3.18 wird genutzt, um mit Hilfe einer Fitprozedur ^{‡‡} aus den experimentell gewonnenen Werten eine analytische Beschreibung für den Verlauf der Sprungantwort abzuleiten. Unter Vorgabe des Parameters z_a werden die Werte der Anfangsgeschwindigkeit \dot{z}_a sowie des Abklingkoeffizienten δ und der Eigenkreisfrequenz ω_0 ermittelt, indem die Summe der Fehlerquadrate zu \bar{Z} minimiert wird.

Der Zeitpunkt $t = 0$ des Zurückziehens des Aktors als exakte Startzeit ist in den aufgenommenen Messdaten nicht hinterlegt. Es wird daher der Verlauf von \bar{Z} betrachtet und der Zeitpunkt der Signaländerung bestimmt, der durch das Zurückziehen verursacht wird. Hierfür ist die Abgrenzung der Signaländerung zu dem vorhandenen Sensorrauschen notwendig. Die Auflösung der verwendeten kapazitiven Sensoren liegt bei 2 nm. Der Grenzwert zur Bestimmung des Startzeitpunktes wurde auf 5 nm festgelegt. Ist die Änderung des Signales innerhalb eines Zeitintervalls^{§§} größer als der Grenzwert, wird dieser Messwert als $t = 0$ definiert.

In Abbildung 3.29 (a) ist für die Kombination B eine exemplarische Messung der Sprungantwort bei einer Anfangsauslenkung von $z_a = 0,1 \mu\text{m}$ dargestellt. Die Messdaten wurden in beschriebener Weise auf den Startzeitpunkt des Sprungs bezogen. Die Fitprozedur auf Grundlage von Gleichung 3.18 ergibt für diese Messung die Werte $\dot{z}_a = (-166 \pm 3) \mu\text{m/s}$; $\delta = (589 \pm 5) 1/\text{s}$ und $\omega_0 = (303 \pm 3) \text{Hz}$.

Das FFT-Spektrum^{¶¶} in Abbildung 3.29 (b) zeigt einen Peak der Amplitude für niedrige Frequenzen, was durch den Sprung im Zeitverlauf verursacht wird. Ein zusätzlicher Peak ist im Bereich zwischen $1,2 \text{ kHz} < f < 1,5 \text{ kHz}$ zu erkennen. Dieser Frequenzanteil kann auf eine hochfrequent überlagerte Schwingung kurz nach der Sprungeinleitung (siehe Abbildung 3.29 (c)) zurückgeführt werden. Um den hochfrequenten Schwingungsanteil und den niederfrequenten Schwingungsanteil separat auswerten zu können, wird von den Messwerten \bar{Z} der niederfrequente Schwingungsanteil z_n (Fit nach Gleichung 3.18) abgezogen.

$$\bar{Z}_n = \bar{Z} - z_n \quad (3.19)$$

^{‡‡}Verwendet wird die Funktion `NonlinearModelFit` der Wolfram Mathematica Version 9. Der Standardfehler der Parameter wird durch die Option `ParameterErrors` ausgegeben. [76]

^{§§}Das Zeitintervall Δt ergibt sich aus der verwendeten Abtastfrequenz f durch $\Delta t = 1/f$. Es wurden Abtastfrequenzen von bis zu 32768 Hz verwendet.

^{¶¶}Berechnung mit Rechteck-Fenster

Es ergibt sich der Verlauf in Abbildung 3.29 (d). Bei dem hochfrequenten Schwingungsanteil \bar{Z}_h handelt es sich um eine schwach gedämpfte Schwingung. Diese kann analytisch auf Grundlage der angepassten Bewegungsgleichung 2.52 und einem analogen Vorgehen zur Ermittlung der Gleichung 3.18 durch

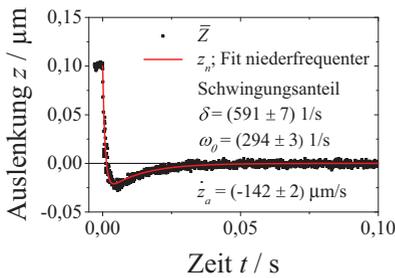
$$z_h(t) = \frac{e^{-\delta t}}{\sqrt{\omega_0^2 - \delta^2}} \left[z_a \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} \cos \left(t \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} \right) + (\dot{z}_a + z_a \delta) \sin \left(t \sqrt{\omega_0^2 - \delta^2} \right) \right] \quad (3.20)$$

beschrieben werden. Aus einem Fit des Verlaufes von z_h nach Gleichung 3.20 an die Werte von \bar{Z}_h lassen sich die Werte des hochfrequenten Schwingungsanteils für die Dämpfung $\delta = (660 \pm 80) 1/s$, die Eigenkreisfrequenz $\omega_0 = (8210 \pm 80) 1/s$, die Anfangsgeschwindigkeit $\dot{z}_a = (360 \pm 60) \mu m/s$ und die Anfangsauslenkung $z_a = (0,05 \pm 0,01) \mu m$ ermitteln.

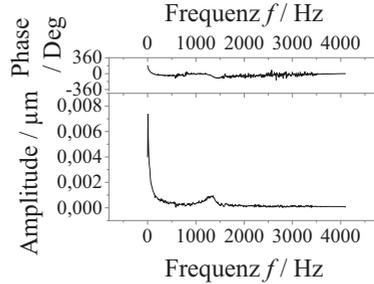
Im Folgenden werden durchgeführte Untersuchungen beschrieben, die zur Beurteilung der beiden Schwingungsanteile beitragen. Es sollen die zugrunde liegenden Ursachen der einzelnen Schwingungsanteile herausgearbeitet und diskutiert werden.

Die zu erwartende Eigenfrequenz der Schwingung kann für die Annahme eines linearen Systems aus der Steifigkeit c und der Masse m nach Gleichung 2.45 berechnet werden. Für die Kombination B und die Parameter $z_a = 0,05 \mu m$; $p_s = 400 \text{ kPa}$ und $p_k = 100 \text{ kPa}$ ergeben sich aus den Untersuchungen in Abschnitt 3.3 eine statische Steifigkeit $c_r = 29 \text{ N}/\mu m$ und eine dynamische Steifigkeit $c_d(n=1) = 72 \text{ N}/\mu m$ beziehungsweise $c_d(n=1,4) = 100 \text{ N}/\mu m$. Mit der schwingenden Masse $m = 0,75 \text{ kg}$ des Systems ergeben sich verschiedene theoretische Eigenkreisfrequenzen. Um die Abhängigkeit der Eigenfrequenzen der überlagerten Schwingungsanteile von der Gesamtmasse zu untersuchen, wurde die Hauptbuchsenhalterung mit Zusatzmassen von 1 kg beziehungsweise 2 kg belastet.

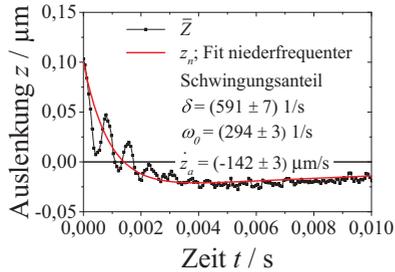
In Abbildung 3.30 ist der Verlauf der Eigenfrequenz f der niederfrequenten Schwingung sowie der hochfrequenten Schwingung über die Gesamtmasse dargestellt. Zum Vergleich sind die analytisch ermittelten Eigenfrequenzen aus der statischen Steifigkeit und der dynamischen Steifigkeit nach Gleichung 2.45 aufgetragen. Der Vergleich der Eigenfrequenzen macht deutlich, dass



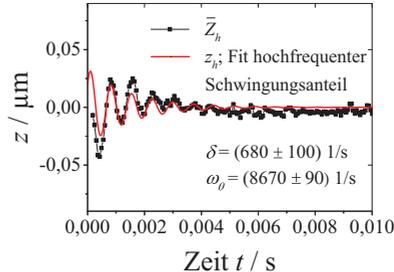
(a) Messung und Fit des niederfrequenten Schwingungsanteils nach Gleichung 3.18



(b) FFT Spektrum von \bar{z}



(c) Messung und Fit des niederfrequenten Schwingungsanteils nach Gleichung 3.18



(d) Messung und Fit des hochfrequenten Schwingungsanteils nach Gleichung 3.20

Abbildung 3.29: Exemplarische Messung und Fitverlauf der Sprungantwort (Kombination B; $z_a = 0,1 \mu\text{m}$; $p_s = 400 \text{ kPa}$; $p_k = 100 \text{ kPa}$)

sich die Frequenz des hochfrequenten Schwingungsanteils im Bereich der analytisch zu erwartenden Eigenfrequenzen befindet und dass die Abhängigkeit von der Gesamtmasse die gleiche Tendenz aufweist. Die Eigenfrequenz des niederfrequenten Schwingungsanteils ist eine Größenordnung geringer als die analytische Eigenfrequenz und bleibt nahezu konstant über die Gesamtmassenänderung.

Aus den Untersuchungen in Abschnitt 3.3 ist bekannt, dass die Radialsteifigkeit mit abnehmender konzentrischer Spalthöhe der Kombinationen A-C zunimmt. Wie aus Abbildung 3.12 (b) zu entnehmen ist, beträgt die Steifigkeitsänderung circa 20 %.

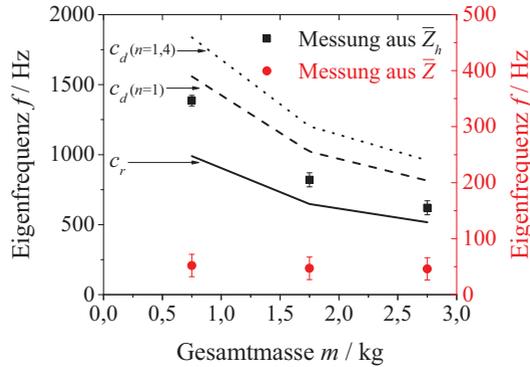


Abbildung 3.30: Eigenfrequenzen aus dem Fit von z_n an \bar{Z} ; aus dem Fit von z_h an \bar{Z}_h ; aus der statischen Steifigkeit c_r und der dynamischen Steifigkeit c_d nach Gleichung 2.45 (Kombination B; $z_a = 0,05\mu\text{m}$; $p_s = 400\text{kPa}$; $p_k = 100\text{kPa}$)

In Abbildung 3.31 ist die experimentell ermittelte Eigenfrequenz beider Schwingungsanteile sowie die berechnete Eigenfrequenz aus der statischen und dynamischen Steifigkeit über der Kombination A-C dargestellt. Diese Messungen wurden ohne Zusatzmassen durchgeführt. Der Verlauf der Eigenfrequenzen aus der statischen und dynamischen Steifigkeit zeigt die zu erwartende Abnahme mit ansteigender konzentrischer Spalthöhe. Die Eigenfrequenz des hochfrequenten Anteils der Kombination C ist am niedrigsten. Der Unterschied zwischen Kombination A und B ist gering, zeigt aber nicht die zu erwartende Reduzierung der Frequenz durch den Anstieg von h_0 . Die gemessenen Eigenfrequenzen des hochfrequenten Schwingungsanteils liegen zwischen den Frequenzen nach der statischen Steifigkeit und nach der dynamischen Steifigkeit einer isothermen Zustandsänderung. Die Eigenfrequenz des niederfrequenten Schwingungsanteils ist für alle Kombinationen im Vergleich zu den übrigen Frequenzen signifikant geringer.

Es wird deutlich, dass das Druckprofil im Lagerspalt den hochfrequenten Schwingungsanteil verursacht. Das Druckprofil bildet sowohl die Grundlage für die statische Steifigkeit als auch die Grundlage zur Berechnung der dynamischen Steifigkeit. Die experimentell ermittelte Eigenfrequenz nach \bar{Z}_h in Abbildung 3.30 ist circa 20 % bis 30 % niedriger als die Eigenfrequenz,

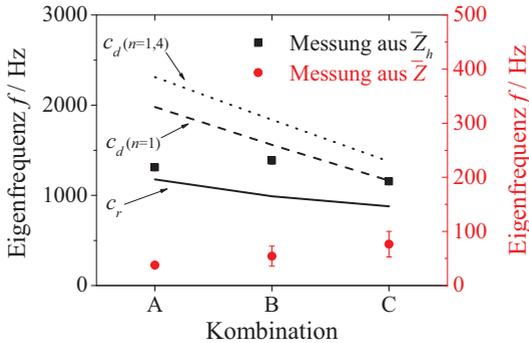


Abbildung 3.31: Eigenfrequenzen aus dem Fit von z_n an \bar{Z} ; aus dem Fit von z_h an \bar{Z}_h ; aus der statischen Steifigkeit c_r und der dynamischen Steifigkeit c_d nach Gleichung 2.45 ($z_a = 0,05\mu\text{m}$; $p_s = 400\text{kPa}$; $p_k = 100\text{kPa}$)

welche auf Grundlage der dynamischen Steifigkeit ($n=1$) ermittelt wurde. Die Abweichung zwischen der experimentell ermittelten Eigenfrequenz und der Eigenfrequenz durch die Annahme einer isothermen Zustandsänderung ist geringer als durch die Annahme einer adiabaten Zustandsänderung.

Eine weitere Eigenschaft des hochfrequenten Signalanteils ist die nahezu konstante Anfangsauslenkung durch den Fit von z_h an \bar{Z}_h . Eine zu erwartende Skalierung mit der Auslenkungsamplitude z_a der Buchse kann nicht festgestellt werden. In Abbildung 3.32 ist der Verlauf der Anfangsauslenkung nach z_h über die Auslenkungsamplitude aufgetragen. Die beschriebene Fitprozedur zur Ermittlung der Werte des hochfrequenten Schwingungsanteils ist nur für Auslenkungsamplituden von bis zu $z_a = 0,2\mu\text{m}$ anwendbar. Bei größeren Auslenkungsamplituden ist das Signal \bar{Z}_h nicht mehr für das Fitten an eine Schwingung nach Gleichung 3.20 nutzbar, da zu große Störanteile vorhanden sind. Die Werte in Abbildung 3.32 für Auslenkungsamplituden größer $z_a = 0,2\mu\text{m}$ wurden aus dem Signalverlauf von \bar{Z}_h aus der ersten auswertbaren Schwingungsperiode abgelesen. Eine weitere qualitative Beurteilung der Anfangsauslenkungen kann durch den Vergleich der FFT-Spektren verschiedener Auslenkungsamplituden erfolgen. In Abbildung 3.29 (b) ist das Spektrum einer Auslenkung von $z_a = 0,1\mu\text{m}$ dargestellt. Die FFT-Spektren

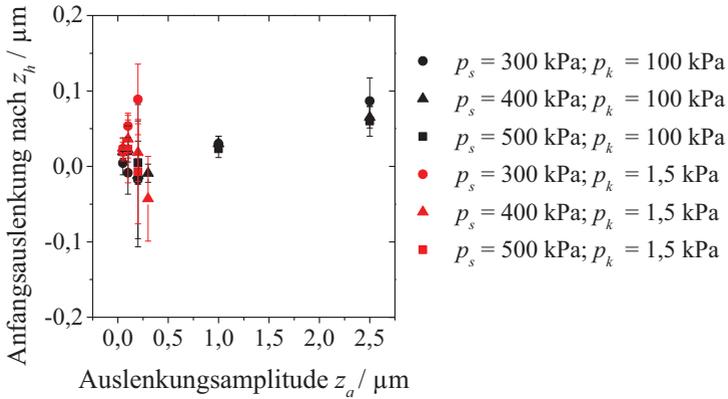


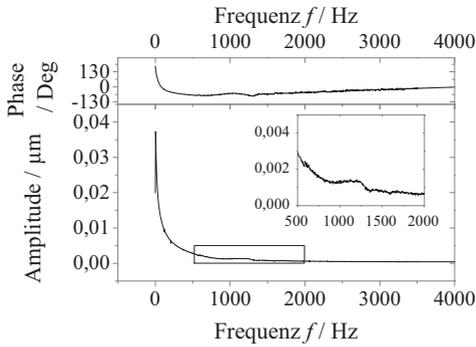
Abbildung 3.32: Anfangsauslenkung nach z_h über Auslenkungsamplitude z_a (Kombination B)

in Abbildung 3.33 sind aus Messungen mit den gleichen Eingangsparametern aber mit Auslenkungsamplituden $z_a = 1 \mu\text{m}$ und $z_a = 2,5 \mu\text{m}$ erstellt. Es ist zu erkennen, dass der Amplituden-Peak der hochfrequenten Schwingung bei etwa 1300 Hz bezogen auf die maximale auftretende Amplitude bei ansteigender Auslenkungsamplitude z_a deutlich geringer ausfällt.

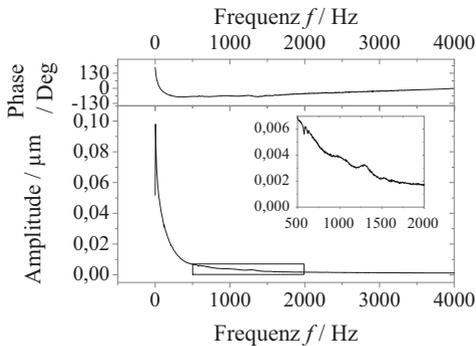
Die Ursache des niederfrequenten Schwingungsanteils ist zunächst nicht offensichtlich. Um einen Einfluss des Versuchszustandes auf das Ausschwingverhalten der Buchse auszuschließen, ist eine detaillierte Untersuchung möglicher Fehlereinflüsse des Versuchszustandes auf das Ergebnis notwendig.

Der niederfrequente Schwingungsanteil zeigt für die exemplarische Betrachtung in Abbildung 3.29 eine Eigenkreisfrequenz von $\omega_0 = 303 \text{ 1/s}$. Aus Gleichung 2.45 ergibt sich eine zugrunde liegende Steifigkeit von $c = 68,8 \text{ N/mm}$, welche sich nicht auf die Steifigkeit einer mechanischen Schnittstelle des VS2 zurückführen lässt.

