

Zylinderrollenlager mit aerostatischem Käfig zur Lagerung schnelldrehender und thermisch hochbelasteter Rotoren

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

von der Fakultät für Maschinenbau der
Universität Karlsruhe

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Achim Wiebelt
aus Kaiserslautern

Tag der mündlichen Prüfung:

25. November 2002

Hauptreferent:

Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Sigmar Wittig

Korreferent:

Prof. Dr.-Ing. Peter Kuhn

Zylinderrollenlager mit aerostatischem Käfig zur Lagerung schnelldrehender und thermisch hochbelasteter Rotoren

von

Dipl.-Ing. Achim Wiebelt

Karlsruhe 2002

Vorwort des Herausgebers

Die schnellen Fortschritte im Turbomaschinenbau, die durch extreme technische Forderungen und starken internationalen Wettbewerb geprägt sind, verlangen einen effizienten Austausch und die Diskussion von Fachwissen und Erfahrung zwischen Universitäten und industriellen Partnern. Mit der vorliegenden Reihe haben wir versucht, ein Forum zu schaffen, das neben unseren Publikationen in Fachzeitschriften die aktuellen Forschungsergebnisse des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe (TH) einem möglichst großen Kreis von Fachkollegen aus der Wissenschaft und vor allem auch aus der Praxis zugänglich macht und den Wissenstransfer intensiviert und beschleunigt. Flugtriebwerke, stationäre Gasturbinen, Turbolader und Verdichter sind im Verbund mit den zugehörigen Anlagen faszinierende Anwendungsbereiche. Es ist nur natürlich, daß die methodischen Lösungsansätze, die neuen Meßtechniken, die Laboranlagen auch zur Lösung von Problemstellungen in anderen Gebieten - hier denke ich an Otto- und Dieselmotoren, elektrische Antriebe und zahlreiche weitere Anwendungen - genutzt werden. Die effiziente, umweltfreundliche und zuverlässige Umsetzung von Energie führt zu Fragen der ein- und mehrphasigen Strömung, der Verbrennung und der Schadstoffbildung, des Wärmeübergangs sowie des Verhaltens metallischer und keramischer Materialien und Verbundwerkstoffe. Sie stehen im Mittelpunkt ausgedehnter theoretischer und experimenteller Arbeiten, die im Rahmen nationaler und internationaler Forschungsprogramme in Kooperation mit Partnern aus Industrie, Universitäten und anderen Forschungseinrichtungen durchgeführt werden.

Es sollte nicht unerwähnt bleiben, daß alle Arbeiten durch enge Kooperation innerhalb des Instituts geprägt sind. Nicht ohne Grund ist der Beitrag der Werkstätten, der Technik-, der Rechner- und Verwaltungsabteilungen besonders hervorzuheben. Diplomanden und Hilfsassistenten tragen mit ihren Ideen Wesentliches bei, und natürlich ist es der stets freundschaftlich fordernde wissenschaftliche Austausch zwischen den Forschergruppen des Instituts, der zur gleichbleibend hohen Qualität der Arbeiten entscheidend beiträgt. Dabei sind wir für die Unterstützung unserer Förderer außerordentlich dankbar.

In jüngster Zeit haben wir uns am Institut verstärkt den Fragen der Lagerung hochtouriger Maschinen gewidmet. Im vorliegenden Band der Veröffentlichungsreihe analysiert Herr Wiebelt den Einfluß hoher Rotordrehzahlen sowie die Auswirkung ungünstiger Schmierungsverhältnisse auf das Betriebsverhalten eines Zylinderrollenlagers, das mit einem aerostatischen Käfig anstelle eines konventionellen Käfigs ausgestattet ist. Die zuverlässige Bestimmung des sehr komplexen Regelungsmechanismus zur Wälzkörpertrennung, über den der aerostatische Käfig verfügt und dessen genaue Kenntnis die Grundvoraussetzung für eine korrekte Käfigauslegung ist, bildet den Schwerpunkt der umfangreichen theoretischen und experimentellen Untersuchungen. Neben der Bereitstellung aller erforderlichen Instrumente zur erfolgreichen Auslegung wird mit der vorliegende Arbeit der Nachweis erbracht, daß der aerostatische Käfig die Einsatzmöglichkeit eines Zylinderrollenlagers auf Anwendungen in kleinen, hochtourigen Turbomaschinen erweitert.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Achmed Schulz, zuständiger Abteilungsleiter am Institut, und Herrn Kollegen Prof. Dr. Peter Kuhn für ihre zahlreichen Anregungen.

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Thermische Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe und wurde von der Deutschen Forschungsgemeinschaft im Rahmen des Graduiertenkollegs "Technische Keramik" gefördert.

Dem ehemaligen Leiter des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen, Herrn Professor Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Sigmar Wittig gilt mein besonderer Dank für die Unterstützung und Förderung meiner Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferats.

Herrn Professor Dr.-Ing. Peter Kuhn, dem Erfinder des aerostatischen Käfigs, danke ich für sein großes Interesse an dieser Arbeit und die wertvolle Unterstützung, die er mir stets gewährte, wie auch für die Übernahme des Korreferats.

Mein ganz besonderer Dank gilt allen meinen Kollegen am Institut für Thermische Strömungsmaschinen, die durch tatkräftige Hilfe und fruchtbare Diskussionen zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Besonders dem Leiter der Forschungsgruppe "Kühlung, Keramik und Turbolader", Herrn Dr.-Ing. Achmed Schulz, möchte ich dafür danken, daß er mir stets als kompetenter Gesprächspartner zur Verfügung stand und das gesamte Manuskript kritisch durchgesehen hat. Den Mitgliedern der Kaffeerrunde am Institut gilt mein spezieller Dank für den gewährten moralischen Beistand und das außergewöhnlich gute Arbeitsklima.

Weiterhin möchte ich an dieser Stelle die Mitarbeiter der mechanischen Werkstatt, der Elektrowerkstatt sowie unsere Techniker würdigen, ohne deren kompetente Mithilfe und meisterlichen handwerklichen Fähigkeiten die erfolgreiche Durchführung der vorliegenden Arbeit nicht möglich gewesen wäre. Nicht vergessen möchte ich natürlich die Mitarbeiterinnen der Sekretariate, die die notwendigen verwaltungstechnischen Rahmenbedingungen für ein effektives Arbeitsumfeld schafften.

Zuletzt, dafür aber mit um so größerer Dankbarkeit möchte ich meine Eltern, Elke und Klaus Wiebelt, erwähnen, die mir während meines Studiums und meiner Promotion stets durch wertvollen Rat und unermüdlicher Unterstützung zur Seite standen.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungen	iv
Tabellen	vii
Symbole	viii
1 Einführung	1
1.1 Problemstellung	3
1.2 Zielsetzung	6
2 Lagerung hochdrehender und thermisch hochbelasteter Rotoren - Stand der Technik	8
2.1 Problemanalyse: hohe Drehzahlen und hohe Lagertemperaturen	8
2.2 Gleitlager	10
2.2.1 Ölgeschmierte Gleitlager	11
2.2.2 Luftgeschmierte Gleitlager	13
2.3 Wälzlager	16
2.3.1 Drehzahl begrenzende Faktoren	16
2.3.2 Keramik im Wälzlager	19
2.4 Magnetlager	22
2.5 Vergleichende Bewertung der verschiedenen Lagertypen	24
3 Vollrolliges Zylinderrollenlager mit Fluidkäfig	27
3.1 Funktionsweise	28
3.2 Wissenschaftlicher Kenntnisstand	32
3.2.1 Hydrostatischer Käfig	32
3.2.2 Aerostatischer Käfig	33
4 Untersuchung der Regelcharakteristik des aerostatischen Käfigs	42
4.1 Numerische Strömungssimulation	43
4.1.1 CFD-Rechenprogramm TASCflow3D	44
4.1.2 Turbulenzmodell	45
4.1.3 Rechengitter	46

4.2	Analytische Beschreibung	49
4.2.1	Theoretische Überlegungen	50
4.2.2	Analytische Modelle zur Berechnung der Regelcharakteristik	56
4.2.2.1	Modell C	56
4.2.2.2	Modell D+C	61
4.3	Validierungs-Experiment	64
4.4	Diskussion der numerischen, analytischen und experimentellen Ergebnisse	65
4.4.1	Vergleich der Turbulenzmodelle	65
4.4.2	Vergleich der unterschiedlichen Berechnungsmethoden	67
4.4.3	Einfluß des Eintrittsdrucks	75
4.4.4	Einfluß der Querschnittsfläche der Außenringbohrung	77
4.4.5	Temperatureinfluß	78
4.4.6	Drehzahleinfluß	80
4.4.6.1	Rotierende Wände und Volumina	80
4.4.6.2	Relative Positionen der Außenringbohrung	82
4.4.6.3	Durchflußverhalten der Außenringbohrung	85
5	Rotordynamische Belastung des Versuchslagers	88
5.1	Modalanalyse des Turbolader-Rotors mit Finiten Elementen	88
5.2	Schwingungsmessungen am Turbolader-Rotor	92
6	Experimentelle Untersuchungen	94
6.1	Versuchsanlage und Meßwerterfassung	94
6.1.1	Turboladerprüfstand	94
6.1.2	Zylinderrollenlager mit aerostatischem Käfig	99
6.2	Ergebnisse und Diskussion der experimentellen Untersuchungen	105
6.2.1	Ölmangelschmierung und Trockenlauf	105
6.2.2	Durchflußverhalten der Außenringbohrungen	111
6.2.3	Kammerdruckverläufe	115
6.2.4	Rollen-Borde-Kontakt	121
6.2.5	Drehzahlgrenze	123
7	Zusammenfassung	125
	Literatur	131

Anhang	139
A.1 Kammerdruckverlauf p_2 bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ und $p_0 = 1,5 \text{ bar}$	140
A.2 Kammerdruckverlauf p_2 bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ und $p_0 = 1,9 \text{ bar}$	141
A.3 Kammerdruckverlauf p_2 bei $n = 12000 \text{ min}^{-1}$ und $p_0 = 1,5 \text{ bar}$	142
A.4 Kammerdruckverlauf p_2 bei $n = 12000 \text{ min}^{-1}$ und $p_0 = 1,9 \text{ bar}$	143
A.5 Kammerdruckverlauf p_2 bei $n = 25000 \text{ min}^{-1}$ und $p_0 = 1,5 \text{ bar}$	144
A.6 Kammerdruckverlauf p_2 bei $n = 25000 \text{ min}^{-1}$ und $p_0 = 1,9 \text{ bar}$	145

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schnitt durch einen typischen Abgasturbolader ATL (Quelle: BorgWarner Turbo Systems)	1
1.2	Wichtige Anwendungsbeispiele für kleine Turbomaschinen: Aufladung von Kolbenmotoren und Hochtemperaturbrennstoffzellen (SOFC)	3
1.3	Vollrolliges Zylinderrollenlager mit aerostatischem Käfig	5
2.1	Hydrodynamisches Gleitlager: Prinzipsskizze und Druckverteilung am Rotorumfang (z.B. Huber (2001))	12
2.2	Aerodynamisches Gleitlager: Prinzipsskizze und Druckverteilung am Rotorumfang (z.B. Bartz (1993a))	13
2.3	Federlager: schematische Darstellung nach Breunig (1986)	15
2.4	Reib- und Wälzkontakte im Wälzlager	17
2.5	Materialeigenschaften von Si_3N_4 im Vergleich zu 100Cr6 (nach (Bayer (1997)))	20
2.6	Funktionsprinzip der aktiven elektromagnetischen Lagerung und Bauform eines realen Radiallagers (nach Schweitzer (1993))	23
3.1	Links: Wälzlager mit mechanischem Käfig, rechts: vollrolliges Wälzlager . . .	27
3.2	Vollrolliges Zylinderrollenlager mit Fluidkäfig	28
3.3	Geometrische und kinematische Verhältnisse im vollrolligen Zylinderrollenlager	29
3.4	Regelcharakteristik des Fluidkäfigs (schematisch): Kammerdruck p_2 und Massenstrom \dot{m} über der Zylindermantelspaltweite s_3	31
3.5	Einfluß der Außenringbohrung A_1 auf die Regelcharakteristik des Fluidkäfigs (schematisch)	32
3.6	Strömungsmechanisches Modell nach Seiler (1990)	34
3.7	Regelcharakteristik: Experiment und Modell im Vergleich (nach Seiler (1990))	37
3.8	Effektive Eintrömfläche A_1 und Anzahl der Außenringbohrungen (nach Seiler (1990))	38
3.9	Experimentell bestimmte Verteilung von Kammerdruck p_2 und Zylindermantelspalt s_3 nach Maack (1994)	40
4.1	Grenzschichtmodellierung	45
4.2	Numerisches Rechengitter der Käfigzelle	47
4.3	Numerische Rechengitter der Käfigzelle mit verschiedenen Positionen der Außenringbohrung	48
4.4	Strömung durch eine Lavaldüse (Zierep (1993))	52

4.5	Strömungsmechanisches Modell für <i>Modell C</i>	57
4.6	Strömungsquerschnitte in der Käfigzelle: Definition des Carry-Over-Faktors C_{co}	58
4.7	Flußdiagramm des FORTRAN-Programms für <i>Modell C</i>	60
4.8	Strömungsmechanisches Modell für <i>Modell D+C</i>	61
4.9	Flußdiagramm des FORTRAN-Programms für <i>Modell D+C</i>	63
4.10	Versuchsaufbau zur experimentellen Validierung	64
4.11	Vergleich der Turbulenzmodelle: Kammerdruck p_2 und Luftmassenstrom \dot{m} über Zylindermantelspaltweite s_3	66
4.12	Vergleich der numerischen (CFD), analytischen und experimentellen Ergebnisse: Kammerdruck p_2 über Zylindermantelspaltweite s_3	68
4.13	Vergleich der numerischen (CFD) und analytischen Ergebnisse: Luftmassenstrom \dot{m} über Zylindermantelspaltweite s_3	69
4.14	Vergleich der analytischen (nach <i>Modell D+C</i>) und experimentellen Ergebnisse: Variation des C_{D1} -Wertes	71
4.15	Konturplots der Druckverteilung im aerostatischen Käfig	73
4.16	Fanno-Kurve: Zustandsverläufe im aerostatischen Käfig	74
4.17	Einfluß des Eintrittsdruckes p_0 (CFD-Daten): Kammerdruck p_2 über Zylindermantelspaltweite s_3	76
4.18	Einfluß der Außenringbohrung A_1 (<i>Modell C</i>): Kammerdruck p_2 und Massenstrom \dot{m} über Zylindermantelspaltweite s_3	77
4.19	Einfluß der Eintrittstemperatur T_0 (CFD-Daten): Kammerdruck p_2 und Massenstrom \dot{m} über Zylindermantelspaltweite s_3	79
4.20	Einfluß der Drehzahl n : Konturplots und Vektorplots	81
4.21	Einfluß der Drehzahl n : Kammerdruck p_2 und Luftmassenstrom \dot{m} über Zylindermantelspaltweite s_3	82
4.22	Einfluß der Position der Außenringbohrung: Konturplots und Vektorplots	83
4.23	Einfluß der Position der Außenringbohrung: Kammerdruck p_2 und Luftmassenstrom \dot{m} über Zylindermantelspaltweite s_3	84
4.24	Einfluß der Drehzahl n auf den Gültigkeitsbereich des C_{D1} -Wertes	85
4.25	Auslegungskriterien zur Reduktion des Drehzahleinflusses	87
5.1	Kritische Eigenmoden des Turbolader-Rotors: Anregung Unwucht	90
5.2	Vergleich der Ergebnisse aus Messungen und Modalanalyse	92
6.1	Turboladerprüfstand und Meßwerterfassung	95
6.2	Turbolader, Vorderansicht mit Turbinengehäuse	97

6.3	Schnittdarstellung des Turboladers und Einbauposition des Versuchslager	98
6.4	Effektive Einströmfläche A_1 und Anzahl der Außenringbohrungen	101
6.5	Profilierte Bordeoberfläche	102
6.6	Luftversorgung des aerostatischen Käfigs und Meßwerterfassung	103
6.7	Meßtechnische Erfassung des Wälzkörperschlupfes	104
6.8	Kammerdruck p_2 über Rotordrehzahl n , Variation der Schmierstoffmenge	106
6.9	Temperatur am Lageraustritt T_{LA} über Rotordrehzahl n , Variation der Schmierstoffmenge	107
6.10	Verschlechterung des Durchflußverhaltens der Außenringbohrungen: Folgen für den Kammerdruck p_2 , Temperatur T_{LA} , Luftmassenstrom \dot{m} und Wälzkörperschlupf S	112
6.11	Einfluß der Rotordrehzahl n : Kammerdruck p_2 über Eintrittsdruck p_0	113
6.12	Abfall des Kammerdruckes p_2 und Impulsverhältnis I_{1-2}	114
6.13	Kammerdruckverlauf $p_2(t/T)$ über drei aufeinanderfolgende Perioden (T1, T2 und T3) bei $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ und $n = 25.000 \text{ min}^{-1}$	117
6.14	Prozentualer Anteil an Käfigzellen im kritischen Zustand in Abhängigkeit vom Eintrittsdruck p_0 und von der Rotordrehzahl n	120
6.15	Glatte und profilierte Borde im Vergleich	122

Tabellenverzeichnis

2.1	Vergleichende Bewertung der verschiedenen Lagertypen	25
4.1	Geometrische Daten der Käfigzelle	49
5.1	Eigenmoden und Eigenfrequenzen des Turbolader-Rotors	89
6.1	Geometrische Daten des Versuchslagers	100

Symbolverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
<i>Lateinische Symbole</i>		
A	m^2	Fläche
C_{co}	–	Carry-Over Faktor
C_D	–	Durchflußkoeffizient
C_{D1}	–	Durchflußkoeffizient der Außenringbohrung
C_{D1o}	–	Durchflußkoeffizient der Außenringbohrung ohne Querströmung
C_{D3}	–	Durchflußkoeffizient des Zylindermantelspaltes
C_n	mm/min	Drehzahlkoeffizient
d	m	Durchmesser
F	N	Kraft
I	–	Impulsverhältnis
i	A	elektrische Stromstärke
i	–	Zählvariable
j	–	Zählvariable
k	m^2/s^2	turbulente kinetische Energie
K	–	Beschleunigungsparameter, $K = (v_e/w_e^2)(dw_e/dx)$
KZ	–	Käfigzelle
l	m	Länge
M	–	Machzahl
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
N	%	prozentuale Anzahl
n	$1/min$	Drehzahl
n^*	$1/min$	kritische Drehzahl
n	–	Wicklungszahl
p	Nm	Druck
\bar{p}	Nm	mittlerer Druck
r	m	Radius
S	–	Schlupf
s	m	Zylindermantelspaltweite oder Luftspalt
\bar{s}	m	mittlere Zylindermantelspaltweite
T	K	Temperatur
T	s	Periodendauer

t	s	Zeit
U	V	Spannung
V	m^3/s	Volumenstrom
v	mm/s	Vibrationsstärke
w	m/s	Geschwindigkeit
x	m	Laufänge
y^+	—	dimensionsloser Wandabstand
Δh	$kJ/kg/K$	spezifische Enthalpiedifferenz
Δs	kJ/kg	spezifische Entropiedifferenz
Δt	s	Zeitintervall

Griechische Symbole

ε	m^2/s^3	Dissipationsrate der Turbulenz
ϑ	$^\circ$	Teilungswinkel
μ_0	$Vs/A/m$	magnetische Feldkonstante
μ_r	—	relative Permeabilität
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
Π	—	Druckverhältnis
ρ	kg/m^3	Dichte
ω	$1/s$	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

0	Ringkanal, Ruhebehälter vor 1. Drossel
1	Austritt Außenringbohrung, Austritt 1. Drossel
1*	Austritt Außenringbohrung, Ersatzfläche
2	Druckkammer, Ruhebehälter zwischen 1. und 2. Drossel
3	kleinste Zylindermangelspaltweite, engste Stelle in 2. Drossel
4	Zylindermantelspalt bei Bordeende, Austritt 2. Drossel
<i>a</i>	Außenlaufbahn
<i>aus</i>	Ausgang
<i>e</i>	Grenzschichtrand
<i>ein</i>	Eingang
<i>exp</i>	Experiment
<i>i</i>	Innenlaufbahn
<i>ideal</i>	ideal (isentropes Verhalten)
<i>krit</i>	kritisch

<i>KZ</i>	Käfigzelle
<i>LA</i>	Lageraustritt
<i>m</i>	mittel
<i>R</i>	Rolle
<i>RS</i>	Rollenachse
<i>r</i>	radial
<i>real</i>	real
<i>total</i>	absolut, total
<i>z</i>	axial
φ	Umfang
∞	Umgebung

1 Einführung

Die Bedeutung kleiner Turbomaschinen für technische Anwendungen, bei denen eine Umwandlung von chemisch gebundener Energie in mechanische oder elektrische Energieformen stattfindet, wächst unmittelbar mit der Forderung nach immer höherer Effizienz und immer größerer Leistungsdichte. Im Gegensatz zu großen Turbomaschinen, den Turbinenluftstrahltriebwerken und den Gasturbinen in der Elektrizitätswirtschaft, werden kleine Turbomaschinen bis auf wenige Ausnahmen nicht als eigenständige Einheit betrieben, sondern dienen als wichtiges Zusatzaggregat, um für einen nach- oder vorgeschalteten Hauptprozeß Luftmassenströme zu verdichten und Abgasenergien nutzbar zu machen.

Zu den wohl bekanntesten und zahlenmäßig verbreitetsten kleinen Turbomaschinen zählt der Abgasturbolader (ATL), der die Abgasenergie von Kolbenverbrennungsmotoren zu deren Aufladung ausnützt. Abbildung 1.1 zeigt die Schnittdarstellung eines typischen Abgasturboladers, wie er heute als Standardaggregat bei nahezu allen LKW-, Schiffs- und Bahn-Motoren sowie in zahlreichen PKW-Motoren anzutreffen ist (Östreicher (1995)). Der mit einem Radialrad ausgestattete Verdichter des Abgasturboladers versorgt den nachfolgenden Verbrennungsmotor mit vorverdichteter Frischluft (Aufladung). Angetrieben wird der Radialverdichter durch die in der überwiegenden Mehrzahl radial ausgeführte Turbine, in der die heißen Abgase des Verbrennungsmotors entspannt werden. Der Verlauf der Prozeßmassenströme zwischen dem Abgastur-

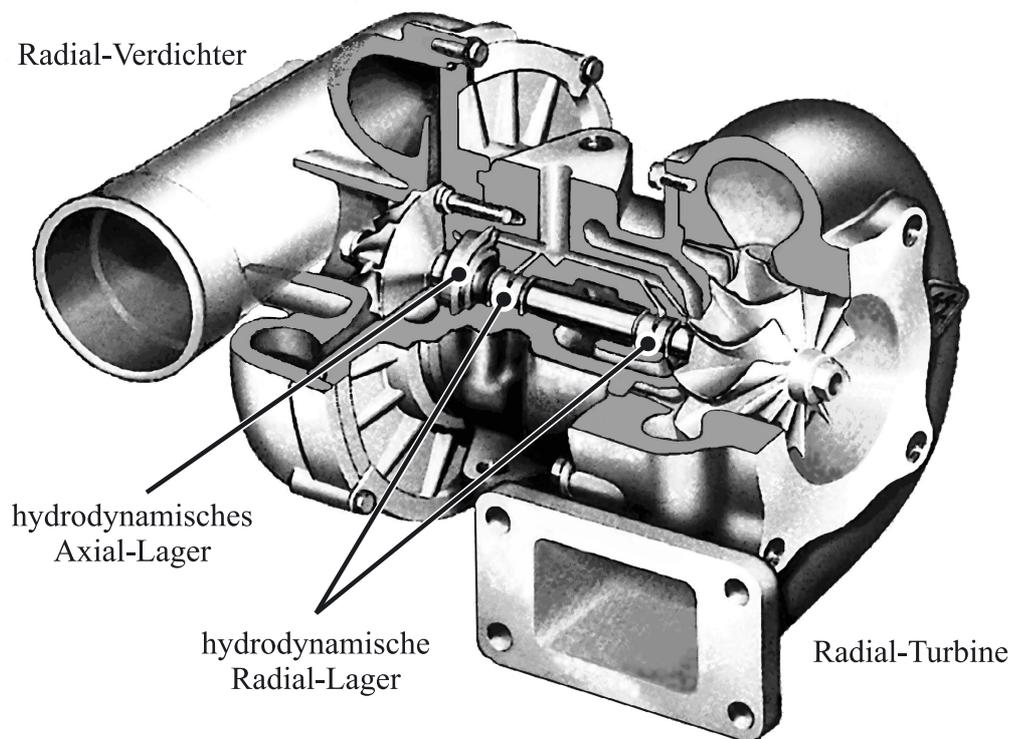


Abb. 1.1: Schnitt durch einen typischen Abgasturbolader ATL (Quelle: BorgWarner Turbo Systems)

bolader und dem Kolbenverbrennungsmotor wird aus Abbildung 1.2, wo auf der linken Seite das vereinfachte Schema eines aufgeladenen Viertakt-Dieselmotors dargestellt ist, ersichtlich.

Obwohl in der Abgasturboaufladung nach wie vor überwiegend die leistungssteigernde Wirkung gesehen wird - wie es die weit verbreiteten Assoziationen zu dem Modebegriff *Turbo* sehr deutlich veranschaulichen - stehen in heutiger Zeit vor allem ökologische Aspekte im Blickfeld des Interesses. Aufgeladene Motoren verhalten sich im Vergleich zu Saugmotoren sehr viel umweltfreundlicher, da sowohl die Rußemissionen entscheidend reduziert als auch der Kraftstoffverbrauch bei gleicher Leistungsabgabe verringert werden kann (Hack (1999)). Wie zahlreiche internationale Publikationen (z.B. ASME-Konferenz und SAE-Konferenz) aufzeigen, gehört die Zukunft im Automobilbau wohl weiterhin den turboaufgeladenen Dieselmotoren, wobei der Funktions- und Leistungsfähigkeit des Abgasturboladers eine immer größere Rolle zukommen wird.

Zu den zur Zeit meistdiskutierten Zukunftstechnologien gehören zweifellos Brennstoffzellen, die das Potential besitzen, im Verkehrswesen und im Energiesektor in ernsthafte Konkurrenz zu den konventionellen Technologien zu treten (Wagner und König (1997)). Niedertemperatur-Brennstoffzellen stehen im Automobilbau sowohl als eigenständiges Antriebsaggregat als auch als Ersatz für die herkömmliche Autobatterie kurz vor ihrer Markteinführung (Büchling (2001), Reil (2001), Schadow (2001)). Hochtemperatur-Brennstoffzellen (Ivers-Tiffée et al. (2001)), bei denen gegenwärtig ein noch etwas größerer Entwicklungsbedarf besteht, werden künftig in der zentralen (Leo et al. (2000)) und insbesondere in der dezentralen Energieversorgung ihren Einsatz finden (Hassmann et al. (1999)). Wie beim Kolbenverbrennungsmotor hat die Aufladung auch bei der Brennstoffzelle eine leistungs- und effizienzsteigernde Wirkung (Bessette und George (1996)).

Da auch die Brennstoffzellen, insbesondere die Hochtemperaturlösungen (Karbonatschmelzen-Brennstoffzelle (MCFC) und Festkeramik-Brennstoffzelle (SOFC)), energiereiches Abgas erzeugen, bietet es sich an, bei dieser Technik die Aufladung ebenfalls mit einem Abgasturbolader vorzunehmen. Die prinzipielle Anbindung eines Abgasturboladers an eine Brennstoffzelle zeigt das rechte Schaltschema in Abbildung 1.2. Über die dargestellte, sehr einfache Schaltung hinaus, bieten sich jedoch weitere interessante Möglichkeiten der Verknüpfung an. Eine hinsichtlich Wirkungsgradsteigerung optimierte Variante ist der kombinierte Prozeß aus einer Hochtemperatur-Brennstoffzelle (SOFC) und einer nachgeschalteten Kleingasturbine, die die Abgasenergie der Brennstoffzelle nicht nur zu deren Aufladung ausnützt, sondern darüber hinaus selbst an der Erzeugung elektrischer Energie beteiligt ist, indem ein verbleibender Rest ihrer Wellenleistung einem eigenen Generator zugeführt wird (Bohn et al. (2000), Gemmen et al. (2000), Magistri et al. (2001), Palsson und Selimovic (2001)).

Neben dem klassischen Abgasturbolader, dessen Verdichterrad ausschließlich durch eine Abgasturbine angetrieben wird, kommen in den beschriebenen Anwendungsgebieten weitere kleine Turbomaschinen alternativ als Aufladungsaggregat zum Einsatz. Als vielversprechende Variante erweist sich der elektrisch unterstützte Turbolader (EuATL), bei dem auf der Rotorwelle eines konventionellen Abgasturboladers zusätzlich ein Elektromotor integriert ist, der die Turbine in Betriebsbereichen mit geringem Abgasangebot bei der Aufladung unterstützt (Hack (1999)). Dadurch läßt sich das Betriebsverhalten des Turboladers von der Motordrehzahl ent-

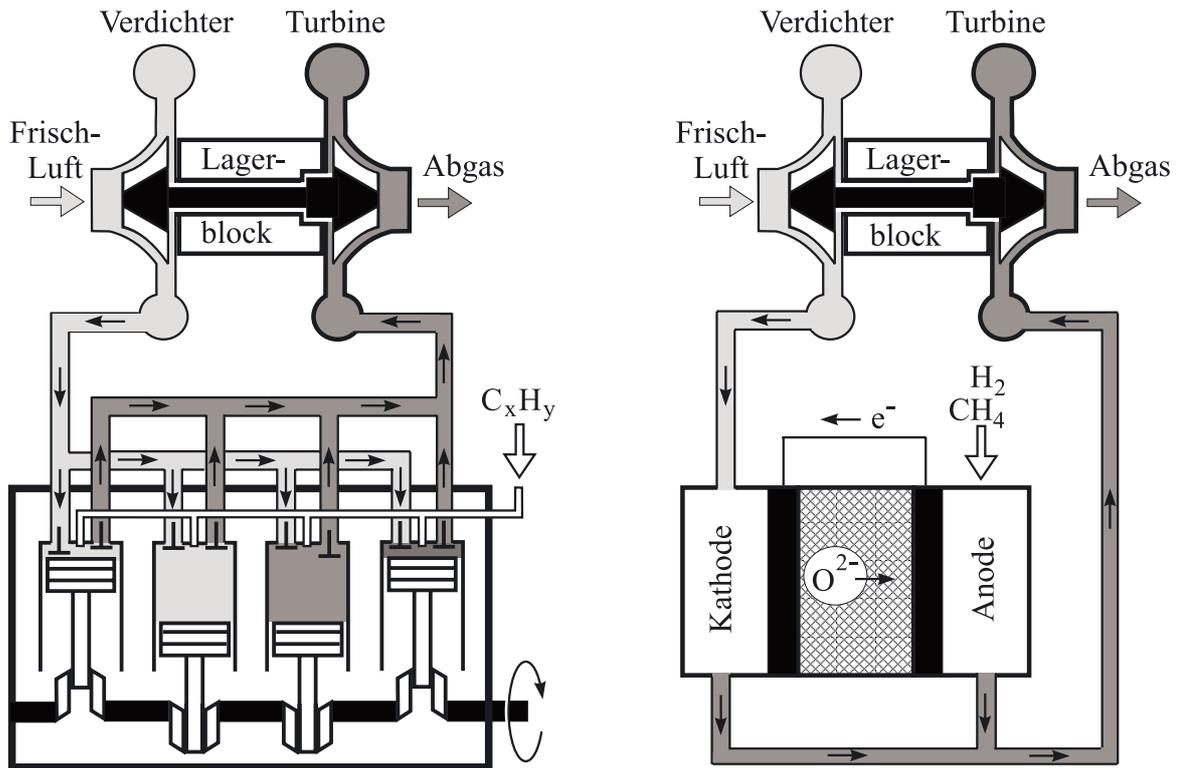


Abb. 1.2: Wichtige Anwendungsbeispiele für kleine Turbomaschinen: Aufladung von Kolbenmotoren und Hochtemperaturbrennstoffzellen (SOFC)

koppeln, so daß zu jedem Motorbetriebspunkt der zugehörige optimale Ladedruck bereitgestellt werden kann. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, daß der Elektromotor im Generatorbetrieb elektrische Energie in das Bordnetz zurückspeist, wenn bei Betriebsbereichen mit großem Abgasangebot die Turbine einen Überschuß an Wellenleistung liefert (Hofbauer und Halimi (1999), Panting et al. (2001)). Schließlich ist noch eine weitergehende Variante des elektrisch unterstützten Turboladers erwähnenswert, bei der das Verdichterrad unter völligem Verzicht auf eine Abgasturbine allein durch einen Elektromotor angetrieben wird. Solche elektrischen Turbolader sind beispielsweise bei Niedertemperatur-Brennstoffzellen sinnvoll, da die Abgastemperaturen dort zu gering ausfallen, um eine Turbine anzutreiben.

1.1 Problemstellung

In allen diskutierten Turbomaschinen-Varianten ist die zentrale Komponente ein hochtourig drehender Rotor, der die Abgasturbine bzw. den Elektromotor mit dem Radialverdichterrad verbindet. Die hohen Rotordrehzahlen sind unbedingt erforderlich, da gerade bei den kleinen Turbomaschinen das Leistungsvermögen sehr stark mit der Drehzahl korreliert; gemäß der Eulerschen Turbinengleichung wächst die spezifische Arbeit quadratisch mit der Umfangsgeschwindigkeit. Je kleiner der Raddurchmesser der Turbomaschine ist, desto höher muß die Rotordrehzahl sein, um hohe Umfangsgeschwindigkeiten und somit hohe spezifische Leistungen zu realisieren. Abhängig vom Einsatzgebiet der Turbomaschine tritt zusätzlich zu der hohen

Drehzahlbelastung eine hohe Temperaturbelastung des Rotors auf. Unter diesen Bedingungen erweist sich vor allem die Lagerung des Rotors als äußerst problematisch.

Zum Einsatz kommen bisher überwiegend ölgeschmierte Gleitlager, bei denen im Lagerspalt das unter Druck befindliche Schmieröl eine vollständige Trennung von Rotor und Gehäuse gewährleistet. Diese Gleitlager haben den großen Vorteil, daß sie bis in den Bereich höchster Rotordrehzahlen ein sehr robustes Betriebsverhalten aufweisen. Zudem ist ihre Herstellung einfach und kostengünstig. Allerdings besitzt die ölgeschmierte Gleitlagerung einige gravierende Nachteile. Zum einen ist es die große Reibleistung, die in der hohen Viskosität der Schmieröle, die für die genannten Einsatzgebiete in Frage kommen, begründet ist. Zum anderen sind es kaum vermeidbare Ölleckagen, die sich verantwortlich zeigen für eine Verunreinigung der Frischluft- und Abgasmassenströme in den Hauptprozeßkreisläufen. Diese Ölleckagen treten auf, weil das im Lagerbereich unter Druck stehende Schmieröl die angrenzenden Kolbenringdichtungen in zwar geringen, aber insgesamt deutlich spürbaren Mengen passiert, an die Rückwände des Verdichter- und Turbinenrades gelangt und von dort in die Leitungen des Hauptprozesses gefördert wird.

Die hohe Reibleistung der ölgeschmierten Gleitlagerung verschlechtert das Ansprechverhalten des Rotors, da jede Rotorbeschleunigung wegen des hohen Lagerreibmomentes langsamer erfolgt. Zudem verringern diese Reibungsverluste die Effizienz der Abgasenergieausnutzung, da dem Verdichter nicht die volle Turbinenleistung, sondern lediglich eine um die Reibleistung der Lagerung reduzierte Antriebsleistung zuteil wird. Als noch viel problematischer erweisen sich jedoch die Ölleckagen. Bei Verbrennungsmotoren verschlechtern sie dessen Emissionsverhalten beträchtlich, da sie einen erhöhten Ausstoß von Ruß und unverbrannten Kohlenwasserstoffen verursachen. Gerade im Hinblick auf die sich fortlaufend verschärfenden Gesetzesbestimmungen wird der mit ölgeschmierten Gleitlagern ausgestattete Turbolader daher immer unattraktiver für die Aufladung von Dieselmotoren. Für das neue Anwendungsgebiet in der Brennstoffzellentechnologie verbietet sich die Verwendung von ölgelagerten Turbomaschinen sogar völlig, da eine Kontamination der Kathodenelektroden mit Ölpartikeln zwangsläufig irreparable Schäden nach sich zieht.

Infolgedessen wird der Entwicklung von alternativen Lagerkonzepten, die der anspruchsvollen Lagerungsaufgabe genüge leisten, zur Zeit eine große Bedeutung beigemessen. Gegenwärtig wird der Einsatz von Magnetlagern (Schweitzer (1993)), luftgeschmierten Gleitlagern (Gliencke (1982)) sowie konventionellen Wälzlagern (Sternagel (1997)), deren Anwendungspotential insbesondere durch die Verwendung von Hochleistungskeramiken in jüngster Zeit stark gestiegen ist, diskutiert und erprobt. Jedes der genannten Alternativkonzepte zeigt jedoch mehr oder weniger schwerwiegende Nachteile bezüglich Drehzahlfestigkeit, Temperaturbeständigkeit, Zuverlässigkeit oder Kostenaufwand, so daß weiterer Entwicklungs- und Forschungsbedarf besteht.

Hier setzt die vorliegende Arbeit an. Grundlage der theoretischen, numerischen und experimentellen Untersuchungen ist ein relativ neuartiger Wälzlagertyp, der von Kuhn (1979) entwickelt wurde. Es handelt sich hierbei um ein vollrolliges Zylinderrollenlager, bei dem anstelle eines materiellen Käfigs, wie er bei allen konventionellen Wälzlagern standardmäßig zum Einsatz kommt, ein aerostatischer Käfig die Aufgabe der Rollentrennung und Rollenpositionierung am

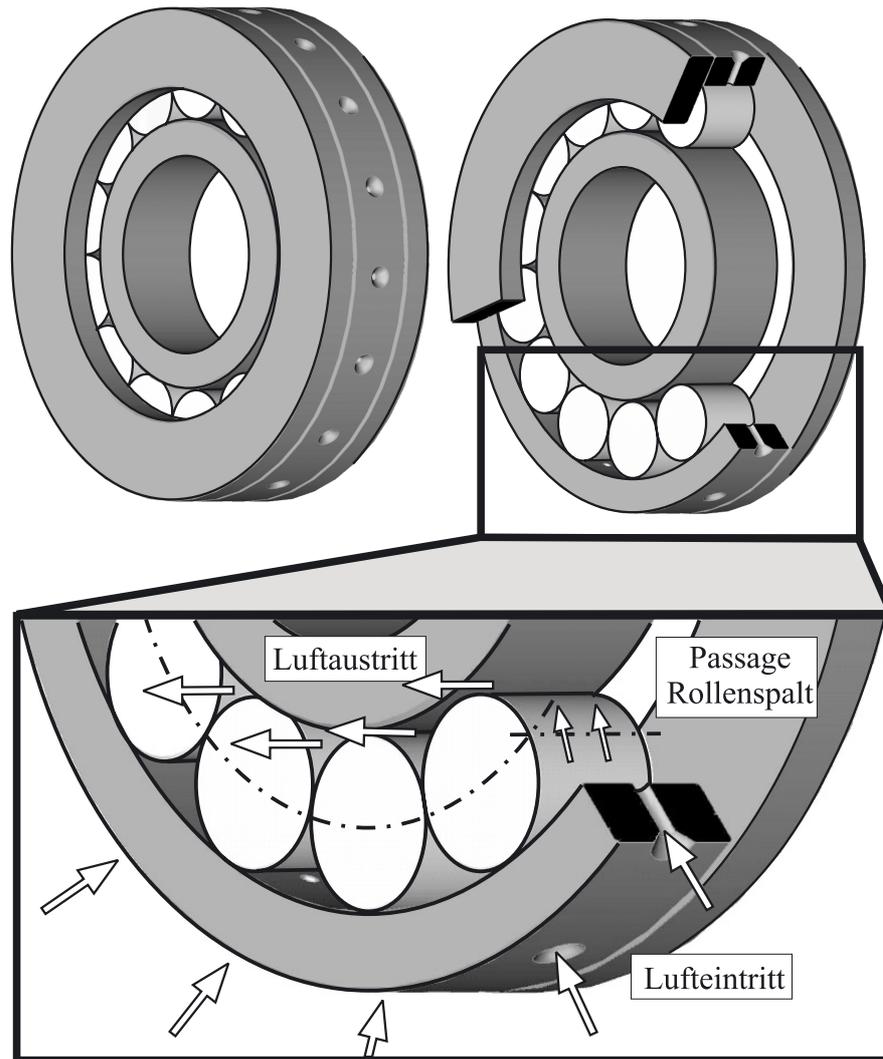


Abb. 1.3: Vollrolliges Zylinderrollenlager mit aerostatischem Käfig

Lagerumfang übernimmt.

Die Funktionsweise dieses aerostatischen Käfigs wird aus Abbildung 1.3 ersichtlich. Komprimierte Luft gelangt über Bohrungen im Lageraußenring in die Zwischenräume der Zylinderrollen. Da die seitlichen Borde sich radial über die Berührungslinie der Zylinderrollen hinaus erstrecken, bilden diese Zwischenräume nahezu abgeschlossene Kammern, die als Eintrittsöffnungen die Außenringbohrungen und als Austrittsöffnungen lediglich die Spaltflächen der engsten Rollenabstände haben. Durch diese Rollenspalte fließt die Luft aus den Kammern wieder ab, wobei sie auf Umgebungsdruck entspannt wird. Danach wird der Luftstrom in axiale Richtung umgelenkt, bevor er den Lagerbereich verläßt. Nähern sich zwei benachbarte Zylinderrollen an, so wird der Luftmassenstrom durch ihren Rollenspalte abgedrosselt, wodurch der Druck in der zugehörigen Kammer ansteigt. Diese Druckerhöhung erzeugt eine tangentielle Kraft, die der Rollenannäherung entgegenwirkt und somit einen Rollenkontakt verhindert. Letzteres sicherzustellen ist unbedingt erforderlich, da sich jede Rollenberührung äußerst ungünstig auf das Verschleißverhalten und die Kinematik im Lager auswirkt. Entsprechend sinken der

Druck in der Kammer sowie die rollentrennende Tangentialkraft, sobald sich die betreffenden Zylinderrollen voneinander entfernen. Der aerostatische Käfig verfügt demzufolge über einen automatischen Regelungsmechanismus zur Rollentrennung. Die Qualität dieser Regelung hängt allerdings in entscheidendem Maße von der Güte der Käfigauslegung hinsichtlich der geometrischen und aerodynamischen Einflußgrößen, die in sehr komplexer Wechselwirkung zueinander stehen, ab.

Das Ersetzen des materiellen Käfigs durch einen aerostatischen Käfig bewirkt eine erhebliche Verbesserung der tribologischen und kinematischen Verhältnisse im Wälzlager, wie vorangegangene Forschungsarbeiten von Seiler (1990) und Maack (1994) bereits deutlich aufzeigen. Deren Untersuchungsergebnisse, die an relativ großen Zylinderrollenlagern gewonnen wurden, empfehlen diesen neuen Wälzlagertyp speziell auch für die Hochgeschwindigkeits- und Hochtemperatur-Anforderungsprofile kleiner Turbomaschinen. Dieses Einsatzgebiet ist geradezu ideal geeignet, da die für den Käfig notwendige Luft von dem Verdichter der Turbomaschine zur Verfügung gestellt werden kann, ohne daß der Gesamtprozeß nachteilig beeinflusst wird.

1.2 Zielsetzung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Klärung der Frage, ob und unter welchen Bedingungen der neue Lagertyp des Zylinderrollenlagers mit aerostatischem Käfig zur Lagerung kleiner Turbomaschinen geeignet ist. Hohe Rotordrehzahlen und hohe Lagertemperaturen stehen hierbei im Mittelpunkt der Untersuchungen, da sie das Anforderungsprofil in diesem Anwendungsbereich maßgeblich charakterisieren. Zu den wichtigsten potentiellen Einsatzgebieten mit solchen Lagerungsanforderungen zählen, wie im vorangehenden Kapitel bereits ausführlich erläutert, Abgasturbolader und Aufladungsaggregate für Brennstoffzellen. Die struktur- und aerodynamischen Randbedingungen, die in den theoretischen, numerischen und experimentellen Studien dem neuen Lagerungskonzept vorgegeben werden, orientieren sich daher an diesen beiden Anwendungen.

Mit Hilfe einer detaillierten numerischen Strömungsanalyse soll ein tieferes Verständnis über die Funktionsweise des komplexen Regelungsmechanismus des aerostatischen Käfigs gewonnen werden. Gestützt auf eine ausführlichen Parameterstudie (Wiebelt et al. (2002a)), die eine große Variation aller maßgeblichen geometrischen und aerodynamischen Einflußgrößen beinhaltet, liegt ein besonderer Schwerpunkt auf der Untersuchung des Einflusses hoher Rotordrehzahlen und hoher Lagertemperaturen. Die experimentelle Verifikation der numerischen Ergebnisse erfolgt an einem speziellen Versuchsaufbau, an dem sich die wichtigsten Strömungsgrößen an charakteristischen Stellen im Strömungsfeld messen lassen. Auf Basis der Erkenntnisse aus der numerischen Strömungsanalyse sowie auf Grundlage weiterführender theoretischer Überlegungen stellt sich dem theoretischen Teil der vorliegenden Arbeit als vorrangiges Ziel die Bereitstellung eines optimierten analytischen Auslegungswerkzeugs, mit dessen Hilfe die Regelungscharakteristik des aerostatischen Käfigs schneller und vor allem zuverlässiger berechnet werden kann, als dies nach dem bisherigen wissenschaftlichen Kenntnisstand möglich ist.

Im experimentellen Teil der vorliegenden Arbeit wird das Betriebsverhalten und die Leistungsfähigkeit eines kleinen Zylinderrollenlagers mit aerostatischem Käfig unter praxisnahen Bedingungen, d.h. insbesondere unter dem Einfluß hoher Rotordrehzahlen detailliert untersucht (Wiebelt et al. (2002b)). Zur Beurteilung der Funktionsfähigkeit dienen Drücke und Temperaturen, die an charakteristischen Stellen innerhalb und in der nahen Peripherie des Versuchslagers bzw. des aerostatischen Käfigs erfaßt werden. Unter anderem soll ein piezoresistiver Druckaufnehmer, der hochauflösende Messungen der Drücke in den einzelnen Kammern erlaubt, einen tieferen Einblick in die dynamischen Regelungsmechanismen des aerostatischen Käfigs unter Einfluß hoher Rotordrehzahlen ermöglichen.

Ein besonderes Augenmerk bei den experimentellen Studien gehört dem minimal notwendigen Schmiermittelbedarf, bei dem das Versuchslager speziell unter Einfluß hoher Drehzahlen noch zuverlässig betrieben werden kann. Gerade im Hinblick auf Hochtemperaturanwendungen ist ein Betrieb des Testlagers unter völligem Verzicht auf Schmierung anstrebenswert bzw. sogar erforderlich. Unter ungünstigen Schmierungsverhältnissen ist jedoch besonders der gleitbeanspruchte Reibkontakt zwischen den Bordeflächen und den Stirnseiten der Zylinderrollen als kritisch zu bewerten. Daher stellt die Beantwortung der Frage, welchen Einfluß verschiedene Bordmaterialien und aerodynamisch günstige Oberflächenstrukturen auf das Verschleißverhalten in diesem problematischen Rollen-Borde-Kontakt ausüben, einen weiteren Schwerpunkt der Untersuchungen dar.

2 Lagerung hochdrehender und thermisch hochbelasteter Rotoren - Stand der Technik

Die extremen und darüber hinaus ständig wachsenden Anforderungen an Rotordrehzahl, Lagertemperatur und Schmiermitteleinsatz setzen bei den zur Anwendung kommenden Lagertypen eine sowohl hohe mechanische als auch hohe thermische Belastbarkeit voraus. Es kommen für derartige Beanspruchungen daher nur diejenigen Lagertypen in Frage, die bezüglich Tribologie und Strukturmechanik den anspruchsvollen Anforderungen angepaßt bzw. anpaßbar sind. Hierbei spielen vorwiegend die Erkenntnisse der Materialforschung eine wichtige Rolle, um die Betriebsgrenzen bereits verwendeter Lagertypen zu erweitern oder den Einsatz von bisher als nicht geeignet eingestuften Lagerbauarten zu ermöglichen.

Zu den klassischen Lagertypen in diesem extremen Anwendungssektor gehören zum einen die luft- bzw. gasgeschmierten Gleitlager (Glienicke (1988), Bartz (1993a)) und zum anderen die ölgeschmierten Gleitlager (Philipzik (1972), Huber (2001)). Letztere sind besonders im Automobilbau zur Lagerung von Turboladerrotoren weit verbreitet. In jüngerer Zeit bieten sich jedoch verstärkt auch Wälzlager für diese Aufgaben an. Gerade diese Lagerbauart hat in den letzten zwei Jahrzehnten erheblich von der rasanten Entwicklung der Hochleistungskeramiken profitiert, so daß deutliche Verbesserungen bezüglich Tribologie und Strukturmechanik erreicht wurden (Bayer (1997), Sternagel (1997)). Des weiteren kommen relativ neue, innovative Lagerungskonzepte in diesem Anwendungsgebiet zum Einsatz, wie z. B. elektromagnetische Lagerungen (Schweitzer (1993), Baral (1997)), deren Anwendungspotential durch die Optimierung der Rotormaterialien und durch die Verbesserung der erforderlichen Leistungselektronik ebenfalls kontinuierlich steigt.

2.1 Poblemanalyse: hohe Drehzahlen und hohe Lagertemperaturen

Sobald in einer technischen Anwendung hohe Rotordrehzahlen vorliegen, treten eine Reihe von spezifischen Problemen auf, die das Betriebsverhalten des Rotors und die Funktionsfähigkeit der einzelnen Lagerkomponenten negativ beeinflussen. Verschärft werden diese Probleme, wenn zusätzlich hohe Lagertemperaturen anzutreffen sind. Im folgenden sind die einzelnen Problempunkte aufgelistet; ihre ausführliche Diskussion erfolgt direkt im Anschluß.

Probleme durch *hohe Drehzahlen*:

- Anstieg der Fliehkraftbelastung
- Anstieg der rotordynamischen Schwingungsbelastung
- Anstieg der Reibungsverluste
- Verschlechterung der Schmiermittelversorgung
- Verschlechterung der Schmiermitteleigenschaften

Probleme durch *hohe Lagertemperaturen*:

- Thermische Dehnungen
- Verschlechterung der Materialeigenschaften (Festigkeit, Härte)
- Verschlechterung der Schmiermitteleigenschaften

Die Fliehkraftbelastung wächst quadratisch mit der Rotordrehzahl an und erzeugt im Rotorinneren Bauteilspannungen, die abhängig von den Materialeigenschaften des Rotors die physikalische Grenze für die maximal mögliche Rotordrehzahl bestimmen. Da hierbei auch der Rotordurchmesser als maßgebliche Größe einfließt, wird diese Drehzahlbegrenzung in der Regel durch eine materialabhängige, maximal zulässige Umfangsgeschwindigkeit charakterisiert.

Überlagert wird die Fliehkraftbelastung von einer rotordynamischen Schwingungsbelastung (Glienicke (1972)), bei der vor allem Unwuchtkräfte eine Anregung von Rotoreigenschwingungen verursachen. Da die Unwuchtkräfte ebenfalls quadratisch mit der Rotordrehzahl ansteigen, können durch derartige Anregungsmechanismen speziell im hohen Drehzahlbereich äußerst kritische Schwingungs- und Spannungszustände auftreten. Um gegen diese rotordynamischen Belastungen bestehen zu können, benötigt die Lagerung des Rotors eine ausreichend hohe Tragfähigkeit sowie sehr gute Dämpfungseigenschaften.

Parallel zu den genannten strukturmechanischen Belastungen verschlechtern sich in der Regel auch die tribologischen Verhältnisse. Davon betroffen sind speziell die Bereiche, in denen die Lagerkräfte übertragen werden. Es sind vorwiegend Reibungsverluste, die proportional oder sogar überproportional mit der Rotordrehzahl ansteigen. Sie sind der Grund für eine teilweise erhebliche lokale Temperaturentwicklung, wodurch insbesondere an den Lagerstellen des Rotors eine beträchtliche thermische Belastung auftreten kann.

Bei Lagertypen, die auf eine Versorgung mit Schmiermitteln angewiesen sind (z.B. Wälzlager), besteht beim Vorliegen hoher Rotordrehzahlen die Gefahr, daß aufgrund der Fliehkraftbelastung eine ausreichende Schmierstoffversorgung von allen relevanten tribologischen Kontakten nicht mehr gewährleistet ist. Zudem erfährt auch das Schmiermittel extreme mechanische und thermische Belastungen durch z.B. hochfrequente Verdrängungsvorgänge oder reibungsbedingte lokale Temperaturüberhöhungen, wodurch grundlegende Schmiermitteleigenschaften durch Alterungsprozesse negativ beeinflusst werden.

Zusätzlich zu dem Wärmeeintrag durch Reibungsvorgänge bestimmen weitere Wärmequellen das Temperaturniveau und somit die thermische Belastung im Lagerbereich. Gerade in so kompakt gebauten Maschinen wie einer Kleingasturbine oder einem Turbolader erfahren die Lagerstellen einen erheblichen Wärmeeintrag durch die heißgasdurchströmte Turbine. Die thermische Belastung des Lagerbereichs hat zum einen negative Folgen für die Materialeigenschaften, da insbesondere die Festigkeit, die Härte und die chemische Stabilität der verwendeten Werkstoffe mit steigender Temperatur abnehmen. Zum anderen kommt es zu thermischen Dehnungen, die wiederum zu beträchtlichen Bauteilspannungen oder zu unerwünschten Änderungen von Funktionsspalten (z.B. Lagerspiel) führen.

Der Einsatz von Schmiermitteln gestaltet sich unter solchen Bedingungen als besonders schwierig, da sich unter Temperatureinfluß die Eigenschaften der Schmiermittel teilweise grundlegend ändern bzw. die Gefahr der thermischen Zersetzung der Schmierstoffe besteht. Um dieser Gefahr entgegenzuwirken, besteht zwar die Möglichkeit, die Schmierstoffmenge im Rahmen einer Umlaufschmierung so weit zu erhöhen, daß in ausreichendem Maße Wärme aus dem Lagerbereich abgeführt wird; dadurch verstärken sich aber wiederum die Probleme bezüglich unerwünschter Schmierstoffleckagen.

Bei hoher Temperaturbelastung ist daher der Betrieb eines Lagers unter völligem Verzicht auf Schmierstoffe anzustreben. Dies ist bei berührungslosen Lagertypen wie dem Magnetlager funktionsbedingt sowieso vorgesehen, bei anderen Lagertypen jedoch nur durch Optimierung der tribologischen Eigenschaften im Hinblick auf die Anforderungen des Trockenlaufs möglich.

Zur Charakterisierung der Drehzahlgrenze eines Lagertyps dient der Drehzahlkoeffizient C_n , der sich aus dem Produkt der maximal zulässigen Drehzahl n - angegeben in Umdrehungen pro Minute [min^{-1}] - und dem mittleren Lagerdurchmesser d_m - angegeben in Millimeter [mm]- ergibt:

$$C_n = n \cdot d_m \quad (2.1)$$

Die Höhe des Drehzahlkoeffizienten C_n hängt von der Lagergröße und von den tribologischen Verhältnissen ab. Dieser Koeffizient sagt allerdings nichts über die Höhe der Tragzahlen des Lagers aus. Gerade diese sind jedoch ein wichtiges Kriterium, da bei hohen Drehzahlen, abhängig von dem konkreten Anwendungsgebiet, mit mehr oder weniger großen Lagerkräften zu rechnen ist. Über die Höhe der maximal möglichen Betriebstemperatur wird ebenfalls keine Aussage getroffen. Es ist daher durchaus möglich, daß ein Lagertyp mit einem kleineren Drehzahlkoeffizienten C_n die gleichen extremen Anforderungen hinsichtlich Drehzahl und Lagertemperatur erfüllt wie ein vergleichbarer Lagertyp mit einem größeren Drehzahlkoeffizienten C_n .

2.2 Gleitlager

Die zur Zeit verfügbaren Gleitlagertypen unterscheiden sich in erster Linie durch die Art des Mediums, das zwischen den relativ zueinander bewegten Maschinenteilen die Funktion der Schmierung bzw. der Kräfteübertragung leistet. Gleitlager mit Feststoffschmierung erfüllen das vorliegende Anforderungsprofil nicht; sie erlauben zwar teilweise hohe Betriebstemperaturen von bis zu 800 °C (Toyota et al. (1996)), die zulässigen Gleitgeschwindigkeiten sind jedoch mit weniger als 2 m/s (Bartz (1993b)) zu gering. Dasselbe gilt für Gleitlager, bei denen die tribologischen Verhältnisse durch eine angepaßte Werkstoffpaarung (Bartz (1993b)) so weit verbessert sind, daß trotz ständigem Festkörperkontakt im Betrieb völlig auf Schmierstoffe verzichtet werden kann. Dagegen sind öl- und gasgeschmierte Gleitlagertypen gerade für die Lagerung von hochdrehenden und thermisch belasteten Rotoren gut geeignet. Insbesondere ölgeschmierte Gleitlager kommen daher zur Zeit - trotz der in der Einleitung erwähnten ernsthaften Probleme hinsichtlich erhöhter Reibleistung und schädlicher Ölleckagen - in zahlreichen Anwendungen zum Einsatz.

2.2.1 Ölgeschmierte Gleitlager

Die Wirkungsweise ölgeschmierter Gleitlager basiert entweder auf dem hydrostatischen oder auf dem hydrodynamischen Prinzip. Beiden Wirkprinzipien ist gemein, daß durch einen tragfähigen Schmierfilm eine vollständige Trennung der Gleitflächen erfolgt. Es handelt sich somit um Lagertypen mit berührungsloser Kraftübertragung (zumindest im stationären Betrieb). Ölgeschmierte Gleitlager können als Radial- oder als Axiallager ausgeführt werden. Die Funktionsfähigkeit hängt maßgeblich von den Stoffeigenschaften der verwendeten Schmieröle ab. Durch ihre Inkompressibilität verleihen die Schmieröle dem Gleitlager eine relativ hohe Steifigkeit bei gleichzeitig sehr guten Dämpfungseigenschaften. Letzteres reduziert erheblich die rotordynamische Belastung des Rotors und trägt zu einer starken Minderung von Geräuschemissionen bei.

Als äußerst nachteilig erweist sich dagegen die relativ hohe Viskosität der Schmieröle, die üblicherweise zum Einsatz kommen. Die prinzipiell mögliche Verwendung von geringviskosen Schmierölen ist in den meisten Anwendungen nicht möglich, da die Stoffeigenschaften des Schmieröls - und damit auch die Viskosität - durch die Anforderungen anderer Maschinenkomponenten, die ebenfalls an den Schmierstoffkreislauf angeschlossen sind, bestimmt werden. Die hohe Viskosität der Schmieröle sorgt für eine Reibleistung, die bei einer Betriebstemperatur von etwa 110°C um etwa den Faktor 3 höher liegt als bei einem Wälzlager vergleichbarer Größe (Hack (1999)).

Ungünstig ist auch der Einfluß der Temperatur auf die Ölviskosität. Zwischen 0°C und 200°C fällt sie um etwa eine Größenordnung ab (VDI-Wärmeatlas (1997)). Dies bedeutet, daß das ölgeschmierte Gleitlager im kalten Betriebszustand eine andere Reibleistung und eine andere Tragfähigkeit aufweist als im warmen Betriebszustand. Mehrbereichsöle oder synthetische Öle sind mittlerweile zwar schon fähig, über einen größeren Temperaturbereich hinweg Stoffeigenschaften mit einer erheblich geringeren Temperaturabhängigkeit zu gewährleisten, völlig ausschließen läßt sich der Einfluß der ungünstigen Temperaturabhängigkeit der Ölviskosität jedoch nicht.

Zur Lagerung thermisch hochbelasteter Rotoren eignen sich ölgeschmierte Gleitlager nur in Verbindung mit einer Ölumlaufschmierung einschließlich einer Ölkühlung, weil der Lagerbereich gekühlt werden muß, um eine thermische Zersetzung des Schmieröls zu verhindern. Insgesamt verbieten die Stoffeigenschaften der verwendeten Schmieröle einen Einsatz dieser Lagerarten für Anwendungen, bei denen im Lagerbereich sehr hohe oder sehr niedere, also extreme Temperaturen auftreten.

Beim hydrostatischen Gleitlager wird das Schmieröl bereits unter Druck gesetzt, bevor es in den Lagerspalt gefördert wird. Dadurch erfolgt schon im Stillstand eine Trennung der Gleitflächen, was ein sehr günstiges, d.h. verschleißarmes An- und Abfahrverhalten zur Folge hat. Abgesehen von der oben beschriebenen Temperaturabhängigkeit des Schmieröls ist die Tragfähigkeit des Lagers damit von der Rotordrehzahl unabhängig. Die Höhe der Tragfähigkeit ist proportional zum bereitgestellten Öldruck und zur Lagerfläche. Mit hohen Öldrücken lassen sich daher sehr hohe Tragzahlen realisieren. In Kraftwerken sind die Läufer der Turbosätze, die viele Tonnen wiegen und mit einer Drehfrequenz von 50 Hz rotieren, mit solchen Lagern

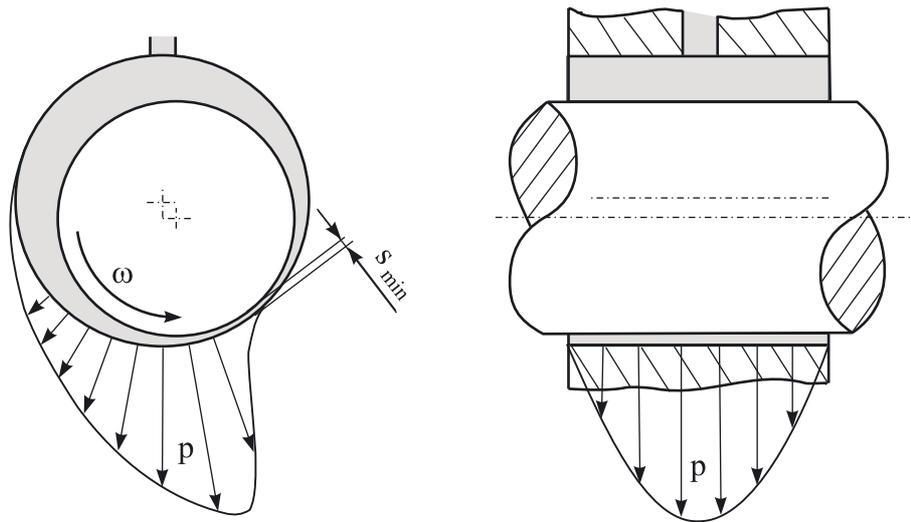


Abb. 2.1: Hydrodynamisches Gleitlager: Prinzipsskizze und Druckverteilung am Rotorumfang (z.B. Huber (2001))

ausgestattet. Allerdings ist zu berücksichtigen, daß ein zusätzlicher Energieaufwand für den Druckaufbau des Schmieröls sowie ein geschlossener Schmiermittelkreislauf mit Ölleitungen, Filter- und Kühlaggregaten notwendig sind.

Im Gegensatz zum hydrostatischen Gleitlager muß sich beim hydrodynamischen Gleitlager der Rotor relativ zur stehenden Lagerschale bewegen, um im Lagerspalt den notwendigen Öldruck aufzubauen. Die Tragfähigkeit, die wie beim hydrostatischen Gleitlager proportional zum Öldruck und zur Lagerfläche ist, hängt somit unmittelbar von der Rotordrehzahl ab. Daraus ergibt sich ein ungünstiges An- und Abfahrverhalten, da außerhalb ausreichend hoher Rotordrehzahlen kein tragfähiger Schmierfilm existiert, so daß das Lager im verschleißbehafteten Mischreibungsgebiet betrieben wird.

Die Druckverteilung, die sich in einem hydrodynamischen Gleitlager in axialer und in Umfangsrichtung einstellt, ist in Abbildung 2.1 schematisch wiedergegeben. Sowohl der Maximaldruck als auch die übrigen Druckniveaus sind umso größer, je kleiner das Lagerspiel und je höher die Rotordrehzahl sind. Um die Reibungs- und Fremdwärme aus dem Lagerbereich zu fördern, muß auch das hydrodynamische Gleitlager mit einer Ölumlauftschmierung betrieben werden. Wie beim hydrostatischen Gleitlager bedeutet dies einen zusätzlichen Aufwand an Ölleitungen, Filter und Kühler.