Weiterhin wurden verschiedene Komponenten des VS2 ersetzt und das Ausschwingverhalten des modifizierten Aufbaus untersucht. Es wurde nachgewiesen, dass der Piezoaktor, die Hilfsbuchse und die kapazitiven Sensoren das Dämpfungsverhalten nicht beeinflussen. Die Zylinderhalterung und die Hauptbuchsenhalterung sind nicht für den niederfrequenten Schwingungsanteil verantwortlich. Die einzige mechanische Verbindung während des



(a) Auslenkungsamplitude $z_a = 1,0 \mu\text{m}$



(b) Auslenkungsamplitude $z_a = 2,5 \mu\text{m}$

Abbildung 3.33: FFT-Spektrum von \bar{Z} (Kombination B; $p_s = 400\text{kPa}$; $p_k = 100\text{kPa}$)

Ausschwingens der Buchse ist die Gaszufuhr, welche keinen Einfluss auf den Signalverlauf aufzeigt. In Kapitel B des Anhangs sind die durchgeführten Untersuchungen detailliert beschrieben.

Zusammenfassend wird davon ausgegangen, dass der niederfrequente Schwingungsanteil nicht durch den verwendeten Versuchsstand verursacht wird. Das Schwingungsverhalten wird demnach durch einen Effekt innerhalb der Baugruppe von Zylinder und poröser zylindrischer Gasführungsbuchse hervorgerufen. Es handelt sich nicht um das Dämpfungsverhalten eines klassischen Feder-Masse-Dämpfer-Systems. Dies wird aus der Unabhängigkeit der Eigenfrequenz von der aufgelagerten Masse (siehe Abbildung 3.30) und der Abweichung zwischen der gemessenen Eigenkreisfrequenz und der Beziehung zu den Steifigkeiten des Gasfilmes nach Gleichung 2.45 deutlich. Der zugrunde liegende Effekt soll nachfolgend thesehaft durch ein Modell einer strömungsmechanischen Beeinflussung der Druckverteilung innerhalb des porösen Mediums sowie innerhalb der Verteilerstruktur zwischen porösem Medium und Buchsengehäuse erklärt werden.

Die Zufuhr des Speisegases erfolgt lokal an einer Schnittstelle des Buchsengehäuses (siehe Abbildung 1.1 und 3.1). Zwischen Buchsengehäuse und porösem Medium befindet sich eine Verteilerstruktur mit geringem Strömungswiderstand, um eine nahezu konstante Druckverteilung am äußeren Umfang des porösen Mediums zu erhalten. Die Annahme eines konstanten Druckes p_s liegt der Berechnung der Strömung durch das poröse Medium nach Gleichung 2.20 zugrunde. Die Strömung durch das poröse Medium führt zur Ausbildung des Druckprofils innerhalb des Lagerspaltes. Aus dem Druckprofil ergibt sich nach Gleichung 2.40 die Tragkraft und nach Gleichung 2.41 die statische Steifigkeit. Zur Ermittlung der dynamischen Steifigkeit nach Gleichung 2.65 wird ebenso das statische Druckprofil genutzt. Hierfür wird von einer Druckänderung durch eine polytrope Zustandsänderung auf Basis einer Volumenänderung ausgegangen, die direkt auf die Spalthöhenänderung zurückgeführt wird. Das Volumen im porösen Medium wird nicht betrachtet.

Die Eigenkreisfrequenz nach Gleichung 2.45 bezieht sich auf Steifigkeitswerte, die für c_r von einem stationären Druckprofil und für c_d von einer impermeablen Berandung ausgehen. Die reale Druckverteilung innerhalb des gekoppelten Systems von Verteilerkanal, porösem Medium und Lagerspalt direkt nach der sprungförmigen Bewegung zwischen Zylinder und Buchse lässt sich aus den genutzten Modellen nicht ableiten. Durch die Erhöhung des Druckes im belasteten Lagerspaltbereich direkt nach dem Sprung kommt es zu einer Beeinflussung des Druckes innerhalb des porösen Mediums. Eine

Rückströmung aus dem Lagerspalt führt zu einem Druckanstieg im porösen Medium. Die verdichtete Oberfläche des porösen Mediums stellt hierbei einen Strömungswiderstand dar. Der Druck im Lagerspaltbereich, welcher durch die Sprungerregung vergrößert wird, nimmt ab. Folglich wird der Druck innerhalb des porösen Mediums in diesem Bereich ebenfalls reduziert. Eine Beeinflussung der Druckverteilung bis in die Verteilerstruktur kann für die kurze Zeitspanne nach dem Sprung nicht ausgeschlossen werden. Die zugrunde liegende Annahme einer konstanten Druckverteilung im porösen Medium und in der Verteilerstruktur ist nach dieser Modellbetrachtung nicht mehr gegeben. Der entstandene Druckunterschied in Umfangsrichtung wird durch den geringeren Strömungswiderstand in der Verteilerstruktur, als auch im unverdichteten Bereich des porösen Mediums, durch Strömungsvorgänge ausgeglichen. Erst nach dem Abschluss dieser Ausgleichsvorgänge bildet sich wieder ein quasistationäres Strömungsprofil aus. Die Ausgleichsvorgänge und die Druckverteilung im porösen Medium während dieser Ausgleichsvorgänge beeinflussen das Druckprofil innerhalb des Lagerspalt. Der niederfrequente, stark gedämpfte Strömungsanteil kann nach dieser These durch veränderte Druckverhältnisse aufgrund der Rückkopplung des Druckes im Lagerspalt mit dem Druck im poröse Medium beziehungsweise in der Verteilerstruktur erklärt werden.

Ein Hinweis auf die Rückströmung findet sich in Untersuchungen von Chang et al. [24]. Experimentelle Stabilitätsmessungen an ebenen, unverdichteten, porösen Gaslagern werden mit theoretischen Auslegungen von Sun [25] verglichen. Die Ergebnisse stimmen für geringe Speisegasdrücke gut überein, für hohe Drücke zeigt das experimentell untersuchte Lager über einen größeren Bereich ein stabiles Verhalten. Als Ursache wird das Volumen zwischen Speisegasquelle und dem porösen Medium herausgearbeitet, welches als Reservoir und zur Verteilung des Speisegases dient. In diesem Volumen treten bei Schwingungen zwischen Lagerfläche und Lagergegenpart ebenfalls Druckschwankungen auf, welche im Vergleich zu den Druckschwankungen im Lagerspalt die gleiche Frequenz besitzen, aber um 90° phasenverschoben auftreten. Es wird geschlussfolgert, dass dieser Phasenversatz dämpfende Eigenschaften auf die Druckschwankungen im Lagerspalt hat und somit auch für höhere Speisegasdrücke ein stabiles Betriebsverhalten erreicht wird.

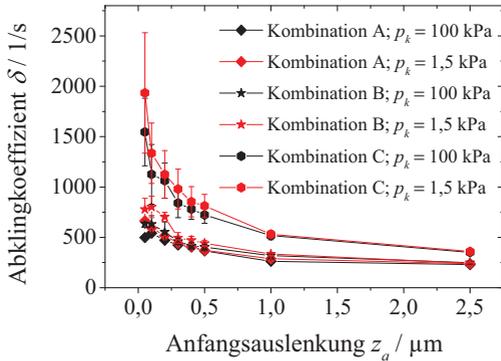
Durch die vorgestellte These ergibt sich ein Erklärungsansatz für das Verhältnis zwischen der eingeleiteten Auslenkungsamplitude z_a und der Anfangsauslenkung des hochfrequenten Schwingungsanteils z_h . Für kleine Auslenkungsamplituden ist die Druckänderung im Lagerspalt und die Rück-

kopplung in das poröse Medium gering. Die Volumenänderung innerhalb eines Segmentes des Lagerspaltes kann näherungsweise durch Gleichung 2.65 beschrieben werden. Mit ansteigender Auslenkungsamplitude strömt aufgrund des erhöhten Druckunterschiedes zwischen Lagerspalt und porösem Medium ein größerer Anteil des Gases in das poröse Medium zurück. Es kann nicht mehr von einer Volumenänderung ausgegangen werden, die nur durch die Spalthöhenänderung verursacht wird und die Druckverteilung kann nicht mehr ausschließlich durch eine polytrope Zustandsänderung beschrieben werden. Die Ausgleichsvorgänge im porösen Medium beeinflussen die Druckverteilung im Lagerspalt.

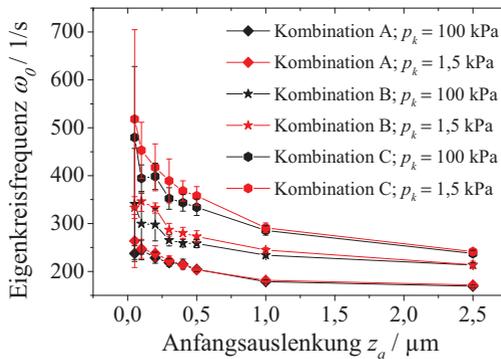
Auswertung des niederfrequenten Schwingungsanteils

Die Grundlage zur theoretischen Auswertung des Dämpfungsverhaltens in Abschnitt 2.4 basiert auf der Annahme eines Feder-Masse-Dämpfer-Systems. Die diskutierte Ursache des niederfrequenten Schwingungsanteils geht nicht von einem solchen System als Ursache der Schwingung aus. Die hergeleitete Bewegungsgleichung 3.18 ermöglicht jedoch die Beschreibung der experimentell gewonnenen Daten und liefert eine analytische Darstellung des Bewegungsverhaltens auf Grundlage der Theorie in Abschnitt 2.4. Zur Veranschaulichung und Diskussion des niederfrequenten Schwingungsanteils ist die Auswertung nach dem vorgestellten theoretischen Modell vorteilhaft. Aus diesem Grund erfolgt die Auswertung der sehr stark gedämpften, niederfrequenten Schwingungsanteile aller durchgeführten Messungen analog zu der Ermittlung der exemplarischen Kennwerte in Abbildung 3.29. Die erhaltenen Ergebnisse der Abklingkonstante, der Eigenkreisfrequenz und der Anfangsgeschwindigkeit über der Anfangsauslenkung z_a für die Kombinationen A - C sind im Anhang in Abbildung C.4 bis C.6 dargestellt. In Abbildung 3.34 sind die Ergebnisse für alle drei Kombinationen bei einem Speisegasdruck $p_s = 400\text{ kPa}$ dargestellt. Die Fehlerbalken geben durch Fehlerfortpflanzung die 2 sigma Standardabweichung aus 10 Messreihen sowie den Standardfehler der Fitprozedur an.

Für alle Kombinationen wurde bei abnehmender Anfangsauslenkung ein Anstieg des Abklingkoeffizienten δ ermittelt. Der Verlauf ist hierbei abhängig von p_s , p_k und h_0 . Zur Beschreibung des Dämpfungsverhaltens in Abhängigkeit von der Anfangsauslenkung wird der prozentuale Anstieg von δ bei $z_a = 2,5\mu\text{m}$ auf δ bei $z_a = 0,1\mu\text{m}$ betrachtet. Für einen Speisegasdruck von $p_s = 300\text{ kPa}$ und $p_k = 100\text{ kPa}$ ist ein Anstieg zwischen 70 %



(a) Abklingkoeffizient



(b) Eigenkreisfrequenz

Abbildung 3.34: Abklingkoeffizient und Eigenkreisfrequenz des niederfrequenten Schwingungsanteils aus dem Fit der experimentellen Daten nach Gleichung 3.18 ($p_s = 400\text{kPa}$)

für Kombination A und 140 % für Kombination C zu verzeichnen. Bei Erhöhung des Speisegasdruckes auf 500 kPa erhöht sich der Anstieg auf 190 % für Kombination A und bis zu 280 % für Kombination C. Der Abklingkoeffizient erhöht sich durch den Übergang von Normalatmosphäre zu einer Vakuumumgebung um weitere ca. 30 % und erreicht einen maximalen Anstieg von 350 % auf einen Wert von $1700 \frac{1}{s}$ (Kombination C; $p_s = 500 \text{ kPa}$, $p_k = 1,5 \text{ kPa}$). Die geringsten Dämpfungswerte wurden für $z_a = 2,5 \mu\text{m}$ gemessen.

Der Verlauf der Eigenkreisfrequenz ist qualitativ vergleichbar mit dem Verlauf des Abklingkoeffizienten. Der Anstieg von ω_0 bei abnehmender Anfangsauslenkung fällt jedoch im Vergleich zu δ geringer aus. Für einen Speisegasdruck von $p_s = 300 \text{ kPa}$ und Normalatmosphäre als Umgebungsdruck beträgt der Anstieg zwischen 40 % für Kombination A und 80 % für Kombination C. Bei Erhöhung des Speisegasdruckes auf 500 kPa ergeben sich Anstiege von 55 % für Kombination A und 90 % für Kombination C. Durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes liegt der Anstieg etwa 10 % bis 30 % über dem Anstieg an Normalatmosphäre.

Aus Abbildung 3.34 kann die Abhängigkeit der Dämpfungsparameter von der konzentrischen Spalthöhe h_0 abgeleitet werden. Hier wird deutlich, dass die Eigenkreisfrequenz mit steigendem h_0 zunimmt. Es ist erkennbar, dass ein Einfluss des Speisegasdruckes und des Umgebungsdruckes auf die Eigenkreisfrequenz vorliegt, wobei der stärkere Effekt durch den Speisegasdruck hervorgerufen wird (siehe Abbildung C.4 bis C.6 des Anhanges).

Der Abklingkoeffizient steigt ebenfalls mit zunehmenden h_0 an. Der Anstieg von Kombination A zu Kombination B ist geringer ausgeprägt, als der Anstieg von Kombination B zu Kombination C. Dies kann zum Teil durch die unterschiedliche Stufung von h_0 zwischen den Kombinationen erklärt werden. Unterschiedliche Permeabilitäten der porösen Medien zwischen den Kombinationen können nach der zugrunde liegenden These ebenfalls einen Einfluss auf den Abklingkoeffizienten aufweisen. Die Permeabilität der Buchse B*** liegt etwa 2 % unter der Permeabilität der Buchse A. Für die Permeabilität der Buchse C ergibt sich ein etwa 9 % geringerer Wert.

Die Betrachtung der Anfangsgeschwindigkeit in Abbildung 3.35 für Kombination B mit einem Speisegasdruck $p_s = 400 \text{ kPa}$ zeigt eine betragsmäßige Steigerung bei zunehmenden Anfangsauslenkungen. Die Werte besitzen ein negatives Vorzeichen, da die Geschwindigkeit nach dem Sprung eine

***Die Permeabilität des porösen Mediums der verschiedenen Buchsen wurde nach dem beschriebenen Vorgehen in Abschnitt 3.3.2 (Seite 86) ermittelt.

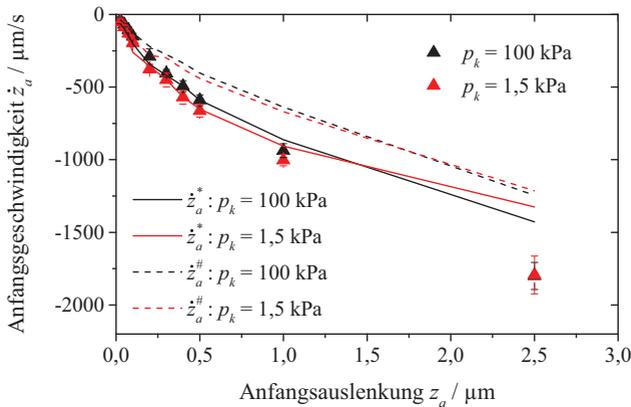


Abbildung 3.35: Anfangsgeschwindigkeit \dot{z}_a des niederfrequenten Schwingungsanteils aus dem Fit der experimentellen Daten nach Gleichung 3.18; $\dot{z}_a^\#$ nach Gleichung 3.21 und \dot{z}_a^* nach Gleichung 3.23 (Kombination B; $p_s = 400 \text{ kPa}$)

Bewegung des Systems entgegen der Auslenkungsrichtung bewirkt. Dies wird durch Gleichung 3.17 deutlich.

Der Verlauf der Anfangsgeschwindigkeit zeigt für kleine Anfangsauslenkungen ($0,1 \mu\text{m} < z_a < 0,5 \mu\text{m}$) näherungsweise ein lineares Verhalten. Aus den Betrachtungen in Abschnitt 2.4 kann nach Irretier [79] für eine Feder- und Dämpferfußpunkterregung unter Berücksichtigung der Vorzeichenkonvention eine resultierende Anfangsgeschwindigkeit $\dot{z}_a^\#$ des Systems abgeleitet werden.

$$\dot{z}_a^\# = 2\delta z_a \tag{3.21}$$

Alternativ lässt sich durch eine lineare Regression des Parameters A_2 in der Gleichung 3.17 im Bezug auf z_a eine näherungsweise Beschreibung in Form von

$$A_2 = \frac{7}{4} \cdot z_a \tag{3.22}$$

ermitteln. Durch Einsetzen dieser genäherten Beschreibung in Gleichung 3.17 ergibt sich ein Ausdruck für die Anfangsgeschwindigkeit \dot{z}_a^* , der direkt

aus der bekannten Anfangsauslenkung, der Abklingkonstante und der Eigenkreisfrequenz abgeleitet werden kann.

$$\dot{z}_a^* = -z_a \left(\delta + \frac{5}{2} \cdot \sqrt{\delta^2 - \omega_0^2} \right) \quad (3.23)$$

In Abbildung 3.35 werden die Anfangsgeschwindigkeiten aus den experimentellen Untersuchungen mit den beiden Beschreibungen nach Gleichung 3.21 und 3.23 vergleichend dargestellt. Die Anfangsgeschwindigkeit nach Irrtier (Gleichung 3.21) ist im Vergleich zu den experimentell ermittelten Werten betragsmäßig kleiner. Durch die lineare Regression des Parameters A2 und der Verwendung von Gleichung 3.23 ergeben sich für geringe Anfangsauslenkungen gute Übereinstimmungen mit den experimentell ermittelten Werten. Für große Anfangsauslenkungen ($z_a > 0,5 \mu\text{m}$) steigt die Abweichung an.

Der Verlauf von \dot{z}_a^* für die Kombinationen A - C ist in den Abbildungen C.4 bis C.6 des Anhangs dargestellt. Für kleine Auslenkungsamplituden zeigt sich eine gute Übereinstimmung zu den aus Gleichung 3.17 ermittelten Werten. Mit steigendem Speisegasdruck und bei reduziertem Umgebungsdruck ist ein leichter Anstieg des Geschwindigkeitsbetrages festzustellen.