Hydrodynamische Gleitlager finden zur Zeit ihre Anwendung vor allem im Automobilbau zur Lagerung von Abgasturboladerrotoren. Da der Kolbenverbrennungsmotor bereits einen geschlossenen Ölkreislauf besitzt, ist der zusätzliche Aufwand für die ölgeschmierte Gleitlagerung verhältnismäßig gering. Wie in Kapitel 1.1 bereits ausführlich beschrieben verschlechtern jedoch Ölleckagen aus dem Lagerbereich das Emissionsverhalten des aufgeladenen Dieselmotors erheblich. Da Ölleckagen in angrenzende Maschinenbereiche prinzipiell nicht völlig ausgeschlossen werden können, verbieten sich ölgeschmierte Gleitlager daher für alle Anwendungen, bei denen Prozeßstoffe, die in Lagernähe gefördert werden, unter keinen Umständen mit

Schmierölen kontaminiert werden dürfen.

2.2.2 Luftgeschmierte Gleitlager

Die Funktionsweise von luftgeschmierten (gasgeschmierten) Gleitlagern basiert analog zu den ölgeschmierten Lagern auf dem aerostatischen oder dem aerodynamischen Wirkprinzip. Ein tragfähiger Schmierfilm aus Luft sorgt für eine vollständige Trennung der Gleitflächen, womit diese luftgeschmierten Gleitlager ebenfalls zu den berührungslosen Lagertypen zählen. Auch luftgeschmierte Gleitlager lassen sich als Radial- oder als Axiallager ausführen.

Wie beim hydrostatischen Gleitlager wird auch beim aerostatischen Luftlager der maximal erreichbare Druck im Lagerspalt durch die Höhe des bereitgestellten Speisedruckes limitiert. Zusammen mit der Größe der Lagerfläche bestimmt der Speisedruck somit die Tragfähigkeit des Lagers. Da bereits im Stillstand eine Trennung von Welle und Gehäuse erfolgt, verhält sich auch der An- und Abfahrbetrieb verschleißfrei. Daher besitzt das aerostatische Gleitlager eine nahezu unbegrenzte Lebensdauer und ist gerade für instationäre Anwendungen geeignet. Im Bereich der Turbomaschinen besitzt das aerostatische Luftlager gegenüber dem aerodynamischen Luftlager dennoch eine erheblich geringere technische Relevanz, da in den meisten Anwendungen die Bereitstellung der erforderlichen Speisedrücke nicht möglich bzw. zu aufwendig ist.

In Abbildung 2.2 ist das grundlegende Schema eines aerodynamischen Gleitlagers dargestellt. Die Druckverteilung am Lagerumfang zeigt im Gegensatz zu einem aerostatischen Lager Über- und Unterdruckgebiete, die beide für die Funktion wichtig sind. Der maximale Druck im Lagerspalt hängt neben der Größe des Lagerspaltes maßgeblich von der Rotordrehzahl ab. Dies bedeutet, daß beim An- und Abfahren ein Mischreibungsgebiet durchfahren werden muß, bis nach Überschreiten der sogenannten Abhebedrehzahl die Welle kontaktfrei rotiert. Die Tragfähigkeit des aerodynamischen Lagers steigt demnach mit der Rotordrehzahl an. Da das Durchfahren des Mischreibungsgebietes mit erheblichem Verschleiß verbunden ist, empfiehlt sich das aerodynamische Gleitlager vor allem für stationäre Anwendungen.

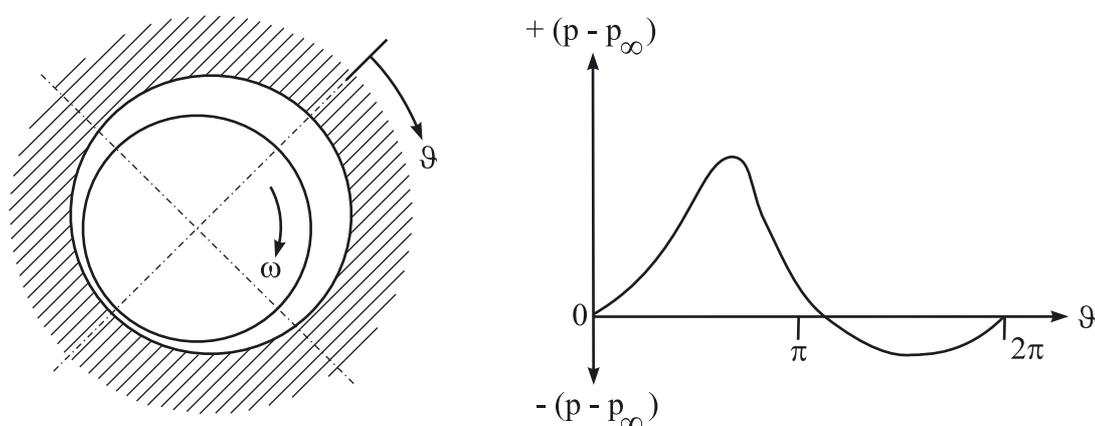


Abb. 2.2: Aerodynamisches Gleitlager: Prinzipsskizze und Druckverteilung am Rotorumfang (z.B. Bartz (1993a))

Bei aerostatischen und aerodynamischen Gleitlagern wird Luft anstelle von Öl als Schmier- und Arbeitsfluid eingesetzt. So sind es maßgeblich die Unterschiede in den Stoffeigenschaften von Öl und Luft, die für die unterschiedlichen Einsatzmöglichkeiten sowie für ein verschiedenartiges Betriebsverhalten von gas- und ölgeschmierten Gleitlagern verantwortlich sind. Aufgrund ihrer Kompressibilität verleiht Luft dem Gaslager eine relativ geringe Steifigkeit sowie vergleichsweise schlechte Dämpfungseigenschaften.

Die Viskosität von Luft ist um etwa zwei Größenordnungen geringer als die Viskosität der üblichen Schmieröle (VDI-Wärmeatlas (1997)). Im Gegensatz zur Ölviskosität steigt die Luftviskosität mit der Temperatur an, wenn auch die Temperaturabhängigkeit insgesamt relativ schwach ausgeprägt ist. Da die Viskosität mit der inneren Reibung korreliert, sind die Reibzahlen und somit die Reibungsverluste beim Luftlager über den gesamten Betriebsbereich vergleichsweise sehr klein. Allerdings sind im Vergleich zu Schmieröl die Mischreibungseigenschaften und somit auch das Notlaufverhalten wesentlich schlechter.

Die chemische Stabilität von Luft empfiehlt das luftgeschmierte Lager für den Einsatz in chemisch aggressiver oder radioaktiver Umgebung, und die chemische Neutralität macht diesen Lagertyp attraktiv für medizinische Anwendungen sowie für die Lebensmittel- und Textilindustrie, bei denen Verunreinigungen durch Schmieröle völlig unzulässig sind. Wegen der chemischen Neutralität ist außerdem kein geschlossener Schmiermittelkreislauf notwendig, sondern die benötigte Luft kann der Umgebung entnommen werden und nach Durchlauf durch das Lager unaufbereitet wieder in die Umgebung abgelassen werden. Auch bei extrem hohen oder extrem tiefen Temperaturen steht aus Sicht des Schmierstoffs *Luft* einem Betrieb dieser Lagerart nichts im Wege.

Sowohl die Kompressibilität als auch die geringere Viskosität bedeuten jedoch, daß das luftgeschmierte Gleitlager erheblich kleinere Tragzahlen aufweist als das ölgeschmierte Gleitlager gleicher Größe. Dieses Defizit läßt sich nicht durch eine Erhöhung des Arbeitsdruckes ausgleichen, da die Verdichtung der kompressiblen Luft auf sehr hohe Drücke mit einem nicht vertretbaren, großen Energieaufwand verbunden ist. Während bei dem inkompressiblen Öl die Realisierung von sehr hohen Arbeitsdrücken noch wirtschaftlich ist, sind bei luftgeschmierten Gleitlagern (aerostatische und Druckluft stabilisierte aerodynamische Luftlager) Arbeitsdrücke von maximal 10 bar sinnvoll.

Zur Erhöhung der Tragzahlen bzw. der Steifigkeit muß deshalb der Lagerspalt verkleinert oder der Lagerdurchmesser vergrößert werden. Diese beiden Maßnahmen erhöhen jedoch die Reibleistung der Lagerung, da der Lagerspalt umgekehrt proportional und der Lagerdurchmesser mit der dritten Potenz die Reibungsverluste bestimmen (Bartz (1993a)). Ein extrem kleiner Spalt stellt zudem sehr hohe Anforderungen an die Fertigung der Lagerkomponenten hinsichtlich Rundlaufgenauigkeit und Oberflächengüte. Ferner ist mit der Verringerung des Lagerspaltes eine Erhöhung des Reinheitsgrades der Luft erforderlich, um ein Verstopfen des Lagerspaltes zu verhindern. Gegen eine Verkleinerung des Lagerspaltes sprechen auch die für hochdrehende Rotoren üblichen rotodynamischen Schwingungsbelastungen, deren Amplituden die Größe des Lagerspaltes keinesfalls übersteigen dürfen. Schließlich steigt mit kleinerem Lagerspalt die Gefahr, daß bereits kleinste Unterschiede in den thermischen Dehnungen des Rotors und des Gehäuses zu einem Verklemmen des Rotors führen. Für eine konkrete Anwendung muß dem-

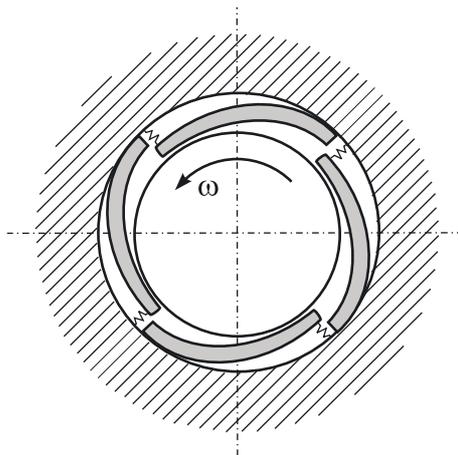


Abb. 2.3: Federlager: schematische Darstellung nach Breunig (1986)

nach mit der Wahl des Lagerspaltes ein Kompromiß zwischen höherer Tragfähigkeit bzw. Steifigkeit auf der einen Seite und geringerer Reibleistung sowie Betriebssicherheit auf der anderen Seite getroffen werden.

Aufgrund der vergleichsweise geringen Reibungsverluste ist die Drehzahlgrenze von luftgeschmierten Gleitlagern theoretisch lediglich durch die Festigkeitseigenschaften der Rotormaterialien bestimmt. Praktisch jedoch wird die Drehzahlgrenze sowie die Betriebssicherheit durch unvermeidbare Strömungsinstabilitäten erheblich herabgesetzt. Der sogenannte *Halbfrequenzwirbel* ist eine kritische Eigenform des Rotors (Bartz (1993a)), bei der sich Welle und Gehäuse berühren, was in der Regel mit einem hohem Verschleiß verbunden ist und sofort zu einem Lagerausfall führt. Die Anregung erfolgt ab einer charakteristischen Drehzahlgrenze durch die Rotorunwucht. Da auch bei einer weiteren Erhöhung der Rotordrehzahl diese Eigenschwingungen nicht mehr verschwinden, stellt die Einsatzdrehzahl der Halbfrequenzwirbel gleichzeitig die Drehzahlgrenze für das luftgeschmierte Gleitlager dar. Um die Einsatzgrenze der Halbfrequenzwirbel zu höheren Drehzahlen zu verschieben, muß die Steifigkeit des Lagers gesteigert werden. Dies erfolgt entweder durch das Aufbringen bzw. Erhöhen des Stabilisierungsdruckes, was mit einem zusätzlichen energetischen Aufwand verbunden ist, oder durch die Herabsetzung des Lagerspaltes, womit jedoch die oben erläuterten Probleme hinsichtlich höheren Reibungsverlusten und kleineren Fertigungstoleranzen verbunden sind. Eine ebenfalls stabilisierende und die Drehzahl steigernde Wirkung wird durch eine spezielle Formgebung der Welle erreicht (→ Fischgrätlager, siehe Bartz (1993a)).

Eine weitere Strömungsinstabilität tritt im aerostatischen und im Druckluft stabilisierten aerodynamischen Lager auf. Der sogenannte *Airhammer* führt durch eine Interaktion zwischen der zugeführten Druckluft und der träge reagierenden Welle zu einer Schwingungsanregung des Rotors. Um diesen Effekt zu reduzieren, muß die Geometrie der Luftzuführkanäle und -kammern im Hinblick auf ein besseres Schwingungsverhalten optimiert werden (Bartz (1993a)).

Bei hochtourigen Rotoren spielt die Dämpfung von rotordynamischen Schwingungen eine wichtige Rolle (Glienicke (1972)). Da das Lagergehäuse in einem konventionellen aerodynamischen Lager sehr starr ist und deshalb zur Schwingungsdämpfung keinen Beitrag leisten kann, wurde

von Glienicke (1982) ein modifiziertes aerodynamisches Lager entwickelt. Dieses sogenannte Federlager besitzt im Lagerspalt zwischen dem starren Gehäuse und der Welle nachgiebige Dämpfungselemente in Form von vorgespannten Metallblechen, die im Gehäuse abgestützt sind und den Rotor am gesamten Umfang umgeben. Der aerodynamische Film baut sich bei dieser Konfiguration zwischen der Welle und den Metallblechen auf. In Abbildung 2.3 ist beispielhaft ein Federlager mit asymmetrisch abgestützten Dämpfungssegmenten dargestellt.

Federlager werden zur Zeit erfolgreich in hochtourigen, leichtbelasteten Rotoren (Heshmat und Walton (2000)) eingesetzt. Auch in Kombination mit Magnetlagern (Swanson et al. (2000) und Russell et al. (2001)) finden sie ihre Anwendung. Bei einem solchen Hybridlager sorgt das Magnetlager beim An- und Abfahren für die vollständige Trennung von Rotor und Gehäuse, so daß diese kritischen Betriebsbereiche verschleißfrei durchfahren werden. Das Federlager übernimmt die Aufgabe der Kräfteübertragung erst, wenn seine Abhebedrehzahl erreicht wird.

2.3 Wälzlager

In Wälzlagern (Brändlein (1995), Albert (1987)) übertragen Rollkörper, die auf den Laufbahnen der beiden Lagerringe abrollen, die Lagerkräfte von der Welle in das Lagergehäuse. Da sich die Rollkörper mit den Laufbahnen im Wälzkontakt befinden, verfügen Wälzlager allgemein über eine höhere Tragfähigkeit als vergleichbare berührungslose Lager (öl- und luftgeschmierte Gleitlager), bei denen der Druck eines viskosen Zwischenmedium die Höhe der zu übertragenden Lagerkräfte limitiert. Auch gegenüber den ebenfalls berührungslos arbeitenden Magnetlagern weisen Wälzlager eine höhere Tragfähigkeit auf. Hohe Tragzahlen bedeuten einen geringen Raumbedarf, so daß sich mit Wälzlagern relativ kurze Rotorlängen realisieren lassen. Gerade in Anwendungen mit sehr hohen Rotordrehzahlen birgt eine kurze Rotorlänge große Vorteile aufgrund eines günstigeren rotordynamischen Verhaltens.

Da Wälzlager auch unter äußerst ungünstigen Betriebsbedingungen ihre Funktion zumindest kurzfristig noch zuverlässig weiter erfüllen, haben sie unter allen bekannten Lagerbauarten die besten Notlaufeigenschaften. In Anwendungen, bei denen die Betriebssicherheit eine entscheidende Rolle spielt, wie z.B. bei der Lagerung von Flugtriebwerksrotoren, werden daher meistens Wälzlager eingesetzt.

Für Hochgeschwindigkeitsanwendungen eignen sich vor allem Spindellager (Schräggugellager) mit einem Druckwinkel zwischen 15° und 25° (Hosang (1987), Shoda et al. (1997), Slaney (1994), Weck et al. (1996)). Aber auch Zylinderrollenlager kommen in diesem technisch anspruchsvollen Anwendungssektor zum Einsatz (Fujii et al. (1999), Gebert (1997), Schütt (1979)).

2.3.1 Drehzahl begrenzende Faktoren

Die Wälzkontakte, die je nach Lagerbauart des Wälzlagers linien- (Zylinderrollenlager) oder punktförmig (Kugel- und Spindellager) sind, unterliegen einer sehr hohen strukturmechanischen und tribologischen Beanspruchung, durch die sich die maximal mögliche Betriebsdreh-

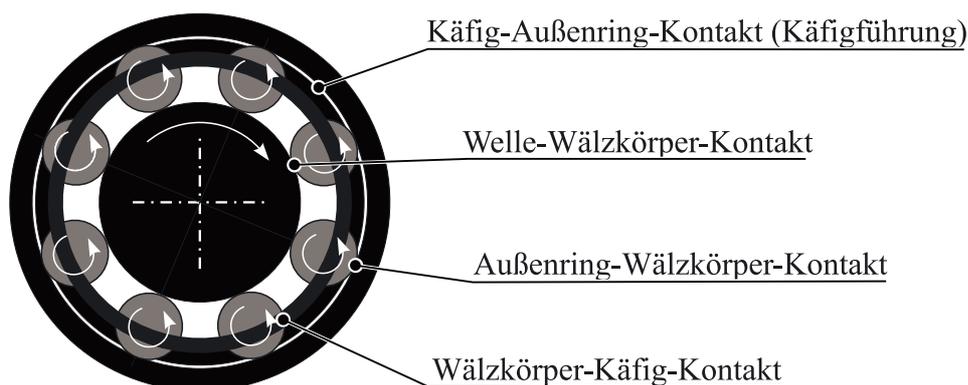


Abb. 2.4: Reib- und Wälzkontakte im Wälzlager

zahl bestimmt. Da insbesondere die Wärmeentwicklung im Lager den drehzahllimitierenden Faktor darstellt, bestehen drehzahlsteigernde Maßnahmen darin, die Reibleistung und den Verschleiß in diesen Kontaktzonen zu minimieren.

Im Einzelnen bestimmen die in Abbildung 2.4 aufgeführten Reib- und Wälzkontakte das Verschleißverhalten im Wälzlager. Der Welle-Wälzkörper-Kontakt sowie der Wälzkörper-Außenring-Kontakt sind unmittelbar in die Übertragung der Lagerkräfte involviert. Diese Wälzkontakte sind verschleißbehaftet, da zwischen den Wälzpartnern in der Regel Schlupf auftritt, d.h. die Wälzkörper rollen nicht mit der kinematisch richtigen, sondern mit einer geringeren Geschwindigkeit ab, so daß der Rollbewegung eine Gleitbewegung überlagert ist. Der Schlupf entsteht, weil die Wälzkörper im unbelasteten Lagerbogen durch Reibkontakte - vor allem mit dem Käfig - in ihrer Eigenrotation gebremst werden. Wenn die Wälzkörper wieder in die Lastzone eintreten, werden sie von der Welle nahezu schlagartig und unter Verschleiß auf die kinematische Drehzahl beschleunigt.

Neben den beschriebenen Wälzkontakten bestimmen weitere Reibkontakte das Verschleißverhalten des Lagers. Zu dem mit Abstand wichtigsten zählt hierbei der Reibkontakt zwischen den Wälzkörpern und dem Käfig. Der Käfig positioniert die Rollkörper am Lagerumfang und verhindert, daß sie sich gegenseitig berühren. Eine Berührung der Wälzkörper ist äußerst ungünstig, da sie in ihrer Berührungslinie gegenläufig rotieren. Ein Wälzkörperkontakt ist daher mit Verschleiß verbunden. Der Reibkontakt zwischen den Wälzkörpern und dem Käfig ist darüber hinaus in zweierlei Hinsicht nachteilig. Zum einen führt er in den Kontaktflächen zu einer lokalen Temperaturerhöhung, die den Wärmehaushalt des Gesamtlagers negativ beeinflusst. Zum anderen bremst der Käfig die Eigenrotation der Wälzkörper, wodurch die oben beschriebenen Schlupfzustände in den Wälzkontakten entstehen. Hierin liegt der schwerwiegendste Nachteil des Käfigs begründet.

Ein weiterer Reibkontakt ergibt sich aus der Notwendigkeit, den Käfig, der mit dem Wälzkörpersatz umläuft, bezüglich seiner radialen Position zu zentrieren. Dies ist gerade bei hochfrequent drehenden Wälzlager wichtig, da ein exzentrisch positionierter Käfig Unwuchtkräfte hervorruft, die ihn selbst strukturmechanisch belasten und zudem das Umlaufverhalten des Wälzkörpersatzes stören. Bei Hochgeschwindigkeitslagern erfolgt diese Käfigführung meistens

über die Außenringlaufbahn.

Hohe Rotordrehzahlen haben zur Konsequenz, daß die Wälzkörper, die gemäß den kinematischen Gesetzen im Wälzlager um die Lagerachse rotieren, hohen Fliehkräften ausgesetzt sind. Dadurch entsteht insbesondere für den Wälzkörper-Außenring-Kontakt aufgrund einer hohen Flächenpressung eine besonders große, strukturmechanische Belastung. Um diese Fliehkraftbelastung zu reduzieren, haben Wälzlager für Hochgeschwindigkeitsanwendungen vergleichsweise kleine Rollkörper. Dadurch läßt sich die Drehzahlgrenze gegenüber Lagern mit herkömmlichen, größeren Wälzkörperdurchmessern um bis zu 40% steigern (Brändlein (1995)). Zu klein dürfen die Durchmesser der Rollkörper jedoch nicht gewählt werden, da im Wälzkontakt der kleinere Krümmungsradius eine kleinere Kontaktfläche und somit eine höhere Flächenpressungen in der Kontaktzone verursacht.

Das Verschleiß- und Reibungsverhalten im tribologischen Kontakt hängt größtenteils von der Art der Schmierung und den Eigenschaften des Schmierstoffs ab. Ziel der Schmierung ist der Aufbau eines tragfähigen elasto-hydrodynamischen Schmierfilms (EHD-Theorie), der die tribologischen Partner vollständig trennt. Bei hohen Rotordrehzahlen allerdings erweist sich die optimale Schmierstoffversorgung des Wälzlagers als äußerst schwierig. Auf der einen Seite muß die Schmierstoffmenge auf ein Minimum reduziert werden, um die Plantsch- und Walkverluste zu verringern. Diese treten auf, wenn der Schmierstoff von den Wälzkörpern beim Abrollen auf den Laufbahnen verdrängt wird. Je hochfrequenter diese Verdrängungsprozesse ablaufen, desto höher ist der Wärmeeintrag durch Reibungsverluste innerhalb des Schmierstoffs. Es entstehen lokale Temperaturspitzen, die sich negativ auf die Schmierstoffeigenschaften und -lebensdauer auswirken. Auf der anderen Seite wirkt die Fliehkraft auch auf den an den rotierenden Lagerkomponenten haftenden Schmierstoff, wodurch die Gefahr besteht, daß der Schmierstoff teilweise aus dem Lager herausgeschleudert wird. Letzteres führt insbesondere bei Lagern, die mit einer Dauerschmierung versehen sind, zu einem frühzeitigen Ausfall.

Bei einer hohen rotodynamischen Belastung ist es notwendig, eine äußere Lagerdämpfung vorzusehen, da Wälzlager selbst über lediglich geringe Dämpfungseigenschaften verfügen. Ist die Schwingungsdämpfung zu gering, so besteht die Gefahr, daß bei Resonanzanregung Kräfte auftreten, denen das Lager trotz seiner hohen Tragfähigkeit nicht mehr widerstehen kann. Die Quetsch-Öl-Dämpfung (squeeze film damper, Changsheng (2001), Waschka (1991)) oder eine Dämpfung mittels O-Ringen, die radial am Außenumfang des Lagers angeordnet sind, zählen hierbei zu den gebräuchlichsten Methoden der äußeren Lagerdämpfung.

Bei entsprechender Optimierung der Schmierungsverhältnisse in den tribologischen Wälzkontakte sind Wälzlager also durchaus für Anwendungen mit hohen Rotordrehzahlen geeignet. Hohe Lagertemperaturen dagegen verbieten sich für ein konventionell öl- oder fettgeschmiertes Wälzlager, da sich die Eigenschaften der Schmierstoffe bei höheren Temperaturen verschlechtern bzw. sogar eine thermische Zersetzung des Schmierstoffs stattfinden kann. Für einen Hochtemperatureinsatz kommen daher nur Wälzlager in Frage, die entweder in Verbindung mit einer aufwendigen Ölumlaufschmierung gekühlt werden oder ohne Schmierstoff - also im Trockenlauf - betrieben werden können. Ein Wälzlager mit Ölumlaufschmierung weist jedoch vergleichbare Probleme bezüglich Schmierstoffkontamination der Lagerumgebung auf wie ein ölgeschmiertes Gleitlager und verbietet sich daher für die im Rahmen dieser Arbeit diskutier-

ten Anwendungsgebiete (z.B. Aufladung einer Brennstoffzelle). Bei einem Wälzlager, das unter Trockenlaufbedingungen betrieben wird, verschlechtern sich allerdings die Verhältnisse in den tribologischen Wälzkontakten so erheblich, daß zumindest Wälzlager aus konventionellen Wälzlagerstählen nicht mehr eingesetzt werden können. Um dennoch hohe Drehzahlen und zugleich hohe Temperaturen realisieren zu können, ist die Verwendung von Keramiken, die unter den diskutierten Anforderungen über bessere tribologische Eigenschaften verfügen als herkömmliche Wälzlagerstähle, unvermeidbar.

Aber nicht nur die absolute Höhe der Lagertemperatur, sondern auch die Temperaturdifferenzen innerhalb des Lagers, vor allem zwischen dem Außenring und dem Innenring, können kritische Folgen für das Betriebsverhalten haben. Weichen nämlich die thermischen Dehnungen dieser Komponenten vom Auslegungszustand ab, so vergrößern sich entweder die Lagerspiele oder es besteht die Gefahr, daß die Wälzkörper verklemmen. Beides wirkt sich negativ auf den Betrieb und die Lebensdauer des Wälzlagers aus.

2.3.2 Keramik im Wälzlager

Eine Verbesserung der strukturmechanischen Belastbarkeit sowie eine Optimierung der tribologischen Kontakte mit dem Ziel der Verringerung der Reibungsverluste und der Erhöhung der Verschleißfestigkeit läßt sich durch die Verwendung von Hochleistungskeramiken erzielen. Bei extremen Anforderungen an das Wälzlager, wie hohe Einsatztemperaturen und hohe Rotordrehzahlen in Verbindung mit ungünstigen Schmierungsverhältnissen bis hin zu Trockenlauf, ist der Einsatz von Keramik als Vollmaterial oder als Beschichtungswerkstoff anstelle eines konventionellen, metallischen Wälzlagerwerkstoffs unerlässlich.

Abbildung 2.5 vergleicht einige grundlegende Stoffeigenschaften eines typischen Wälzlagerstahls (100 Cr 6) mit dem wichtigsten Vertreter der keramischen Wälzlagerwerkstoffe Siliziumnitrid Si_3N_4 (Bayer (1997)). Mit einer Dichte von $\rho_{Si_3N_4} = 3,2 \text{ kg/dm}^3$ ist Siliziumnitrid um etwa 60% leichter als Stahl. Dadurch reduzieren sich bei Verwendung von keramischen Wälzkörpern insbesondere die Fliehkräfte, die für die strukturmechanische Belastung des Wälzkontaktes zwischen den Wälzkörpern und der Laufbahn des Lageraußenrings verantwortlich sind (Slaney (1994)). Aber auch die Trägheitskräfte verringern sich aufgrund der wesentlich kleineren Masse der Wälzkörper, wodurch die Lagerkinematik deutlich verbessert wird. Die Drehzahlgrenze läßt sich daher um mehr als 15% steigern (Brändlein (1995)), wenn anstelle von Wälzkörpern aus konventionellem Wälzlagerstahl Wälzkörper aus Keramik zum Einsatz kommen. Solche Lager werden als Hybridlager bezeichnet und sind für viele Hochgeschwindigkeitsanwendungen bereits Stand der Technik (Burgmeier und Poursaba (1994), Hosang (1987), Miner et al. (1995), Shoda et al. (1997), Zaretsky (1989)).

Während der Wälzlagerstahl, selbst wenn er hinsichtlich Hochtemperaturfestigkeit optimiert ist, bei spätestens 400 °C eine beträchtliche Reduktion seiner Härte erfährt, behält Siliziumnitrid bis etwa 800 °C seine sehr guten Festigkeits- und Härteeigenschaften bei. Aus strukturmechanischer Sicht qualifiziert gerade diese Warmhärte das keramische Wälzlager für Hochtemperaturanwendungen.

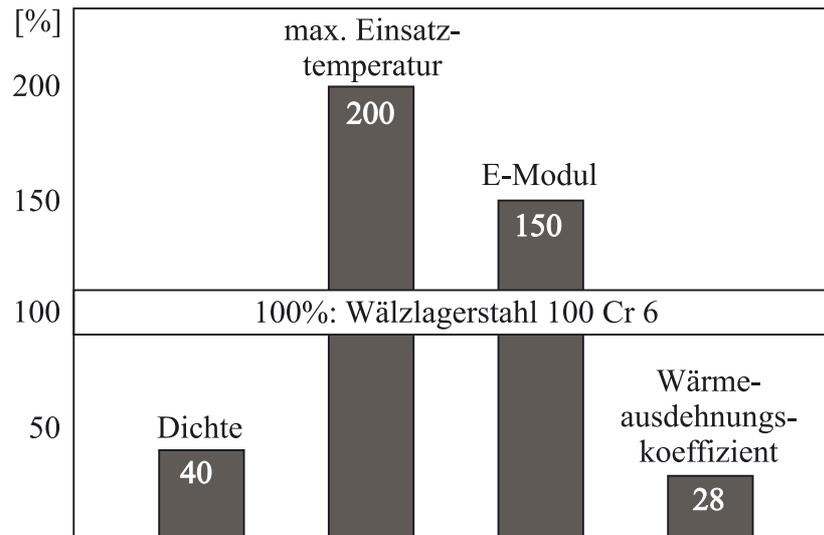


Abb. 2.5: Materialeigenschaften von Si_3N_4 im Vergleich zu 100Cr6 (nach (Bayer (1997)))

Ferner verleiht die Ionenbindung, die die keramische Gitterstruktur zusammenhält, auch bei hohen Temperaturen der Keramik eine sehr hohe chemische Stabilität, so daß die Keramik über einen großen Temperaturbereich eine hervorragende Korrosionsbeständigkeit aufweist. Die metallische Bindung, die allen metallischen Gittern zugrunde liegt, ist dagegen korrosionsanfällig, eine negative Eigenschaft, die sich mit höheren Temperaturen weiter verschlechtert. Es ist vor allem dieser unterschiedliche Bindungscharakter der keramischen und der metallischen Gitterstruktur, der auch die tribologischen Eigenschaften maßgeblich beeinflusst. So besitzt Siliziumnitrid im Vergleich zu Wälzlagerstahl eine signifikant geringere Adhäsionsneigung. Die Verschleißerscheinungen Fressen und Verschweißen treten daher im Keramik-Stahl- und Keramik-Keramik-Kontakt so gut wie nicht auf.

Der E-Modul von Siliziumnitrid ist um etwa 50 % höher als der von Wälzlagerstahl. Dies bedeutet, daß in einer tribologischen Kontaktzone mit keramischen Partnern bei gleicher äußeren Belastung geringere elastische Verformungen auftreten als bei metallischen Partnern. Daraus resultieren kleinere Kontaktflächen, die eine höhere Flächenpressung (Hertzsche Pressung) haben und somit strukturmechanisch höher belastet sind (Müller (1995)). Mit dieser vergleichsweise höheren Belastung wächst jedoch auch die Versagenswahrscheinlichkeit der Keramik, wobei insbesondere die Zugspannungsfelder kritisch sind. Grund hierfür ist das prinzipielle Versagensverhalten von Keramik. Da Keramiken im allgemeinen spröde sind, also nahezu keine plastischen Verformungen zulassen, versagen sie gemäß den Gesetzen der Rißbruchmechanik (Munz und Fett (1989)). Während in metallischen Komponenten lokale Spannungsspitzen durch eine lokale plastische Verformung abgebaut werden können, bewirken lokale Überbelastungen in keramischen Komponenten ein überkritisches Rißwachstum von Mikrorissen, die in jedem keramischen Bauteil herstellungsbedingt unvermeidbar vorhanden sind. Da die Rißausbreitung durch Zugspannungsfelder im Bereich der Rißspitzen angetrieben wird, muß bei der Auslegung von keramischen Bauteilen darauf geachtet werden, daß keine bzw. lediglich geringe Zugbeanspruchungen auftreten. Aus diesem Grund benötigen keramische Zylinderrollen in

noch stärkerem Maße als metallische Zylinderrollen ein z.B. optimiertes Kantendesign (Fasen, Rundungen und Mantelprofile), um eine ausreichende Kantenfestigkeit zu erhalten (Danzer und Paar (1995)).

Wegen des Spröbruchverhaltens von Keramik erweist sich auch der im Vergleich zu Stahl um etwa 70 % geringere thermische Wärmeausdehnungskoeffizient als problematisch, da an den Verbindungsstellen von metallischen und keramischen Komponenten aufgrund unterschiedlicher thermischer Ausdehnungen Bauteilspannungen auftreten. Bei vollkeramischen Wälzlagern ist insbesondere das Aufziehen des keramischen Lagerinnenrings auf eine metallische Welle äußerst kritisch, da sich unter thermischer Belastung die Welle stärker als der Ring dehnt, wodurch starke Zugspannungen im Keramikring entstehen. Bei Hybridlagern jedoch verhindert gerade der geringere thermische Wärmeausdehnungskoeffizient der keramischen Wälzkörper ein Verklemmen zwischen den metallischen Lagerringen, wenn eine Temperaturbelastung auftritt.

Das Beanspruchungsprofil im Wälzlager, insbesondere im Bereich der Wälzkontakte, ist äußerst komplex, da Zug-, Druck- und Scherspannungsfelder sich überlagern. Es kommen daher nur solche Keramiken als Vollmaterial in Frage, die nicht nur eine hohe Festigkeit, einen geringen Reibwert und einen hohen Verschleißwiderstand haben, sondern auch über zumindest minimale Zähigkeitseigenschaften - also eine verringerte Spröbruchneigung - verfügen. Mit diesen besonderen Eigenschaften ausgestattet sind lediglich Siliziumnitride und Yttrium stabilisierte Zirkonoxide (Rombach und Zimmermann (1996), Rombach et al. (1997), Sternagel (1997)).

Für den Trockenlauf und speziell für die Kombination von Trockenlauf und gleichzeitig hoher Rotordrehzahl ist jedoch eine weitere Absenkung des Reibwertes im Wälzkontakt von entscheidender Bedeutung. Dies gilt trotz des grundsätzlich positiven Reibungsverhaltens auch für eine rein keramische Paarung im tribologischen Kontakt. Die Verringerung des Reibwertes läßt sich nur durch die Modifikation der Oberflächeneigenschaften erreichen. Eine Möglichkeit bietet die Ionenimplantation von Sauerstoff-, Stickstoff-, Kohlenstoff- oder Titanionen in die Oberfläche von Siliziumnitrid. Dadurch kann der Reibwert um bis zu 75% auf $\mu \approx 0,1$ gegenüber dem unbehandelten Si_3N_4 - Si_3N_4 -Kontakt ($\mu \approx 0,4$) gesenkt werden (Sternagel (1997)).

Eine signifikante Verbesserung der tribologischen Eigenschaften von metallischen Wälzlagerkomponenten bezüglich Härte und Verschleißfestigkeit läßt sich durch die Aufbringung von keramischen Beschichtungen erzielen (Weck und Leng (1996), Lugscheider et al. (1996b)). Solche Beschichtungen, die vornehmlich mit dem PVD-Verfahren (physical vapor deposition) aufgebracht werden, sind vor allem für die Lagerringe sinnvoll, da jene - vollkeramisch ausgeführt - kaum von der geringeren Dichte der Keramik hinsichtlich einer reduzierten Fliehkraftbelastung profitieren, sondern im Gegenteil ihr Versagensverhalten durch die geringere Zähigkeit von Keramik negativ beeinflusst wird. Mit einer Keramikbeschichtung wird jedoch die erwünschte Zähigkeitseigenschaft des metallischen Lagerrings im optimalen Fall beibehalten und durch die ebenfalls erwünschte Härte und Verschleißfestigkeit der Keramiksicht ergänzt. Als Schichtmaterial zeigen Titanborid (TiB)- und Zirkonoxid (ZrO) die besten Eigenschaften, wenn ein schmierstofffreier Betrieb des Wälzlagers realisiert werden soll (Knotek et al. (1997), Lugscheider et al. (1996a)).

2.4 Magnetlager

Der zur Zeit am häufigsten verwendete und daher technisch besonders relevante magnetische Lagertyp basiert auf dem Wirkungsprinzip der aktiven elektromagnetischen Lagerung. In der linken Prinzipsskizze von Abbildung 2.6 sind der grundsätzliche Aufbau eines solchen Magnetlagers sowie die Komponenten, die für die Funktionserfüllung benötigt werden, in vereinfachter Weise dargestellt (Schweitzer (1993)). Ein Sensor mißt permanent die Abweichung des Rotors aus seiner Ruhe- bzw. Referenzlage. Das Sensorsignal wird in einem Regler (Mikroprozessor) ausgewertet und gemäß einem vorgegebenem Regelgesetz in ein Regelsignal umgewandelt. Dieses Regelsignal erzeugt über einen Leistungsverstärker einen Steuerstrom, der mit Hilfe des Elektromagneten die Magnetkraft so einstellt, daß der Rotor gerade in der Schwebe bleibt. Dieser Schwebezustand ist jedoch nicht stabil, da bei konstantem Steuerstrom die auf den Rotor wirkende Magnetkraft mit zunehmendem Abstand von Rotor und Magnet abnimmt (= umgekehrtes Federverhalten). Die gewünschte Schwebeposition des Rotors läßt sich daher nur durch ein permanentes Regeln des Steuerstroms, also durch ein ständiges Anpassen der Magnetkraft an die relative Lage von Rotor und Magnet erhalten.

Das Regelgesetz bestimmt die Stabilität des Schwebezustandes sowie die Steifigkeit und die Dämpfung dieser Lagerung. Da die zugrunde liegenden Regelparameter sehr gut auf die jeweilige technische Anforderung angepaßt werden können, ja sogar eine Variation während des Betriebes möglich ist, läßt sich mit der aktiven elektromagnetischen Lagerung die Rotordynamik in allen Betriebspunkten positiv beeinflussen. Kritische Schwingungszustände können somit gezielt gedämpft werden. Ferner lassen sich die Sensorsignale zur Feststellung des Wuchtzustandes sowie zur On-line-Diagnose für eine Betriebsüberwachung und damit zur Erhöhung der Betriebssicherheit heranziehen.

Der reale Rotor benötigt allerdings mehrere Tragemagnete, die durch eine Mehrgrößenregelung miteinander verbunden sind. Dadurch wird die Regelung insgesamt sehr komplex und setzt beim Anwender des Lagers detaillierte Kenntnisse im Bereich elektronischer Regelungstechnik voraus. Dies schmälert die Akzeptanz solcher Lager, da diese Kenntnisse im allgemeinen nicht vorhanden sind. Die vielen elektronischen und elektrischen Komponenten sind zudem ein erheblicher Kostenfaktor, der eine Anwendung dieser Lager oftmals verhindert. Als Kostenfaktoren treten nicht nur die Anschaffungskosten, sondern auch die Betriebskosten auf, da sowohl für die Regelungselektronik als auch für die Lagermagnete selbst elektrische Energie bereitgestellt werden muß. In Abbildung 2.6 auf der rechten Seite ist der Schnitt durch ein reales Radiallager mit vier Polpaaren dargestellt. Nicht aufgeführt, aber dennoch zwingend erforderlich sind mindestens drei Sensoren, die permanent die Position des Rotors ermitteln.

Da das Magnetlager in allen Betriebszuständen - auch beim An- und Abfahren - berührungsfrei arbeitet, tritt kein mechanischer Verschleiß auf. Daraus resultieren geringere Wartungskosten und höhere Lebensdauern. Das Fehlen von Schmierstoffen erlaubt den Einsatz sowohl unter Reinstbedingungen als auch unter Einwirkung von aggressiven, Schmierstoffe zersetzenden Medien. Allerdings verfügt das Magnetlager über keinerlei Notlaufeigenschaften. Fallen die Magnete aus, kommt es sofort zwischen Rotor und Stator zum lagerzerstörenden Kontakt. Aus diesem Grund sind in Anwendungen, bei denen die Betriebssicherheit eine wichtige Rolle

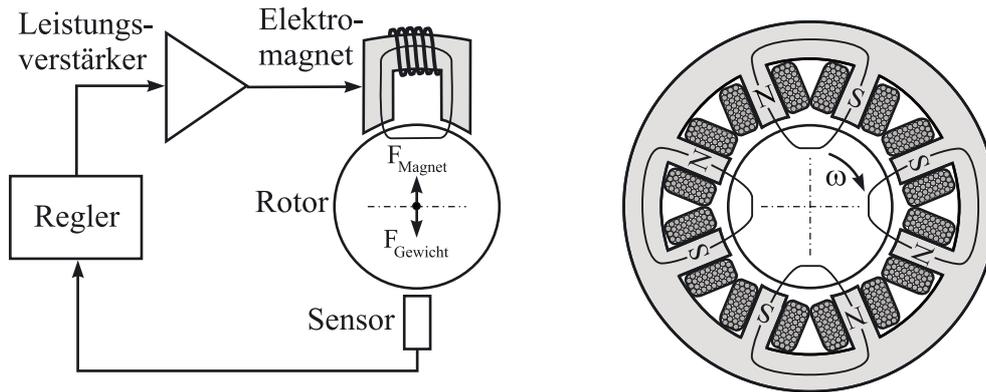


Abb. 2.6: Funktionsprinzip der aktiven elektromagnetischen Lagerung und Bauform eines realen Radiallagers (nach Schweitzer (1993))

spielt, zusätzlich sogenannte Fanglager - in der Regel sind dies Wälzlager - notwendig, die bei Ausfall des Magnetlagers in Aktion treten.

Damit der Rotor an den Lagerstellen überhaupt eine Kraftwirkung erfährt, muß der magnetisch aktive Teil aus ferromagnetischen Materialien ($\mu_r \gg 1$) bestehen. Zudem muß das Rotormaterial über weichmagnetische Eigenschaften (niedrige Remanenz und geringe Koerzitivfeldstärke) verfügen, damit die Ummagnetisierungsverluste, die als Verlustleistung einen Wärmeeintrag in den Rotor verursachen, möglichst klein sind.

Die auf den Rotor wirkende Magnetkraft, die die Tragfähigkeit des Lagers bestimmt, ist abhängig vom Steuerstrom i , von der Windungszahl der Spule n , von dem Luftspalt s (Abstand von Rotor und Magnet), von der Lagerbreite l , vom Rotordurchmesser d sowie von der magnetischen Feldkonstanten μ_0 :

$$F_{Magnet} \sim \mu_0 \cdot n^2 \cdot l \cdot d \cdot \frac{i^2}{s^2} \quad (2.2)$$

Zur Übertragung größerer Lagerkräfte ist demnach ein hoher Spulenstrom i , ein kleiner Luftspalt s sowie eine große Rotoroberfläche $\pi \cdot d \cdot l$ notwendig. Ein großer Spulenstrom i erhöht jedoch in der Spule die elektrischen Verluste, die in Form von Verlustwärme abgeführt werden müssen. Die große Rotoroberfläche steigert zum einen den Platzbedarf des Lagers und reduziert zum anderen die maximal mögliche Betriebsdrehzahl, da mit wachsendem Rotordurchmesser die Umfangsgeschwindigkeiten zunehmen.

Die maximal erlaubte Umfangsgeschwindigkeit bzw. die maximal mögliche Betriebsdrehzahl des Magnetlagers wird theoretisch allein durch die Festigkeit der verwendeten Rotormaterialien bestimmt. Konventionelle weichmagnetische Materialien lassen Umfangsgeschwindigkeiten von bis zu 200 m/s zu. Neuartige amorphe Metalle halten doppelt so große Umfangsgeschwindigkeiten aus (Larsonneur (1990)). Sie sind zwar sehr belastungsfähig und weisen gleichzeitig sehr gute weichmagnetische Eigenschaften auf, allerdings ist ihre Verwendbarkeit aufgrund ihrer schlechten Verarbeitbarkeit eingeschränkt.

Ein grundlegendes und die Betriebsdrehzahl erheblich beschränkendes Festigkeitsproblem stellt jedoch die besondere konstruktive Eigenheit magnetgelagerter Rotoren dar. Der Rotor besteht

an den Lagerstellen aus einem Paket aus dünnen, gegeneinander isolierten Blechen mit weichmagnetischen Eigenschaften. Dies ist notwendig, um einerseits den magnetischen Fluß optimal zu leiten und andererseits die Wirbelstromverluste klein zu halten. Die Wirbelstromverluste, die proportional zur Rotordrehzahl anwachsen, sind ein Teil der Ummagnetisierungsverluste. Große Wirbelströme verursachen ein großes Bremsmoment und erwärmen den Rotor. Bei Magnetlagern, die unter hohen Drehzahlen betrieben werden sollen, stellt sich daher das konstruktive Problem, einen ausreichenden Kraftschluß zwischen den Blechen und dem Rotor zu gewährleisten, um unter dem Einfluß hoher Fliehkräfte ein Abheben der Bleche zu verhindern. Die kraftschlüssige Befestigung der beiden Komponenten, die Umwicklung mit hochfesten Faserverbundwerkstoffen, die spezielle Auswahl der Materialien bezüglich ihrer radialen Dehnung unter Fliehkraftereinfluß oder das Aufbringen eines Schrumpfsitzes zwischen Rotor und Lagerblechen verringern zwar dieses Festigkeitsproblem, lösen es aber nicht befriedigend. Der Abhebewiderstand der Lagerblechung stellt daher die tatsächliche Drehzahlgrenze für das Magnetlager dar.

Als Blechmaterial für die Lagerung schnelldrehender und thermisch hochbelasteter Rotoren eignen sich spezielle Eisen-Kobalt-Legierungen, die neben sehr guten weichmagnetischen Eigenschaften eine hohe Festigkeit und einen Einsatzbereich bis zu einer Temperatur von 550°C aufweisen (Kondoleon und Kelleher (2000)).

Die maximal mögliche Betriebstemperatur von Magnetlagern wird hauptsächlich durch die zulässigen Materialtemperaturen der Isolationsmaterialien begrenzt. Sowohl die Wicklungen im Stator als auch die Rotorbleche sind jeweils gegeneinander elektrisch isoliert. Die hierfür verwendeten Harze erlauben Einsatztemperaturen, die denen in einem ölgeschmierten Lager vergleichbar sind. Die Ohmschen Verluste im Stator sowie die durch Ummagnetisierungsvorgänge verursachten Wärmeverluste im Rotor verlangen in der Regel sogar Kühlungsmaßnahmen, um die volle Funktionsfähigkeit der magnetischen Lagerung zu erhalten. Mit zunehmender Rotortemperatur verringern sich die für die Funktion der Lagerung notwendigen ferromagnetischen Eigenschaften, und ab einer bestimmten, materialabhängigen Temperatur - der Curie-Temperatur (z.B. für Eisen: $T_C = 770^{\circ}\text{C}$) - wandeln sich die ferromagnetischen Eigenschaften in paramagnetische. Befindet sich der Rotor im paramagnetischen Zustand, wirken so gut wie keine Magnetkräfte mehr - die magnetische Lagerung versagt.

2.5 Vergleichende Bewertung der verschiedenen Lagertypen

Welcher der vorgestellten Lagertypen zur Lagerung schnelldrehender und thermisch hochbelasteter Rotoren am besten geeignet ist, läßt sich abschließend nicht eindeutig sagen, da jeder Lagertyp eine Reihe von Vor-, aber auch Nachteilen aufweist, die im konkreten Anwendungsfall gegeneinander abgewogen werden müssen.

In Tabelle 2.1 sind die in Frage kommenden Lagertypen einander gegenübergestellt und bezüglich der wichtigsten Bewertungskriterien beurteilt. Die dreiteilige Bewertungsskala reicht von *sehr gut* über *bedingt gut* bis *nicht gut*. *Sehr gut* bedeutet, daß der betreffende Lagertyp bereits prinzipbedingt und daher ohne weiteren Aufwand dieses Kriterium positiv erfüllt. Ein Lagertyp,

Die berührungslos arbeitenden Lager - luftgeschmierte Gleitlager und Magnetlager - haben den großen Vorteil, daß aufgrund des fehlenden Festkörperkontaktes kein mechanischer Verschleiß auftritt. Ein Einsatz von Schmiermitteln ist daher nicht notwendig. Allerdings verfügen diese Lagertypen über keinerlei Notlaufeigenschaften, so daß aus Sicherheitsgründen oftmals zusätzliche Wälzlager als Notlager vorgesehen werden müssen. Ihre relativ geringe Tragfähigkeit bedingt zudem einen größeren Platzbedarf als bei vergleichbaren Wälzlagern, was sich zumindest bei den luftgeschmierten Gleitlagern negativ auf die Rotordynamik auswirken kann. Aber auch bei der Magnetlagerung macht der verhältnismäßig große Bauraum sowie das relativ große Gewicht die Verwendung dieses Lagertyps in kleinen Turbomaschinen eher unattraktiv. Darüber hinaus steht einem weit verbreiteten Einsatz von Magnetlagern zum einen der Kostenfaktor, der durch die vielen notwendigen elektrischen und elektronischen Komponenten verursacht wird, und zum anderen das erforderliche Bedienungs-Know-How im Wege.

Im Vergleich zu allen anderen Lagertypen verfügen Wälzlager über die größte Tragfähigkeit. Das bedeutet einen geringen Platzbedarf für die Lagereinheit, so daß eine sehr kompakte Bauweise des Rotors bzw. der gesamten Maschine möglich ist. Aus dieser Kompaktheit ergibt sich eine erhebliche Gewichtsersparnis, die insbesondere für mobile Anwendungsbereiche von großer Bedeutung ist. Hinzu kommen die guten Notlaufeigenschaften, die einen wichtigen Sicherheitsaspekt darstellen. Allerdings resultieren die genannten Vorteile aus dem Umstand, daß im Wälzlager die Lagerkräfte durch Wälzkontakte übertragen werden. Diese Wälzkontakte müssen jedoch gerade unter Extremforderungen tribologisch optimiert sein, um eine möglichst geringe Reibleistung und möglichst wenig mechanischen Verschleiß aufzuweisen. Dazu bedarf es der Verwendung von hochwertigen Keramiken sowie den Einsatz von Schmiermitteln. Letzteres begrenzt die maximal mögliche Lagertemperatur auf die zulässige Schmiermitteltemperatur.

Wenn es gelingt, die Reibungsverluste und den mechanischen Verschleiß in den Kontaktzonen so weit zu reduzieren, daß der Einsatz von Schmiermittel nicht mehr notwendig ist, stellen Wälzlager für die Lagerung hochdrehender und thermisch hochbelasteter Rotor eine sehr gute, ja vielleicht sogar die beste Alternative dar. Ist jedoch ein völliger Verzicht auf Schmiermittel nicht möglich, so eignen sich Wälzlager zumindest für thermisch gering belastete Hochgeschwindigkeitsanwendungen sehr gut.

3 Vollrolliges Zylinderrollenlager mit Fluidkäfig

Die vollrollige Ausführung eines Lagers erlaubt bei vorgegebenen Lagerabmessungen die Anordnung einer maximalen Anzahl von Wälzkörpern am Umfang, so daß eine höhere Tragfähigkeit erreicht wird als bei Lagern mit einem mechanischen, die Wälzkörper trennenden Käfig. Abbildung 3.1 stellt in einer schematischen Darstellung ein vollrollig ausgeführtes Wälzlager einem konventionellen Wälzlager gegenüber, bei dem die Rollen von einem Käfig geführt und zueinander positioniert werden. Aufgrund der höheren Rollenanzahl werden bei der vollrolligen Ausführung die zu übertragenden Lagerkräfte auf mehr Wälzkörper verteilt, wodurch auch eine gleichmäßigere Belastung der beiden Lagerringe erfolgt.

Allerdings verschlechtert der fehlende mechanische Käfig die Kinematik und somit auch die tribologischen Verhältnisse im vollrolligen Lager, da sich benachbarte Wälzkörper berühren bzw. im unbelasteten Teil des Lagerumfangs aneinander abstützen können. Dieser Wälzkörperkontakt ist insofern äußerst ungünstig, da die Wälzkörper an ihrer Berührungslinie gegenläufig rotieren. Durch den gegenseitigen Kontakt der Wälzkörper reduziert sich ihre Eigenrotation erheblich, so daß sie beim Eintritt in die tragende Zone unter sehr großem Schlupf wieder auf die kinematische Rollendrehzahl beschleunigt werden müssen. Da dieser Beschleunigungsvorgang mit beachtlichem Verschleiß verbunden ist, sind vollrollige Lager insbesondere wegen der fehlenden Rollentrennung nicht für Hochgeschwindigkeitsanwendungen geeignet.

Kuhn (1979) konzipierte ein vollrolliges Zylinderrollenlager mit einem Fluidkäfig, das die Vorteile der Vollrolligkeit mit den Vorteilen der Rollentrennung in sich vereint. Der Fluidkäfig hat nicht nur einen sehr geringen Raumbedarf, so daß das Lager uneingeschränkt vollrollig ausgeführt werden kann, sondern er bewirkt aufgrund fehlender Festkörperreibung auch eine nahezu reibungsfreie Rollentrennung. Mit dieser Eigenschaft ist der Fluidkäfig dem mechanischen Käfig überlegen, da im Kontakt zwischen den Wälzkörpern und dem mechanischen Käfig Festkörperreibung auftritt (siehe Mirring (1987)). Dadurch erhöht sich der Verschleiß im Lager beachtlich, weil in diesem Reibkontakt ähnlich wie beim vollrolligen Lager ohne Fluidkäfig die Eigenrotation der Rollen reduziert und somit der schädliche Wälzkörperschlupf gesteigert wird

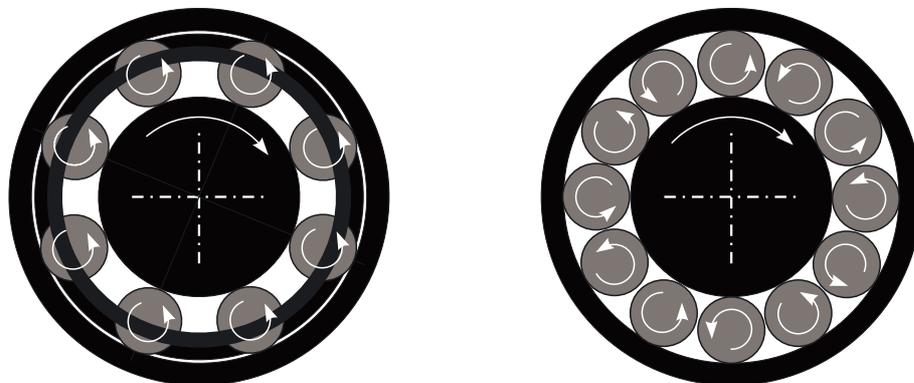


Abb. 3.1: Links: Wälzlager mit mechanischem Käfig, rechts: vollrolliges Wälzlager

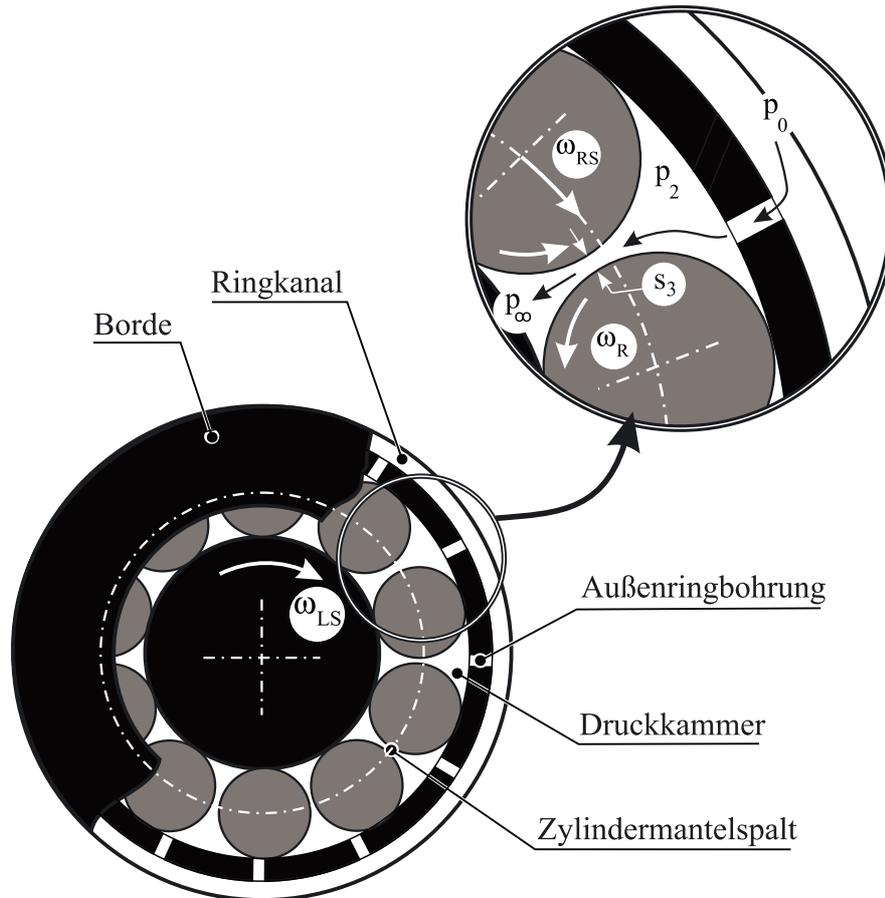


Abb. 3.2: Vollrolliges Zylinderrollenlager mit Fluidkäfig

(vgl. Kapitel 2.3). In einem vollrolligen Lager mit Fluidkäfig sind daher die Reibungsverluste und das Verschleißaufkommen insgesamt geringer als in einem vergleichbaren Lager mit mechanischem Käfig.

Ein weiterer Vorteil des Fluidkäfigs besteht in seiner prinzipbedingten Schutz- und Reinigungswirkung. Zum einen verhindert das Fluid vollständig das Eindringen von Fremdpartikeln in das Lager, und zum anderen werden eigene Verschleißpartikel durch das Fluid schnell aus dem Lager heraustransportiert. Bei konventionellen Lagern dagegen sammeln sich diese Fremd- und Verschleißpartikel im Lagerinnern im Schmierstoff an und verursachen weiteren Verschleiß, so daß sich die Lebensdauer beträchtlich verringern kann (siehe Ioannides und Jacobsen (1988)).

3.1 Funktionsweise

Der Fluidkäfig kann seine Funktion prinzipbedingt besonders effektiv in Zylinderrollenlagern der Bauform NU erfüllen, wobei sich die seitlichen Borde radial über die Berührungslinie der Wälzkörper erstrecken müssen. Dadurch ergeben sich zwischen der Außenringlaufbahn, den beiden Borden und den einzelnen Zylinderrollen nahezu abgeschlossene Zwischenräume - die sogenannten Druckkammern - in denen das Fluid den Druck aufbauen kann, der zur tangen-

tialen Trennung der Rollen notwendig ist. Bei Betrachtung der Prinzipskizze in Abbildung 3.2 wird die Funktionsweise des Fluidkäfigs im Detail verständlich. In einem Ringkanal, der den Außenring des Lagers umgibt, wird das Fluid unter dem Eintrittsdruck p_0 bereitgestellt. Von dort strömt es durch Bohrungen im Außenring in die Druckkammern ein. Da die Außenringbohrungen als Drosselstellen wirken, reduziert sich dabei das Druckniveau des Fluids vom Eintrittsdruck p_0 auf einen bestimmten Kammerdruck p_2 . Durch die Zylindermantelspalte fließt das Fluid wieder aus den Druckkammern ab und verläßt nach einer Änderung der Strömungsrichtung den Lagerbereich in axialer Richtung. Beim Durchgang durch den Zylindermantelspalt wird das Fluid vom Kammerdruck p_2 auf Umgebungsdruck p_∞ entspannt.

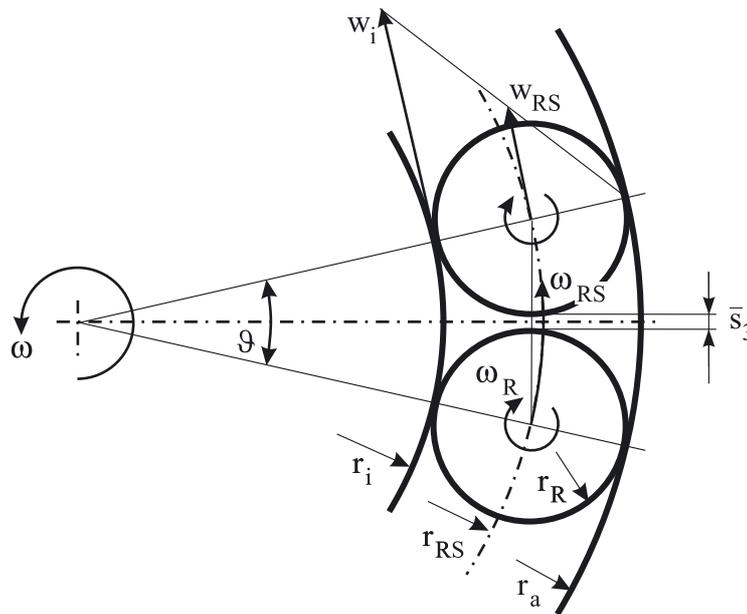


Abb. 3.3: Geometrische und kinematische Verhältnisse im vollrolligen Zylinderrollenlager

Das für die Rollentrennung relevante Druckniveau p_2 einer bestimmten Druckkammer hängt neben dem Eintrittsdruck p_0 maßgeblich von der Größe der zugehörigen engsten Zylindermantelspaltweite s_3 ab. Nähern sich zwei benachbarte, frei bewegliche Zylinderrollen an, so verringert sich ihr Zylindermantelspalt. Dabei wird der Abfluß des Fluides aus der zugehörigen Druckkammer gedrosselt, der Kammerdruck p_2 steigt an. Der erhöhte Kammerdruck wirkt als Tangentialkraft der Bewegung der sich annähernden Rollen entgegen und verhindert somit den schädlichen Wälzkörperkontakt. Umgekehrt sinkt der Kammerdruck p_2 , wenn die Rollen sich voneinander entfernen, da ihr Zylindermantelspalt sich vergrößert und hierdurch mehr Fluid aus der Druckkammer abfließt.

Der Fluidkäfig besitzt folglich einen automatischen Regelungsmechanismus zur Einhaltung eines vorgegebenen Rollenabstandes. Ein optimaler Betriebszustand liegt dann vor, wenn das insgesamt zur Verfügung stehende, tangential Rollenspiel auf alle Zylindermantelspalte gleichmäßig aufgeteilt ist, so daß zu jedem Zeitpunkt alle Rollen nahezu denselben Abstand voneinander haben. Dieser Abstand entspricht der mittleren engsten Zylindermantelspaltweite \bar{s}_3 und ist im Zuge der Käfigauslegung so groß zu wählen, daß einerseits ein ausreichend großer Regel-

weg zur Verfügung steht und andererseits der Fluidverbrauch möglichst gering ausfällt. Nach bisherigem Kenntnisstand sind für den mittleren Rollenabstand \bar{s}_3 Werte zwischen $40 \mu m$ und $80 \mu m$ zu wählen.

Abbildung 3.3 verdeutlicht die geometrischen und kinematischen Verhältnisse in einem vollrolligen Zylinderrollenlager. Bei der Auslegung des Fluidkufigs ist die mittlere engste Zylindermantelspaltweite \bar{s}_3 die zentrale geometrische Größe. Sie berechnet sich aus dem Radius der Außenlaufbahn r_a , dem Radius der Zylinderrolle r_R und dem Teilungswinkel ϑ wie folgt:

$$\bar{s}_3 = 2 \cdot [(r_a - r_R) \cdot \sin(0,5 \cdot \vartheta) - r_R] \quad (3.1)$$

Der Teilungswinkel ϑ errechnet sich aus der Anzahl der Walzklorper:

$$\vartheta = \frac{360^\circ}{\text{Anzahl der Walzklorper}} \quad (3.2)$$

Unter der Voraussetzung, daß die Walzklorper schlupffrei abrollen, ergibt sich die Drehzahl des Walzklorpersatzes n_{RS} aus folgender Beziehung:

$$\omega_{RS} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{RS}}{60} = 0,5 \cdot \omega \cdot \frac{(r_a - 2 \cdot r_R)}{(r_a - r_R)} = \pi \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{(r_a - 2 \cdot r_R)}{(r_a - r_R)} \quad (3.3)$$

Mit dieser Drehzahl n_{RS} rotieren auch die Rollenzwischenrume, also die Druckkammern des Fluidkufigs um die Lagerachse.

Die Regelung des Fluidkufigs betrifft lediglich die frei beweglichen Rollen im unbelasteten Lagerbogen. Nur dort wird ihr Rollenabstand korrigiert und ihre Eigenrotation durch Verhinderung von Walzklorperkontakten erhalten. Diese beiden Eigenschaften der Regelung sind jedoch beim Eintritt in die Lastzone von entscheidender Bedeutung. Die bewahrte Eigenrotation der Rollen verhindert Schlupf, wenn die Welle und die Rollen in Kraftschluß treten, und der eingehaltene Rollenabstand, der während des Aufenthalts der Rollen in der Lastzone beibehalten wird, verhindert auch in der Lastzone Verschleiß durch gegenläufigen Rollenkontakt.