Auswertung des hochfrequenten Schwingungsanteils

Die Auswertung des hochfrequenten Schwingungsanteils erfolgt aus dem Fit von z_h (Gleichung 3.20) an die Werte von \bar{Z}_h (Gleichung 3.19). Auswertbare Ergebnisse liegen für Auslenkungsamplituden $z_a \leq 0,2 \mu\text{m}$ vor, da für größere Auslenkungsamplituden ein störender Einfluss durch den niederfrequenten Schwingungsanteil auf die Ermittlung der Werte von \bar{Z}_h auftritt.

In Abbildung 3.36 sind für die Kombination B die Eigenkreisfrequenz und der Abklingkoeffizient des hochfrequenten Schwingungsanteils dargestellt.

Der Abklingkoeffizient weist eine sehr hohe 2σ Standardabweichung der Messwerte auf. Die Werte von δ für die verschiedenen Speisegasdrücke und Umgebungsdrücke liegen zumeist innerhalb der sich überschneidenden Standardabweichungen. Als Tendenz lässt sich eine Reduzierung des Abklingkoeffizienten bei ansteigenden Speisegasdrücken feststellen. Durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes steigt der Abklingkoeffizient leicht an.

Die Eigenkreisfrequenz lässt sich durch die Fitprozedur mit einer kleineren relativen Standardabweichung bestimmen. Nur für sehr kleine Auslenkungsamplituden von z_a ist die Standardabweichung ebenfalls sehr hoch.

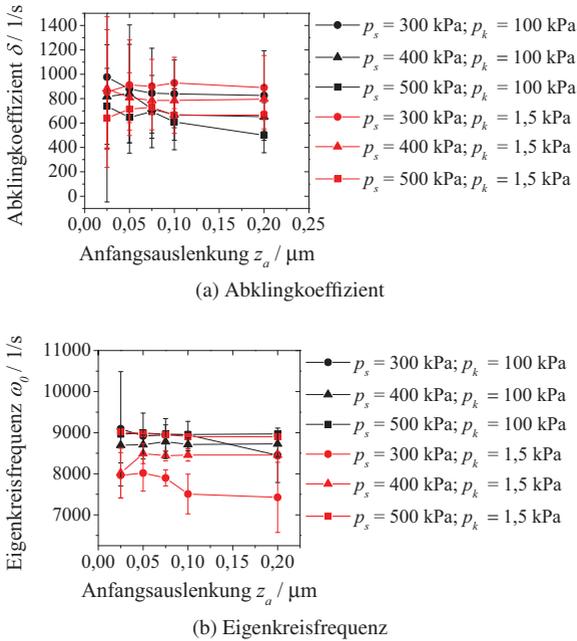
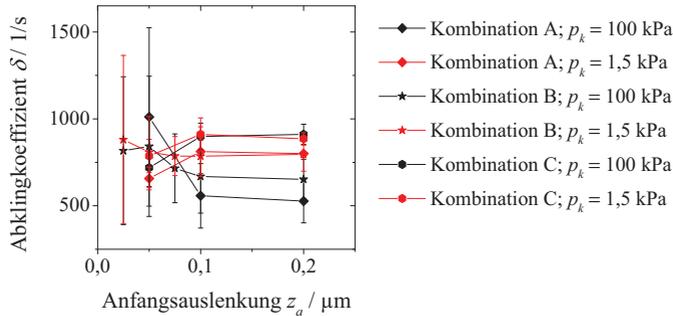


Abbildung 3.36: Abklingkoeffizient und Eigenkreisfrequenz des hochfrequenten Schwingungsanteils (Kombination B)

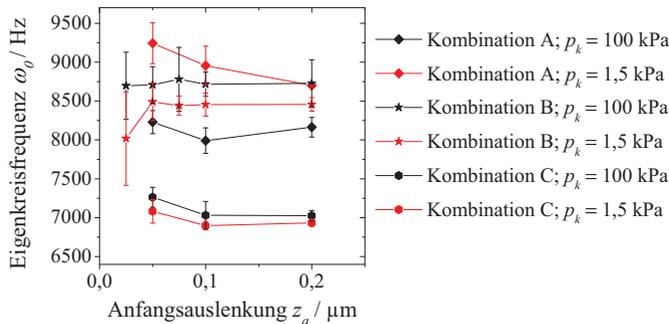
Für geringere Speisegasdrücke ergeben sich geringere Eigenkreisfrequenzen. Durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes sinkt die Eigenkreisfrequenz. Diese Tendenzen lassen sich durch die berechneten dynamischen Steifigkeit (siehe Abbildung 3.14) sowie durch Gleichung 2.45 unterlegen.

Der Einfluss der konzentrischen Spalthöhe h_0 auf den Abklingkoeffizienten und die Eigenkreisfrequenz des hochfrequenten Schwingungsanteils ist der Abbildung 3.37 zu entnehmen. Auch hier wird deutlich, dass die Ermittlung des Abklingkoeffizienten durch eine hohe Standardabweichung geprägt ist. Für sehr kleine Auslenkungsamplituden $z_a \leq 0,05 \mu\text{m}$ sind die Schwankungen der ermittelten Werte am höchsten. Als Tendenz lässt sich ein Anstieg des Abklingkoeffizienten mit Zunahme der konzentrischen Spalthöhe feststellen.

Die Eigenkreisfrequenz nimmt mit abnehmender konzentrischer Spalthöhe zu. Dies lässt sich durch die Zunahme der dynamischen Steifigkeit mit



(a) Abklingkoeffizient



(b) Eigenkreisfrequenz

Abbildung 3.37: Abklingkoeffizient und Eigenkreisfrequenz des hochfrequenten Schwingungsanteils ($p_s = 400$ kPa)

abnehmender konzentrischer Spalthöhe begründen (siehe Abbildung 3.31). Abweichend stellt sich die Eigenkreisfrequenz der Kombination A an atmosphärischer Umgebung dar. Diese ist betragsmäßig niedriger als zu erwarten und liegt unter der Eigenkreisfrequenz bei $p_k = 1,5$ kPa. Die Ursache für diese Abweichung konnte nicht abschließend geklärt werden.

Die Annahme einer näherungsweise konstanten Dämpfung und Eigenfrequenz bei kleinen Amplituden nach Schroter [27] kann für den hochfrequenten Schwingungsanteil unter Berücksichtigung der Standardabweichung der Messwerte bestätigt werden.

Fazit

Die Dämpfungseigenschaften zylindrischer Gasführungselemente werden in dieser Arbeit experimentell durch eine sprungförmige Anregung mit der Auslenkungsamplitude z_a bestimmt. Die Systemantwort auf die Anregung ergibt für alle Messungen ein überlagertes Signal zweier Schwingungsanteile.

Der niederfrequente Schwingungsanteil weist eine sehr starke Dämpfung auf und ist das dominierende Signal. Für alle Anregungsamplituden ($0,025\ \mu\text{m} < z_a < 2,5\ \mu\text{m}$) erreicht das Signal nach $<70\ \text{ms}$ die Ausgangslage^{†††}. Aus der analytischen Beschreibung einer stark gedämpften Schwingung werden aus den Messwerten mit Hilfe einer Fitprozedur die Dämpfungsparameter bestimmt. Mit zunehmender konzentrischer Spalthöhe der Buchsen-Zylinder-Kombination, mit zunehmenden Speisegasdruck p_s und mit abnehmendem Umgebungsdruck p_k nehmen die Eigenkreisfrequenz ω_0 und der Abklingkoeffizient δ zu. Erhöhte Werte ergeben sich ebenfalls für kleinere Auslenkungsamplituden z_a . Als Ursache des niederfrequenten Schwingungsanteils werden Ausgleichsvorgänge durch eine Rückkopplung des Druckes im Lagerspalt und des Druckes im porösen Medium vermutet.

Der hochfrequente Schwingungsanteil wird aus dem Differenzsignal der Messwerte und der analytischen Beschreibung des niederfrequenten Schwingungsanteils ermittelt. Der Signalverlauf weist eine schwache Dämpfung auf und ist dem niederfrequenten Schwingungsanteil direkt nach der Sprungeinleitung überlagert. Für alle Auslenkungsamplituden z_a ist das Signal nach $<10\ \text{ms}$ nicht mehr vom Rauschen des Grundsignales zu unterscheiden. Die Amplitude der niederfrequenten Schwingung skaliert nicht mit der Auslenkungsamplituden, sondern liegt auch für Werte von $z_a = 2,5\ \mu\text{m}$ unter $0,1\ \mu\text{m}$. Durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes ergibt sich eine Tendenz zu niedrigeren Eigenkreisfrequenzen und zu höheren Abklingkoeffizienten. Die Ermittlung der Dämpfungsparameter des hochfrequenten Schwingungsanteils ist durch eine hohe Standardabweichung geprägt. Innerhalb dieser Standardabweichung kann für kleine Auslenkungsamplituden die Annahme eines linearen Schwingungsverhaltens nach Schroter [27] bestätigt werden.

Für alle durchgeführten Dämpfungsuntersuchungen wurden keine instabilen Betriebszustände beobachtet.

^{†††}Das Erreichen der Ausgangslage wurde durch das Abklingen des Signals auf kleiner 2% der Anregungsamplitude definiert.

4 Richtlinien

Die folgenden Richtlinien und Gestaltungshinweise werden aus den Ergebnissen dieser Arbeit abgeleitet. Ziel ist die Unterstützung der Arbeit des Konstrukteurs bei der Dimensionierung vakuumtauglicher zylindrischer Gasführungselemente mit oberflächenverdichteter poröser Drosselschicht. Allgemeine Auslegungshinweise für atmosphärische Anwendungen sind der Literatur [19, 21, 28, 32, 34, 83] zu entnehmen.

Das verwendete Dicht- und Absaugsystem ermöglicht durch die Evakuierung aller Absaugstufen die Reduzierung des erreichbaren Kammerdruckes bei gleichbleibender Anzahl der Absaugstufen. Richtlinien zur Dimensionierung des Dicht- und Absaugsystems können 2.2 und der Literatur [4, 5, 10, 86] entnommen werden.

Weiterhin wird eine Zusammenfassung der tendenziellen Einflüsse der Eingangsparameter (Speisegasdruck, Umgebungsdruck, konzentrische Spalthöhe) auf die Kennwerte beziehungsweise Eigenschaften (Tragkraft, Steifigkeit, Gasverbrauch, Stabilität, Dämpfungsparameter) gegeben.

Gestaltungshinweise

Durch die überschlägige Dimensionierung von Gasführungselementen auf Grundlage der Auslegungshinweise für atmosphärische Anwendungen aus der Literatur oder den vorgestellten theoretischen Strömungsmodellen können die geometrischen Parameter (z.B. Länge, Durchmesser) bestimmt werden.

Die Optimierungsrichtungen der Kennwerte hängen von den Zielvorgaben des auszulegenden Gesamtsystems ab und sind durch den Konstrukteur festzulegen. Typische Optimierungsziele sind eine maximale Tragkraft, eine maximale Steifigkeit, ein minimaler Gasverbrauch und die Sicherstellung eines stabilen Betriebsverhaltens ohne selbsterregte Schwingungen. Hierbei liegen teilweise gegenläufige Optimierungsziele vor.

Ein Anstieg der Tragkraft kann durch die Erhöhung des Speisegasdruckes erreicht werden. Es gilt der Zusammenhang $F|_{p_k=konst.} \sim (p_s - p_k)$. Durch die

Reduzierung des Umgebungsdruckes p_k ergibt sich ebenfalls ein Anstieg der Tragkraft. Dieser kann mit der empirisch ermittelten Beziehung $F|_{p_s=\text{konst.}} \sim (p_s^2 - p_k^2)$ beschrieben werden.

Der Gasverbrauch eines Gasführungselementes kann für beliebige Speisegasdrücke und Umgebungsdrücke annähernd durch den Zusammenhang $q_N \sim (p_s^2 - p_k^2)$ ermittelt werden.

Aus den gezeigten Zusammenhängen ergibt sich, dass bei einer Erhöhung des Speisegasdruckes der Gasverbrauch stärker ansteigt als die Tragkraft. Somit ist die Verwendung hoher Speisegasdrücke für vakuumtaugliche Gasführungselemente nicht zielführend. In der vorliegenden Arbeit werden Speisegasdrücke zwischen 300 kPa und 500 kPa verwendet. Eine Reduzierung unter 300 kPa für geringe Tragkraftanforderungen im Vakuum ist möglich.

Für Speisegasdrücke von 300 kPa ergibt sich ein Gasverbrauch zwischen 2-3 l_N/min . Wird durch die erste Absaugstufe ein Druck im Bereich von 1000 Pa vor dem ersten Dichtspalt erreicht, stellt sich durch ein zweistufiges Dichtsystem ein sehr geringer Druckanstieg im Rezipienten ein. Mit dem Saugvermögen moderner Turbomolekularpumpen kann eine Hochvakuumumgebung im Bereich von 10^{-4} Pa aufrecht erhalten werden.

Die maximal erreichbare Tragkraft nimmt mit der konzentrischen Spalthöhe h_0 der experimentell untersuchten Elemente ($11 \mu\text{m} < h_0 < 19 \mu\text{m}$) zu. Der Anstieg der Tragkraft besitzt nach Robinson et al. [32] ein Maximum, nach dem die Tragkraft mit weiter ansteigender konzentrischer Spalthöhe abnimmt. Das berechnete Maximum liegt für die in dieser Arbeit verwendeten Gasführungselemente im Bereich von $h_0 \approx 30 \mu\text{m}$.

Eine Erhöhung von h_0 hat weiterhin eine Abnahme der Radialsteifigkeit und eine Reduzierung der dynamischen Steifigkeit zur Folge. Da die dynamische Steifigkeit der untersuchten Elemente stärker abnimmt als die statische Radialsteifigkeit, steigt nach dem Stabilitätskriterium (Gleichung 2.67) die Gefahr von selbsterregten Schwingungen an. Es wird eine Auslegung auf eine geringe konzentrischen Spalthöhe mit dem Ziel eines stabilen Betriebsverhaltens empfohlen. Weiterhin muss der Einfluss einer Vakuumumgebung berücksichtigt werden, da durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes die dynamische Steifigkeit fällt. Die experimentell untersuchten Gasführungselemente weisen sowohl an Normalatmosphäre als auch im Vakuum ein stabiles Betriebsverhalten auf.

Für den praktischen Einsatz ist eine messtechnische Überprüfung der Kennwerte der ausgelegten Elemente sinnvoll, da beispielsweise die Permeabilität des porösen Mediums durch den Fertigungsprozess schwankt und von

dem theoretisch angesetzten Wert abweichen kann. Die erreichbare Durchmessertoleranz und Zylinderformabweichung der Buchse und des zylindrischen Gegenpartes werden ebenfalls durch fertigungstechnische Prozesse limitiert. Die Auswirkungen der Toleranzen auf die Kennwerte können durch das theoretische Modell abgeschätzt werden. Als Grundlage für eine exakte theoretische Auslegung muss die Geometrie messtechnisch sehr genau bestimmt werden. Die Unsicherheit der Spalthöhenmessung kann einen hohen Schwankungsbereich der theoretisch ermittelten Tragkraft zur Folge haben (siehe Abbildung 3.8). Es erweist sich für die gezielte Ermittlung der statischen Kennwerte als vorteilhaft, die Tragkraft und den Gasverbrauch in der Kombination mit dem realen Führungsgegenpart messtechnisch zu bestimmen. Durch die experimentelle Ermittlung der Tragkraft an Normalatmosphäre ist es mit Hilfe der angegebenen Zusammenhänge möglich, die Tragkraft für Vakuumbedingungen vorherzusagen.

Um eine hohe Gesamtsteifigkeit des Positioniersystems zu erhalten, muss die Anbindung der Gasführungselemente an das Gestell sehr steif erfolgen. Dies kann durch das Prinzip eines kurzen und direkten Kraftflusses unterstützt werden [87]. In dieser Arbeit wurde das Gehäuse der Buchse über eine direkte mechanische Schnittstelle mit der Buchsenhalterung verbunden. Die Auswirkungen der mechanischen Spannungen durch diese Aufnahme wurden durch eine direkte Messung der Zylinderformabweichung kontrolliert und durch Anpassung des Anzugmomentes der Verschraubung minimiert. Für den Aufbau einer Führung aus z. B. zwei zylindrischen Gasführungsbuchsen und einem Zylinder ist die Ausrichtung der Buchsen in je vier Freiheiten zu dem Führungsgegenpart notwendig. Eine alternative Verbindungstechnik auf Grundlage von Zwischenelementen geringer Steifigkeit und der steifen Fixierung nach einer Einstellung der Freiheiten kann zu einer Verringerung des Justageaufwandes führen. Die Gasführungsbuchsen können beispielsweise über O-Ringe aus einem Elastomer mit dem Gehäuse verbunden werden. Durch die Verbindung mit einer Speisegasquelle findet eine Selbstjustage der Lage der Buchsen in Bezug zu dem Zylinder statt. Diese Position kann durch eine Klebung gesichert werden, wodurch bei entsprechender Auslegung des Klebespaltes und unter Verwendung eines Klebstoffes mit hohem E-Modul eine steife Verbindung zum Gestell realisiert werden kann [88].

Tendenzen

Nachfolgend werden in Ergänzung zu den Gestaltungshinweisen Tendenzen gegeben, die sich aus den Untersuchungen dieser Arbeit ableiten lassen*.

Die Tragkraft ergibt sich aus dem Integral der Druckdifferenzen über die projizierte Fläche normal zur Belastungsrichtung.

- Die Tragkraft steigt linear mit dem Speisegasdruck[†] p_s an.
- Die Tragkraft nimmt durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes zu.
- Die Tragkraft steigt zunächst mit zunehmender konzentrischer Spalthöhe h_0 bis zu einem Maximalwert an. Für die untersuchte Geometrie liegt das Maximum im Bereich von $h_0 \approx 30 \mu\text{m}$.

Die statische Radialsteifigkeit ergibt sich aus der Ableitung der Tragkraft nach der Spalthöhe und entspricht dem Anstieg der Tragkraftkurve.

- Die statische Radialsteifigkeit c_r steigt ebenfalls linear mit dem Speisegasdruck an.
- Die Reduzierung des Umgebungsdruckes führt zu einer Zunahme der Radialsteifigkeit.
- Die statische Steifigkeit nimmt mit zunehmender konzentrischer Spalthöhe ab.