In Abbildung 3.4 sind für drei verschiedene Eintrittsdrücke p_0 und ansonsten gleichen geometrischen und aerodynamischen Randbedingungen die Regelkurven des Fluidkufigs - also der Zusammenhang zwischen dem Druck in der Druckkammer p_2 und der engsten Zylindermantelspaltweite s_3 - qualitativ dargestellt. Die für die Rollentrennung relevanten Abschnitte der Regelkurven sind jeweils grau hinterlegt. Links und rechts von diesen Bereichen verflachen die Regelkurven, wodurch dort die Regelwirkung verschwindet. Auf einer zweiten Ordinate ist die durchgesetzte Fluidmenge \dot{m} ebenfalls als Funktion von Eintrittsdruck p_0 und Zylindermantelspaltweite s_3 aufgetragen (gestrichelte Kurven). Der Verlauf der Regelkurven verdeutlicht die Regelcharakteristik des Fluidkufigs. Verringert sich die Zylindermantelspaltweite s_3 zweier Rollen, so steigt der Kammerdruck p_2 an und nähert sich dem Eintrittsdruck p_0 . Vergrößert sich dagegen der Rollenabstand s_3 , so erfolgt eine Annäherung des Kammerdruckes p_2 an den Umgebungsdruck p_∞ .

Weiterhin ist festzuhalten, daß sich die Steigung der Regelkurven im für die Rollentrennung relevanten Abschnitt mit wachsendem Eintrittsdruck p_0 erhöhet; eine größere Steigung bedeutet,

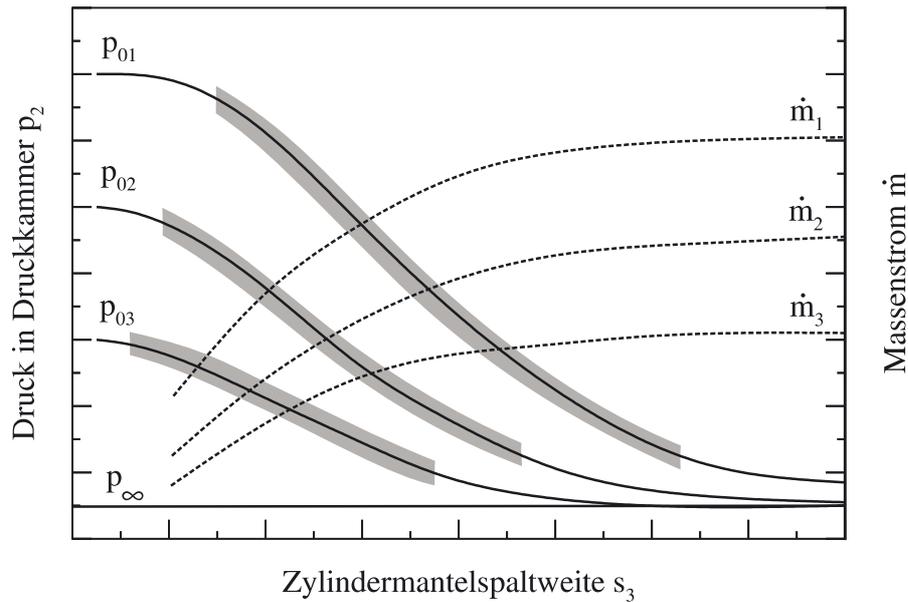


Abb. 3.4: Regelcharakteristik des Fluidkäfigs (schematisch): Kammerdruck p_2 und Massenstrom \dot{m} über der Zylindermantelspaltweite s_3

daß zur Bildung einer bestimmten Rollentrennkraft eine geringere Änderungen im Rollenabstand nötig ist - das Regelsystem zeigt somit ein steiferes Verhalten. Ferner erstreckt sich der Regelbereich bei höheren Eintrittsdrücken p_0 über einen ausgedehnteren Bereich des Rollenabstandes s_3 . Die Menge des durchgesetzten Fluides \dot{m} steigt sowohl mit dem Eintrittsdruck p_0 als auch mit der Zylindermantelspaltweite s_3 an. Bei großen Rollenabständen s_3 ist eine Sättigung festzustellen, da nur noch die Außenringbohrung den Durchsatz durch das Gesamtsystem bestimmt.

Der Durchsatz durch die Außenringbohrung hängt von der Größe der durchströmten Fläche A_1 und dem anliegenden Druckverhältnis p_0/p_2 ab. Folglich hat die Fläche A_1 ebenfalls einen entscheidenden Einfluß auf den Verlauf der Regelkurven, wie der qualitative Vergleich von Regelkurven mit unterschiedlichen Einströmflächen A_1 in Abbildung 3.5 veranschaulicht. Je kleiner die Fläche A_1 ist, desto größer ist die Steigung der Regelkurven im grau hinterlegten, für die Rollentrennung relevanten Abschnitt. Mit der Fläche A_1 reduziert sich allerdings auch der Regelbereich hinsichtlich der regelbaren Rollenabstände s_3 . Die Betrachtung der Variation der Einströmfläche A_1 ist insofern von Bedeutung, da im Betrieb die im Gehäuse fixierten Außenringbohrungen von den umlaufenden Wälzkörpern ständig überrollt werden. Bei jedem dieser Überrollvorgänge reduziert sich die effektive Einströmfläche A_1 , so daß sich kurzzeitig die Regelcharakteristik der betroffenen Druckkammer ändert.

Für die Auslegung eines Fluidkäfigs ist somit neben dem Eintrittsdruck p_0 das Verhältnis der Einströmfläche A_1 zur durchströmten Zylinderspaltfläche A_3 wichtig. Die Fläche A_3 , die sich im Gegensatz zur Fläche A_1 als Folge der Käfigregelung ständig ändert, ergibt sich als Produkt aus der engsten Zylindermantelspaltweite s_3 und der Wälzkörperlänge l_R . Die mittlere engste Zylindermantelspaltweite \bar{s}_3 ist bei der Dimensionierung des Käfigs am besten so zu wählen, daß ihr in der Regelkurve der Bereich der größten Steigung zugeordnet ist. Ferner ist bei der Aus-

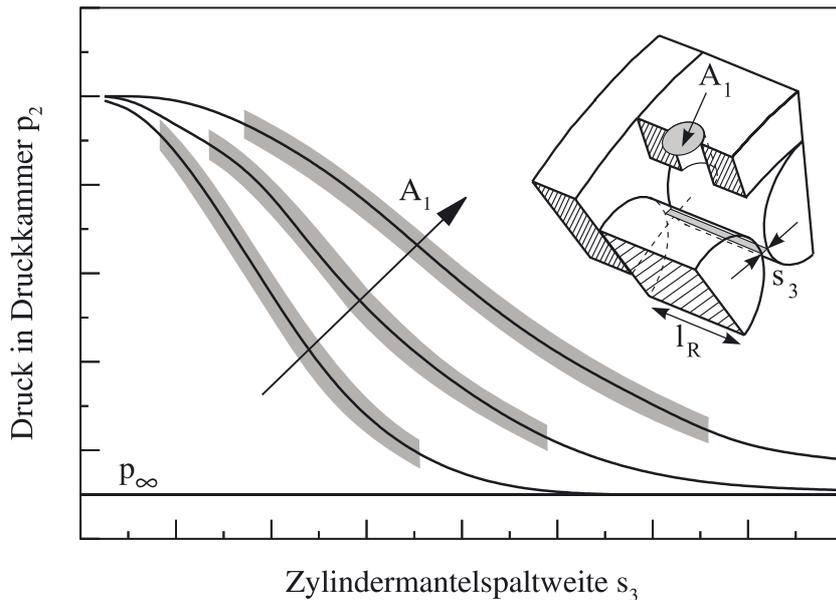


Abb. 3.5: Einfluß der Außenringbohrung A_1 auf die Regelcharakteristik des Fluidkäfigs (schematisch)

legung zu beachten, daß sich die Fläche A_3 um die Größe des Axialspaltes vergrößert. Dieser Axialspalt, der zwischen den rotierenden Rollenstirnseiten und den seitlichen Borden vorzusehen ist, nimmt jedoch nicht an der Regelung teil, sondern ist lediglich ein Verlustspalt, durch den permanent ein kleiner Anteil des Fluids die Druckkammer unter Umgehung des Zylindermantelspaltes verläßt.

3.2 Wissenschaftlicher Kenntnisstand

Als Käfigfluide kommen sowohl Flüssigkeiten als auch Gase in Frage. Daher kann der Fluidkäfig als hydrostatischer oder als aerostatischer Käfig ausgeführt sein. In ihrer prinzipiellen Funktionsweise unterscheiden sich diese beiden Käfigvarianten nicht, wohl aber in ihrem physikalischen Verhalten. Während Gase kompressibel sind und den Gesetzen der Gasdynamik gehorchen, sind Flüssigkeiten inkompressibel und höher viskos. Folglich basieren die beiden Fluidkäfige auf unterschiedlichen Berechnungsgrundlagen und müssen somit getrennt betrachtet werden.

3.2.1 Hydrostatischer Käfig

Giese (1985) führte erste grundlegende theoretische, numerische und experimentelle Untersuchungen an einem vollrolligen Zylinderrollenlager mit ölbetriebenen hydrostatischen Käfig durch. Seine theoretischen Betrachtungen beschäftigten sich mit der Berechnung von belastungsbedingten Rollendehnungen und -berührkräften, die zwischen den einzelnen Wälzkörpern in Abhängigkeit von der Art und der Größe der äußeren Belastung auftreten. Daraus

bestimmte er dimensionslose Druckkennzahlen, bei denen die Rollenberührkräfte vollständig durch das hydrostatische Medium übertragen werden, d.h. es treten keine Rollenberührungen auf. Ferner wies er rechnerisch nach, daß bei einem vollrolligen Lager mit weniger als 15 Wälzkörpern keine (Reib-)Momentenerhöhung durch Rollenquerdehnungen auftritt. Diese Rollenquerdehnungen, die eine Annäherung der Rollen bedeuten, werden in diesem Fall kompensiert durch die belastungsbedingte Mittelpunktabsenkung der Rollen, die eine Entfernung der einzelnen Wälzkörper voneinander mit sich bringt; d.h. in einem vollrolligen Lager mit weniger als 15 Rollen erfolgt unter keiner Belastung eine Berührung durch belastungsbedingte Rollendehnungen. Weiterhin zeigte er rechnerisch, daß sich in der Druckkammer die durch den Überrollvorgang begründeten Druckschwankungen reduzieren lassen, wenn die Anzahl der Außenringbohrungen um zwei größer ist als die Rollenanzahl.

Die Strömung des hydrostatischen Käfigs einschließlich des Axialspaltes berechnete Giese (1985) mit einem numerischen Verfahren. Dazu löste er mit einem Differenzenverfahren die zweidimensionalen, inkompressiblen Navier-Stokes-Gleichungen unter Verwendung konstanter Stoffwerte. Die numerischen Ergebnisse stimmten gut mit den Resultaten von experimentellen Volumenstrom- und Druckmessungen überein.

An einem Reibmomenten-Meßstand verglich Giese (1985) zudem ein vollrolliges, mit einem hydrostatischen Käfig versehenes Zylinderrollenlager der Baugröße 2316 ($D * d * B = 170 \text{ mm} * 80 \text{ mm} * 58 \text{ mm}$) mit konventionellen Zylinderrollenlagern gleicher Größe, die ebenfalls vollrollig oder mit einem mechanischen Käfig ausgeführt waren. Bei eingeschaltetem hydrostatischen Käfig zeigte das vollrollige Zylinderrollenlager ein bis zu 10% verringertes Reibmoment gegenüber den konventionellen Vergleichslagern. Die prinzipbedingten hohen seitlichen Borde des Versuchslagers, die eigentlich zu einer Erhöhung des Reibmomentes beitragen sollten, fielen demnach in der Gesamtbilanz der Reibungsverluste nicht ins Gewicht. Zudem war mit hydrostatischem Käfig ein erheblich ruhigeres Laufverhalten in Form von geringeren Momentenschwankungen festzustellen. Weiterhin wurde nachgewiesen, daß beim Betrieb des hydrostatischen Käfigs keine Momentenerhöhung durch sogenannte Plantschverluste auftritt, da das Öl des Käfigs mit den Wälzkörpern umläuft und nicht von den Rollen verdrängt werden muß.

In den experimentellen Testläufen wurde das Versuchslager ohne feststellbaren Verschleiß bis zu einer Drehzahl von $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ betrieben. Damit wurde gezeigt, daß der hydrostatische Käfig die Einsatzgrenze des vollrolligen Zylinderrollenlagers wesentlich steigert. Der Ölmengebedarf des hydrostatischen Käfigs lag bei den untersuchten Betriebsbedingungen und bei einem Eintrittsdruck von maximal $p_0 = 5 \text{ bar}$ zwischen $V_{Oel} = 1,0 \text{ dm}^3/\text{min}$ und $V_{Oel} = 7,2 \text{ dm}^3/\text{min}$.

3.2.2 Aerostatischer Käfig

Luft als Medium für den Fluidkäfig bietet gegenüber dem Einsatz von Öl einige prinzipielle Vorteile. Zum einen reduzieren sich aufgrund der geringeren Viskosität von Luft die Reibungsverluste in den Drosselspalten, was zu einer verringerten Temperaturentwicklung führt. Zum anderen hat der aerostatische Käfig, dessen Luft teilweise die Funktion eines Schmiermedi-

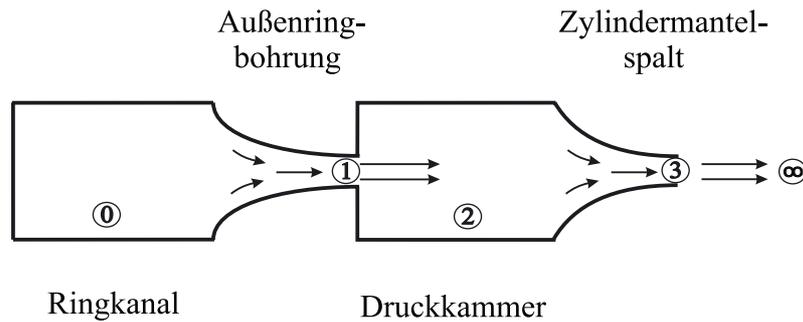


Abb. 3.6: Strömungsmechanisches Modell nach Seiler (1990)

ums (z.B. Kühlung) übernimmt, das Potential für einen schmierstoffarmen oder sogar schmierstofffreien Betrieb, so daß sich höhere Drehzahlen oder auch Betriebstemperaturen jenseits der Einsatztemperatur von herkömmlichen Schmierstoffen realisieren lassen.

Seiler (1990) unternahm erste grundlegende theoretische und experimentelle Untersuchungen über die Funktionsweise eines vollrolligen Zylinderrollenlagers mit aerostatischem Käfig. Der Schwerpunkt seiner Arbeit konzentrierte sich auf die Berechnung der Regelcharakteristik des aerostatischen Käfigs, die sich bei gegebenen geometrischen Abmaßen aus dem Zusammenhang des Druckes in der Druckkammer p_2 und der engsten Zylindermantelspaltweite s_3 ergibt. Dazu entwickelte er ein analytisches Modell, das in Abbildung 3.6 graphisch wiedergegeben ist. Dieses Modell betrachtet den idealisierten Strömungsverlauf des aerostatischen Käfigs durch ein System, das aus einem Ringkanal, einer einzelnen Außenringbohrung, einer einzelnen Druckkammer sowie dem zugehörigen Zylindermantelspalt besteht. Im Ringkanal und in der Druckkammer gelten adiabate Ruhebedingungen, von denen aus die Strömung in die jeweils nachfolgende Drosselstelle - Außenringbohrung bzw. Zylindermantelspalt - beschleunigt wird. Diese Beschleunigung erfolgt isentrop unter Umwandlung von potentieller Energie in kinetische Energie. Am Austritt der beiden Drosselstellen wird ein Strömungsverlauf mit (nicht isentroper) Freistrahlabedingung angenommen.

Seiler (1990) läßt in seinem Modell die Austrittsfläche aus dem Zylindermantelspalt mit der Fläche an der engsten Stelle des Rollenspaltes zusammenfallen, obwohl sich der Zylindermantelspalt stromab der engsten Stelle noch bis zu dem Ort, an dem die seitlichen Borde radial enden und den Rollenspalt nicht mehr abdecken, fortsetzt. Er begründet diese Vorgabe mit der Annahme, daß im divergenten Teil des Zylindermantelspaltes aufgrund von Strömungsinstabilitäten keinerlei Diffusoreffekte in Form eines Druckrückgewinns auftreten. Daher wirkt gemäß der vorausgesetzten Freistrahlabedingung bereits im engsten Querschnitt des Rollenspaltes der Umgebungsdruck p_∞ . Ferner geht Seilers Modell davon aus, daß die kinetische Energie der Luft, die die Außenringbohrung verläßt und in die Druckkammer eindringt, dort vollständig dissipiert wird. Eine Annahme, die so nicht stimmt, wie im weiteren Verlauf dieser Arbeit noch bewiesen wird.

Die einzelnen Zustandsänderungen folgen allgemeinen gasdynamischen Beziehungen, die detailliert z.B. bei Zierrep (1976) erörtert werden. Seiler (1990) diskutiert bei der Beschreibung seines Modells sehr ausführlich, welche Strömungszustände unter welchen geometrischen und

aerodynamischen Randbedingungen innerhalb des Käfigs anzutreffen sind. Im folgenden sind daraus die Gleichungen der einzelnen Zustandsänderungen in komprimierter Weise aufgeführt.

Vom Ringkanal (0) mit $w_0 = 0$ bis zum Austritt der Außenringbohrung (1):

- bei Unterschallgeschwindigkeit am Austritt der Außenringbohrung:

Energieerhaltung:

$$\frac{p_0}{\rho_0} = \frac{p_1}{\rho_1} + \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa} \right) \cdot \frac{w_1^2}{2} \quad (3.4)$$

Isentrope Zustandsänderung:

$$\frac{p_0}{p_1} = \left(\frac{\rho_0}{\rho_1} \right)^\kappa \quad (3.5)$$

Freistrahlabedingung am Austritt der Außenringbohrung (4):

$$p_1 = p_2 \quad (3.6)$$

- bei Schallgeschwindigkeit am Austritt der Außenringbohrung:

Energieerhaltung:

$$\frac{p_0}{\rho_0} = \frac{p_1^*}{\rho_1^*} + \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa} \right) \cdot \frac{w_1^{*2}}{2} \quad (3.7)$$

Isentrope Zustandsänderung und kritisches Druckverhältnis:

$$\frac{p_0}{p_1^*} = \left(\frac{\rho_0}{\rho_1^*} \right)^\kappa = \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (3.8)$$

Vom Ringkanal (0) mit $w_0 = 0$ bis zur Druckkammer (2) mit $w_2 = 0$:

Energieerhaltung:

$$\frac{p_0}{\rho_0} = \frac{p_2}{\rho_2} \quad (3.9)$$

Von der Druckkammer (2) mit $w_2 = 0$ bis zur engsten Zylindermantelspaltheite (3):

- bei Unterschallgeschwindigkeit im Zylindermantelspalt:

Energieerhaltung:

$$\frac{p_2}{\rho_2} = \frac{p_3}{\rho_3} + \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa} \right) \cdot \frac{w_3^2}{2} \quad (3.10)$$

Isentrope Zustandsänderung:

$$\frac{p_2}{p_3} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_3} \right)^\kappa \quad (3.11)$$

Freistrahlabedingung an der Austrittsfläche des Zylindermantelspaltes (4):

$$p_3 = p_\infty \quad (3.12)$$

- bei Schallgeschwindigkeit im Zylindermantelspalt:

Energieerhaltung:

$$\frac{p_2}{\rho_2} = \frac{p_3^*}{\rho_3^*} + \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa} \right) \cdot \frac{w_3^{*2}}{2} \quad (3.13)$$

Isenstropo Zustandsänderung und kritisches Druckverhältnis:

$$\frac{p_2}{p_3^*} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_3^*} \right)^\kappa = \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (3.14)$$

Von der Druckkammer (2) mit $w_2 = 0$ bis zur atmosphärischen Umgebung (∞):

Energieerhaltung:

$$\frac{p_2}{\rho_2} = \frac{p_\infty}{\rho_\infty} \quad (3.15)$$

Es gilt die Kontinuitätsbedingung für die Luftmassenströme durch die Außenringbohrung und den Zylindermantelspalt:

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot w_1 \cdot A_1 = \dot{m}_3 = \rho_3 \cdot w_3 \cdot A_3 \quad (3.16)$$

Im Fall von Schallgeschwindigkeit in einer der beiden Drosselstellen sind in Gleichung (3.16) die entsprechenden kritischen Zustandsgrößen einzusetzen. An welcher Drosselstelle bei einer kontinuierlichen Erhöhung des Eintrittsdrucks p_0 zuerst Schallgeschwindigkeit auftritt - in der Außenringbohrung oder im Zylindermantelspalt - hängt vom Verhältnis der beiden zugehörigen Querschnittsflächen A_1/A_3 ab. Für

$$\frac{A_1}{A_3} < \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \quad (3.17)$$

wird zuerst am Austritt der Außenringbohrung Schallgeschwindigkeit erreicht. Demzufolge tritt für

$$\frac{A_1}{A_3} > \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \quad (3.18)$$

Schallgeschwindigkeit zuerst im engsten Querschnitt des Zylindermantelspaltess auf.

Aus den Gleichungen (3.4) bis (3.16) lässt sich der Kammerdruck p_2 nicht direkt, sondern nur mit einer iterativen Lösungsmethode aus dem Eintrittsdruck p_0 , der Eintrittsdichte ρ_0 , der Fläche A_1 sowie der engsten Zylindermantelspaltweite s_3 bzw. der zugehörigen Fläche A_3 berechnen.

Die Resultate seines analytischen Modells verglich Seiler (1990) mit experimentellen Ergebnissen, die er aus Messungen an einem Versuchsaufbau erhielt, der wie das analytische Modell die Strömung durch eine einzelne Druckkammer nachbildete. Im Vergleich zu der Größe des Versuchslagers, das den übrigen experimentellen Untersuchungen zugrunde lag, war dieser Meßstand etwa um den Faktor 10 größer skaliert. Das Diagramm in Abbildung 3.7 zeigt für einen Eintrittsdruck von $p_0 = 2,5 \text{ bar}$ den Vergleich zwischen dem analytischen Modell und

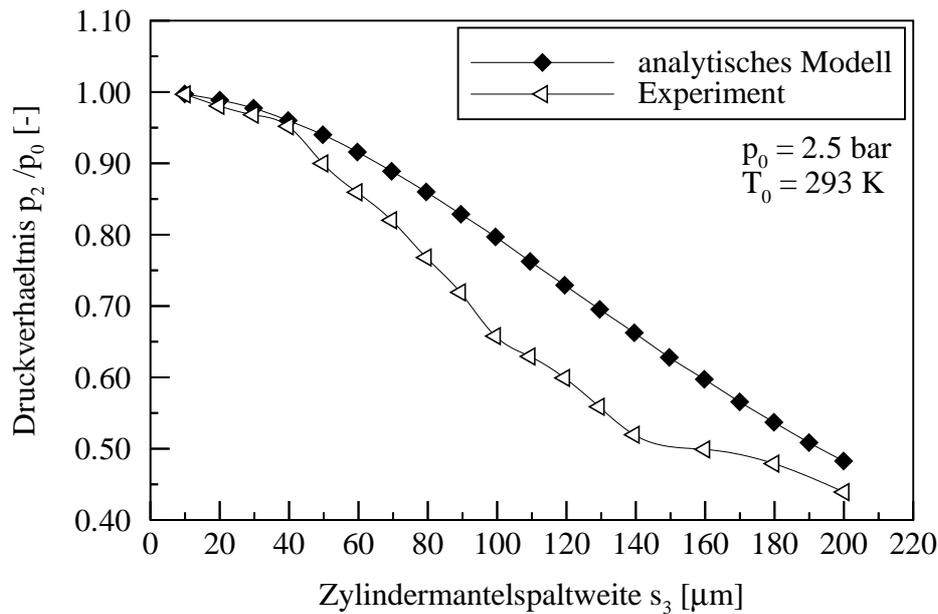


Abb. 3.7: Regelcharakteristik: Experiment und Modell im Vergleich (nach Seiler (1990))

dem Experiment, indem der auf den Eintrittsdruck p_0 bezogene Kammerdruck p_2 als Funktion der engsten Zylindermantelspaltweite s_3 aufgetragen ist. Auch wenn die Verläufe der beiden Kurven qualitativ gut übereinstimmen, fällt doch auf, daß die experimentell gewonnenen Daten teilweise erheblich unterhalb der berechneten Daten liegen. Eine plausible Erklärung für dieses Phänomen wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit gefunden und wird in Kapitel 4.2.1 ausführlich diskutiert.

Seiler (1990) beschäftigte sich auch mit der Überrollproblematik. Da sich die rotierenden Druckkammern relativ zu den stehenden Außenringbohrungen bewegen, werden die Austrittsflächen der Außenringbohrungen regelmäßig von den überrollenden Wälzkörpern teilweise oder ganz bedeckt. Dies führt jedesmal zu einem kurzzeitigen Druckabfall in der betroffenen Druckkammer, da die überrollte Außenringbohrung nicht mehr genug Nachschub an Druckluft liefern kann. Seiler (1990) untersuchte auf Basis von Gieses Erkenntnissen (Giese (1985)), inwieweit eine Erhöhung der Bohrungsanzahl gegenüber der Rollenanzahl diese Druckschwankungen mindert. Mit dieser Maßnahme wird erreicht, daß im Moment des Überrollvorgangs die betroffene Druckkammer nicht nur von einer, sondern von zwei Außenringbohrungen gespeist wird. Beide Außenringbohrungen liefern dann zwar jeweils nur einen reduzierten Luftmassenstrom, in der Summe aber erhält die Druckkammer genügend Luftnachschub. Um diesen Effekt zu quantifizieren, betrachtete Seiler (1990) nicht nur die Querschnittsfläche der Außenringbohrung A_1 , sondern auch den Bereich zwischen der Austrittsfläche der Bohrung und der Oberfläche des überrollenden Wälzkörpers. In Abbildung 3.8 ist links oben eine schematische Darstellung der geometrischen Verhältnisse im Moment des Überrollvorgangs skizziert. Eine Außenringbohrung gilt als voll geöffnet, wenn die Mantelfläche des graugefärbten Zylinderabschnittes zwischen der Austrittsfläche der Außenringbohrung und der Oberfläche der Rolle größer ist als die Bohrungsfläche A_1 . Die Querschnittsfläche der Außenringbohrung A_1 ist in

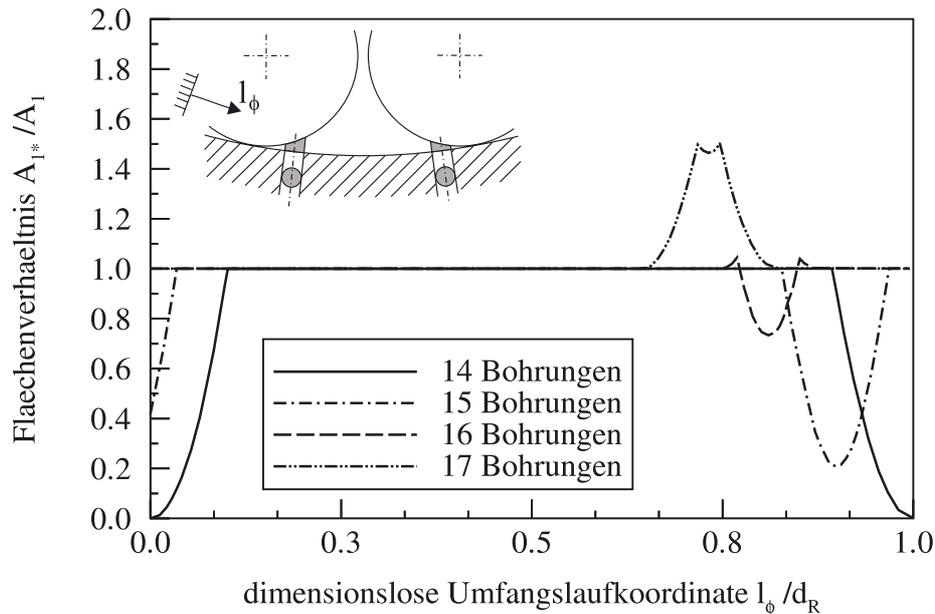


Abb. 3.8: Effektive Eintrömfläche A_1 und Anzahl der Außenringbohrungen (nach Seiler (1990))

Abbildung 3.8 als kreisförmige, graugefärbte und um 90° gedrehte Fläche dargestellt. Ist die betrachtete Mantelfläche dagegen kleiner, so tritt sie für die folgende Betrachtung als effektiv durchströmte Austrittsfläche an die Stelle der eigentlichen Bohrungsfläche A_1 . Am Beispiel seines Versuchslagers mit 14 Wälzkörpern errechnete Seiler (1990) auf diese Weise in Abhängigkeit von der Bohrungsanzahl die in Abbildung 3.8 dargestellten Verläufe des wirksamen Drosselquerschnittes A_1^* , der sich aus der Summe der effektiven Bohrungsflächen der beiden Außenringbohrungen ergibt. Während eine Bohrungsanzahl von 14 (=Anzahl der Rollen) oder 15 (=Anzahl der Rollen + 1) im Augenblick des Überrollens einen relativ starken Abfall des wirksamen Drosselquerschnittes A_1^* nach sich zieht, ereignet sich bei 16 Bohrungen (=Anzahl der Rollen + 2) lediglich eine minimale Reduktion und bei 17 Bohrungen (=Anzahl der Rollen + 3) ein kleiner Anstieg des wirksamen Drosselquerschnittes A_1^* . Diese Ergebnisse sind der Grund, warum im Zuge der Käfigauslegung eine Bohrungsanzahl zu wählen ist, die die Anzahl der Rollen um zwei bis drei übersteigt, um die Änderung des wirksamen Drosselquerschnittes A_1^* und somit die Druckschwankung während des Überrollvorgangs zu minimieren.

Prinzipiell denkbar ist auch, am Umfang des Außenrings viele Bohrungen mit kleinem Durchmesser anstelle von wenigen Bohrungen mit großem Durchmesser vorzusehen. Mit dieser Maßnahme ließe sich die Änderung des wirksamen Drosselquerschnittes A_1^* während des Überrollvorgangs noch wirksamer reduzieren. Allerdings erhöhen sich dadurch sowohl die Verstopfungsfahr als auch die Strömungsverluste in den verkleinerten Außenringbohrungen beträchtlich, so daß zumindest bei kleinen Lagern, die ohnehin schon relativ kleine Durchmesser bei den Außenringbohrungen aufweisen, von einer solchen Auslegungsart abzusehen ist.

Die Wirkungsweise des aerostatischen Käfigs unter Realbedingungen untersuchte Seiler (1990) an einem vollrolligen Zylinderrollenlager der Größe 2316 ($D * d * B = 170 \text{ mm} * 80 \text{ mm} * 65 \text{ mm}$). Dieses Versuchslager wurde mit einem Axialspalt von $40 \mu\text{m}$ und einem Radial-

spiel von $30 \mu\text{m}$ ausgelegt. Die mittlere Zylindermantelspaltweite \bar{s}_3 des aerostatischen Käfigs betrug $40 \mu\text{m}$. Mehrere erfolgreiche Testläufe mit Drehzahlen bis zu $n = 10500 \text{ min}^{-1}$ zeigten deutlich, daß dieser neue Lagertyp mit aerostatischem Käfig einem vergleichbaren konventionellen Zylinderrollenlager mit mechanischem Käfig zumindest ebenbürtig ist. Nachvollziehbar wird diese positive Bewertung insbesondere bei der Betrachtung des Drehzahlkoeffizienten C_n , der mit der Spitzendrehzahl von $n = 10500 \text{ min}^{-1}$ bei dem relativ hohen Wert von $C_n = n \cdot d_m = 1,32 \cdot 10^6 \text{ mm/min}$ lag. In den Testläufen betrug der Eintrittsdruck $p_0 = 1,5 - 1,8 \text{ bar}$, die der Käfigluft beigemischte Schmierölmenge $V_{Oel} = 6 \text{ g/h}$ und die sich einstellende Beharrungstemperatur des Lagers 100°C .

An einem Reibmomentenmeßstand konnte Seiler (1990) beim Versuchslager insbesondere im Bereich niedriger Drehzahlen eine deutliche Absenkung des Reibmoments im Vergleich zu einem konventionellen Zylinderrollenlager feststellen. Insgesamt zeigte das Versuchslager bei eingeschaltetem aerostatischem Käfig ein besseres kinematisches Verhalten als die untersuchten Vergleichslager, was sich in einem schlupffreien Laufverhalten manifestierte. Eine negative Beeinflussung der Kinematik durch Schwingungen, die möglicherweise durch die permanent sich ereignenden Überrollvorgänge der Außenringbohrungen induziert werden könnten, ließ sich nicht feststellen.

Der aerostatische Käfig benötigt zur Erfüllung seiner Funktion seitliche Borde, die sich radial über die Berührungslinie der Wälzkörper erstrecken. Zwischen den rotierenden Zylinderstirnflächen und den ruhenden Borden existiert ein Axialspalt, der eine möglichst geringe Höhe besitzen sollte, da durch ihn aus der Druckkammer permanent ein Leckageluftstrom unter Umgehung des Zylindermantelspaltes fließt. Allerdings darf die Axialspaltweite nicht zu klein gewählt werden, da in diesem Fall die Gefahr besteht, daß die Wälzkörper zwischen den Borden verklemmen. Die minimal notwendige Axialspaltweite hängt nach Seiler (1990) von den thermischen und belastungsbedingten Rollenquerdehnungen ab. Im Falle seines Versuchslagers errechnete er minimale Spalthöhen von etwa $30 \mu\text{m}$.

Als besonders problematisch erwies sich in Seilers experimentellen Studien der tribologische Kontakt zwischen den Borden und den Zylinderstirnflächen. Dieser Borde-Rollenkontakt erfährt normal-orientierte Belastungen durch einen Axialschub, der aus Winkelfehlern zwischen der Welle und dem Lager resultiert. Diese Winkelfehler ergeben sich entweder aufgrund von Einbautoleranzen oder im Betrieb durch rotordynamisch angeregte Rotorschwingungen. Insbesondere wenn beide Lagerkomponenten metallisch waren, trat daher in dieser Kontaktfläche wiederholt Abrasions- und Adhäsionsverschleiß auf. Bei Verwendung von keramischen Borden aus SiC, Al_2O_3 oder Si_3N_4 (HIP) konnten diese Verschleißmechanismen allerdings beträchtlich verringert oder sogar ausgeschlossen werden. Die Keramikborde verbesserten die tribologischen Verhältnisse so erheblich, daß Seiler (1990) in einem Testlauf, bei dem SiC-Borde verwendet wurden, sogar Wasser anstelle von Öl erfolgreich als Schmiermittel einsetzte.

Maack (1994) entwickelte ein mathematisches Modell, das die Wälzkörper des kompletten Rollensatzes als ein System gekoppelter Massen betrachtete. Auf diese Weise wurde die parallele Beschreibung der einzelnen Wälzkörperbewegungen unter Berücksichtigung sowohl der gegenseitigen Wechselwirkungen als auch der Interaktionen mit dem aerostatischen Käfig und mit äußeren Lagerlasten möglich. Die Bewegung einer einzelnen Rolle ist in diesem Modell durch die

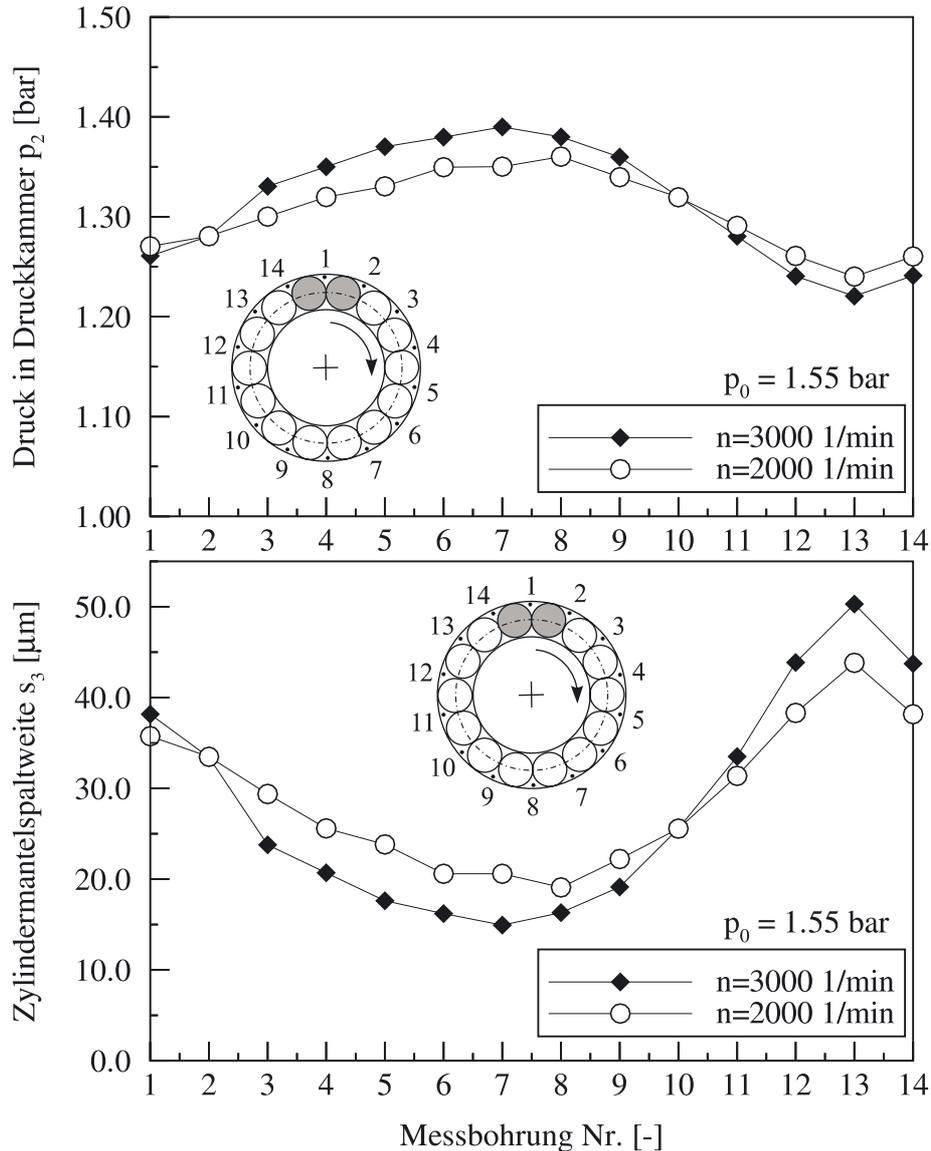


Abb. 3.9: Experimentell bestimmte Verteilung von Kammerdruck p_2 und Zylindermantelspalt s_3 nach Maack (1994)

Freiheitsgrade in radialer und tangentialer Richtung sowie durch den Drehfreiheitsgrad (Eigenrotation) bestimmt. Zur Beschreibung der Kontaktstellen (Rolle-Rolle, Rolle-Außenring und Rolle-Innenring) verwendet das mathematische Rechenmodell anstelle der komplexen EHD-Modelle ein einfaches Reibmodell, um den Umfang des Rechenaufwandes zu reduzieren. Der Reibkontakt zwischen den seitlichen Borden und den Rollenstirnflächen wird vernachlässigt. Das mathematische Modell quantifiziert somit detailliert für den kompletten Rollensatz den Einfluß und die Auswirkungen von Lastgröße, Lastrichtung, Drehzahl und Eintrittsdruck auf die einzelnen Kammerdrücke und auf das Schlupfverhalten der Rollen.

In einer ausführlichen Studie führte Maack (1994) die experimentellen Untersuchungen von Seiler (1990) an dessen Versuchslager der Größe 2316 fort. Mit Hilfe von 14 Druckmeßbohrungen, die in einem der beiden seitlichen Borde angebracht wurden, erfaßte er unter quasista-

tionären Betriebsbedingungen sämtliche Kammerdrücke am Umfang seines Versuchslager zeitgleich. Diese Druckbohrungen waren innerhalb der Druckkammern radial weit außen installiert, um den Einfluß der überrollenden Wälzkörper zu reduzieren. Unter Verwendung eines funktionalen Zusammenhangs, der sich aus dem analytischen Modell von Seiler (1990) herleitet, läßt sich aus den gemessenen Kammerdrücken p_2 auf die vorliegenden Zylindermantelspaltweiten s_3 schließen. Ein exemplarisches Ergebnis dieser Untersuchung ist in Abbildung 3.9 gezeigt. Für zwei verschiedene Drehzahlen n ist im oberen Diagramm der Kammerdruck p_2 und im unteren Diagramm der zugehörige Rollenabstand s_3 jeweils in Abhängigkeit der Druckmeßstellen dargestellt. Die genaue Lage der einzelnen Druckmeßstellen im Verhältnis zur äußeren Lagerlast und zum Schwerfeld erläutern die schematischen Lagerquerschnitte, die den Diagrammen beigelegt sind. Die graugefärbten Rollen im oberen Lagerabschnitt verdeutlichen die äußere Lagerbelastung, die im betrachteten Fall von oben erfolgt. Somit liegt der belastete Lagerbogen, durch den der Rollensatz angetrieben wird, zwischen den Druckmeßstellen 14 und 2. Die Rollen bzw. die zugehörigen Druckkammern zwischen den Druckmeßstellen 7 und 9 werden dagegen maßgeblich durch die Schwerkraft belastet, da sich auf ihnen alle übrigen, im Schwerfeld höher gelegenen Rollen abstützen. Daher treten im unteren Lagerabschnitt die geringsten Spaltweiten s_3 und die höchsten Kammerdrücke p_2 auf. An den Meßstellen 13 und 14 liegen dagegen die größten Rollenspalte s_3 mit den geringsten Kammerdrücken p_2 vor, da nachfolgend die Lastzone beginnt, in der die Wälzkörper wieder auf die kinematisch richtige Drehzahl beschleunigt werden. Insgesamt erhöht sich mit steigender Drehzahl die Schwankungsbreite des Kammerdruckes p_2 und der Zylindermantelspaltweite s_3 , was durch eine Zunahme der Trägheitskräfte zu erklären ist.

Als wesentliche Ergebnisse aus allen seinen theoretischen und experimentellen Untersuchungen hat Maack (1994) hervorgehoben, daß im unbelasteten Lagerbogen überwiegend die Druckkräfte des aerostatischen Käfigs sowie die tangentialen Komponenten der Rollengewichtskräfte das Bewegungsverhalten des Rollensatzes beeinflussen. Die relative Lage der Lastzone zum Gravitationsfeld bestimmt also maßgeblich die Verteilung des Kammerdruckes innerhalb des Rollensatzes. Einen bedeutenden Einfluß der Trägheitskräfte stellte er dagegen erst bei relativ hohen Drehzahlen jenseits von $n = 9.000 \text{ min}^{-1}$ fest. Ferner fand Maack (1994) heraus, daß der Rollensatz weitgehend ungestört umläuft, wenn der aerostatische Käfig die Trennung der Rollen gewährleistet. Die Eigenrotation der Wälzkörper ist dabei von den Reibungsverhältnisse im Lager geprägt, wobei dieser Einfluß sich mit steigender Drehzahl verringerte. Mögliche, durch den aerostatischen Käfig induzierte Schwingungsvorgänge waren auch im unbelasteten Lagerbogen nicht nachweisbar.

4 Untersuchung der Regelcharakteristik des aerostatischen Käfigs

Der aerostatische Käfig in seiner Gesamtheit setzt sich zusammen aus allen Bohrungen, Spalten und Zwischenräumen, durch die die zugeführte Luft von außen nach innen radial durch das Zylinderrollenlager strömt (siehe Abbildung 3.2). Zu den Spalten zählen auch unvermeidbare Leckagespalte - z.B. zwischen den Rollenstirnseiten und den seitlichen Borden -, die für eine unerwünschte Verbindung und damit für einen Kurzschluß der verschiedenen, separaten Rollenzwischenräume sorgen. Da jedoch diese Leckageströme aufgrund der nur wenige Mikrometer messenden Spalthöhen nahezu vernachlässigbar sind, läßt sich der aerostatische Käfig in Grundeinheiten unterteilen, die vom Gesamtsystem bzw. von benachbarten Grundeinheiten als unabhängig betrachtet werden können. Eine solche Grundeinheit besteht aus einer Druckkammer, einer Außenringbohrung sowie dem zugehörigen Zylindermantelspalt. Zur Dimensionierung des aerostatischen Käfigs für eine konkrete Anwendung sowie zur Beurteilung seiner Effektivität ist daher die Untersuchung des Verhaltens einer einzelnen Grundeinheit - einer Käfigzelle - erforderlich. Dabei ist der Druck in der Druckkammer bzw. die Tangentialkraft, die durch diesen Druck hervorgerufen wird, von entscheidender Bedeutung. Diese Tangentialkraft muß sämtliche tangentialen Kräfte, die durch die kinematischen und tribologischen Verhältnisse auftreten, kompensieren, ohne daß dabei die Zylindermantelspaltweite vollständig aufgebraucht wird. Andernfalls kommt es zu einer verschleißenden Berührung der Wälzkörper. Es ist daher unerlässlich, den Zusammenhang zwischen dem Druck in der Druckkammer p_2 und der zugehörigen Zylindermantelspaltweite s_3 zu kennen. Dieser Zusammenhang bestimmt die Regelcharakteristik des aerostatischen Käfigs bzw. der einzelnen Käfigzelle und ist abhängig vom Eintrittsdruck p_0 , von der Eintrittstemperatur T_0 , von der Rotordrehzahl n sowie von der Position der Außenringbohrung am Umfang der Druckkammer relativ zum Zylindermantelspalt.

Bei den in diesem Kapitel vorgestellten numerischen, analytischen und experimentellen Untersuchungen geht es um die Bestimmung der Regelcharakteristik einer einzelnen Käfigzelle. Sämtliche Leckagespalte werden dabei vernachlässigt. Zum einen sind dies die Spalte zwischen den Rollenstirnseiten und den Borden. Zum anderen existiert zwischen jeder Rolle und der Außenlaufbahn ein Leckagespalt, da die Rollen leicht ballig und mit einer kleinen Fase versehen sind, um kritische Randspannungen im zylindrischen Wälzkörper zu vermeiden. Diese Spalte bedeuten einen unerwünschten Kurzschluß zwischen benachbarten Druckkammern. Ebenfalls nicht berücksichtigt werden die rotationsbedingte, instationäre Relativbewegung zwischen der stationären Außenringbohrung und der rotierenden Druckkammer sowie der Überrollvorgang der Außenringbohrung ansich. Lediglich bei der numerischen Strömungssimulation werden in einzelnen Parameterstudien die Fliehkraftwirkung auf die Strömung in der rotierenden Druckkammer und der Einfluß rotierender Wände einbezogen, wobei es sich jedoch auch hierbei um eine stationäre Betrachtungsweise handelt.

Im folgenden wird stets der Druck in der Druckkammer p_2 und nicht die eigentlich interessierende, die Wälzkörper trennende Tangentialkraft betrachtet. Der Kammerdruck und die Tangentialkraft sind jedoch nicht direkt proportional, da sich aufgrund der Entspannung der Käfigluft

über den Zylindermantelspalt - insbesondere im Bereich der engsten Stelle - eine Druckverteilung einstellt. Die Tangentialkraft ergibt sich demnach durch Integration des Druckes radial entlang des Zylindermantelspaltes. Für die in diesem Kapitel durchgeführten, grundlegenden Untersuchungen ist jedoch die alleinige Betrachtung des Kammerdruckes völlig ausreichend.

Bei der Erforschung technischer Anwendungen, deren Funktion durch strömende Fluide bestimmt wird, hat sich die numerische Strömungssimulation etabliert. Die Numerik weist eine Reihe von Vorteilen gegenüber der experimentellen Untersuchung auf, so daß das Experiment häufig nur noch zur Validierung und Verifikation der numerischen Ergebnisse herangezogen wird. Letzteres ist jedoch nach wie vor unerlässlich, da die physikalische Richtigkeit der numerischen Ergebnisse, die von der Güte des zugrundeliegenden Rechengitters sowie von der Beschreibung der Turbulenz abhängt, in den meisten Fällen nur durch eine experimentelle Verifikation überprüft werden kann. Wo beim Experiment aufwendige zeit- und kostenintensive Versuchsaufbauten notwendig sind, lassen sich durch numerische Simulationen relativ schnell und mit verhältnismäßig überschaubarem Aufwand Ergebnisse erzielen. Zudem ist es im experimentellen Aufbau oftmals unmöglich Strömungsgrößen an jeder gewünschten Stelle im untersuchten Strömungsfeld zu messen. Insbesondere bei großen Parameterstudien - wie im vorliegenden Fall des aerostatischen Käfigs -, bei denen durch gezieltes Berücksichtigen und Außerachtlassung verschiedener Parameter die einzelnen Einflüsse gesondert untersucht werden sollen, gibt es zur numerischen Vorgehensweise kaum eine Alternative.

Wie das Experiment, so kann auch eine rein analytische Beschreibung des Strömungsproblems die Numerik in den meisten Fällen nicht ersetzen, da das Strömungsfeld aufgrund von Reibungs- und Turbulenzeinflüssen sowie einer oft äußerst komplexen Geometrie analytisch nicht mehr hinreichend genau beschreibbar ist. Analytische Berechnungsmodelle werden daher meistens mit Erkenntnissen aus experimentellen und numerischen Untersuchungen sowie auf der Basis von vereinfachenden Annahmen zu teilempirischen Korrelationen erweitert. Diese Korrelationen stellen dann zwar die schnellste und komfortabelste Berechnungsmöglichkeit dar; sie liefern allerdings nicht die Strömungsdaten des gesamten Strömungsfeldes, sondern lediglich einzelne Strömungsgrößen an wenigen, charakteristischen Stellen im Strömungsfeld.

In den folgenden Untersuchungen steht daher die numerische Studie im Vordergrund. Das Experiment dient allein zur Verifikation der numerischen Ergebnisse und deckt deshalb lediglich einen kleinen Parameterbereich ab. Auf Basis der validierten numerischen Ergebnisse wird zur Bestimmung der Regelcharakteristik der Käfigzelle ein analytisches Modell entwickelt, welches das bestehende analytische Modell von Seiler (1990) entscheidend verbessert.

4.1 Numerische Strömungssimulation

Mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation wird das Strömungsfeld des aerostatischen Käfigs sowie seine Regelcharakteristik - also der Zusammenhang des Druckes in der Druckkammer p_2 und der zugehörigen Zylindermantelspaltweite s_3 - im Zuge einer großen Parameterstudie detailliert untersucht. Dabei werden einzelne Einflußgrößen wie der Eintrittsdruck p_0 , die Eintrittstemperatur T_0 , die Rotordrehzahl n und die relative Position der Außenringbohrung

am Umfang der Druckkammer gezielt berücksichtigt oder vernachlässigt, um den Einfluß der verschiedenen Parameter getrennt zu betrachten. Bei allen Rechnungen, die den Drehzahleinfluß einbeziehen, wird jedoch lediglich die Rotation der Druckkammer und die Bewegung der angrenzenden Wände simuliert. Die Relativbewegung zwischen der im Außenring fixierten Bohrung und der rotierenden Druckkammer wird dagegen außer Acht gelassen. Das bedeutet, daß die Außenringbohrung und die Druckkammer während der Rechnung ihre relative Position beibehalten - die Rechnung ist damit stationär. Allerdings erhält die Strömung, die die Außenringbohrung verläßt, an der Grenzfläche zur Druckkammer eine Tangentialkomponente, die der Rotationsgeschwindigkeit der Druckkammer in der Größe angepaßt und entgegengesetzt orientiert ist.

Für die Bestimmung der Regelcharakteristik des aerostatischen Käfigs werden aero- und thermodynamische Größen lediglich an charakteristischen Stellen innerhalb der Käfigzelle benötigt. Die Ergebnisse der numerischen Simulationen liefern jedoch darüber hinaus alle relevanten Strömungsgrößen an jeder beliebigen Stelle des betrachteten Strömungsfeldes, so daß selbst lokale strömungsmechanische Vorgänge und Phänomene detailliert untersucht werden können. Dies ermöglicht ein tieferes Verständnis der Funktionsweise des aerostatischen Käfigs und ist Ausgangspunkt für mögliche Verbesserungen hinsichtlich der Auslegung.

4.1.1 CFD-Rechenprogramm TASCflow3D

Zur Durchführung der numerischen Strömungssimulationen wird das kommerzielle CFX-TASCflow Paket verwendet. Der zugehörige Netzgenerierer TASCgrid ermöglicht mit seinen Modulen TASCgridg, TASCgridc, TASCgrids und TASCgridi den schrittweisen Aufbau der erforderlichen körperangepaßten und strukturierten Rechengitter. Mit diesen Modulen lassen sich nacheinander die Geometrie des Rechenvolumens, die Verteilung der Gitterknoten auf den Kanten, die Oberflächengitter und schließlich die Volumengitter erzeugen. TASCgrid weist allerdings im Vergleich zu verschiedenen anderen Netzgenerierern einen erhöhten Programmier- und Zeitaufwand zur Erzeugung eines einzelnen Gitters auf. Im vorliegenden Fall müssen aber mehrere, geometrisch ähnliche Gitter erzeugt werden, da die Parameterstudie insbesondere eine Variation geometrischer Abmaße wie z.B. der Zylindermantelspaltweite s_3 und der Lage der Außenringbohrung am Umfang der Druckkammer beinhaltet. Mit TASCgrid läßt sich jedoch ein hoher Parametrisierungsgrad bezüglich Geometrie und Knotenverteilung realisieren, so daß der anfängliche Mehraufwand bei der Gittergenerierung kompensiert wird, da die Erstellung eines neuen, geometrisch modifizierten Gitters aufgrund der Parametrisierung schnell und unkompliziert ist.

Die Verknüpfung einzelner Gitterblöcke, die lokale Verfeinerung des Netzes sowie die Festlegung von Wand-, Ein- und Ausströmbedingungen erfolgt mit dem Programmmodul TASCbob. Auch hier läßt sich für die verschiedenen Gitter ein hoher Automatisierungsgrad erzielen.

Der verwendete Strömungslöser TASCflow3D basiert auf der Finiten Volumen Methode und löst die dreidimensionalen, kompressiblen und zeitgemittelten Navier-Stokes Gleichungen (Reynolds-Gleichungen). Zur Beschreibung der Turbulenz steht das Standard k- ϵ -Modell zur Verfü-

gung, wobei die wandnahen Bereiche entweder mit einer logarithmischen Wandfunktion angenähert oder unter Verwendung eines Two-Layer-Modells aufgelöst werden. Die Diskretisierung der Konvektionsterme geschieht durch einen Ansatz zweiter Ordnung, dem sogenannten *Linear Profile Scheme*, das sich im Vergleich zu alternativen Ansätzen durch eine höhere Genauigkeit auszeichnet.

Mit dem Programmmodul TASCtool schließlich erfolgt das Auslesen, Weiterverarbeiten und Visualisieren der berechneten Strömungsdaten.

4.1.2 Turbulenzmodell

Das Standard k - ε -Modell mit logarithmischer Wandfunktion hat sich in der Vergangenheit für die Beschreibung turbulenter Strömungen etabliert. Durch die Verwendung einer logarithmischen Wandfunktion reduziert sich der Aufwand bei der Gittergenerierung und die Rechenzeit erheblich, da die Gitter in den viskosen, wandnahen Bereichen nicht entsprechend der dort vorherrschenden großen Gradienten verfeinert werden müssen. Allerdings verliert die logarithmische Wandfunktion ihre Gültigkeit, wenn die wandnächsten Gitterknoten einen gewissen Mindestwandabstand unterschreiten. In einem solchen Fall empfiehlt es sich, die Grenzschicht vollständig aufzulösen und das sogenannte Two-Layer-Modell (siehe Rodi (1988)) einzusetzen. Das Two-Layer-Modell wendet in der wandfernen Strömung nach wie vor das Standard k - ε -Modell an, während im wandnahen Bereich, in dem das Gitter erheblich verfeinert werden muß, die Dissipationsrate ε nicht mehr durch eine Transportgleichung sondern nur noch durch eine algebraische Gleichung mit geeigneten Dämpfungsfaktoren beschrieben wird. Abbildung 4.1 zeigt die Grenzschichtmodellierung der Geschwindigkeitsverläufe an der Wand für die zwei verschiedenen (Wand-)Turbulenzmodelle. Die Position der wandnahen Gitterknoten wird mit dem dimensionslosen Wandabstand y^+ charakterisiert. Für die Gültigkeit der logarithmischen Wandfunktion ist für den wandnächsten Knoten ein Abstand zu wählen, der zwischen

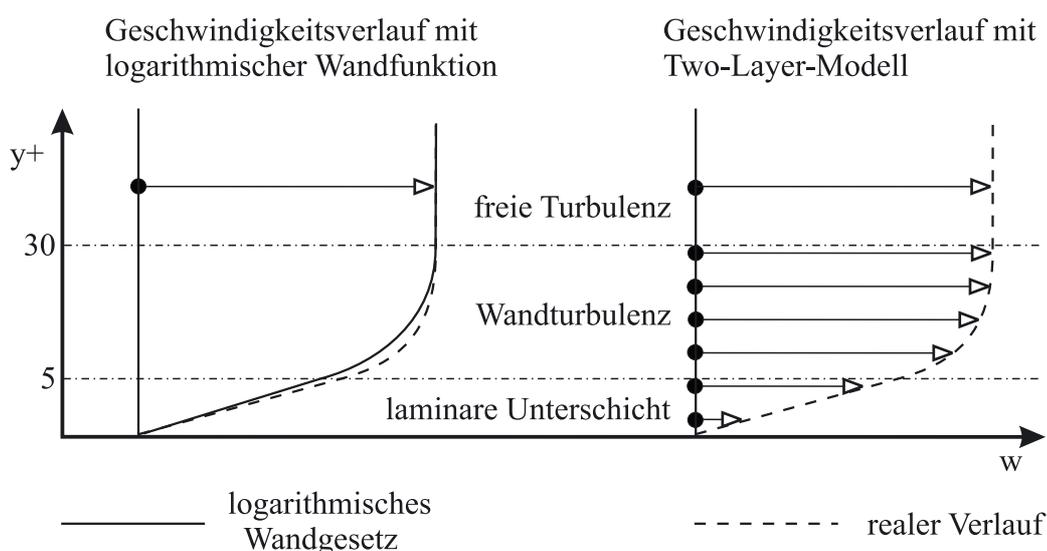


Abb. 4.1: Grenzschichtmodellierung

$y^+ = 30$ und $y^+ = 500$ liegt. Befindet sich der Knoten unterhalb dieser Grenze, so teilt TASCflow3D den wandnahen Bereich in drei Zonen auf, um die viskosen Eigenschaften der Strömung besser zu beschreiben. Zur Wand hin wird dabei das logarithmische Profil durch ein Profil, dem ein Potenzgesetz zugrunde liegt, und ein lineares Profil ergänzt. Allerdings sind in diesen Bereichen die Transportgleichungen für die turbulente kinetische Energie k und die Dissipationsrate ε nicht mehr uneingeschränkt gültig, so daß das Turbulenzverhalten in Wandnähe nicht mehr korrekt beschrieben wird. Im Gegensatz zur logarithmischen Wandfunktion benötigt das Two-Layer-Modell mehrere wandnahe Knoten im Bereich $y^+ < 5$ sowie eine ausreichende Anzahl an Knoten im Bereich $5 < y^+ < 30$, um die verwendeten Dämpfungsfaktoren hinreichend genau berechnen zu können.

Die Wahl eines geeigneten Turbulenzmodells gestaltet sich für das vorliegende Strömungsproblem aufgrund der Topologie des Rechenvolumens als äußerst schwierig. Insbesondere der zuerst konvergierende und anschließend divergierende Verlauf des Zylindermantelspaltes macht es nahezu unmöglich, für das logarithmische Wandgesetz über die gesamte Länge des Spaltes die geforderten dimensionslosen Wandabstände y^+ einzuhalten. Vor allem im engsten Strömungsquerschnitt, der als maßgeblicher Drosselquerschnitt des aerostatischen Käfigs das Durchflußverhalten des Zylindermantelspaltes bestimmt, ist ein erhebliches Unterschreiten der y^+ -Werte unter die $y^+ = 30$ Marke nicht zu vermeiden. Zudem nehmen dort bei Spalthöhen zwischen $20 \mu\text{m}$ und $160 \mu\text{m}$ die viskosen Grenzschichteffekte erheblichen Einfluß, so daß nur die Anwendung des Two-Layer-Modells sinnvoll erscheint. Andererseits verbietet sich wiederum die Verwendung des Two-Layer-Modells im Hinblick auf das schlechtere Konvergenzverhalten sowie den erheblichen Mehraufwand an Rechenzeit. Letzteres erweist sich gerade bei der Größe der vorliegenden Parameterstudie als sehr hinderlich.

Um die Größe des Fehlers, der bei Verwendung des logarithmischen Wandgesetzes auftritt, einschätzen zu können, bedarf es daher zumindest für einen charakteristischen Strömungsfall im Zuge einer Vorabstudie einer vergleichenden Rechnung. Dabei wird für die Simulation, die das Two-Layer-Modell anwendet, das Gitter bezüglich des dimensionslosen Wandabstands y^+ optimiert.

4.1.3 Rechengitter

Ein exemplarisches Rechengitter der Käfigzelle ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Unter Ausnutzung der Symmetrieeigenschaften bezüglich der r - φ -Ebene, die die Käfigzelle mittig teilt, reduziert sich das Rechenvolumen auf die halbe Käfigzelle. Das Gitter besteht aus 12.400 Gitterknoten in 6 Gitterblöcken. Für die Rechnungen, in denen im Zuge der Untersuchung des Drehzahleinflusses sowohl die Druckkammer als auch die angrenzenden Zylindermantelflächen der Wälzkörper rotieren, ist der Gitterblock der ruhenden Außenringbohrung über das sogenannte *frozen interface* von CFX-TASCflow mit der rotierenden Druckkammer verbunden. Diese spezielle Schnittstelle behält die relativen Positionen der beteiligten Gitterblöcke bei und versieht die Strömung, die den ruhenden Gitterblock verläßt, mit einer tangentialen Geschwindigkeitskomponente, die der Rotationsgeschwindigkeit des folgenden Gitterblockes in der Größe angepaßt und entgegengesetzt orientiert ist. Durch diese Vorgehensweise läßt sich der von

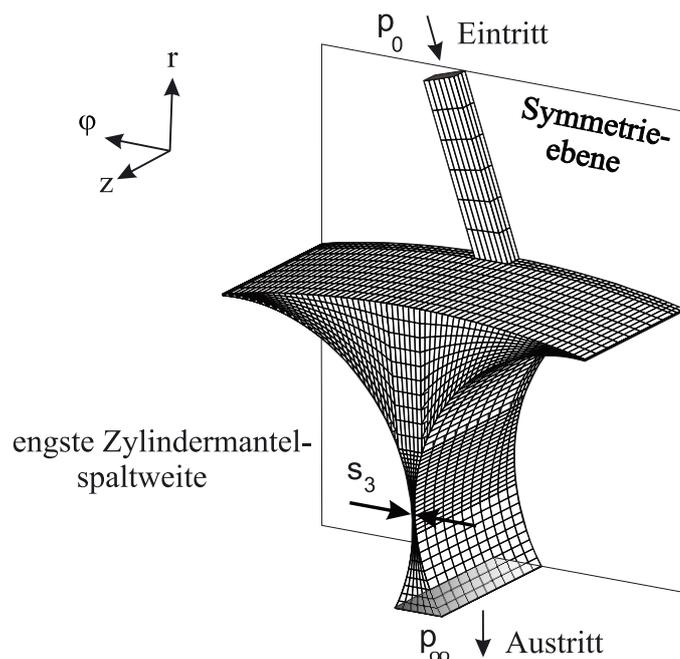


Abb. 4.2: Numerisches Rechengitter der Käfigzelle

der Drehzahl beeinflusste, weitere Verlauf des Luftstrahls, der die stehende Außenringbohrung verläßt und in die rotierende Druckkammer eindringt, zwar bestimmen, die rotationsbedingten Ausströmverluste aus der Außenringbohrung werden aber mit diesem *frozen interface* nicht aufgelöst.

Im Gegensatz zu der realen Käfigzelle, in der die Außenringbohrung einen kreisrunden Querschnitt hat, wird für die Außenringbohrung des Rechengitters bei gleicher Querschnittsfläche ein rechteckiger Querschnitt gewählt. Damit vereinfacht sich die Verbindung des Gitterblocks der Außenringbohrung mit dem zugehörigen Gitterblock der Druckkammer erheblich. Dies ist vor allem im Hinblick auf die Untersuchungen, bei denen die Position der Außenringbohrung relativ zur Druckkammer variiert wird, von großem Vorteil. Die Fehler, die durch die geänderte Querschnittsform auftreten, sind von untergeordneter Bedeutung, da ein quadratischer Durchgang gleichen Querschnitts und gleicher Länge - die im vorliegenden Fall der Außenringbohrung zudem noch relativ kurz ist - nur unwesentlich höhere Wandreibungsverluste aufweist als eine zylindrische Bohrung.