Der Gasverbrauch eines Gasführungselementes ist für die Dimensionierung des Dicht- und Absaugsystems maßgeblich. Umfangreiche Untersuchungen und abgeleitete Richtlinien zur Auslegung finden sich unter anderem in [4, 5].

- Der Gasverbrauch q_N steigt mit zunehmenden Speisegasdruck und mit abnehmenden Umgebungsdruck an.
- Der Gasverbrauch steigt mit zunehmender konzentrischer Spalthöhe an.

Die Kippsteifigkeit ergibt sich aus der Ableitung des Kippmomentes nach dem Kippwinkel.

*Die Bestätigung von Literaturangaben durch die Untersuchungen ist in den zugehörigen Abschnitten dieser Arbeit dokumentiert.

[†]Alle angegebenen Drücke sind absolute Drücke

-
- Die Kippsteifigkeit eines Gasführungselementes ist für kleine Kippwinkel nahezu konstant. Sie kann aus der Radialsteifigkeit nach Gleichung 3.10 abgeschätzt werden.
 - Die Kippsteifigkeit nimmt durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes zu.
 - Die Kippsteifigkeit zeigt für abnehmende konzentrische Spalthöhen eine Zunahme der Werte.
 - Die Kippsteifigkeit steigt mit zunehmender Exzentrizität an.

Die Stabilität von Gasführungselementen wird durch das Stabilitätskriterium (Gleichung 2.67) aus dynamischer und statischer Steifigkeit hergeleitet. Eine sinkende dynamische Steifigkeit erhöht das Risiko eines instabilen Betriebsverhaltens.

- Die dynamische Steifigkeit nimmt mit zunehmender konzentrischer Spalthöhe ab.
- Die dynamische Steifigkeit sinkt durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes und steigt durch die Erhöhung des Speisegasdruckes an.
- Die dynamische Steifigkeit nimmt für hohe Exzentrizitäten zu.

Das Dämpfungsverhalten beschreibt das Abklingen der Amplitude einer Schwingung. In der vorliegenden Arbeit wurde das Dämpfungsverhalten durch die Systemantwort auf eine sprungförmige Erregung ermittelt. Das Ausschwingverhalten wird durch die Überlagerung einer sehr stark gedämpften, niederfrequenten Schwingung und einer schwach gedämpften, hochfrequenten Schwingung geprägt.

- Die Dämpfungsparameter (Abklingkonstante δ ; Eigenkreisfrequenz ω_0) der niederfrequenten Schwingung sind über die Auslenkungsamplitude z_a nicht konstant. Für kleine Auslenkungsamplituden ergeben sich größer Werte der Dämpfungsparameter.
- Die Dämpfungsparameter der niederfrequenten Schwingung steigen mit dem Speisegasdruck und durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes an.

- Die Dämpfungsparameter der hochfrequenten Schwingung sind über die Auslenkungsamplitude nahezu konstant.
- Die Eigenkreisfrequenz der hochfrequenten Schwingung ergibt etwas niedrigere Werte durch den Übergang in eine Vakuumumgebung. Der Abklingkoeffizient zeigt durch die Reduzierung des Umgebungsdruckes die Tendenz zu höheren Werten.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Die Anwendung von zylindrischen, aerostatischen Gasführungselementen in einer Hochvakuumumgebung wird durch ein mehrstufiges Dicht- und Absaugsystem ermöglicht. Das kontinuierlich zugeführte Betriebsgas wird nach dem Verlassen des Lagerspaltes durch einen umlaufenden Kanal abgeführt, während die Strömung in Richtung der Vakuumumgebung berührungslos durch den hohen Strömungswiderstand eines nachfolgenden engen Dichtspaltes eingeschränkt wird. Diese Anordnung wird mehrstufig ausgeführt, um den Gasstrom sukzessive zu reduzieren. Durch das in dieser Arbeit betrachtete Konzept wird der Kanal der ersten Stufe direkt durch eine Vakuumpumpe evakuiert, wodurch sich Vorteile gegenüber der Entlüftung gegen Normalatmosphäre ergeben. Es können geringere Enddrücke im Rezipienten erreicht werden beziehungsweise die Anzahl der Absaugstufen zur Aufrechterhaltung des Kammerdruckes wird reduziert. Durch die Evakuierung der direkten Berandung der aerostatischen Elemente wird das tragende Druckprofil innerhalb des Lagerspaltes beeinflusst.

In dieser Arbeit wird erstmalig der Einfluss eines reduzierten Umgebungsdruckes auf die statischen und dynamischen Eigenschaften von zylindrischen aerostatischen Gasführungselementen mit einer porösen Drosselschicht untersucht. Die statischen Eigenschaften umfassen die Tragkraft, die Steifigkeit und den Gasverbrauch der Elemente. Die dynamischen Eigenschaften schließen die Stabilität der Elemente gegenüber selbsterregten Schwingungen als auch das Dämpfungsverhalten ein. Durch die Verwendung von drei Gasführungselementen mit unterschiedlichen Durchmessern wird eine Staffelung der konzentrischen Spalthöhe h_0 zwischen $11\ \mu\text{m}$ und $19\ \mu\text{m}$ erreicht. Somit kann der Einfluss der konzentrischen Spalthöhe auf die statischen und dynamischen Eigenschaften evaluiert werden.

Eine geschlossene analytische Beschreibung der Druckverteilung innerhalb des Lagerspaltes zur Ermittlung der Kennwerte ist mathematisch bisher nicht möglich. Es wurde ein vereinfachtes eindimensionales

Strömungsmodell entwickelt, welches die verschiedenen Strömungsformen (Kontinuumsströmung, Knudsenströmung, Molekularströmung) innerhalb des Lagerspaltes berücksichtigt. Eine mehrdimensionale Betrachtung der Strömungsverhältnisse erfolgt durch ein FEM-basiertes Strömungsmodell. Beide Modelle werden genutzt, um die Auswirkung eines reduzierten Umgebungsdruckes auf das Druckprofil des Lagerspaltes zu berechnen.

Die theoretisch ermittelten Änderungen der statischen Eigenschaften in einer Vakuumumgebung konnten durch detaillierte experimentelle Messungen belegt werden. Für konstante absolute Speisegasdrücke steigen sowohl Tragkraft, Steifigkeit als auch Gasverbrauch an. Der gekoppelte Einfluss des Umgebungsdruckes und des Speisegasdruckes auf die Eigenschaften der Gasführungselemente wurde theoretisch und experimentell nachgewiesen. Aufgrund dieser Erkenntnisse kann eine Auslegung der statischen Kennwerte nicht durch die Anwendung von atmosphärischen Auslegungsregeln und die Übertragung für eine Vakuumumgebung durch Beibehaltung eines konstanten relativen Druckes zwischen Speisegaszufuhr und Umgebung realisiert werden. Für vakuumtaugliche Gasführungselemente ist eine angepasste Berechnung der statischen Eigenschaften auf Basis der vorgestellten Modelle notwendig.

Um ein stabiles Betriebsverhalten ohne selbsterregte Schwingungen vorhersagen zu können, wird ein Stabilitätskriterium verwendet, das auf dem Verhältnis von dynamischer und statischer Steifigkeit beruht. Die dynamische Steifigkeit wird aus dem statischen Druckprofil unter Annahme einer polytropen Zustandsänderung hergeleitet. Die theoretischen Betrachtungen und die experimentellen Untersuchungen zeigen für die verwendeten Gasführungselemente sowohl an Normalatmosphäre als auch für eine Vakuumumgebung ein stabiles Betriebsverhalten. Aus dem Stabilitätskriterium lässt sich theoretisch ein Anstieg der Neigung zu selbsterregten Schwingungen durch ansteigende konzentrische Spalthöhen und durch einen reduzierten Umgebungsdruck ableiten.

Das Dämpfungsverhalten der Gasführungselemente wird aus der Systemantwort auf eine sprungförmige Anregung abgeleitet. Die Herleitung der Dämpfungsparameter basiert auf der Bewegungsgleichung eines frei schwingenden, gedämpften Systems. Es ist bekannt, dass für ebene aerostatische Elemente ein nichtlineares Dämpfungsverhalten auftritt, welches nur für geringe Auslenkungsamplituden als konstant angesehen werden kann [27]. Experimentell ergibt sich eine überlagerte Schwingung aus zwei Schwingungsanteilen. Der dominierende Anteil ist eine niederfrequente, sehr stark gedämpfte Schwingung. Überlagert wird diese durch einen hochfrequenten,

schwach gedämpften Schwingungsanteil. Die Schwingungen sind für Auslenkungsamplituden von bis zu $2,5\ \mu\text{m}$ nach ca. 70 ms abgeklungen. Als Hypothese wird der niederfrequente Schwingungsanteil auf eine Rückkopplung zwischen dem Druck im Lagerspalt und dem Druck im porösen Medium sowie die dadurch erzeugten Ausgleichsvorgänge zurückgeführt. Der hochfrequente Schwingungsanteil wird durch die Steifigkeit und die Dämpfung des Druckprofils im Lagerspalt verursacht. Für kleine Anfangsauslenkungen $\leq 0,2\ \mu\text{m}$ können die Eigenkreisfrequenz und der Abklingkoeffizient innerhalb der Standardabweichung als konstant angesehen werden.

Mit dem Nachweis guter statischer und dynamischer Eigenschaften sowie eines stabilen Betriebsverhaltens im Vakuum wurde ein wesentlicher Beitrag zur Realisierung hochvakuumtauglicher gasgeführter Systeme geleistet. Zylindrische Gasführungselemente können, aufbauend auf den Erkenntnissen dieser Arbeit, für die Entwicklung leistungsfähiger, stabiler und präziser Positioniersysteme eingesetzt werden. Die Vorteile gasgeschmierter Führungen können von normalatmosphärischen Anwendungen auf Systemlösungen im Vakuum übertragen werden. Dem Konstrukteur werden auf diese Weise Richtlinien für die Entwicklung hochvakuumtauglicher aerostatischer Führungen zur Verfügung gestellt.

Anhang

A Ermittlung der Kippsteifigkeit

Der Versuchsstand zur Ermittlung der Kippsteifigkeit eines Gasführungselementes wird ausführlich in Abschnitt 3.3 beschrieben. Die schematische Darstellung des Aufbaus zeigt Abbildung A.1. Die Grundlage zur Bestimmung der Kippsteifigkeit bildet für jede Parameterkombination eine Bezugsmessung. Nachfolgend soll an einem exemplarischen Messablauf mit Hilfe der schematischen Darstellungen in Abbildung A.2 und A.3 die Bestimmung eines Kippsteifigkeitswertes verdeutlicht werden. Es werden die Lage von Zylinder und Buchse für verschiedene Zeitpunkte sowie die zugehörigen Sensorsignale für die Bezugsmessung (linke Seite der Abbildung A.2 und A.3) und für eine exemplarische Beispielmessung (rechte Seite der Abbildung A.2 und A.3) der Kombination B mit einem Speisegasdruck von $p_s = 300\text{kPa}$ und einem Umgebungsdruck von $p_k = 100\text{kPa}$ dargestellt. Der Kippwinkel beträgt $0,020\text{ mrad}$.

Position 1 (Abbildung A.2 (a)) entspricht der Lage nach dem Ausheben aus der Referenzlage. In dieser Position wird der Zylinder lediglich durch die Gewichtskraft der Komponenten belastet. Der Hebel mit den Abstimm-scheiben ist nicht im Eingriff. Anschließend wird der Hebel in Eingriff gebracht, bis ein einseitiger Kontakt zwischen Abstimm-scheibe und Krafteinleitungs-zylinder auftritt (Position 2, Abbildung A.2 (b)). Auf der Seite des Kontaktes (hier Sensorposition 1) wird eine Kraft übertragen und der Abstand zwischen Zylinder und Abstandssensor verringert sich. Auf der gegenüberliegenden Seite vergrößert sich der Abstand durch die Verkippung des Zylinders, wobei noch keine Kraftübertragung erfolgt. In Position 3 (Abbildung A.3 (a)) der Messung sind beide Krafteinleitungs-zylinder in Kontakt mit den Abstimm-scheiben. Bei einer weiteren Auslenkung des Zylinders kommt es ab dieser Position zu einer parallelen Bewegung. Die Position 4 (Abbildung A.3 (b)) stellt eine Messwertpaarung dar, die für die Ermittlung der Kippsteifigkeit dieser Parameterkombination genutzt wird.

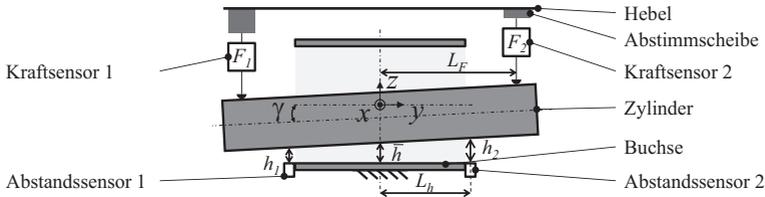


Abbildung A.1: Schematische Darstellung des Aufbaus zur Ermittlung der Kippsteifigkeit c_k

Als Vergleichskriterium zur Auswahl zugehöriger Wertepaare dient das arithmetische Mittel aus den Abstandssignalen h_1 und h_2 . Diese Position entspricht der mittleren Abstandsänderung und beträgt für beide dargestellte Messungen in Position 4 $10,5\ \mu\text{m}$. Die Änderung der Spalthöhe Δh_1 durch die Verkipfung ermittelt sich aus der Differenz des Signales h_1^{Beispiel} der exemplarischen Beispielmessung und des Signales h_1^{Bezug} der Bezugsmessung.

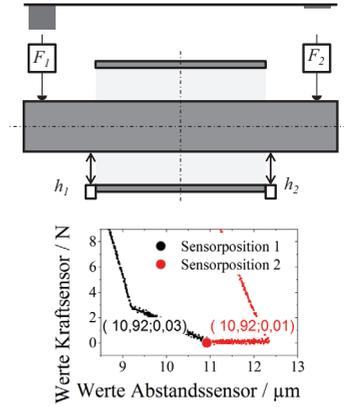
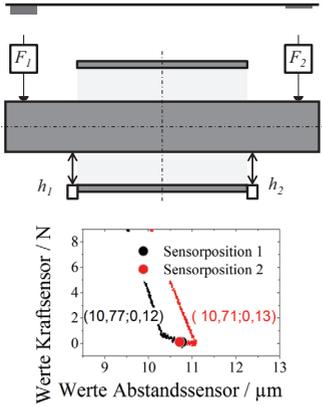
$$\Delta h_1 = h_1^{\text{Beispiel}} - h_1^{\text{Bezug}} = 9,01\ \mu\text{m} - 10,15\ \mu\text{m} = -1,14\ \mu\text{m} \quad (\text{A.1})$$

Analog lassen sich die Änderung der Spalthöhe Δh_2 sowie die Kraftdifferenzen ΔF_1 und ΔF_2 ermitteln. Wenn diese Werte mit dem Zusammenhang aus Formel 3.7 und 3.8 in Formel 3.6 eingesetzt werden, ergibt sich die Kippsteifigkeit c_k für das dargestellte Beispiel.

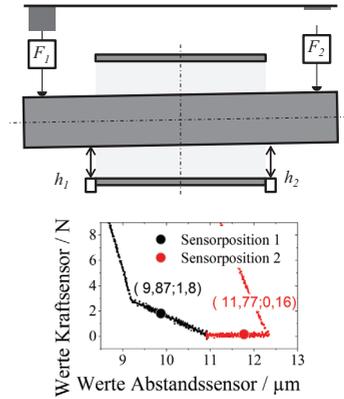
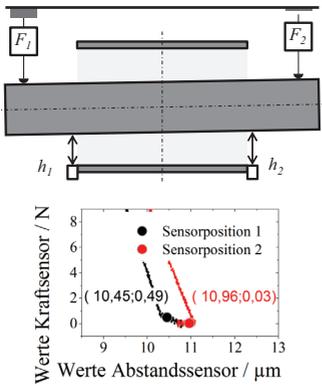
$$c_k = \frac{2 \cdot (\Delta F_1 - \Delta F_2) \cdot L_F \cdot L_h}{\Delta h_2 - \Delta h_1} = \frac{2 \cdot (2,75\ \text{N} - 0,73\ \text{N}) \cdot 125\ \text{mm} \cdot 48\ \text{mm}}{1,14\ \mu\text{m} - (-1,14\ \mu\text{m})}$$

$$c_k = 10,6\ \text{Nm/mrad}$$

Die zugehörige Lagerspalthöhe ergibt sich analog zu dem Vorgehen während der Tragkraftermittlung aus der mittleren Abstandsänderung und Korrekturwerten aufgrund von Formabweichungen der Führungsflächen und der Durchbiegung des Zylinders. Für die durchgeführte Beispielrechnung ergibt sich aus der mittleren Abstandsänderung von $10,5\ \mu\text{m}$ eine korrigierte Lagerspalthöhe von $12,6\ \mu\text{m}$.