Das Rechengitter umfaßt nicht den Einströmbereich von dem Ringkanal in die Außenringbohrung, d.h. die Einströmverluste in die Außenringbohrung werden bei den Berechnungen nicht berücksichtigt. Diese Einströmverluste hängen maßgeblich von der konstruktiven Gestaltung der Einlaufkante der Außenringbohrung ab, wie zahlreiche Untersuchungen (siehe z.B. McGreehan und Schotsch (1988) und Hay und Spencer (1992)) zeigen, die sich mit der Durchströmung von Bohrungen beschäftigen. Wird die Einlaufkante, wie es bei der Außenringbohrung der realen Käfigzelle der Fall ist, mit einem kleinen Radius oder einer Fase versehen, so sind die Einströmverluste sehr klein. Daher liegen die maßgeblich von den Einströmverlusten bestimmten C_D -Werte, die den real durchgesetzten Luftmassenstrom ins Verhältnis zum idealen Luftdurchsatz setzen, im Falle der gefasteten oder mit Radius versehenen Einlaufkante jenseits von

0,95. Somit läßt sich für die numerische Simulation das Vernachlässigen des Einströmbereichs rechtfertigen, womit auf weitere zu untersuchende, geometrische Parameter wie Einlaufradius oder Einlauffase verzichtet werden kann.

Im Gegensatz zur realen Strömung, die nach Verlassen des Zylindermantelspaltes in axiale Richtung umgelenkt wird, verläßt die Strömung das Rechenvolumen in radialer Richtung durch einen langen Ausströmkanal, der in Abbildung 4.2 nicht dargestellt ist. Durch den langen Auslaufbereich wird verhindert, daß die Ausströmfläche mögliche Rezirkulationsgebiete schneidet, die im Nachlauf des Zylindermantelspaltes auftreten.

Das Rechengitter ist nahezu vollständig parametrisiert. Zum einen läßt sich eine Größenskalierung der gesamten Käfigzelle durchführen, indem die Durchmesser von Außen- und Innenlaufbahn, Radius und Länge der Wälzkörper sowie die geometrischen Abmaße der Außenringbohrung geändert werden. Die Käfigzelle wird so dem aerostatischen Käfig eines größeren oder kleineren Lagers angepaßt. Zum anderen läßt sich für eine Käfigzelle gegebener Größe die Zylindermantelspaltweite, die Größe der Außenringbohrung, die Neigung der Außenringbohrung sowie die Lage der Außenringbohrung am Umfang der Druckkammer variieren. In Abbildung 4.3 sind exemplarische Rechengitter für verschiedene Positionen der Außenringboh-

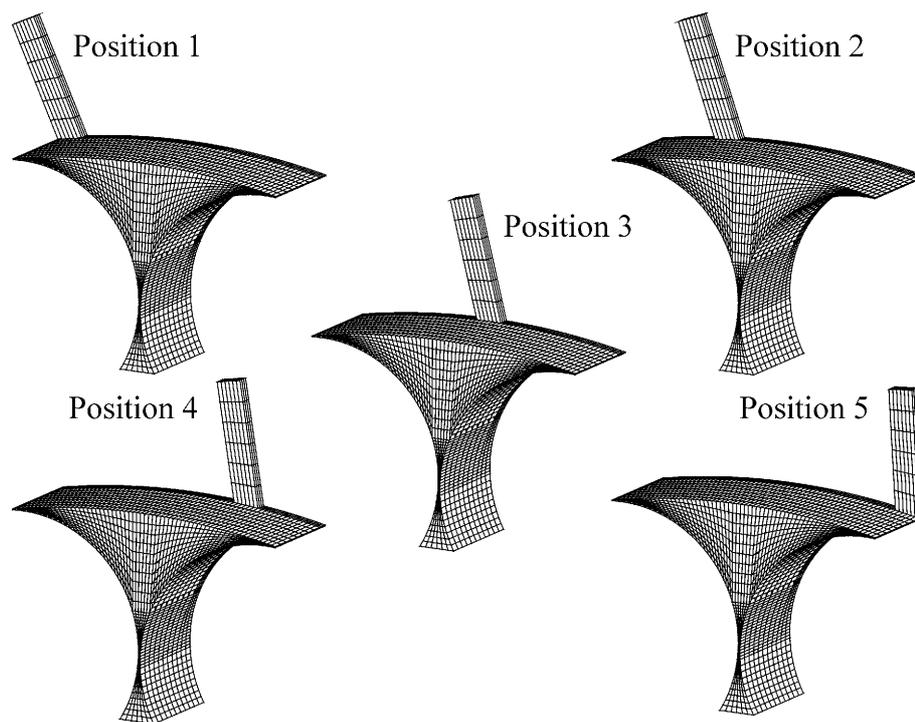


Abb. 4.3: Numerische Rechengitter der Käfigzelle mit verschiedenen Positionen der Außenringbohrung

rung aufgeführt. Bei dem Gitter der Position 3 ist die Außenringbohrung mittig ausgerichtet, während die Gitter der Positionen 2 und 4 die Außenringbohrung zwischen der Mitte und dem Randbereich anordnen. In den Positionen 1 und 5 befinden sich die Außenringbohrungen am äußersten Rand der Käfigzelle, womit annähernd die Verhältnisse zum Zeitpunkt des Überrollvorgangs wiedergegeben werden.

Durchmesser der Außenlaufbahn:	38,689 mm
Durchmesser der Wälzkörper:	7,000 mm
Länge der Wälzkörper:	6,000 mm
Seitenlänge der quadratischen Außenringbohrung:	0,670 mm
Neigung der quadratischen Außenringbohrung:	16 °

Tab. 4.1: Geometrische Daten der Käfigzelle

Für die vorliegende numerische Studie entsprechen die geometrischen Abmaße der Käfigzelle den Abmaßen des Testlagers, das den experimentellen Untersuchungen in Kapitel 6 zugrunde liegt. In Tabelle 4.1 sind die wesentlichen geometrischen Daten aufgeführt, die zur Konstruktion der Käfigzelle benötigt werden. Die Neigung der Außenringbohrung von 16 ° verleiht der Geschwindigkeit der Strömung, welche die stationäre Bohrung verläßt und in die rotierende Druckkammer eindringt, eine Tangentialkomponente, die ungefähr mit der Umfangsgeschwindigkeit der Druckkammer bei einer Drehzahl von $n = 50.000 \text{ min}^{-1}$ übereinstimmt.

Bei allen Rechnungen ist auf der Einströmfläche der Totaldruck p_0 , die Totaltemperatur T_0 sowie die Stärke der Turbulenz und auf der Ausströmfläche der statische Druck p_∞ in Größe des Umgebungsdruckes vorgegeben. Das Verhalten aller beteiligter Wände wird als adiabat betrachtet.

Zum Nachweis, daß die Ergebnisse der numerischen Strömungssimulationen gitterunabhängig sind, werden einige Simulationen zusätzlich auf einem verfeinerten Rechengitter durchgeführt. Im Vergleich zum ursprünglichen Gitter wurde bei dem verfeinerten Gitter die Anzahl der Gitterzellen in jeder Raumrichtung verdoppelt. Die Ergebnisse der Strömungssimulationen, die mit dem verfeinerten Gitter durchgeführt wurden, differieren weniger als ein Prozent von den Rechenergebnissen, die mit dem ursprünglichen Gitter berechnet wurden. Somit ist auszuschließen, daß das verwendete Rechengitter einen Einfluß auf die Ergebnisse der Strömungssimulationen ausübt.

4.2 Analytische Beschreibung

Die Durchführung von numerischen Strömungssimulationen ist unerlässlich, um die Strömungsfelder und -phänomene innerhalb der Käfigzelle ausführlich untersuchen zu können. Für eine konkrete Auslegung des aerostatischen Käfigs ist jedoch lediglich die Bestimmung von wenigen charakteristischen, thermo- und aerodynamischen Strömungsdaten notwendig, mit denen die Kurven der Regelcharakteristik erstellt werden. Angesichts des relativ hohen Aufwandes zur Durchführung bereits einer einzelnen numerischen Simulation ist für reine Auslegungszwecke eine Berechnungsmethode wünschenswert, die ein schnelles Ermitteln der benötigten Strömungsdaten ermöglicht.

Seiler (1990) hat hierzu ein analytisches Modell entwickelt (siehe Kapitel 3.2.2), bei dem die Käfigzelle abstrahiert wird auf zwei hintereinander liegende Drosselstellen, die aus Ruhevo-

lumina gespeist werden. Im Gegensatz zur numerischen Betrachtungsweise beschränkt sich dieser Modellansatz lediglich auf die Berechnung des Druckes in der Druckkammer p_2 und des durchgesetzten Luftmassenstromes \dot{m} in Abhängigkeit von der engsten Zylindermantelspaltweite s_3 . Unberücksichtigt bleiben hingegen die Einflüsse von Rotation, Reibung und Temperatur sowie von geometrischen Randbedingungen, wie etwa der relativen Position der beiden Drosselstellen zueinander.

4.2.1 Theoretische Überlegungen

Seilers analytisches Modell ist sehr gut geeignet, um eine erste grobe Auslegung des aerostatischen Käfigs vorzunehmen. Allerdings basiert dieses Modell auf Annahmen, die nicht uneingeschränkt gültig sind, wie nachfolgend beschrieben wird. Es handelt sich im wesentlichen um:

1. Die kinetische Energie des Luftstrahls, der die Außenringbohrung verläßt und in die Druckkammer eindringt, wird innerhalb der Druckkammer vollständig dissipiert, d.h. in thermische Energie umgewandelt.
2. Es findet keine Diffusorströmung im divergierenden Teil des Zylindermantelspaltes statt, d.h. der Umgebungsdruck wird nicht erst stromab von der engsten Spaltweite - nämlich dort, wo die seitlichen Borden enden - sondern bereits im engsten Querschnitt des Zylindermantelspaltes der Strömung aufgeprägt.
3. Die Strömung in den beiden Drosseln (Außenringbohrung und Zylindermantelspalt) ist isentrop.
4. Die Totalenthalpie im Relativsystem der rotierenden Druckkammer ist gleich der Totalenthalpie im Absolutsystem der ruhenden Außenringbohrung.
5. Das Durchflußverhalten der ruhenden Außenringbohrung bleibt unbeeinflußt von der nachfolgenden, rotierenden Druckkammer.

Diese fünf Annahmen werden im folgenden diskutiert und auf ihre Gültigkeit sowie ihre Relevanz für die Modellbildung überprüft.

- Annahme (1) "*vollständige Dissipation der kinetischen Energie*"

Die Strömung durch eine Käfigzelle mit den zwei aufeinanderfolgenden Drosselstellen und den Ruhevolumina jeweils vor und nach den Drosseln ist sehr ähnlich der Strömung durch eine Durchblick-Labyrinthdichtung, bei der sich Labyrinthspitzen und -kammern abwechseln. Über den Labyrinthspitzen wird die Strömung aufgrund des anliegenden Druckgefälles beschleunigt, und in der folgenden Labyrinthkammer erfolgt idealerweise die vollständige, isobare Dissipation der kinetischen Energie.

Egli (1935) hat bei seinen Untersuchungen an Durchblicklabyrinthen mit zwei und mehr Spitzen erstmals festgestellt, daß in den Labyrinthkammern jedoch keine vollständige Dissipation

der kinetischen Energie stattfindet. Stattdessen beobachtete er, daß neben einer lediglich partiellen Dissipation ein Teil der kinetischen Energie in Druck rückgewandelt und ein weiterer Teil durch die Kammer zur nächsten Spitze übertragen wird. Letzteres nannte er *Carry-Over-Effekt*.

Für den Carry-Over-Faktor, der ähnlich wie ein Durchflußkoeffizient (C_D -Wert) den real durchgesetzten Luftmassenstrom ins Verhältnis zum idealen Luftdurchsatz stellt, ermittelte Jerie (1948) eine Abhängigkeit von der Anzahl der Labyrinthspitzen, dem Verhältnis von Spalthöhe zu Kammerlänge und dem Verhältnis von Spalthöhe zu Kammerhöhe. Je nach geometrischen Randbedingungen nahm der Carry-Over-Faktor Werte zwischen 1,0 und 1,3 an.

Meyer und Lowrie III (1975) beobachteten bei ihren Untersuchungen an Durchblicklabyrinth, daß der C_D -Wert eines einspitzigen Labyrinthes um bis zu 20% anstieg, wenn stromab eine zweite Spitze angebracht wurde. Diesen Anstieg des C_D -Wertes, der eine Erhöhung des Luftmassenstromes und damit eine Verschlechterung der Dichtwirkung bedeutet, schrieben Meyer und Lowrie III (1975) dem Carry-Over-Effekt zu. Der Druck in der Kammer vor der zweiten Spitze lag bei den experimentellen Untersuchungen durchweg unterhalb des gemäß den idealisierten Annahmen berechneten Druckes. Unter bestimmten Versuchsbedingungen ermittelten sie in der Kammer vor der zweiten Spitze sogar einen geringeren Druck als nach der Spitze, d.h. über die zweite Spitze - also *in* Strömungsrichtung - stieg der Druck an.

Hawas und Muner (1980) schließlich trugen dem Carry-Over-Effekt Rechnung, indem sie ein mathematisches Modell entwickelten, bei dem im Gegensatz zur idealisierten Berechnungsmethode von Stodola (1924) die einzelnen Labyrinthspitzen mit einer gewissen Anfangsgeschwindigkeit angeströmt werden.

Für den vorliegenden Fall der Strömung durch die Käfigzelle bedeutet der Carry-Over-Effekt, daß durch den Zylindermantelspalt ein größerer Luftmassenstrom durchgesetzt wird, als die idealisierte Rechnung nach Seiler (1990) voraussagt. Daraus folgen durchweg geringere Drücke in der Druckkammer, so daß zu schließen ist, daß die reale Regelcharakteristik des aerostatischen Käfigs von der idealen erheblich abweicht.

- Annahme (2) "*keine Diffusorströmung im divergierenden Spaltabschnitt*"

Die Antwort auf die Frage, unter welchen Bedingungen bzw. ob überhaupt eine Diffusorströmung im divergierenden Teil des Zylindermantelspalt auftritt, gestaltet sich aufgrund der prinzipiellen Neigung von Diffusorströmungen zur Instabilität, d.h. Abriß der Strömung von der Diffusorwand, als sehr schwierig. Je nachdem, ob eine Diffusorströmung auftritt oder nicht, liegen jedoch verschiedene Strömungsverhältnisse im engsten Spalt vor. Bei gegebenem Druckverhältnis steigt nämlich mit Auftreten einer Diffusorströmung die Machzahl im engsten Querschnitt und damit auch der Luftdurchsatz durch den Spalt. Letzteres führt zu einem verringerten Druck in der Druckkammer, was eine Veränderung der Regelcharakteristik des aerostatischen Käfigs zur Folge hat.

Eine ideale Diffusorströmung wird im folgenden in verkürzter Form am Beispiel einer Laval-Düsenströmung diskutiert. Eine ausführliche Beschreibung dieser Strömung wird bei Zierop (1976) vorgenommen. Im linken Diagramm von Abbildung 4.4 sind die verschiedenen Unter- und Überschallströmungszustände skizziert, die in einer Laval-Düse auftreten können. Die

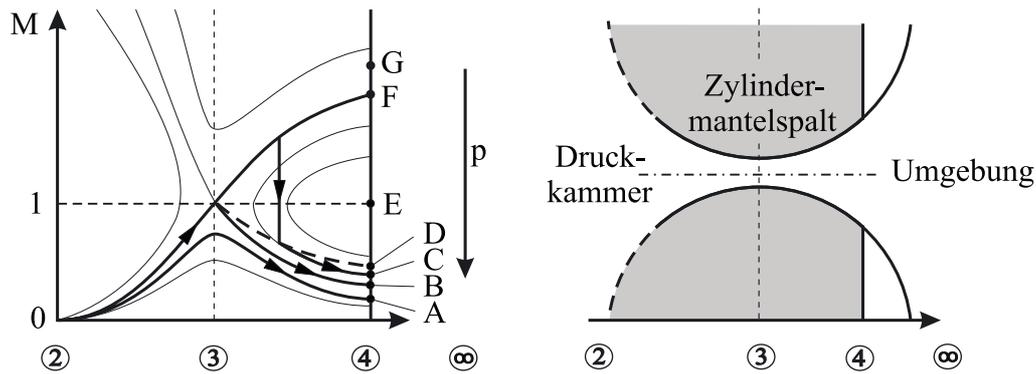


Abb. 4.4: Strömung durch eine Lavaldüse (Zierep (1993))

rechte Darstellung in Abbildung 4.4 verdeutlicht den geometrischen Zusammenhang zur diskutierten Problemstellung der Käfigzelle im Bereich des Zylindermantelspalt. Der Zustandsverlauf mit Gegendruck A stellt den Fall einer reinen Unterschallströmung dar. Unter Umwandlung von Druck in kinetische Energie wird die Strömung stetig bis zum engsten Querschnitt beschleunigt, danach erfolgt im divergierenden Teil des Strömungskanals wieder die stetige Rückumwandlung von kinetischer Energie in Druck. Bei einer weiteren Absenkung des Gegendruckes p_∞ auf Druck B wird im engsten Querschnitt gerade Schallgeschwindigkeit erreicht, da das Druckverhältnis p_2/p_3 den Wert des kritischen Druckverhältnisses annimmt. Zwischen Druck B und Druck D erfolgt im divergierenden Teil des Kanals die Beschleunigung auf eine Überschallströmung, die durch einen senkrechten Verdichtungsstoß im Kanal beendet wird. Zwischen Druck D und Druck F ereignen sich am Austritt schiefe Verdichtungsstöße. Bei Druck F liegt mit einem parallelen Strahl am Austritt der Grenzfall der idealen Laval-Düsenströmung vor. Wird der Gegendruck unter F gesenkt (z.B. Gegendruck G), treten Expansionsfächer auf.

Aus dieser Betrachtung wird deutlich, daß bei Gegendrücken p_∞ , die zwischen Druck B und Druck E liegen, das Druckverhältnis p_2/p_3 bereits kritisch ist, so daß Schallgeschwindigkeit im engsten Querschnitt auftritt. Das Druckverhältnis über den gesamten Spalt p_2/p_∞ ist dabei jedoch noch unterkritisch, da der Gegendruck p_∞ aufgrund des Druckrückgewinns im Diffusor wieder über den Druck E steigt. Im Gegensatz dazu kann sich bei einer Strömung, die keinen Druckrückgewinn im Diffusor erzielt, Schallgeschwindigkeit erst dann einstellen, wenn das Verhältnis p_2/p_∞ identisch dem kritischen Druckverhältnis ist, d.h. der Gegendruck p_∞ muß kleiner oder gleich Druck E sein.

Die beschriebenen Strömungszustände einer idealen Diffusorströmung lassen sich jedoch nicht ohne weiteres realisieren. In der Praxis erfolgt daher das Einstellen von Überschallströmungen durch Einströmen in ein Vakuum. Über der Laval-Düse liegt somit zunächst ein Druckverhältnis an, das weit über dem kritischen liegt. Durch den allmählichen Druckanstieg im anfangs evakuierten Ausströmvolumen stellen sich dann nacheinander die geschilderten Zustände von Expansionsfächern am Laval-Düsenaustritt bis zur reinen Unterschallströmung ein.

Im Gegensatz zu Diffusoren, die auch bzw. speziell für einen Überschallbetrieb ausgelegt sind, kommen Unterschalldiffusoren weitverbreitet in vielen technischen Anwendungen zum Einsatz. Das Ziel dieser Diffusoren besteht darin, den statischen Druck in der Strömung möglichst

verlustarm durch Herabsetzen der Geschwindigkeit zu erhöhen. Die wichtigsten geometrischen Parameter eines ebenen Diffusors sind das Flächenverhältnis von Aus- zu Eintrittsfläche, die auf die Eintrittshöhe normierte axiale Länge sowie der Diffusoröffnungswinkel.

Reneau et al. (1967) haben eine große Anzahl von ebenen Diffusoren vermessen. Sie stellten fest, daß je nach Flächenverhältnis und Diffusorlänge die Strömung bis zu einem Diffusoröffnungswinkel von etwa 20° anliegt und erst bei größeren Winkeln anfängt, von der Wand abzulösen. Dabei ergaben sich Wirkungsgrade für den Druckrückgewinn von 60 bis 90 Prozent.

Hestermann et al. (1994) und Ben Khaled (1996) führten eine Optimierung von Brennkammer-Vordiffusoren durch. Bei der systematischen Variation der Einströmbedingungen registrierten sie eine Verbesserung des Diffusorwirkungsgrades mit steigender Turbulenz. Dagegen stellten sie ein verschlechtertes Strömungsverhalten fest, wenn eine Verdickung der Grenzschicht am Eintritt auftrat.

Auf Grundlage der genannten Betrachtungen läßt sich somit für die Diffusorströmung im divergierenden Teil des Zylindermantelspalt folgendes festhalten. Eine Überschallströmung tritt wahrscheinlich erst dann auf, wenn das Druckverhältnis von Kammerdruck zu Umgebungsdruck kritisch ist. Bei einem kleineren Druckverhältnis ist Schallgeschwindigkeit im engsten Spaltquerschnitt zwar theoretisch auch möglich, wegen der starken Abreißneigung von Diffusorströmungen bei Betrieb in Schallnähe aber eher unwahrscheinlich. Wird der Spalt jedoch im Unterschall durchströmt, so stellen sich im engsten Querschnitt kleinere Drücke als Umgebungsdruck ein, da im divergierenden Teil des Spaltes ein mit einem gewissen Wirkungsgrad versehener Druckrückgewinn stattfindet. D.h. solange eine Unterschallströmung im Zylindermantelspalt vorliegt, wird der Umgebungsdruck nicht schon im engsten Spaltquerschnitt, sondern erst dort der Strömung aufgeprägt, wo die seitlichen Borde enden. Da sich die Borde nur geringfügig - nämlich wenige Zehntelmillimeter - radial über den Bereich der kürzesten Rollenabstände erstrecken, nimmt der Diffusoröffnungswinkel in Höhe des Spaltquerschnittes, in dem die Borde enden, je nach Baugröße des Lagers bzw. der Käfigzelle lediglich Werte zwischen 5° und 15° an. Damit bewegt sich die Strömung im Zylindermantelspalt gemäß Reneau et al. (1967) bei allen Betriebsbedingungen im betriebssicheren, also ablösefreien Bereich. Daran ändert auch die mit der relativ geringen Turbulenz der Spaltströmung verbundene Verschlechterung des Diffusorwirkungsgrades nichts.

Die reale Zylindermantelspaltströmung nimmt demnach einen Zustand ein, der irgendwo zwischen einer idealen Strömung mit maximal möglichem Druckrückgewinn im Diffusor und einer Strömung ohne jeglichen Druckrückgewinn liegt. Nur im letztgenannten Sonderfall wird der Strömung der Umgebungsdruck bereits im engsten Spaltquerschnitt aufgeprägt.

- Annahme (3) "*isentropie Strömung durch die Drosselstellen*"

Die Strömung durch Bohrungen und Spalte ist grundsätzlich verlustbehaftet. Die auftretenden Verluste lassen sich in Einström-, Ausström- und Wandreibungsverluste unterteilen. Während die Größe der Einströmverluste von der Formgebung des Einströmbereichs abhängt, werden die Wandreibungsverluste durch die Länge der Bohrung bzw. des Spaltes bestimmt. Die Ausströmverluste hingegen ergeben sich durch Interaktionen des austretenden Luftstrahls mit der Strömung im nachfolgenden Volumen. Die Quantifizierung der insgesamt auftretenden Verluste

erfolgt mit einem Durchflußkoeffizienten - dem sogenannten C_D -Wert -, der den real durchgesetzten Luftmassenstrom ins Verhältnis zum ideal durchgesetzten stellt. Für das Durchflußverhalten von Bohrungen gibt es in der Literatur eine sehr große Daten- und Erfahrungsbasis. Über das Verlustverhalten ebener Spaltströmungen mit einem erst konvergierenden und dann divergierenden Querschnittsverlauf ist dagegen aufgrund der erheblich geringeren technischen Relevanz kaum etwas zu finden. Daher werden im folgenden bei der Beurteilung des Zylindermantelspaltes die Erkenntnisse der Bohrungsdurchströmung auf die Spaltströmung übertragen.

Weißert (1996) hat am Institut für Thermische Strömungsmaschinen in einer Vorabstudie zu seinen numerischen Untersuchungen zum Durchflußverhalten von rotierenden Bohrungen eine Zusammenstellung der in der Literatur verfügbaren Daten zum Durchflußverhalten von scharfkantigen, ruhenden Bohrungen erstellt. Bei einer auf den Durchmesser bezogenen sehr kurzen Bohrungslänge liegt demnach der C_D -Wert bei etwa 0,6. Dieser äußerst geringe Wert hängt mit dem Abriß der Strömung an der scharfen Einlaufkante zusammen, wodurch der effektive Strömungsquerschnitt stark eingeschnürt wird (vena contracta). Mit zunehmender Bohrungslänge legt sich die abgelöste Strömung wieder an die Innenwand der Bohrung an, so daß der C_D -Wert ansteigt. Bei einem Längen/Durchmesser-Verhältnis von ungefähr 2 erreicht der C_D -Wert mit etwa 0,84 sein Maximum. Danach, d.h. mit weiter zunehmender Bohrungslänge, fällt der C_D -Wert aufgrund von Wandreibungsverlusten wieder stetig ab. Durch die Reduktion der Einstromverluste läßt sich der C_D -Wert allerdings noch erheblich über den Wert von 0,84 steigern.

So stellten Hay und Spencer (1992) fest, daß der C_D -Wert auf über 0,90 steigt, wenn die Einlaufkante der Bohrung mit einer Fase oder einem Radius versehen wird. Jakoby et al. (1997) ermittelten für Bohrungen mit Einlaufgraden sogar C_D -Werte zwischen 0,95 und 0,98. In allen Untersuchungen zeigte sich zudem ein Anstieg des C_D -Wertes mit zunehmendem Druckverhältnis über der Bohrung.

- Annahme (4) "*identische Totalenthalpie im Absolutsystem und im Relativsystem*"

Die Totalenthalpien im Absolutsystem der ruhenden Außenringbohrung und im Relativsystem der rotierenden Druckkammer sind nicht identisch, auch wenn das betrachtete Gesamtsystem der Käfigzelle als adiabat angenommen wird. Grund hierfür ist die sprunghafte Änderung der Strömungsgeschwindigkeit beim Übergang vom ruhenden System der Außenringbohrung in das rotierende System der Druckkammer. Mit der Strömungsgeschwindigkeit ändern sich auch die dynamischen Anteile der anderen Strömungsgrößen, wobei sich insbesondere eine Erhöhung der Totaltemperatur für die Funktion des Wälzlagers (z.B. Schmierung) als kritisch erweisen könnte. Die Größe der Geschwindigkeitsänderung ist dabei in erster Linie abhängig von der zur Rotordrehzahl proportionalen Umfangsgeschwindigkeit der rotierenden Druckkammer auf Höhe des Radius der Außenlaufbahn.

Aufgrund des relativ kleinen Lagerdurchmessers, den Wälzlager für Hochgeschwindigkeitsanwendungen generell besitzen, ist jedoch die Umfangsgeschwindigkeit der rotierenden Druckkammer selbst bei sehr hohen Rotordrehzahlen noch verhältnismäßig gering, so daß die Änderung der Totalenthalpie beim Übergang vom ruhenden in das rotierende System sehr klein ausfällt. Bei der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Käfigzelle beträgt die Umfangsge-

schwindigkeit der Druckkammer bei der Maximaldrehzahl von $n = 50.000 \text{ min}^{-1}$ weniger als 40 m/s. Daraus resultiert eine maximal mögliche Erhöhung der Totaltemperatur von weniger als einem Kelvin, und der Totaldruck variiert um weniger als 20 mbar. Für eine analytische Modellbeschreibung der Regelcharakteristik einer aerostatischen Käfigzelle ist eine Berücksichtigung dieser rotationsbedingten Änderung der Totalenthalpie daher nicht notwendig.

- Annahme (5) "*kein Einfluß der Rotation auf das Durchflußverhalten der Außenringbohrung*"

Die bisherigen Betrachtungen gelten allerdings uneingeschränkt nur für Bohrungen, bei denen in ein ruhendes Volumen ausgeblasen wird. Liegt dagegen eine Querströmung am Bohrungsaustritt vor, so reduzieren sich die C_D -Werte. Im vorliegenden Fall der aerostatischen Käfigzelle steigt die Umfangsgeschwindigkeit der Druckkammer direkt proportional mit der Rotordrehzahl an. Für den Luftstrahl, der die stehende Außenringbohrung verläßt und in die Druckkammer eindringt, stellt das rotierende Volumen der Druckkammer eine Querströmung dar, die sich wie ein Deckel über den Bohrungsaustritt legt und damit das Austreten der Strömung aus der Außenringbohrung behindert (Hay et al. (1994)). Diese partielle Blockade der Bohrung, die am stromauf gelegenen Teil des Bohrungsaustritts erfolgt, resultiert aus einem Aufstaugebiet, das aufgrund der Verdrängung bzw. Aufstauung der Querströmung durch den Luftstrahl entsteht. Gritsch et al. (1997) stellten am Institut für Thermische Strömungsmaschinen bei der Untersuchung des Durchflußverhaltens von Filmkühlbohrungen fest, daß bei einer Ausblasung in eine ruhende Umgebung der C_D -Wert wie erwartet mit dem anliegenden Druckverhältnis leicht ansteigt. Beim Vorliegen einer Querströmung, konstatierten sie dagegen sowohl mit sinkendem Druckverhältnis als auch mit steigender Machzahl der Querströmung einen stärkeren Abfall des C_D -Wertes. Als maßgebliche Einflußgröße für dieses Verhalten ermittelten sie das Verhältnis aus dem Impuls des Luftstrahls und dem Impuls der Querströmung.

Unter der Annahme, daß im Luftstrahl am Austritt der Außenringbohrung und in der Druckkammer dieselbe Dichte vorliegt, ergibt sich dieses Impulsverhältnis I_{1-2} zu

$$I_{1-2} = \frac{w_1^2}{(\omega_{RS} \cdot r_a)^2} = \frac{w_1^2}{\left(\pi \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{(r_a - 2 \cdot r_R)}{(r_a - r_R)} \cdot r_a \right)^2} \quad (4.1)$$

Während sich für ein Impulsverhältnis größer 2 der C_D -Wert für den Fall mit Querströmung nicht vom C_D -Wert für den Fall ohne Querströmung unterscheidet, reduziert sich für Impulsverhältnisse $I_{1-2} < 2$ der C_D -Wert, wenn eine Querströmung vorliegt (Gritsch et al. (1997)). In einer weiteren Studie untersuchten Gritsch et al. (2001) das Durchflußverhalten von unterschiedlich geneigten Bohrungen beim Vorliegen einer Querströmung. Dabei stellten sie fest, daß für Impulsverhältnisse $1 < I_{1-2} < 100$ eine senkrechte Ausblasung eine Steigerung des C_D -Wertes gegenüber dem Fall ohne Querströmung bewirkt. Dieses Phänomen begründeten sie mit dem Auftreten von lokalen Unterdruckgebieten, die durch die Verdrängung der Querströmung im Umfeld des austretenden Luftstrahls entstehen und auf den austretenden Luftstrahl eine Sogwirkung ausüben. Geneigte Bohrungen wiesen diese C_D -Wertsteigerung zwar nicht auf, dafür zeigten sie aber einen geringeren Abfall des C_D -Wertes für Impulsverhältnisse kleiner 2.