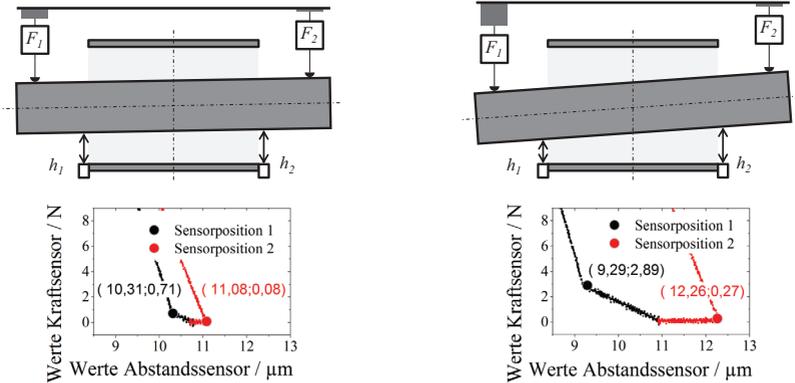


(a) Position 1

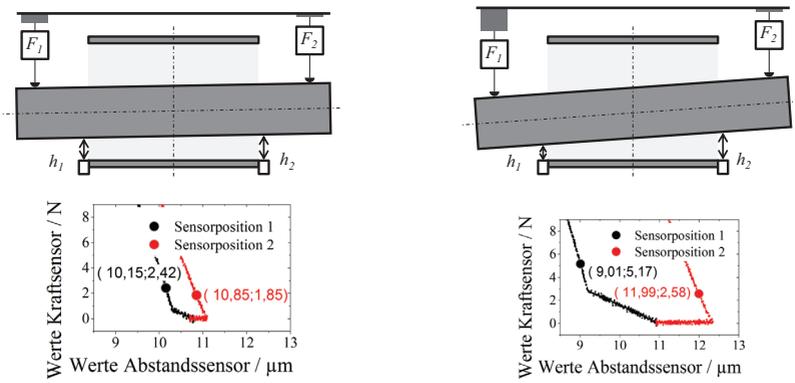


(b) Position 2

Abbildung A.2: Teil 1 des Ablaufes zur Ermittlung der Kippsteifigkeit c_k (links: exemplarische Bezugsmessung; rechts: exemplarische Beispielmessung; $p_s = 300\text{kPa}$; $p_k = 100\text{kPa}$)



(a) Position 3



(b) Position 4

Abbildung A.3: Teil 2 des Ablaufes zur Ermittlung der Kippsteifigkeit c_k (links: exemplarische Bezugsmessung rechts: exemplarische Beispielmessung; $p_s = 300 \text{ kPa}$; $p_k = 100 \text{ kPa}$)

B Charakterisierung des Versuchsstandes VS2

Der Versuchsstand VS2 wird im Rahmen dieser Arbeit genutzt, um die Dämpfungseigenschaften der zylindrischen aerostatischen Gasführungselemente experimentell zu bestimmen. Der Aufbau des Versuchsstandes ist in Abschnitt 3.4 ausführlich beschrieben. Die Durchführung der Experimente und die Auswertung der Ergebnisse werden ebenfalls in diesem Abschnitt dargelegt. Es wird gezeigt, dass das Ausschwingverhalten der Elemente nach einer sprungförmigen Anregung einer überlagerten Schwingung entspricht.

Nachfolgend werden die durchgeführten Untersuchungen zur Charakterisierung des Versuchsstandes VS2 beschrieben. Die Ergebnisse der Untersuchungen sollen nachweisen, dass der niederfrequente Schwingungsanteil nicht durch den Versuchsstand selbst verursacht wird.

Verschiedene Effekte und Randbedingungen haben einen Einfluss auf das Ausschwingverhalten der Hauptbuchse und könnten den niederfrequenten Schwingungsanteil verursachen.

Das Ausschwingverhalten kann beeinflusst werden durch

- die Rückzugsbewegung des Piezoaktors,
- die Zylinderhalterung,
- die Hauptbuchsenhalterung,
- die Eigenfrequenz des Versuchsstandes,
- die Hilfsbuchse,
- den Hilfszylinder,
- das Messsystem oder
- die Zuleitung des Speisegases.

Die Auswirkung auf das Ausschwingverhalten wird durch vergleichende Messungen untersucht. Dazu wird eine Ausgangsmessung mit einer exemplarischen Parameterkombination und im Anschluss eine Vergleichsmessung mit dem variierten Aufbau beziehungsweise einem variierten Parameter durchgeführt. Die Ausgangsmessung erfolgt nach dem in Abschnitt 3.4 beschriebenen Vorgehen. Für die Vergleichsmessung wird die beschreibende Randbedingung geändert und alle anderen Parameter werden beibehalten.

Rückzugsbewegung Piezo

Das freie Ausschwingen der Hauptbuchse wird durch das schnelle Zurückziehen des Aktors sichergestellt. Der Nachweis des freien Ausschwingens des Systems erfolgt durch den Vergleich des Bewegungsverhaltens des Piezoaktors und der Buchse. In Abbildung B.1 ist der angegliche zeitliche Verlauf der Piezoauslenkung und einer exemplarischen Buchsenauslenkung dargestellt. Zum Zeitpunkt $t = 0,0015\text{ s}$ wird die, an die Piezokeramik des Aktors angelegte Spannung, auf 0 V gesetzt, wodurch das Zurückziehen des Aktors durch die mechanisch vorgespannte Piezokeramik zu erkennen ist. Diese Messung erfolgt direkt gegen den Aktor. Eine zweite Messung erfolgt gegen die Buchse, welche durch den Aktor ausgelenkt wird. Aus den erhaltenen Messdaten werden die Beschleunigungen berechnet. Der Aktor erreicht eine Beschleunigung von 130 m/s^2 , wogegen die Buchse eine maximale Beschleunigung von 3 m/s^2 aufweist. Das Bewegungsverhalten des Aktors zeigt deutlich, dass ein freies Ausschwingen des Systems vorliegt und der Aktor dieses Ausschwingverhalten nach dem Einleiten des Sprunges nicht durch einen mechanischen Kontakt beeinflusst.

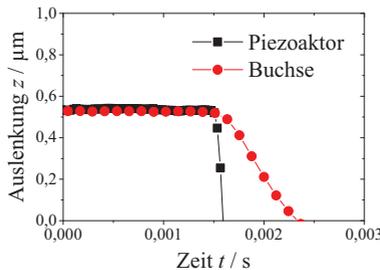


Abbildung B.1: Bewegungsverhalten nach Auslenkung

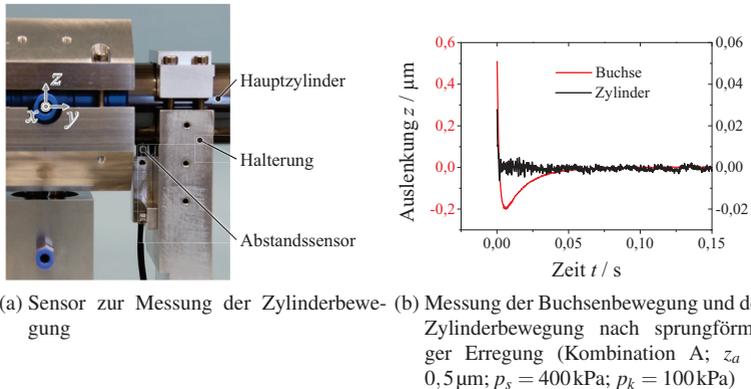


Abbildung B.2: Einfluss der Zylinderhalterung

Zylinderhalterung

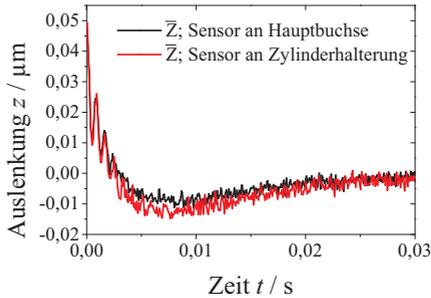
Eine relative Bewegung zwischen Hauptzylinder und Zylinderhalterung in Z-Richtung (siehe Abbildung 3.27) erzeugt ein überlagertes Signal zu der Bewegung der Hauptbuchse. Um eine Trennung der beiden Signalanteile zu erhalten, wird ein gestellfester Abstandssensor direkt neben der mechanischen Schnittstelle von Halterung und Hauptzylinder angebracht (siehe Abbildung B.2 (a)). Dieser misst die Verschiebung des Hauptzylinders während der Belastung der Buchse durch den Aktor. In Abbildung B.2 (b) ist eine exemplarische Messung der Buchse A mit $p_s = 400 \text{ kPa}$ und $p_k = 100 \text{ kPa}$ dargestellt. Die Auslenkungsamplitude z_a beträgt $0,5 \mu\text{m}$ (Belastung ca. 20 N)*, wobei eine Verschiebung des Zylinders im Bereich von $0,03 \mu\text{m}$ detektiert wird. Dies entspricht einer Verschiebung von ca. 6% der Auslenkung der Hauptbuchse. Es ist hierbei von einer überlagerten Bewegung, verursacht durch die Durchbiegung des Zylinders und die Steifigkeit der Zylinderhalterung, auszugehen. Die Steifigkeit der Anbindung zwischen Zylinder und Zylinderhalterung wird durch die Verschraubung auf ca. $800 \text{ N}/\mu\text{m}$ begrenzt (siehe Abschnitt 3.4.1) und ist für circa 80% bis 90% der ermittelten Verschiebung verantwortlich.

Die Anbindung des Zylinders an die Zylinderhalterung sowie die Durchbiegung des Zylinders sind nicht für das Auftreten des niederfrequenten Schwingungsanteils verantwortlich.

*Die experimentell ermittelte Steifigkeit c_r der Buchse A beträgt circa $40 \text{ N}/\mu\text{m}$.



(a) Sensor an Hauptbuchse



(b) Messung der Buchsenbewegung nach sprungförmiger Erregung mit verschiedenen Sensorpositionen (Kombination B; $z_a = 0,05 \mu\text{m}$; $p_s = 300 \text{kPa}$; $p_k = 100 \text{kPa}$)

Abbildung B.3: Einfluss der Hauptbuchsenhalterung

Hauptbuchsenhalterung

Die Hauptbuchsenhalterung dient als Sensorgegenpart der kapazitiven Sensoren, um die Bewegung zwischen Hauptbuchse und Hauptzylinder zu ermitteln. Um eine Beeinflussung dieser indirekten Messung auf das Messergebnis auszuschließen, wird eine Sensorhalterung direkt an die Hauptbuchse angebracht (siehe Abbildung B.3 (a)). Die relative Bewegung zwischen Hauptbuchse und Hauptzylinder kann gemessen werden. In Abbildung B.3 (b) wird die Messung mit der standardmäßig genutzten Sensorposition nach Abbildung 3.27 der Messung mit dem Sensor an der Buchse nach Abbildung B.3 (a) gegenübergestellt.

Beide Messungen zeigen deutlich den überlagerten Verlauf des niederfrequenten und hochfrequenten Schwingungsanteils. Die Messung des Sensors an der Hauptbuchse weist ein schnelleres Abklingen des Signales und somit eine stärkere Dämpfung auf. Dies kann auf den Einfluss des mitbewegten Sensorkabels zurückgeführt werden.

Eigenfrequenz des Versuchsstandes

Um den Einfluss einer Schwingung im Bereich der Eigenfrequenz des Versuchsstandes auszuschließen, wird eine Modalanalyse[†] zur Ermittlung der Eigenfrequenzen durchgeführt. Die erste Eigenmode liegt im Bereich von 850 Hz, die zweite Eigenmode im Bereich von 1500 Hz und die dritte Eigenmode im Bereich von 2000 Hz. Alle folgenden Moden liegen außerhalb des relevanten Frequenzbereiches (> 3500 Hz). In Abbildung B.4 sind die ersten drei Eigenmoden und die resultierenden, absoluten Deformationen des Versuchsstandes in einer skalierten Ansicht dargestellt. Eine Beeinflussung der relativen Position in z -Richtung zwischen Sensorhalter und Hauptzylinder ergibt sich für die erste Eigenmode im Bereich von 850 Hz. Die Auswertung der FFT-Spektren eines einzelnen Sensorsignales (Sensor Z1, Z2, Z3; siehe Abbildung 3.27) zeigen einen Peak in diesem Frequenzbereich. Das FFT-Spektrum des zugehörigen Mittelwertes der Positionsänderung \bar{Z} (Position des Kraftangriffspunktes, siehe Gleichung 3.12) zeigt keinen Peak im Bereich der ersten Eigenmode, da die relative z -Position zwischen dem Kraftangriffspunkt der Hauptbuchse und dem Hauptzylinder nicht beeinflusst wird. Durch die zweite und dritte Eigenmode wird die relative Position zwischen Sensor und Hauptzylinder nicht wesentlich beeinflusst.

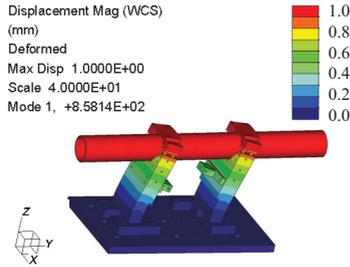
Durch die Eigenmoden des Versuchsstandes ergeben sich keine Einflüsse auf die Ermittlung des Dämpfungsverhaltens der Gasführungselemente.

Hilfsbuchse

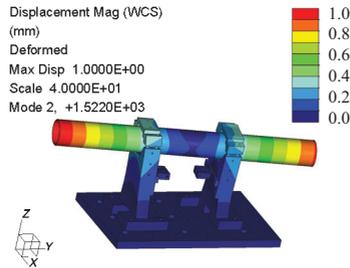
In Abschnitt 3.4.1 wird der Aufbau und die Anordnung von Hauptbuchse und Hilfsbuchse besprochen. Die Hilfsbuchse ist notwendig, um die zwei Freiheiten des Gasführungselementes (Hauptbuchse und Hauptzylinder) zu binden. Es ergibt sich ein überbestimmtes System, wodurch zusätzliche Justagearbeiten erforderlich sind. Die durchgeführten Justageschritte und Kontrollmessungen (Abschnitt 3.4.1) minimieren eine Beeinflussung des Ausschwingverhaltens der Hauptbuchse.

Durch eine alternative Bindung der translatorischen und der rotatorischen Freiheit soll der Nachweis erbracht werden, dass die Hilfsbuchse nicht den niederfrequenten Schwingungsanteil verursacht. Der verwendete Aufbau in Abbildung B.5 (a) zeigt, dass keine Hilfsbuchse im Einsatz ist und ihre Funktion durch zwei Blattfedern ersetzt wird. Die Einspannung der Blattfedern

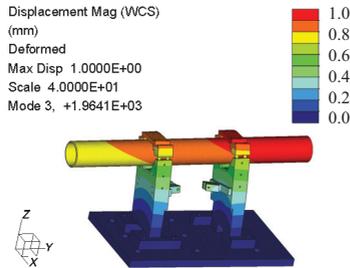
[†]Verwendung des 3D CAD Programm PTC Creo Parametric



(a) erste Eigenmode



(b) zweite Eigenmode



(c) dritte Eigenmode

Abbildung B.4: Eigenmoden des Versuchsstandes VS2 aus FEM-basierter Modalanalyse

erfolgt an der Hauptbuchsenhalterung sowie an der Hauptzylinderhalterung. Die translatorische Bewegung in y -Richtung wird durch die hohe Steifigkeit der Federn gegenüber Zugbelastungen unterbunden.[‡] Die rotatorische Bewegung wird durch die feste Einspannung der Blattfedern mit einem Abstand von der Rotationsachse der Hauptbuchse begrenzt. Um den Einfluss der Biegesteifigkeit der Blattfedern auf die Bewegung der Hauptbuchse in z -Richtung zu minimieren, wurden Federn mit einer sehr geringe Dicke von $50\ \mu\text{m}$ eingesetzt.

Abbildung B.5 (b) zeigt vergleichende Messungen des Ausschwingverhaltens für Kombination B, bei der die Positionssicherung der Hauptbuchse durch die Hilfsbuchse und alternativ durch den Einsatz der Blattfedern realisiert wird. Es wird deutlich, dass für beide Messungen eine Überlagerung des niederfrequenten und des hochfrequenten Schwingungsanteils auftritt. Durch den Einsatz der Blattfedern weisen für die Vergleichsmessung beide Schwingungsanteile eine höhere Dämpfung auf. Die zusätzliche Steifigkeit der Blattfedern im System bewirken einen leichten Anstieg der Frequenz des hochfrequenten Schwingungsanteils.

Der niederfrequente Schwingungsanteil wird nicht durch die Hilfsbuchse verursacht.

Hilfszylinder

Ein möglicher mechanischer Kontakt des Hilfszylinders zu gestellfesten Teilen des Versuchsstandes kann durch Reibungseffekte während des Ausschwingens der Hauptbuchse das Dämpfungsverhalten des Systems beeinflussen. Wie im vorangegangenen Abschnitt nachgewiesen wurde, besteht kein Effekt zwischen Hilfsbuchse und Hilfszylinder, durch den der niederfrequente Schwingungsanteil erzeugt wird. Eine Beeinflussung durch den Hilfszylinder könnte durch den mechanischen Kontakt zwischen Piezoaktor und der inneren Zylinderfläche des hohlen Hilfszylinders hervorgerufen werden. Der Radienunterschied von Piezoaktor und innerer Zylinderfläche des Hilfszylinders beträgt $1,5\ \text{mm}$. Während der Einrichtung des Versuchsstandes wird auf eine konzentrische Ausrichtung von Aktor und Hilfszylinder geachtet. Die nachträgliche Bewegung des Piezoaktors in x - und y -Richtung zur Minimierung der Kippschwingungen und zur Sicherstellung

[‡]Die Vorspannung der Federn erfolgt per Gravitation durch eine geringfügige Verkippung des Versuchsstandes um die x -Achse. Die Masse der Hauptbuchse inkl. Hauptbuchsenhalterung erzeugt eine Zugbelastung der Blattfeder.

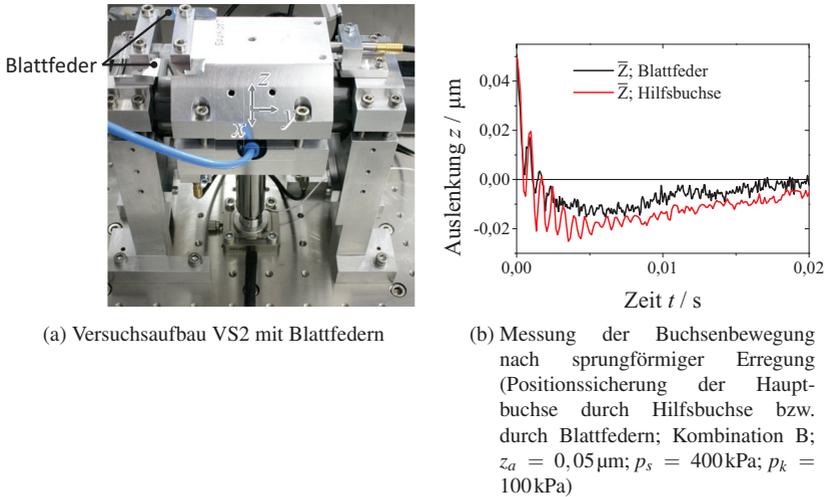
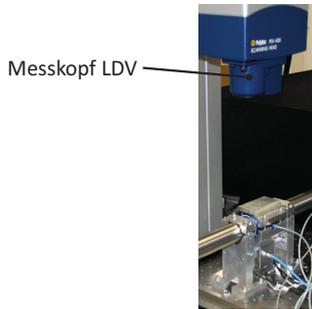


Abbildung B.5: Einfluss der Hilfsbuchsenhalterung

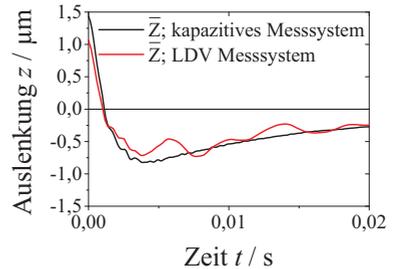
eines gleichmäßigen Aushebens liegt im Bereich von $< 300 \mu\text{m}$. Ein mechanischer Kontakt zwischen Piezoaktor und Hilfszylinder wird daher ausgeschlossen.

Messsystem

Fehlereinflüsse des Messsystems können durch physikalische Einflüsse oder Hardwarefehler der kapazitiven Messung auftreten. Um diese Fehlerquellen auszuschließen, wird die Bewegung der Hauptbuchse durch ein alternatives Messsystem aufgezeichnet. Da eine hochfrequente Messwerterfassung realisiert werden muss, wurde ein Laser Doppler Vibrometer (LDV) genutzt. Der Aufbau zur Messwerterfassung mit dem LDV ist in Abbildung B.6 (a) dargestellt. Die Messung durch das LDV erfolgte gegen die Hauptbuchsenhalterung. Die zeitgleiche Messung der kapazitiven Sensoren erfolgt wie in Abschnitt 3.4.1 beschrieben. Der Vergleich der Messergebnisse in Abbildung B.6 (b) zeigt für beide Messsysteme die überlagerte Schwingung des hochfrequenten und des niederfrequenten Anteils. Die Eigenfrequenz des hochfrequenten Schwingungsanteils im Bereich von 1250 Hz ist für beide Messsysteme im FFT-Spektrum nachweisbar. Das Signal des LDV weist aufgrund des



(a) Messung mit LDV



(b) Messung der Buchsenbewegung nach sprungförmiger Erregung (kapazitives Messsystem bzw. LDV Messsystem)

Abbildung B.6: Einfluss des Messsystems

Versuchsaufbaus einen langen Messweg auf, wodurch ein erhöhter Rauschanteil verursacht wird.

Der niederfrequente Schwingungsanteil kann nicht auf einen Effekt des verwendeten kapazitiven Messsystems zurückgeführt werden.

Zuleitung des Speisegases

Die Zuleitung des Speisegases zu der Hauptbuchse stellt die einzige mechanische Verbindung zu dem schwingenden System dar. Der Einfluss der Biegesteifigkeit auf das Ausschwingverhalten der Buchse kann durch die sehr geringe Auslenkungsamplitude als gering angesehen werden. Durch die Auswahl des Leitungsmaterials (Polyethylen), der Leitungsgeometrie (Leitungsdurchmesser $d_L = 4\text{ mm}$) und der Leitungsführung wird der Einfluss der Zuleitung auf die Hauptbuchse zusätzlich minimiert. Da eine kontinuierliche Zufuhr von Speisegas notwendig ist, kann keine Vergleichsmessung ohne Zuleitung erfolgen. Die Alternative einer mitschwingenden, autarken Gasversorgung wurde aufgrund der hohen Masse der Zusatzkomponenten (Druckbehälter mit Speisegas, Druckregler) nicht verfolgt. Der Einfluss auftretender Momente einer ungleichmäßigen Masseverteilung auf das Ausschwingverhalten wurde als kritisch eingeschätzt.

Eine weitere Möglichkeit zur Beeinflussung der Zuleitung des Speisegases besteht in der Änderung der Biegesteifigkeit der verwendeten Leitung durch

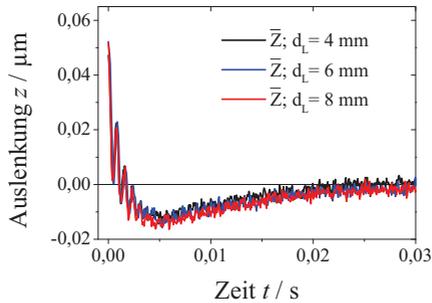
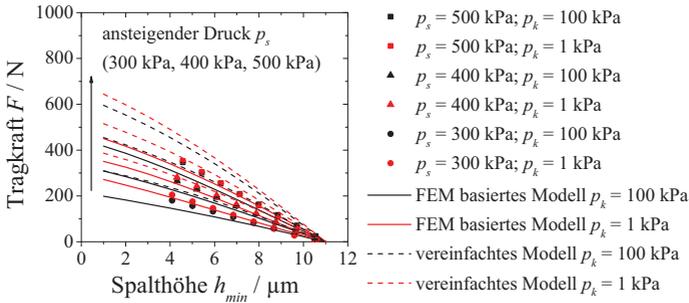


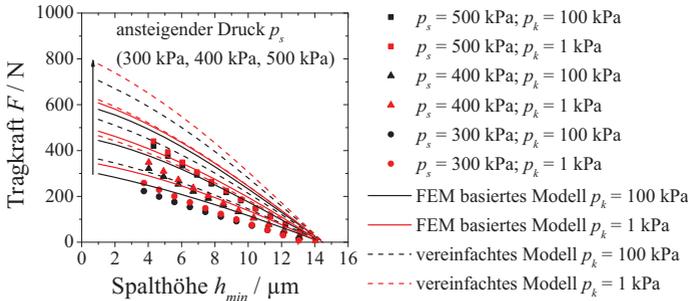
Abbildung B.7: Einfluss des Leitungsdurchmessers d_L auf die Buchsenbewegung nach sprungförmiger Erregung (Kombination B; $z_a = 0,05 \mu\text{m}$; $p_s = 400 \text{kPa}$; $p_k = 100 \text{kPa}$)

die Variation des Leitungsdurchmessers d_L . In Abbildung B.7 sind drei Messungen dargestellt, bei denen der Leitungsdurchmesser 4 mm, 6 mm beziehungsweise 8 mm beträgt. Durch die Verwendung verschiedener Leitungsdurchmesser ergeben sich nahezu keine Änderungen im Ausschwingverhalten des Gasführungselementes.

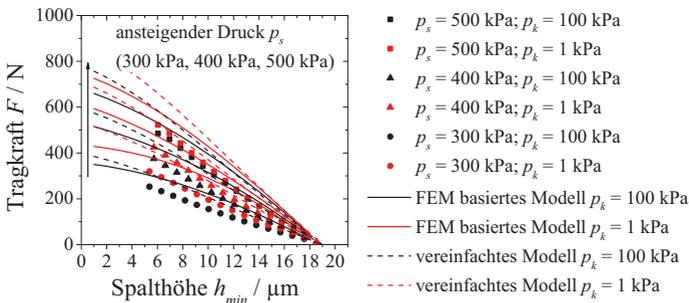
C Graphen



(a) Kombination A

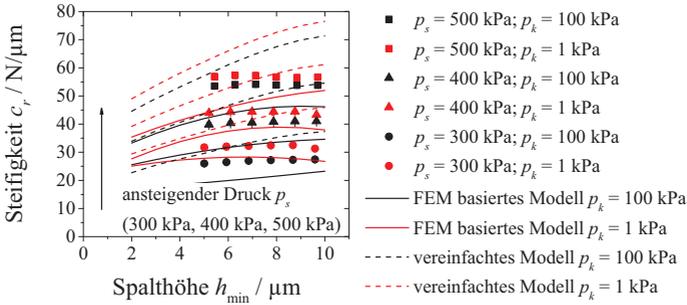


(b) Kombination B

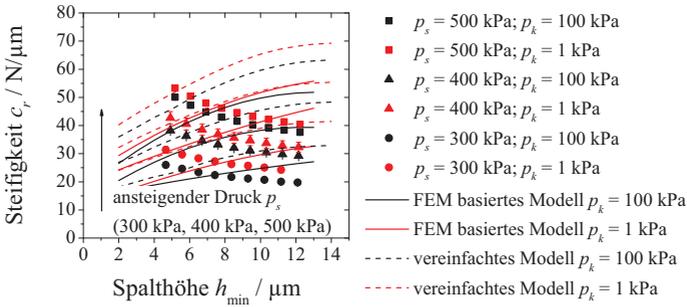


(c) Kombination C

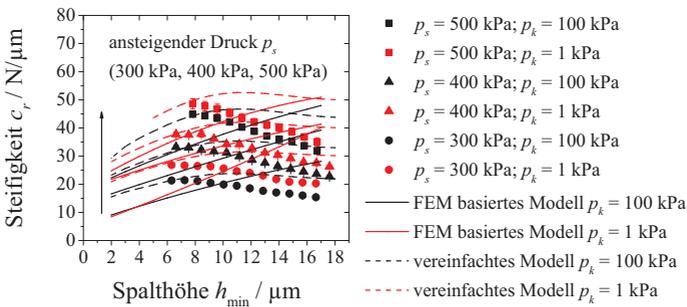
Abbildung C.1: Experimenteller und theoretischer Tragkraftverlauf



(a) Kombination A

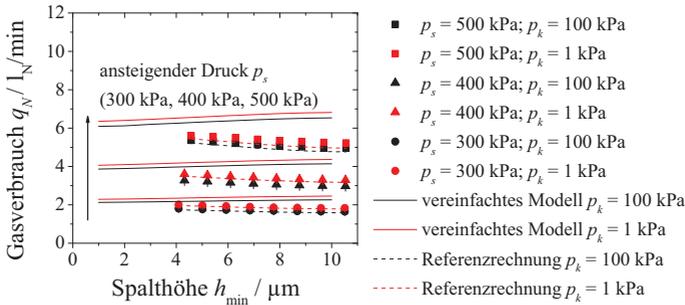


(b) Kombination B

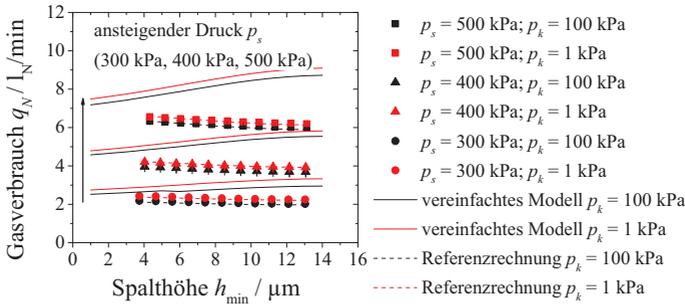


(c) Kombination C

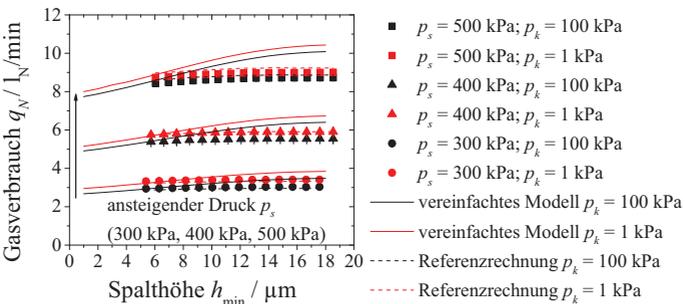
Abbildung C.2: Experimenteller und theoretischer Verlauf der Radialsteifigkeit c_r



(a) Kombination A

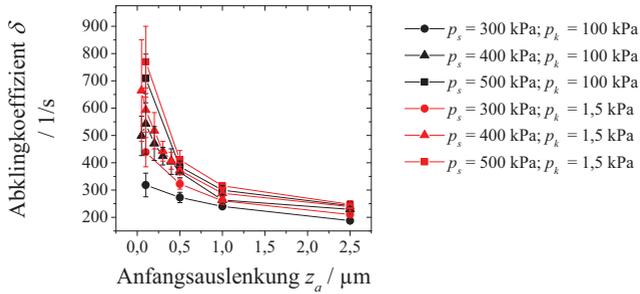


(b) Kombination B

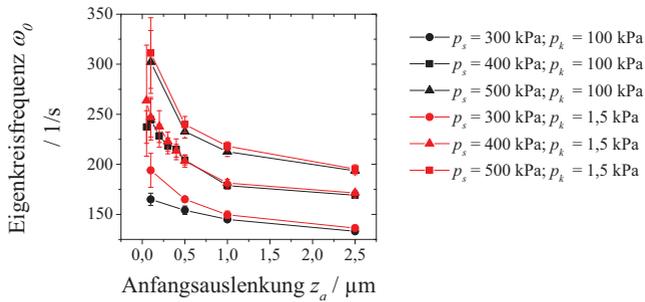


(c) Kombination C

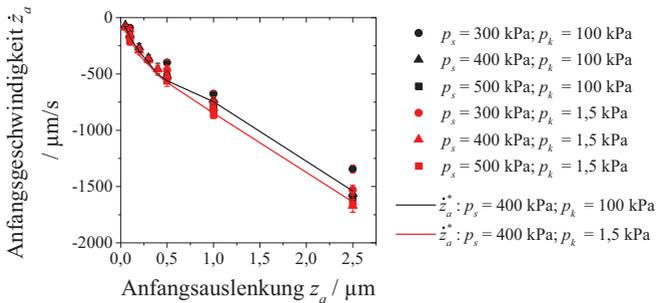
Abbildung C.3: Gasverbrauch während Tragkraftmessung im VS1 mit Referenzrechnung nach Gleichung 3.5



(a) Abklingkoeffizient



(b) Eigenkreisfrequenz



(c) Anfangsgeschwindigkeit (theoretischer Verlauf nach Gleichung 3.23)

Abbildung C.4: Abklingkoeffizient, Eigenkreisfrequenz und Anfangsgeschwindigkeit des niederfrequenten Schwingungsanteils z_n (siehe Gleichung 3.18) der Kombination A

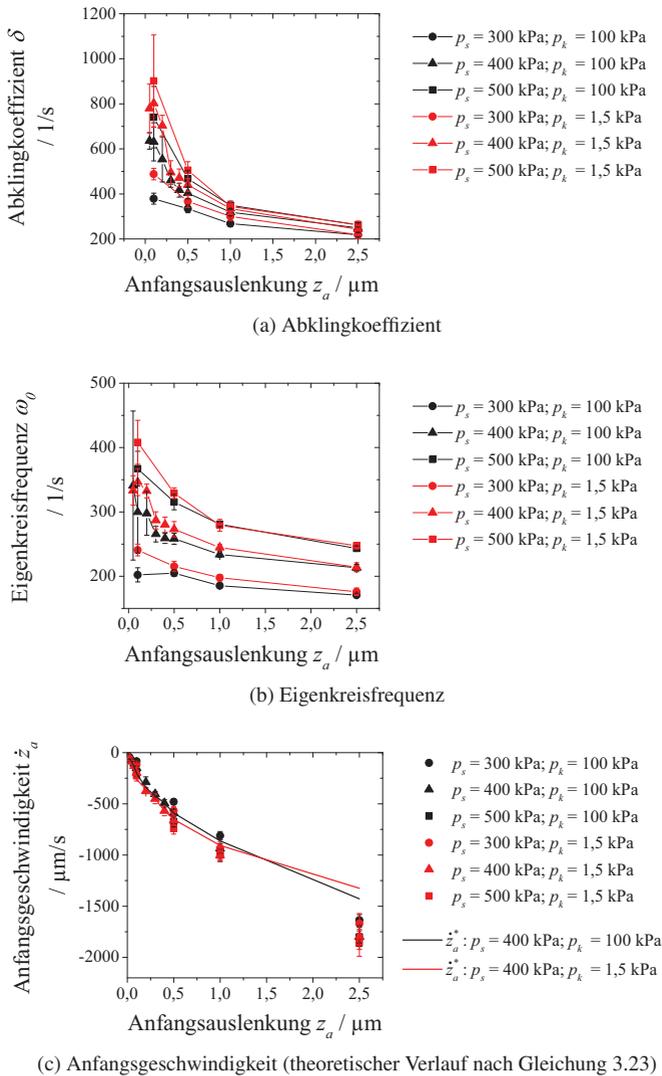
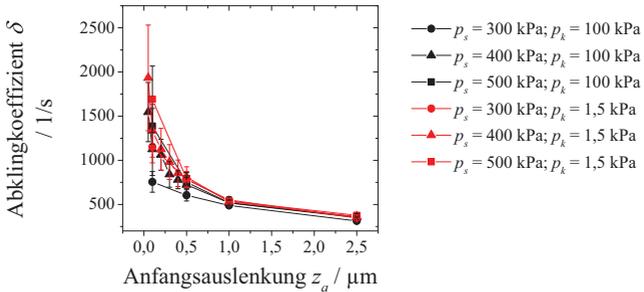
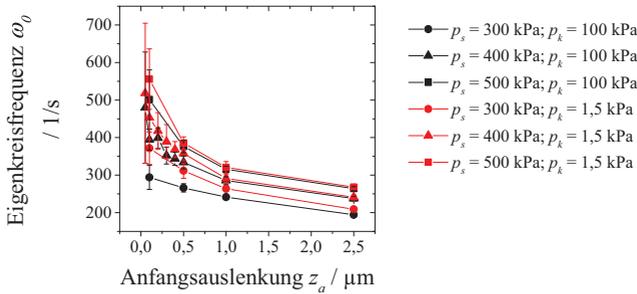


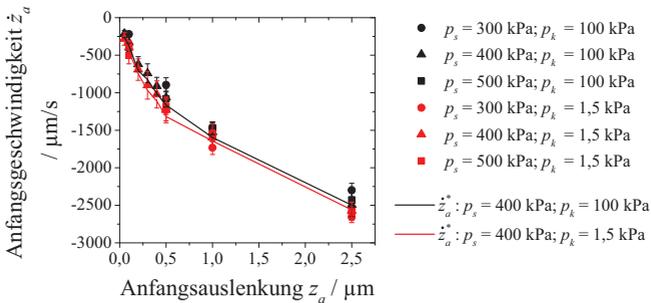
Abbildung C.5: Abklingkoeffizient, Eigenkreisfrequenz und Anfangsgeschwindigkeit des niederfrequenten Schwingungsanteils z_n (siehe Gleichung 3.18) der Kombination B



(a) Abklingkoeffizient



(b) Eigenkreisfrequenz



(c) Anfangsgeschwindigkeit (theoretischer Verlauf nach Gleichung 3.23)

Abbildung C.6: Abklingkoeffizient, Eigenkreisfrequenz und Anfangsgeschwindigkeit des niederfrequenten Schwingungsanteils z_n (siehe Gleichung 3.18) der Kombination C

D Tabellen

Tabelle D.1: Kennwerte verwendeter Materialien

Kennwert	Aluminium [89]	Graphit [90]	silizium- infiltriertes Siliziumcarbid (SiSiC) [91]
Längenaus- dehnungs- koeffizient α_T	$23,6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$	7,0 - $9,0 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$	$4,0 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$
E-Modul E	68,8 kN/mm ²	8,9 - 11,7 kN/mm ²	380 kN/mm ²
Dichte ρ	2,68 g/cm ³	1,3 - 1,8 g/cm ³	3,05 g/cm ³

Tabelle D.2: Spezifikationen Dreikoordinatenmessmaschine

Kennwert [92]	Größe
MPE _E [*]	$(0,5 + L/1000) \mu\text{m}^\dagger$
MPE _p [‡]	0,6 μm

*höchstzulässige Anzeigeabweichung für Längenmessung

†[L]=mm

‡höchstzulässige Antastabweichung

Tabelle D.4: Kennwerte der Vakuumpumpen

Pumpe	Saugvermögen	Enddruck	Versuchsaufbau
Zweistufige Drehschieberpumpe	40 m ³ /h	$< 2 \cdot 10^{-1}$ Pa	VS1; VS2; Hochvakuum-tauglichkeitVP 1
Turbomolekularpumpe	33 l/s	$< 1 \cdot 10^{-5}$ Pa	Hochvakuum-tauglichkeitVP 2
Turbomolekularpumpe	680 l/s	$< 5 \cdot 10^{-7}$ Pa	Hochvakuum-tauglichkeitVP 3

Tabelle D.3: Kennwerte des Piezoaktors

Kennwert	Größe
Stellweg	63 μ m
Auflösung	0,12 nm
Resonanzfrequenz	8 kHz
Steifigkeit	13 N/ μ m
Blockierkraft	850 N
Vorspannung	150 N

Tabelle D.5: Kennwerte der verwendeten Sensoren und Regler

Sensor	Versuchsaufbau	Messprinzip / Regelprinzip	Messbereich / Regelbereich	Messunsicherheit / Regelabweichung
Abstandssensor	VS1 / VS2	kapazitiver Sensor	50 μm 200 μm	$\pm 0,2\%$ v.M.
Kraftsensor	VS1	Dehnungsmessstreifen	1 kN	$\pm 0,2\%$ v.E.
Massendurchflussmesser	VS1	thermische Durchflussmessung	0,1 bis 10 l_N/min	$\pm 0,8\%$ v.M. $\pm 0,3\%$ v.E.
Druckmessgerät Umgebungsdruck	VS1 / VS2	Heißkathode-Ionisation; Wärmeverlust	10^{-8} bis 10^5 Pa	10^{-6} bis 10^0 Pa: $\pm 10\%$ v.M.; 10^0 bis 10^5 Pa: $\pm 25\%$ v.M.
Druckmessgerät Speisegasdruck	VS1/VS2	Dehnungsmessstreifen	0 bis 700 000 Pa	$\pm 0,05\%$ v.E.
Druckregler Speisegasdruck	VS1/VS2	Pneumatischer Servo Amplifier	20 000 bis 820 000 Pa	$\pm 0,1\%$ v.E.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematischer Querschnitt eines Gasführungselementes mit qualitativem Druckprofil (oben konzentrischer Zustand, unten exzentrischer Zustand)	7
1.2	Schematische Schnittdarstellung eines zweistufigen Dichtsystems	8
2.1	Strömungsformen (Stickstoff, $T = 293 \text{ K}$)	28
2.2	Schematisches Absaugsystem	29
2.3	Schematische Dichtspaltformen	31
2.4	Qualitatives Geschwindigkeitsprofil im Lagerspalt bei verschiedenen Strömungsformen	34
2.5	Schematische Vernetzung des Lagerspaltes für numerisches Strömungsmodell	38
2.6	Flussdiagramm des iterativen Lösungsalgorithmus für vereinfachtes numerisches Strömungsmodell	43
2.7	Schematische Darstellung eines ebenen Spaltes zum Vergleich der numerischen Strömungsmodelle	46
2.8	Vergleichsrechnung der numerischen Modelle für Druckverlauf im ebenen Spalt ($p_s = 400 \text{ kPa}$, $p_k = 1 \text{ kPa}$, $L/2 = 32 \text{ mm}$)	46
2.9	Schwingungsverläufe für verschiedene Dämpfungsgrade D	50
2.10	Schematische Darstellung der Fußpunktanregung eines Feder-Masse-Dämpfer-Systems	50
2.11	Stabiler Einschwingvorgang nach einer sprungförmigen Belastung (nach Schroter [27])	54
3.1	Buchse und SiSiC Zylinder	56
3.2	Schematischer Aufbau Spaltdichtung (nach [5])	60
3.3	Leckrate über Druck vor 1. Dichtspalt (nach [5])	61
3.4	Technisches Prinzip des VS1(links Seitenansicht, rechts Schnittansicht)	64

3.5	Abbildung des VS1	65
3.6	Schnittdarstellung der Krafteinleitung im VS1 (CAD Modell)	67
3.7	Tragkraft Kombination B; $p_s = 400\text{ kPa}$; $p_k = 100\text{ kPa}$	70
3.8	Experimentelle Tragkraft und theoretischer Tragkraftverlauf unter Berücksichtigung der 2σ Standardabweichung der konzentrischen Spalthöhe h_0 (siehe Tabelle 3.1; Kombination B, $p_s = 400\text{ kPa}$, $p_k = 100\text{ kPa}$)	71
3.9	Normierte Tragkräfte für Kombination B im Vergleich zu Quellenangaben (Datenblatt [82], Robinson et al. [32], Rao [34], Gerke [21])	74
3.10	Tragkraft und Radialsteifigkeit Kombination B ($h_{min} = 7\ \mu\text{m}$)	77
3.11	Tragkraft und Radialsteifigkeit mit Referenzrechnung; Kombination B	79
3.12	Tragkraft und Radialsteifigkeit Kombination A-C ($h_{min} = 5\ \mu\text{m}$, $p_s = 400\text{ kPa}$)	81
3.13	Tragkraft über konzentrischer Spalthöhe ($p_s = 400\text{ kPa}$; $p_k = 100\text{ kPa}$; $h_{min} = 12\ \mu\text{m}$)	82
3.14	Statische Radialsteifigkeit c_r und dynamische Steifigkeit c_d ($z_a = 0, 1\ \mu\text{m}$; Kombination B)	83
3.15	Statische Radialsteifigkeit c_r und dynamische Steifigkeit c_d ($e = 2\ \mu\text{m}$; $p_s = 400\text{ kPa}$; $p_k = 100\text{ kPa}$; $z_a = 0, 1\ \mu\text{m}$)	83
3.16	Gasverbrauch über dem Speisegasdruck	85
3.17	Experimentelle Kippsteifigkeit mit 1σ Standardabweichung und berechnete Kippsteifigkeit aus c_r nach Gleichung 3.10 und nach Gerke [21] (Kombination B; $p_s = 300\text{ kPa}$; $p_k = 100\text{ kPa}$; $\gamma = 0,020\text{ mrad}$)	88
3.18	Schematische Abbildung zur Abschätzung der Kippsteifigkeit aus der Radialsteifigkeit	89
3.19	Kippsteifigkeit für verschiedene Kippwinkel γ	91
3.20	Kippsteifigkeit für verschiedene Zylinder-Buchse-Kombinationen ($p_s = 300\text{ kPa}$; $p_k = 1\text{ kPa}$)	91
3.21	Kippsteifigkeit für verschiedene Umgebungsdrücke (Berechnung aus c_r nach Gleichung 3.10)	92
3.22	Technisches Prinzip des VS2 (links Vorderansicht, rechts Seitenansicht)	98
3.23	Schnittdarstellung von CAD-Modell des VS2	99
3.24	Abbildung des VS2	99

3.25	Abbildung der Baugruppe Hauptbuchse, Hauptbuchsenhalterung und Hilfszylinder VS2	101
3.26	Abbildung der Baugruppe Hilfsbuchse und Hilfsbuchsenhalterung VS2	101
3.27	Sensoranordnung im VS2	106
3.28	Sensorsignale (siehe Abbildung 3.27) während Auslenkung von Kombination B aus Referenzlage ($z_a = 0,5\mu\text{m}$; $p_s = 400\text{kPa}$; $p_k = 100\text{kPa}$)	109
3.29	Exemplarische Messung und Fitverlauf der Sprungantwort (Kombination B; $z_a = 0,1\mu\text{m}$; $p_s = 400\text{kPa}$; $p_k = 100\text{kPa}$)	114
3.30	Eigenfrequenzen aus dem Fit von z_n an \bar{Z} ; aus dem Fit von z_h an \bar{Z}_h ; aus der statischen Steifigkeit c_r und der dynamischen Steifigkeit c_d nach Gleichung 2.45 (Kombination B; $z_a = 0,05\mu\text{m}$; $p_s = 400\text{kPa}$; $p_k = 100\text{kPa}$)	115
3.31	Eigenfrequenzen aus dem Fit von z_n an \bar{Z} ; aus dem Fit von z_h an \bar{Z}_h ; aus der statischen Steifigkeit c_r und der dynamischen Steifigkeit c_d nach Gleichung 2.45 ($z_a = 0,05\mu\text{m}$; $p_s = 400\text{kPa}$; $p_k = 100\text{kPa}$)	116
3.32	Anfangsauslenkung nach z_h über Auslenkungsamplitude z_a (Kombination B)	117
3.33	FFT-Spektrum von \bar{Z} (Kombination B; $p_s = 400\text{kPa}$; $p_k = 100\text{kPa}$)	118
3.34	Abklingkoeffizient und Eigenkreisfrequenz des niederfrequenten Schwingungsanteils aus dem Fit der experimentellen Daten nach Gleichung 3.18 ($p_s = 400\text{kPa}$)	122
3.35	Anfangsgeschwindigkeit \dot{z}_a des niederfrequenten Schwingungsanteils aus dem Fit der experimentellen Daten nach Gleichung 3.18; $\dot{z}_a^\#$ nach Gleichung 3.21 und \dot{z}_a^* nach Gleichung 3.23 (Kombination B; $p_s = 400\text{kPa}$)	124
3.36	Abklingkoeffizient und Eigenkreisfrequenz des hochfrequenten Schwingungsanteils (Kombination B)	126
3.37	Abklingkoeffizient und Eigenkreisfrequenz des hochfrequenten Schwingungsanteils ($p_s = 400\text{kPa}$)	127
A.1	Schematische Darstellung des Aufbaus zur Ermittlung der Kippsteifigkeit c_k	142

A.2	Teil 1 des Ablaufes zur Ermittlung der Kippsteifigkeit c_k (links: exemplarische Bezugsmessung; rechts: exemplarische Beispielmessung; $p_s = 300\text{ kPa}$; $p_k = 100\text{ kPa}$)	143
A.3	Teil 2 des Ablaufes zur Ermittlung der Kippsteifigkeit c_k (links: exemplarische Bezugsmessung rechts: exemplarische Beispielmessung; $p_s = 300\text{ kPa}$; $p_k = 100\text{ kPa}$)	144
B.1	Bewegungsverhalten nach Auslenkung	146
B.2	Einfluss der Zylinderhalterung	147
B.3	Einfluss der Hauptbuchsenhalterung	148
B.4	Eigenmoden des Versuchstandes VS2 aus FEM-basierter Mo- dalanalyse	150
B.5	Einfluss der Hilfsbuchsenhalterung	152
B.6	Einfluss des Messsystems	153
B.7	Einfluss des Leitungsdurchmessers d_L auf die Buchsenbewe- gung nach sprungförmiger Erregung (Kombination B; $z_a =$ $0,05\text{ }\mu\text{m}$; $p_s = 400\text{ kPa}$; $p_k = 100\text{ kPa}$)	154
C.1	Experimenteller und theoretischer Tragkraftverlauf	156
C.2	Experimenteller und theoretischer Verlauf der Radialsteifig- keit c_r	157
C.3	Gasverbrauch während Tragkraftmessung im VS1 mit Refe- renzrechnung nach Gleichung 3.5	158
C.4	Abklingkoeffizient, Eigenkreisfrequenz und Anfangsge- schwindigkeit des niederfrequenten Schwingungsanteils z_n (siehe Gleichung 3.18) der Kombination A	159
C.5	Abklingkoeffizient, Eigenkreisfrequenz und Anfangsge- schwindigkeit des niederfrequenten Schwingungsanteils z_n (siehe Gleichung 3.18) der Kombination B	160
C.6	Abklingkoeffizient, Eigenkreisfrequenz und Anfangsge- schwindigkeit des niederfrequenten Schwingungsanteils z_n (siehe Gleichung 3.18) der Kombination C	161

Tabellenverzeichnis

2.1	Abgrenzung der Strömungsformen mittels Knudsenzahl [10]	27
3.1	Durchmesser und Formabweichung von Buchse und Zylinder und konzentrische Spalthöhe der Kombinationen	58
3.2	Verwendete Parameter für Untersuchungen an VS1	69
3.3	Parameter für Untersuchungen an VS2	107
D.1	Kennwerte verwendeter Materialien	163
D.2	Spezifikationen Dreikoordinatenmessmaschine	163
D.4	Kennwerte der Vakuumpumpen	164
D.3	Kennwerte des Piezoaktors	164
D.5	Kennwerte der verwendeten Sensoren und Regler	165

Literaturverzeichnis

- [1] N. Harned, M. Goethals, R. Groeneveld et al.: EUV lithography with the Alpha Demo Tool: status and challenges. *Proc. of Spie*, 6517, **2007**.
- [2] H. Shinno, H. Yoshioka, Taniguchik.: A Newly Developed Linear Motor-Driven Aerostatic X-Y Planar Motion Table System for Nano-Machining. *Annals of CIRP*, 56, **2007**, S. 369-372.
- [3] G. Khim, C. Park, H. Lee et al.: Analysis of additional leakage resulting from the feeding motion of a vacuum-compatible air bearing stage. *Vacuum*, 81, **2006**, S. 466-474.
- [4] C. Schenk: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen an ebenen aerostatischen Gaslagerelementen unter Hochvakuumbedingungen*. Technische Universität Ilmenau, Diss., **2007**.
- [5] N. Heidler, C. Schenk, G. Harnisch et al.: Contact-free exhaust system for vacuum compatible gas bearing guides. *Precision Engineering*, 36, **2012**, S. 37-43.
- [6] T. Bisschops, J. Vijfinkel: Large ultra-precision motion feedthrough designs. *Vacuum*, 60, **2001**, S. 161-165.
- [7] T. Miura, T. Sato, M. Miyazaki et al.: Nikon EPL Tool Latest Development Summary. *Future Fab International*, Issue 13, **2002**, S. 209-216.
- [8] M. Slodowski, H. Doering, W. Dorl et al.: Multi Shaped Beam: Development Status and Update on Lithography Results. In: *Proceedings of SPIE Alternative Lithographic Technologies III*. **2011**.
- [9] W. Bartz, J. Fremerey, J. Glienicke et al.: *Luftlagerungen – Grundlagen und Anwendungen*. Expert Verlag Ehningen, **1993**.
- [10] M. Wutz: *Handbuch Vakuumtechnik*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, **2004**.

- [11] W. Krause: *Konstruktionselemente der Feinmechanik*. Carl Hanser Verlag München-Wien, **1993**.
- [12] M. Sondermann: *Mechanische Verbindungen zum Aufbau optischer Hochleistungssysteme*. Technische Universität Ilmenau, Diss., **2011**.
- [13] T. Erbe, R. Theska, A. Frank et al.: Strukturauswahl von Positioniersystemen durch Betrachtung der Funktionstopologie. In: *Proceedings der VDI Tagung Mechatronik*. Heidelberg, Germany, Mai, **2009**.
- [14] J. Heinzl, H. Zehentbauer: Neue Ergebnisse bei der Entwicklung aero-statischer Lager. *Feinwerktechnik & Messtechnik*, 98(10), **1990**, S. 431 - 435.
- [15] N. Petrow, O. Reynolds, A. Sommerfeld et al.: *Hydrodynamische Theorie der Schmiermittelreibung*. Oswald's Klassiker der exakten Wissenschaften, Akademische Verlagsgesellschaft m.b.H Leipzig, **1927**.
- [16] P. Murti: Analysis of Externally Pressurized Gas Porous Bearings. *Journal of Lubrication Technology*, 96(3), **1974**, S. 354-360.
- [17] G. M. Abdel-Rahman: Studying fluid squeeze characteristics for aero-static journal bearing. *Physica B*, 403, **2008**, S. 2390-2393.
- [18] B. Majumdar: Design of externally pressurised gas-lubricated porous journal bearings. *Tribology International*, 9, **1976**, S. 71-74.
- [19] K. C. Singh, N. S. Rao, B. C. Majumdar: Effect of slip flow on the steady-state performance of aerostatic porous journal bearings. *Journal of Tribology*, 106, **1984**, S. 156–162.
- [20] G. Beavers, D. D. Joseph: Boundary conditions at a naturally permeable wall. *Journal of Fluid Mechanics*, 30(1), **1967**, S. 197–207.
- [21] M. Gerke: *Auslegung von ebenen und zylindrischen aerostatischen Lagern bei stationärem Betrieb*. TU München, Diss., **1991**.
- [22] H. Donat: *Ein Beitrag zur Dimensionierung und Konstruktion ebener luftgeschmierter Führungen unter besonderer Berücksichtigung ihres Einsatzes in Mehrkoordinatenmessmaschinen*. TH Ilmenau, Diss., **1985**.
- [23] R. Unterberger: Die Steifigkeit der Luftlager. *Feinwerktechnik*, 65(1), **1961**, S. 17–24.

- [24] H. Chang, Z. Wang, D. Sun: An Experimental Investigation of the Stability of Externally Pressurized Gas-Lubricated Porous Thrust Bearings. *Transactions of the ASME*, 105, **1983**, S. 630-637.
- [25] D. Sun: Stability Analysis of an Externally Pressurized Gas-Lubricated Porous Thrust Bearing. *Journal of Lubrication Technology*, 95(4), **1973**, S. 457-468.
- [26] H. Köhler: *Druckgespeiste Gaslager mit flächig verteilten Mikrodüsen*. TU München, Diss., **1985**.
- [27] A. Schroter: *Ausgleichsvorgänge und Strömungsgeräusche bei aerostatischen Lagern mit flächig verteilten Mikrodüsen*. Fortschrittsberichte VDI Reihe 1 Nr. 245, VDI-Verlag Düsseldorf, **1995** (TU München).
- [28] M. Bäuml: *Vermessung und Simulation von dynamisch hochbelasteten aerostatischen Lagern*. VDI Verlag Düsseldorf, **2007**.
- [29] K. Czolczynski: How to obtain stiffness and damping coefficients of gas bearings. *Wear*, 201, **1996**, S. 265-275.
- [30] J. Powell: A review of progress in gas lubrication. *Review of Physics in Technology*, 1, **1970**, S. 96-129.
- [31] H. Sneck, K. Yen: The Externally Pressurized, Porous Wall, Gas-Lubricated Journal Bearing. III. *Tribology Transactions*, 10, **1967**, S. 339-347.
- [32] C. Robinson, F. Sterry: The Static Strength of Pressure Fed Gas Journal Bearings / United Kingdom Atomic Energy Authority. Harwell, Berkshire, **1957** (Forschungsbericht).
- [33] H. Sneck, K. Yen: The Externally Pressurized, Porous Wall, Gas-Lubricated Journal Bearing. *Tribology Transactions*, 7, **1964**, S. 288-298.
- [34] N. S. Rao: Analysis of aerostatic porous journal bearings using the slip velocity boundary conditions. *Wear*, 76, **1982**, S. 35-47.
- [35] H. Sneck, R. Elwell: The Externally Pressurized, Porous Wall, Gas-Lubricated Journal Bearing. II. *Tribology Transactions*, 8, **1965**, S. 339-345.

- [36] J. W. Roblee: *Design of externally pressurized gas bearings for dynamic applications*. University of California, Diss., **1985**.
- [37] D. Allen, P. Stokes, S. Whitley: The Performance of Externally Pressurized Bearings Using Simple Orifice Restrictors. *ASLE Transactions*, 4, **1961**, S. 181-196.
- [38] H. Talukder, T. Stowell: Pneumatic hammer in an externally pressurized orifice-compensated air journal bearing. *Tribology International*, 36, **2003**, S. 585-591.
- [39] Y. Otsu, M. Miyatake, S. Yoshimoto: Dynamic Characteristics of Aero-static Porous Journal Bearings with a Surface-Restricted Layer. *Journal of Tribology*, Vol. 133, **2011**, S. 011701-1 - 011701-10.
- [40] W. Rasnick, T. Arehart, D. Littleton et al.: Porous Graphite Air-Bearing Components as Applied to Machine Tools / United States Atomic Energy Commission. **1974** (Forschungsbericht).
- [41] K. Raj, R. Moskowitz, R. Rodier: *Nonbursting Magnetic Liquid Seals for High Vacuum Applications*. **1984**, US 4445696.
- [42] P. Stahl, D. Wilcock, D. Fuller: *Ferrofluid Bearing and Seal Apparatus*. **1986**, US 4630943.
- [43] W. Ochoński: Vakuüm-Lineardurchführungen mit Magnetflüssigkeitsdichtungen. *Vakuüm in Forschung und Praxis*, 20, **2008**, S. 22-27.
- [44] R. Booth: *Air Bearing Vacuum Seal Assembly*. **1978**, US 4118042.
- [45] G. C. Lewis, R. A. Vanslette: *Electron Beam Lithographic Apparatus*. **1984**, US4425508.
- [46] J. D. Pollock: *Linear Gas Bearing with integral Vacuum Seal for use in Serial Process Ion Implantation Equipment*. **1988**, US 4726689.
- [47] W. L. Fox, R. Fox: *Vacuum-Sealed Gas Bearing Assembly*. **1980**, US4191385.
- [48] L. Wayne: *Planar Vacuum Seal for Isolating an Air Bearing*. **1982**, WO 82/02235.

- [49] A. J. Devitt: *Moving Vacuum Chamber Stage with Air Bearing and Differentially Pumped Grooves*. **2008**, US 7394076 B2.
- [50] S. Tokushima, Y. Okubo, T. Shimoda: *Static Air-Bearing and Stage Apparatus using the Bearing and optical Apparatus using the Stage Apparatus*. **2001**, US 6328473 B1.
- [51] K. Emoto, K. Onuki: *Exhaust Apparatus with Control Means for a Multistage Labyrinth Seal of a Hydrostatic Bearing used in Vacuum*. **2003**, EP 1333187 A2.
- [52] T. Yokomatsu, M. Furukawa: *Static Pressure Bearing*. **1988**, US4749283.
- [53] D. C. Watson, W. T. Novak: *Air Bearing Linear Guide for Use in a Vacuum*. **2002**, US 6467960 B1.
- [54] D. Trost: *Positioning Device*. **2005**, US 6888619 B2.
- [55] S. Shinohara, T. Tsuda, T. Hayashida: *Hydrostatic Gas Bearing, Hydrostatic Gas Bearing Device for Use in Vacuum Environment, and Gas Recovering Method for the Hydrostatic Gas Bearing Device*. **2006**, US 7052182 B2.
- [56] T. W. Tucker: *High Vacuum Compatible Air Bearing Stage*. **1983**, US4417770.
- [57] D. Trost, L. Veneklasen: *Vacuum Compatible Linear Motion Device*. **1998**, US 5784925.
- [58] M. R. Sogard, D. F. Spicer: *Air Bearing operable in a Vacuum Region*. **2000**, US 6126169.
- [59] H. Shinozaki: *Differential Pumping Seal Apparatus*. **2006**, US 7134668.
- [60] C. Sai: *Hydrostatic Bearing and Stage Apparatus using Same*. **2007**, US 7232257 B2.
- [61] K. Emoto: *Pipe Structure, Alignment Apparatus, Electron Beam Lithography Apparatus, Exposure Apparatus, Exposure Apparatus Maintenance Method, Semiconductor Method, and Semiconductor Manufacturing Factory*. **2007**, US 6915179 B2.

- [62] Y. Miyajima: *Exposure Apparatus*. **2007**, US 7236228 B2.
- [63] T. Tsuda, S. Shinohara, S. Tokushima et al.: *Method of Making a Static Pressure Air Bearing*. **2004**, US 6735867 B2.
- [64] S. Yoshimoto, Y. Yoshida, K. Yagi: The Seal System in Aerostatic Journal Bearings for High Vacuum Chambers. *Journal of Tribology, Transactions of the ASME*, 126, **2004**, S. 310-315.
- [65] G. Khim, C. Park, H. Lee et al.: A Vacuum-Compatible Air Bearing: Design Analysis and Optimization. *Key Engineering Materials*, 339, **2007**, S. 37-44.
- [66] G. Schubert, C. Jackel, U. Kirchstein et al.: *Table Guided by Aerostatic Bearing Elements for Vacuum Application*. **2009**, US 8267582 B2.
- [67] C. Edelmann: *Vakuumphysik*. Spektrum Akademischer Verlag Heidelberg Berlin, **1998**.
- [68] *DIN 28400 Vakuumtechnik Teil 2*. **1980**, Deutsches Institut für Normung e.V.
- [69] A. I. Pipko, V. Â. Pliskovsky, A. E. Penchko: *Konstruktion und Berechnung von Vakuumsystemen*. Energie, **1979** (in Russisch).
- [70] C. Edelmann: *Wissenspeicher Vakuumtechnik*. VEB Fachbuchverlag Leipzig, **1985**.
- [71] B. J. Hamrock, S. R. Schmid, B. O. Jacobson: *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. Marcel Dekker Inc., **2004**.
- [72] G. Beavers, E. Sparrow, B. Masha: Boundary Condition at at Porous Surface Which Bounds a Fluid Flow. *AIChE Journal*, 20(3), **1974**, S. 596-597.
- [73] E. Sparrow, G. Beavers, I. Hwang: Effect of Velocity Slip on Porous-Walled Squeeze Films. *Journal of lubrication technology*, 94(3), **1972**, S. 260-265.
- [74] D. Rist: *Dynamik realer Gase*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, **1995**.

- [75] H. K. Müller, B. S. Nau: *Fluidströmung im engen Spalt*. **2014**, http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de/Kapitel_PDFs_09_14/fw-dt_Kapitel04_09_14.pdf, Version: Dezember 2014.
- [76] Wolfram Research Inc: *Handbuch Wolfram Mathematica Version 9.0* .
- [77] S. Ng, G. Widdowson, S. Yao: Characteristics Estimation of Porous Air Bearing. In: *Proceedings of the Comsol Multiphysics User's Conference*. **2005**.
- [78] *DIN 1311 Schwingungen und Schwingungsfähige Systeme Teil 2*. **2002**, Deutsches Institut für Normung e.V.
- [79] H. Irretier: *Grundlagen der Schwingungstechnik*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, **2000**.
- [80] N. Heidler: *Untersuchungen an einem Absaugsystem für hochvakuumtaugliche Gasführungen*. Fachhochschule Jena, Diplomarbeit, **2008**.
- [81] New Way Air Bearings: <http://www.newwayairbearings.com>, Version: Dezember 2014.
- [82] New Way Air Bearings: *Datenblatt 40 mm Bushing*. <http://www.newwayairbearings.com/products/air-bushings-metric/air-bushings-metric-40mm-id>, Version: Dezember 2014.
- [83] J. Schmidt: *Berechnung und Untersuchung aerostatischer Radiallager aus porösem Werkstoff*. Universität Karlsruhe, Diss., **1972**.
- [84] N. Heidler, T. Holub, S. Risse et al.: Investigations on the Damping Properties of Vacuum-Compatible Aerostatic Journal Gas Bearing Elements. In: *Proceedings of 58th Ilmenau Scientific Colloquium*. Ilmenau, Germany, September, **2014**.
- [85] W. Beitz, K. H. Küttner: *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, **1990**.
- [86] D. Trost: Design and Analysis of Hydorstatic [sic.] Gas Bearings for Vacuum Applications. In: *Proceedings of ASPE Spring Topical Meeting on Challanges at the Intersection of Precision Engineering and Vacuum Technology*. **2006**.

- [87] G. Pahl, W. Beitz: *Konstruktionslehre*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, **2013**.
- [88] New Way Air Bearings: *Air Bearing Application and Design Guide*. **2006**, http://www.newwayairbearings.com/sites/default/files/new_way_application_and_design_guide_Rev_E_2006-01-18.pdf, Version: Dezember 2014.
- [89] P. Yoder: *Opto-Mechanical Systems Design*. Optical Science and Engineering, Taylor & Francis Group, **2006**.
- [90] Entegris Inc.: *Properties and Characteristics of Graphite*. **2013**, <http://www.entegris.com/resources/assets/6205-7329-0513.pdf>, Version: Dezember 2014.
- [91] H.C. Starck Ceramics: *Kompetenz in technischer Keramik*. **2009**, <http://www.hcstarck.com/hcs-admin/file/d329bce42e52fd5b012fba55abe3729b.de.1/Bauteile-aus-technischer-Keramik-HC-Starck.pdf>, Version: Dezember 2014.
- [92] *DIN EN ISO 10360-1 Annahmeprüfung und Bestätigungsprüfung für Koordinatenmessgeräte (KMG)*. **2003**, Deutsches Institut für Normung e.V.

Liste der bisher erschienenen Bände, Stand 18.01.2016

Bericht aus dem Institut für Maschinenelemente und Konstruktion (IMK), 1990 – 2010

- Band 1** **Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau (Hrsg.):**
Forschung und Lehre im Institut für Maschinenelemente und Konstruktion
(Institutsbericht)
Ilmenau : ISLE, 1999. - ISBN 3-932633-37-7
- Band 2** **Spiller, Frank:**
Möglichkeiten der rechentechnischen Umsetzung von Erkenntnissen aus der Konstruktions-systematik unter Nutzung der Featuretechnologie
(Dissertation TU Ilmenau 1998)
Ilmenau : ISLE, 1998. - ISBN 3-932633-20-2
- Band 3** **Leibl, Peter:**
Entwicklung eines featureorientierten Hilfsmittels für die Konstruktion kostengünstiger Produkte
(Dissertation TU Ilmenau 1998)
Ilmenau : ISLE, 1998. - ISBN 3-00-003695-4
- Band 4** **Lutz, Steffen:**
Kennlinie und Eigenfrequenzen von Schraubenfedern
(Dissertation TU Ilmenau 2000)
Ilmenau : ISLE, 2000. - ISBN 3-932633-47-4
- Band 5** **Kletzin, Ulf:**
Finite-Elemente-basiertes Entwurfssystem für Federn und Federanforderungen
(Dissertation TU Ilmenau 2000)
Ilmenau : ISLE, 2000. - ISBN 3-932633-48-2
- Band 6** **Volz, Andreas K.:**
Systemorientierter Karosserie-Konzeptentwurf am Beispiel der Crashsimulation
(Dissertation TU Ilmenau 1998)
Ilmenau : ISLE, 2000. - ISBN 3-932633-52-0
- Band 7** **Brix, Torsten:**
Feature- und constraint-basierter Entwurf technischer Prinzipie
(Dissertation TU Ilmenau 2001)
Ilmenau : ISLE, 2001. - ISBN 3-932633-67-9

- Band 8** **Rektor der TU Ilmenau und Institut für Maschinenelemente und Konstruktion der TU Ilmenau (Hrsg.) in Zusammenarbeit mit Carl Zeiss Jena GmbH**
Vom Arbeitsblatt zum virtuellen Prototyp – 50 Jahre
Konstruktionssystematik
(Institutsbericht)
Ilmenau : ISLE, 2002. - ISBN 3-932633-68-7
- Band 9** **Liebermann, Kersten:**
Rechnergestütztes Entwurfs- und Optimierungssystem für
Schraubendruckfedern
(Dissertation TU Ilmenau 2003)
Ilmenau : ISLE, 2003. - ISBN 3-932633-74-1
- Band 10** **Meissner, Manfred; Denecke, Klaus:**
Die Geschichte der Maschinenelemente als Fachgebiet und Institut an
der Technischen Universität Ilmenau von 1953 bis 2003
(Institutsbericht)
Ilmenau : ISLE, 2003. - ISBN 3-932633-82-2
- Band 11** **Geinitz, Veronika:**
Genauigkeits- und auslastungsoptimierte Schraubendruckfedern
(Dissertation TU Ilmenau 2006)
Ilmenau : ISLE, 2006. - ISBN 3-938843-11-X
- Band 12** **Institut für Maschinenelemente und Konstruktion (Hrsg.):**
Festschrift zum Ehrenkolloquium anlässlich der Emeritierungen von
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h.c. Günter Höhne und Univ.-Prof. Dr.-
Ing. habil. Hans-Jürgen Schorcht
(Institutsbericht)
Ilmenau : ISLE, 2005. -ISBN 3-932633-97-0
- Band 13** **Wittkopp, Tobias:**
Mehrkörpersimulation von Schraubendruckfedern
(Dissertation TU Ilmenau 2005)
Ilmenau : ISLE, 2005. - ISBN 3-938843-07-1
- Band 14** **Frank, Stefan:**
Justierdrehen – eine Technologie für Hochleistungsoptik
(Dissertation TU Ilmenau 2007)
Ilmenau : ISLE, 2008. - ISBN 978-3-938843-35-4
- Band 15** **Schilling, Thomas:**
Augmented Reality in der Produktentstehung
(Dissertation TU Ilmenau 2008)
Ilmenau : ISLE, 2008. - ISBN 978-3-938843-42-0

Band 16 Lotz, Markus:

Konstruktion von Messspiegeln hochgenauer Mess- und Positioniermaschinen
(Dissertation TU Ilmenau 2009)
Ilmenau : ISLE, 2009. - ISBN 978-3-938843-46-8

[Band 17] Hackel, Tobias:

Grundlegende Untersuchungen zu vertikalen Positioniersystemen für Nanopräzisionsmaschinen
(Dissertation TU Ilmenau 2010)
Münster, Westf : Monsenstein und Vannerdat, 2010. - ISBN 978-3-86991-111-3

[Band 18] Frank, Thomas:

Konzeption und konstruktive Gestaltung der Messkreise von Nanomessmaschinen
(Dissertation TU Ilmenau 2010)
Münster, Westf : Monsenstein und Vannerdat, 2010. - ISBN 978-3-86991-194-6

Berichte aus dem Institut für Maschinen- und Gerätekonstruktion (IMGK), 2010 - ...

Band 19 Sondermann, Mario:

Mechanische Verbindungen zum Aufbau optischer Hochleistungssysteme
(Dissertation TU Ilmenau 2010)
Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2011. - ISBN 978-3-939473-94-7

Band 20 Stephan Husung:

Simulation akustischer Produkteigenschaften unter Nutzung von Virtual Reality während der Produktentwicklung
(Dissertation TU Ilmenau 2011)
Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2012. - ISBN 978-3-86360-026-6

Band 21 Dobermann, Dirk:

Stabilisierung der Bildlage abbildender optischer Systeme
(Dissertation TU Ilmenau 2012)
Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2013. - ISBN 978-3-86360-056-3

- Band 22 Taubmann, Peter:**
Analyse der Ventildfederbewegung als Beitrag zur Beeinflussung der Verschleißursachen an den Auflageflächen
(Dissertation TU Ilmenau 2013)
Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2013. - ISBN 978-3-86360-059-4
- Band 23 Erbe, Torsten:**
Beitrag zur systematischen Aktor- und Aktorprinzipauswahl im Entwicklungsprozess
(Dissertation TU Ilmenau 2013)
Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2013. - ISBN 978-3-86360-060-0
- Band 24: Ginani, Luciano Selva**
Optical Scanning Sensor System with Submicron Resolution
(Dissertation TU Ilmenau 2013)
Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2013. - ISBN 978-3-86360-068-6
- Band 25: Heidler, Nils**
Untersuchungen zylindrischer Gasführungselemente für Hochvakuumanwendungen
(Dissertation TU Ilmenau 2015)
Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2016. - ISBN 978-3-86360-130-0