Für die Außenringbohrung der Käfigzelle darf somit je nach Qualität der Einlaufkante auf alle Fälle ein C_D -Wert von über 0,90 angenommen werden, solange das Impulsverhältnis I_{1-2} jen-

seits von 2 liegt. Bei kleineren Impulsverhältnissen I_{1-2} sinkt der C_D -Wert, wobei die Neigung der Außenringbohrung das Absinken des C_D -Wertes mindert. Eine genaue Quantifizierung dieser Änderung des C_D -Wertes ist jedoch aufgrund der Komplexität des Problems sehr schwierig. Daher ist es sinnvoller, die Gültigkeitsgrenzen anzugeben, ab wann die rotationsbedingte Querströmung zu zusätzlichen Ausströmverlusten führt. Da der Impuls der Querströmung proportional mit der Drehzahl steigt, läßt sich prinzipiell feststellen, daß mit steigender Rotordrehzahl der Impuls des Luftstrahls zu erhöhen ist. Eine solche Impulserhöhung wird nur mit einer Erhöhung des Druckverhältnisses über der Außenringbohrung erzielt. Das bedeutet, daß entweder bei gegebener mittlerer Zylindermantelspaltweite \bar{s}_3 der Eintrittsdruck p_0 erhöht oder bei vorgegebenem Eintrittsdruck p_0 die mittlere Zylindermantelspaltweite \bar{s}_3 vergrößert werden muß. Letztgenannte Maßnahme ist allerdings bereits im Zuge der Auslegung vorzunehmen, während die Erhöhung des Eintrittsdruckes im Betrieb erfolgen kann.

Der C_D -Wert des Zylindermantelspaltes übersteigt den Wert der Außenringbohrung ($C_D > 0,90$), da der konvergente Querschnittsverlauf des Zylindermantelspaltes für ideale Einströmbedingungen sorgt, so daß nur mit marginalen Einströmverlusten zu rechnen ist. Im Gegensatz zur Außenringbohrung treten zudem keine rotationsbedingten Ausströmverluste aufgrund von Querströmungen auf, da sich der Zylindermantelspalt ebenso wie das vorangehende und nachfolgende Volumen im rotierenden System befindet. Lediglich die durch die sehr geringe Spalthöhe im engsten Querschnitt verursachte Reibung verhindert eine völlig verlustfreie Durchströmung.

4.2.2 Analytische Modelle zur Berechnung der Regelcharakteristik

Die im folgenden vorgestellten analytischen Modelle zur Berechnung der Regelcharakteristik des aerostatischen Käfigs basieren auf dem Modellansatz, den bereits Seiler (1990) für sein analytisches Modell verwendete. Neu ist die Berücksichtigung eines Carry-Over-Faktors für den Luftmassenstrom durch den Zylindermantelspalt sowie die Einbeziehung von C_D -Werten zur Beschreibung der Strömungsverluste in den beiden Drosselstellen. Der Existenz einer realen Diffusorströmung im divergierenden Teil des Zylindermantelspaltes wird Rechnung getragen, indem die beiden Sonderfälle *keine Diffusorströmung (Modell C)* und *ideale Diffusorströmung (Modell D+C)* getrennt beschrieben und anschließend verglichen werden. Wenn auch eine genaue Beschreibung des realen Strömungszustandes ohne exakte Kenntnis des Druckrückgewinns nicht möglich ist, so läßt sich mit diesen beiden Modellen der reale Strömungszustand zumindest präzise einschränken, da er zwischen diesen beiden Sonderfällen liegt.

4.2.2.1 Modell C

Das neuentwickelte *Modell C* (*C* steht für Carry-Over) stellt eine Erweiterung des Seilerschen Modells (Seiler (1990)) dar. Mit Ausnahme der Bestimmungsgleichungen für die Luftmassenströme durch die Außenringbohrung und durch den Zylindermantelspalt werden zur Berechnung der einzelnen Größen (Drücke, Dichten und Geschwindigkeiten) dieselben gasdynamischen Gleichungen verwendet, wie sie bei der Vorstellung von Seilers Modell (Seiler (1990)) in

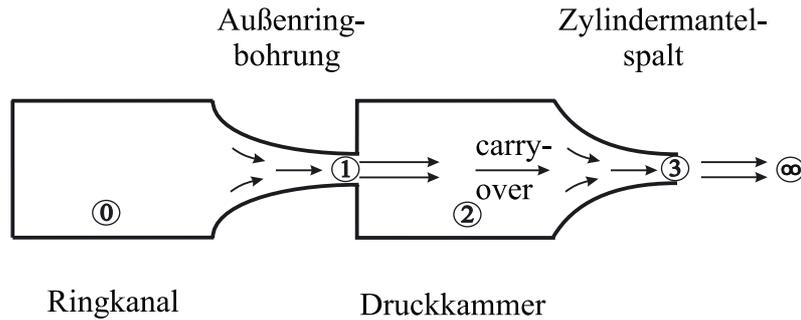


Abb. 4.5: Strömungsmechanisches Modell für *Modell C*

Kapitel 3.2.2 bereits ausführlich beschrieben wurden. Es gelten auch dieselben Vereinfachungen und Annahmen, insbesondere jene, daß der Umgebungsdruck aufgrund fehlender Diffusorwirkung bereits im engsten Strömungsquerschnitt des Zylindermantelspaltes wirkt. Neu ist jedoch die Berücksichtigung eines Carry-Over-Faktors (C_{co} -Faktor), der die Strömungsverhältnisse in der Druckkammer und im Zylindermantelspalt besser beschreibt, sowie die Verwendung von geeigneten C_D -Werten, mit denen die Verluste beim Durchströmen der beiden Drosselstellen (Außenringbohrung und Zylindermantelspalt) in die Betrachtung einbezogen werden. Das um den Carry-Over-Effekt ergänzte strömungsmechanische Modell ist in Abbildung 4.5 skizziert. Unter Berücksichtigung eines C_{D1} -Wertes berechnet sich der Luftmassenstrom \dot{m} , der durch die Bohrung im Außenring durchgesetzt wird, wie folgt:

$$\dot{m}_1 = C_{D1} \cdot \rho_1 \cdot w_1 \cdot A_1 \quad (4.2)$$

im Fall der unterkritischen Durchströmung, und

$$\dot{m}_1 = C_{D1} \cdot \rho_1^* \cdot w_1^* \cdot A_1 \quad (4.3)$$

im Fall der überkritischen Durchströmung.

Für den C_{D1} -Wert gilt gemäß den Überlegungen in Kapitel 4.2.1:

$$0,90 < C_{D1} < 1,00 \quad (4.4)$$

Dieser Bereich des C_{D1} -Wertes ist allerdings nur für Impulsverhältnisse $I_{1-2} > 2$ gültig. Für kleinere Impulsverhältnisse I_{1-2} sinkt der C_{D1} -Wert wegen der Querströmung, die aufgrund der Rotationsbewegung der Druckkammer am Austritt der Außenringbohrung vorliegt. Es ist zwar prinzipiell möglich, diesen Effekt der Querströmung durch die Berücksichtigung eines impulsabhängigen C_{D1} -Wertes in die Berechnung der Regelcharakteristik des aerostatischen Käfigs einzubeziehen. Da sich aber der funktionale Zusammenhang von Impulsverhältnis I_{1-2} und C_{D1} -Wert analytisch nicht genau bestimmen läßt, ist es sinnvoller den Drehzahleinfluß auf das Durchflußverhalten der Außenringbohrung lediglich durch Angaben des Gültigkeitsbereichs für Gleichung (4.4) zu berücksichtigen.

Die Berechnungsgleichung für den Luftmassenstrom durch den Zylindermantelspalt beinhaltet einen Carry-Over-Faktor (C_{co} -Faktor) und einen C_{D3} -Wert:

$$\dot{m}_3 = C_{co} \cdot C_{D3} \cdot \rho_3 \cdot w_3 \cdot A_1 \quad (4.5)$$

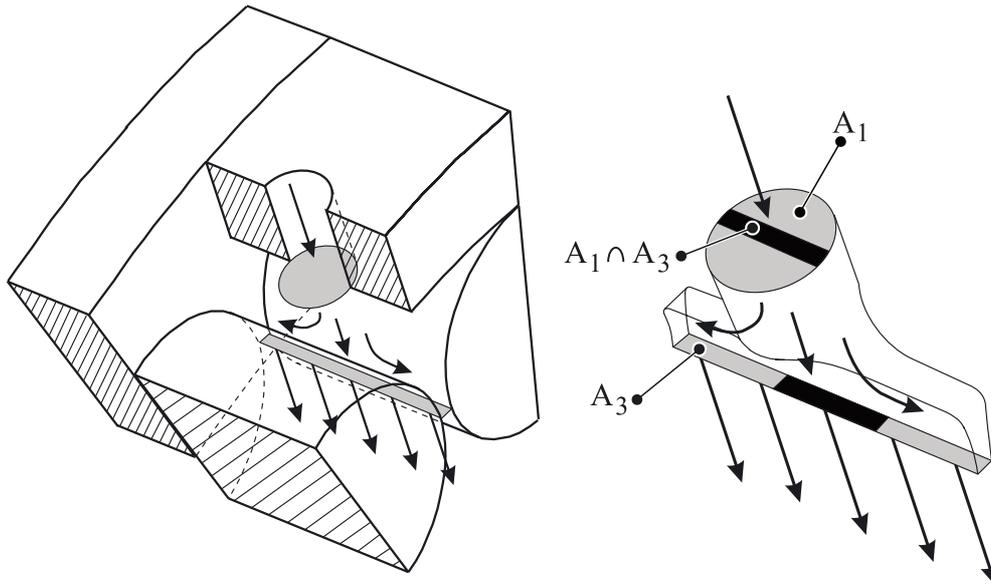


Abb. 4.6: Strömungsquerschnitte in der Käfigzelle: Definition des Carry-Over-Faktors C_{co}

im Fall der unterkritischen Durchströmung, und

$$\dot{m}_3 = C_{co} \cdot C_{D3} \cdot \rho_1^* \cdot w_1^* \cdot A_1 \quad (4.6)$$

im Fall der überkritischen Durchströmung.

Der C_{D3} -Wert liegt entsprechend den Überlegungen in Kapitel 4.2.1 im Bereich:

$$0,95 < C_{D3} < 1,00 \quad (4.7)$$

Der C_{co} -Faktor läßt sich nicht wie ein C_D -Wert über einen weiten geometrischen und aerodynamischen Parameterbereich pauschal mit einem konstanten Wert belegen, da nicht nur die Durchströmung einer einzelnen Bohrung sondern der Strömungsvorgang durch das Gesamtsystem betrachtet werden muß. Abbildung 4.6 verdeutlicht die Vorgänge, die zum Auftreten des Carry-Over-Effektes führen. Im linken Bild von Abbildung 4.6 ist ein 3D-Schnitt der Käfigzelle dargestellt. Rechts daneben ist die Verformung des Luftstrahls zwischen dem Verlassen der Außenringbohrung und dem Einströmen in den engsten Querschnitt des Zylindermantelspaltes skizziert. Nach Verlassen der Außenringbohrung durchquert der Luftstrahl die Druckkammer und trifft je nach Lage der Außenringbohrung am Umfang entweder direkt in den konvergierenden Zylindermantelspalt oder auf die Zylindermantelfläche einer Rolle. Tritt letzteres ein, so wird der Luftstrom aufgrund der Krümmung der Zylindermantelfläche umgelenkt und trifft ebenfalls direkt in den Zylindermantelspalt. Demnach spielt die Lage der Außenringbohrung relativ zur Druckkammer bzw. zum Zylindermantelspalt für den qualitativen Verlauf der Durchströmung der Druckkammer keine Rolle, zumindest solange sich die Außenringbohrung nicht gerade am äußersten Rand der Käfigzelle und damit im Bereich des Überrollvorgangs befindet.

Der Luftstrahl hat beim Verlassen der Außenringbohrung einen kreisrunden Querschnitt (Schnitt A_1), der im konvergierenden Verlauf des Zylindermantelspaltes durch Verdrängungs- und Umlenkvorgänge kontinuierlich in axialer Richtung aufgeweitet, in Umfangsrichtung eingeschnürt

und so in einen rechteckigen Querschnitt (Schnitt A_3) umgeformt wird. Die Schnittfläche des kreisrunden und des rechteckigen Querschnitts $A_1 \cap A_3$ ist dabei der Teil des Luftstrahls, der die Druckkammer nahezu direkt passiert. Die restlichen Teile des Luftstrahls werden dagegen verdrängt und umgelenkt. Somit entspricht das Verhältnis von Schnittfläche $A_1 \cap A_3$ zur Gesamtfläche A_1 genau dem Anteil des Luftmassenstroms, der unabhängig von den Verhältnissen in der Druckkammer - also auch unabhängig vom treibenden Druckgefälle über dem Zylindermantelspalt - die Druckkammer und den Zylindermantelspalt durchströmt. Je größer dieses Verhältnis ist, desto größer ist auch der Carry-Over-Effekt.

Diese Betrachtungsweise ist aber nur solange gültig, solange die Flächen A_1 und A_3 annähernd gleich groß sind, da nur dann der Luftstrahlanteil, der nicht direkt den Zylindermantelspalt passieren kann, genug Raum im Zylindermantelspalt hat, um axial ausweichen zu können. Ist die Fläche A_3 kleiner, so wird der direkt durchgesetzte Luftstrahlanteil durch die benachbarten Luftstromanteile eingeschnürt, so daß sich der Carry-Over-Anteil verringert. Analog erfolgt bei einer Fläche A_3 , die größer als die Fläche A_1 ist, eine Aufweitung des direkt durchgesetzte Luftstrahlanteil, wodurch der Carry-Over-Effekt verstärkt wird.

Über diese geometrischen Beziehungen hinaus beeinflußt auch der Strömungszustand direkt im engsten Spaltquerschnitt A_3 den Carry-Over-Faktor C_{co} . Mit zunehmender Machzahl M_3 nämlich stellt der engste Spaltquerschnitt A_3 für die Strömung einen wachsenden Widerstand dar, da sich der Strömungszustand im Spalt der Choke-Grenze nähert. Dadurch wird insgesamt der Carry-Over-Effekt verringert, denn der Volumenstromdurchsatz durch den engsten Spaltquerschnitt läßt sich nicht weiter erhöhen. Bei kleinen Machzahlen M_3 dagegen führt der Carry-Over-Effekt zu einer erheblichen Steigerung des Volumenstromdurchsatzes.

Mit diesen Vorüberlegungen ergibt sich für den Carry-Over-Faktor C_{co} folgende Korrelation:

$$C_{co} = 1 + \frac{A_1 \cap A_3}{A_1} \cdot \frac{A_3}{A_1} \cdot \frac{1}{M_3} \quad (4.8)$$

Die Größe der Schnittfläche $A_1 \cap A_3$ läßt sich für kleine Zylindermantelspaltweiten s_3 näherungsweise aus dem Produkt von Außenringbohrungsdurchmesser d_1 und Zylindermantelspaltweite s_3 berechnen:

$$A_1 \cap A_3 = s_3 \cdot d_1 \quad (4.9)$$

Die kreisrunde Querschnittsfläche der Außenringbohrung A_1 berechnet sich wie folgt:

$$A_1 = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} \quad (4.10)$$

Für die rechteckige Querschnittsfläche im engsten Zylindermantelspalt gilt:

$$A_3 = s_3 \cdot l_R \quad (4.11)$$

Damit ergibt sich für den Carry-Over-Faktor C_{co} schließlich folgende Beziehung:

$$C_{co} = 1 + \frac{16}{\pi^2} \cdot \frac{s_3^2}{d_1^3} \cdot \frac{l_R}{M_3} \quad (4.12)$$

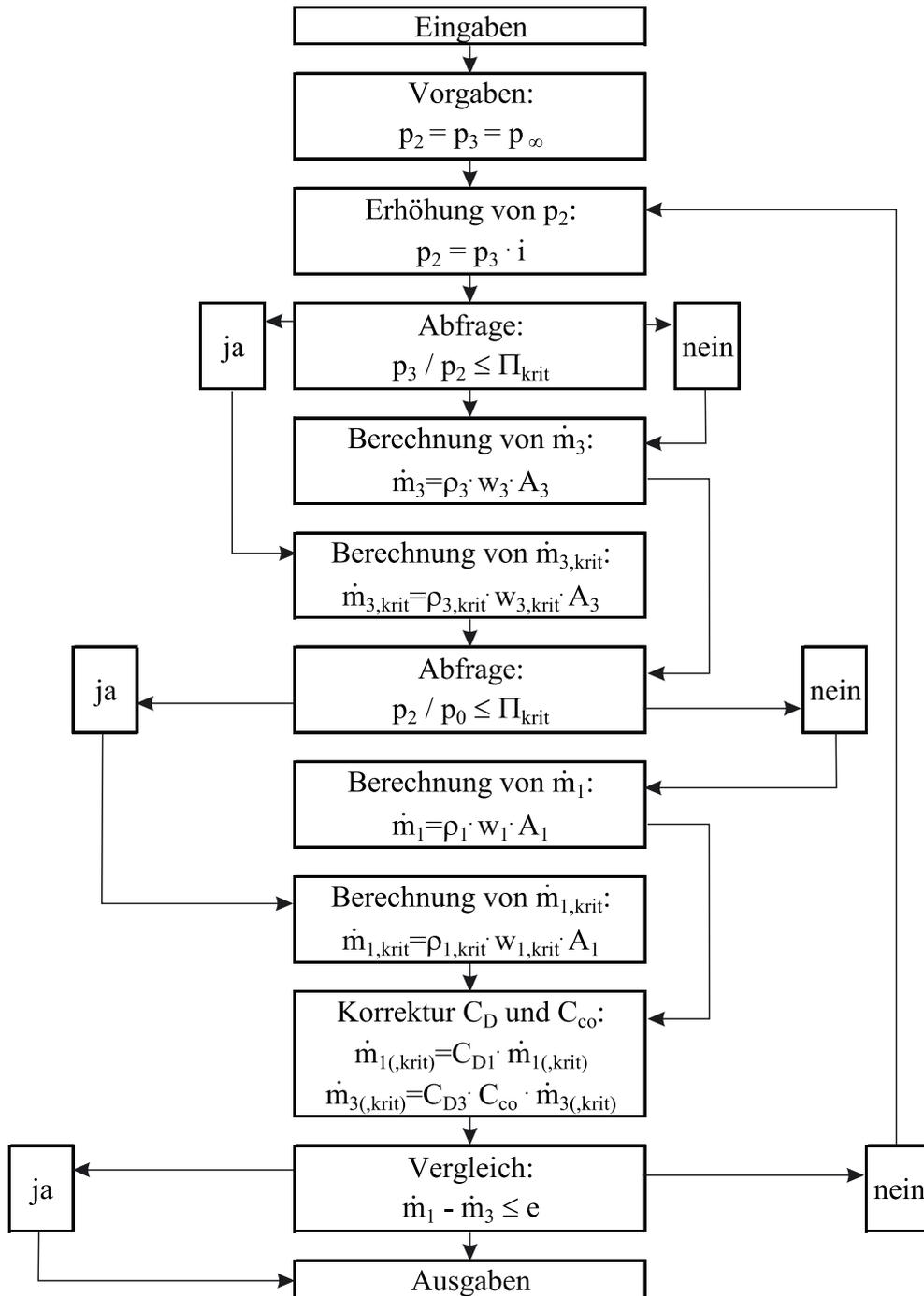


Abb. 4.7: Flußdiagramm des FORTRAN-Programms für *Modell C*

Wie in Kapitel 3.2.2 bereits erläutert, kann der Druck in der Druckkammer p_2 nicht direkt, sondern nur mit einer iterativen Lösungsmethode berechnet werden. Zu diesem Zweck wurde ein FORTRAN-Programm geschrieben, dessen Vorgehensweise im Flußdiagramm von Abbildung 4.7 skizziert ist. Als Eingabe erhält das Programm den Eintrittsdruck p_0 , die Eintrittstemperatur T_0 , den Umgebungsdruck p_∞ , den Durchmesser der Außenringbohrung d_1 , die Zylindermantelspaltweite s_3 , die Lage der Zylinderrollen l_R sowie den C_{D1} - und C_{D3} -Wert. Ausgehend von Umgebungsdruck in der Druckkammer wird das Druckgefälle über dem Zylindermantel-

spalt durch Erhöhung des Kammerdruckes p_2 sukzessive gesteigert. Nach jeder Erhöhung erfolgt gemäß den Gleichungen aus Kapitel 3.2.2 getrennt die Berechnung der idealen Luftmassenströme durch den Zylindermantelspalt \dot{m}_3 und durch die Außenringbohrung \dot{m}_1 . Je nach Strömungszustand in den Drosselstellen werden hierzu entweder die unterkritischen oder die kritischen Strömungsgrößen herangezogen. Anschließend werden die ideal berechneten Luftmassenströme mittels C_D -Wert und C_{co} -Faktor korrigiert und verglichen. Ist die Kontinuität nicht mit hinreichender Genauigkeit erfüllt, wiederholt sich der beschriebene Iterationsschritt. Andernfalls wird das Programm mit der Ausgabe des Druckes in der Druckkammer p_2 und des durchgesetzten Luftmassenstromes \dot{m} beendet.

4.2.2.2 Modell D+C

Während *Modell C* den Austrittsquerschnitt des Zylindermantelspaltes im engsten Spaltquerschnitt A_3 vorgibt, bezieht *Modell D+C* (Diffusor + Carry-Over) den divergierenden Teil des Zylindermantelspaltes mit in die Betrachtung ein. Der neue Austrittsquerschnitt A_4 befindet sich bei *Modell D+C* stromab von der engsten Stelle, nämlich dort, wo die seitlichen Borde enden. Zwischen dem engsten Spaltquerschnitt A_3 und dem Austrittsquerschnitt A_4 wird eine Diffusorströmung mit idealem Druckrückgewinn angenommen. Das zugehörige strömungsmechanische Modell ist in Abbildung 4.8 skizziert.

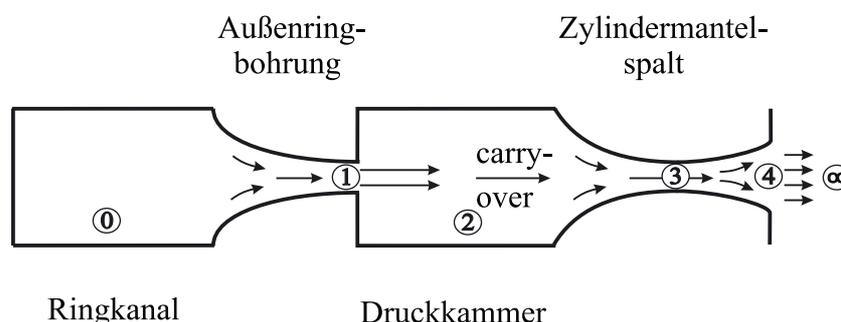


Abb. 4.8: Strömungsmechanisches Modell für *Modell D+C*

In Abweichung zu den in Kapitel 3.2.2 vorgestellten Gleichungen zur Beschreibung der Zustandsänderungen für die Durchströmung des Zylindermantelspaltes gelten für *Modell D+C* die im folgenden aufgeführten gasdynamischen Beziehungen.

Für den Übergang von der Druckkammer (2) in den engsten Spaltquerschnitt (3):

Energieerhaltung:

$$\frac{p_2}{\rho_2} = \frac{p_3}{\rho_3} + \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa} \right) \cdot \frac{w_3^2}{2} \quad (4.13)$$

Isentrope Zustandsänderung:

$$\frac{p_2}{p_3} = \frac{\rho_2^\kappa}{\rho_3^\kappa} \quad (4.14)$$

Für den Übergang vom engsten Spaltquerschnitt (3) zur Austrittsfläche (4):

Energieerhaltung:

$$\frac{p_3}{\rho_3} + \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa} \right) \cdot \frac{w_3^2}{2} = \frac{p_4}{\rho_4} + \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa} \right) \cdot \frac{w_4^2}{2} \quad (4.15)$$

Isenstrophe Zustandsänderung:

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{\rho_3}{\rho_4}^\kappa \quad (4.16)$$

Freistrahlsbedingung an der Austrittsfläche (4):

$$p_4 = p_\infty \quad (4.17)$$

Die Gleichungen (4.13) bis (4.17) gelten jedoch nur für eine rein unterkritische Durchströmung des Zylindermantelspaltes. Stellt sich Schallgeschwindigkeit im engsten Spaltquerschnitt ein, so werden die dortigen Zustände ausschließlich von der Strömung stromauf bestimmt. Somit sind nur noch die Strömungszustände in der Druckkammer und nicht mehr die Zustände im stromab gelegenen Abschnitt des Zylindermantelspaltes relevant. Für den Fall des kritischen Strömungszustandes erhalten daher die entsprechenden Gleichung aus Kapitel 3.2.2 wieder ihre Gültigkeit.

Die Berücksichtigung der C_D -Werte und des C_{co} -Faktors erfolgt mit den Gleichungen (4.4) bis (4.12) analog zur Vorgehensweise von *Modell C*. Zu beachten ist jedoch, daß bei gleichen geometrischen und aerodynamischen Randbedingungen der C_{co} -Faktor bei *Modell D+C* kleiner ist als bei *Modell C*, da aufgrund der Diffusorwirkung im divergierenden Spaltabschnitt die Machzahl im engsten Querschnitt M_3 bei *Modell D+C* größer ist als bei *Modell C*.

Der Ablauf des FORTRAN-Programms zur Berechnung des Kammerdruckes p_2 gemäß *Modell D+C* ist im Flußdiagramm von Abbildung 4.9 veranschaulicht. Das Berechnungsprogramm von *Modell D+C* gleicht in seiner Vorgehensweise prinzipiell dem von *Modell C*. Es ist jedoch um eine innere Iterationsschleife zur Bestimmung und Abgleichung der Luftmassenströme durch den engsten Spaltquerschnitt und durch die Austrittsfläche erweitert. Zudem sind die benötigten Eingabedaten um die Spalthöhe der Austrittsfläche A_4 ergänzt. Ausgehend von Umgebungsdruck in der Druckkammer und im gesamten Zylindermantelspalt wird der Kammerdruck p_2 bei jedem Iterationsschritt der äußeren Schleife angehoben. In der inneren Iterationsschleife wird ein neuer Iterationsschritt durch die Absenkung des Druckes im engsten Spaltquerschnitt p_3 begonnen. Die innere Schleife wird verlassen, sobald die Kontinuität für die Luftmassenströme durch den engsten Spaltquerschnitt \dot{m}_3 und durch die Austrittsfläche \dot{m}_4 erfüllt ist. In der äußeren Schleife wird wie bei *Modell C* der ideale Massenstrom \dot{m}_1 berechnet. Danach erfolgt die Korrektur mittels C_D -Werte und C_{co} -Faktor sowie der Vergleich der realen Massenströme \dot{m}_1 und \dot{m}_3 (bzw. \dot{m}_4). Bei kritischem Strömungszustand im engsten Spaltquerschnitt des Zylindermantelspaltes entfällt die innere Iterationsschleife, da der Massenstrom \dot{m}_3 nur noch von den Strömungsdaten der stromauf gelegenen Druckkammer abhängt.

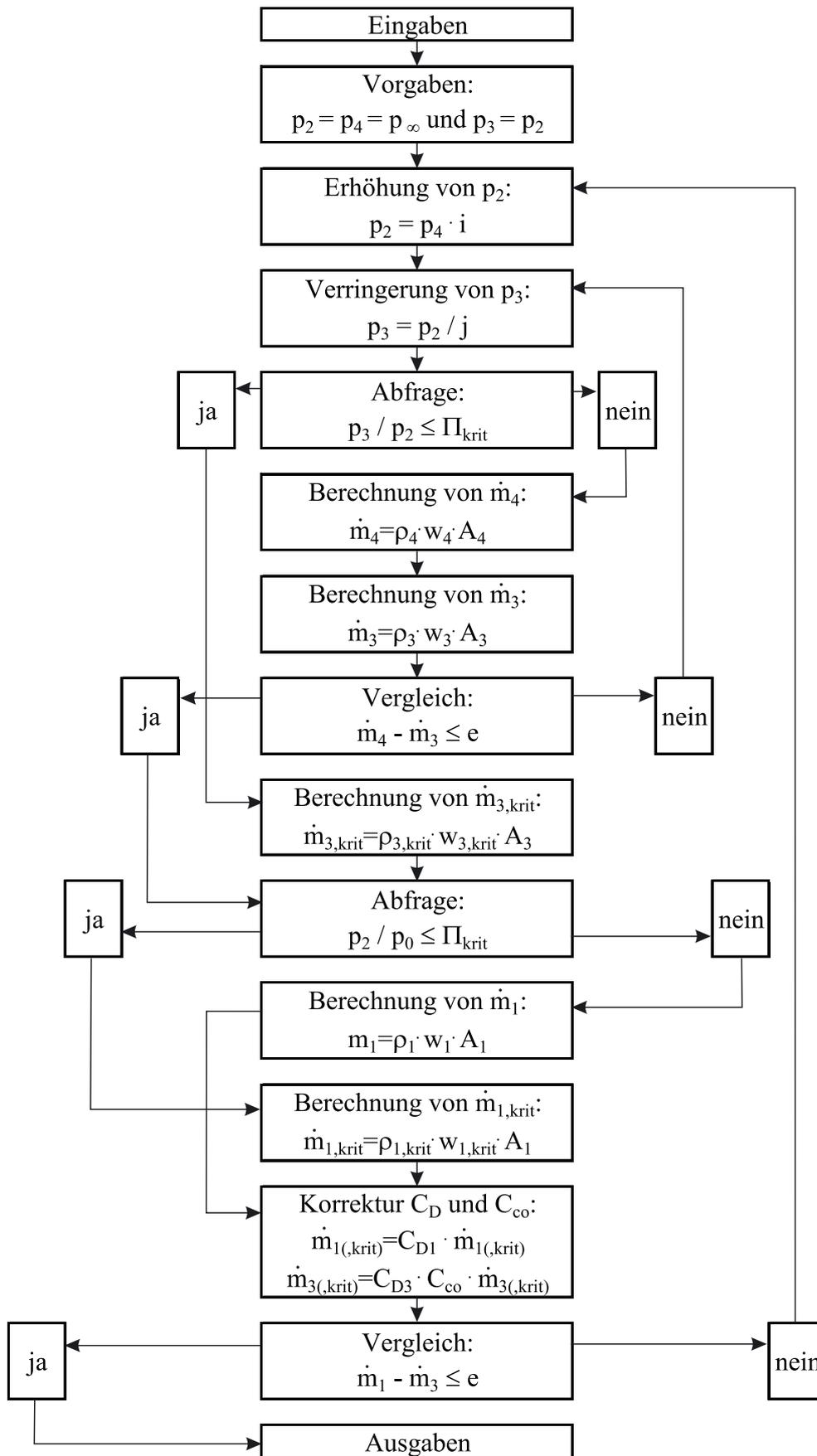


Abb. 4.9: Flußdiagramm des FORTRAN-Programms für *Modell D+C*

4.3 Validierungs-Experiment

Zur experimentellen Validierung der numerischen und analytischen Ergebnisse wurde ein kleiner Versuchsaufbau errichtet, der eine einzelne Käfigzelle nachbildet. Dieser Versuchsaufbau ermöglicht die Bestimmung des Eintrittsdruckes p_0 und des Kammerdruckes p_2 bei vorgegebener Zylindermantelspaltweite s_3 . Die Erfassung des durchgesetzten Luftmassenstromes dagegen ist nicht möglich. In Abbildung 4.10 ist der Versuchsaufbau im Schnitt dargestellt.

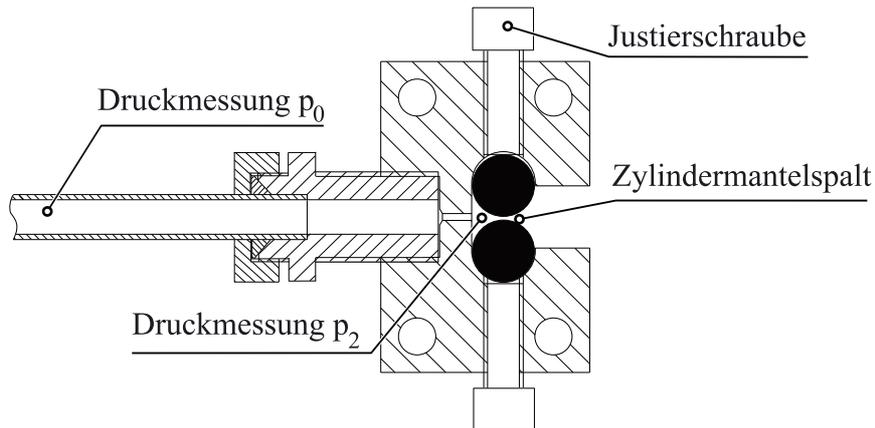


Abb. 4.10: Versuchsaufbau zur experimentellen Validierung

In Übereinstimmung zur numerischen und analytischen Betrachtungsweise werden im Validierungsexperiment weder die instationären Rotationseinflüsse noch die im realen Käfig vorhandenen Verlustspalte realisiert. Die Außenringbohrung ist mittig angeordnet und weist keine rotationsbedingte Neigung auf. Mit einer Fase von $45^\circ \cdot 0,3 \text{ mm}$ an der Einlaufkante liegt der C_{D1} -Wert der Außenringbohrung jenseits von 0,95. Die geometrischen Abmaße der Käfigzelle im Validierungsexperiment entsprechen den Abmaßen sowohl des numerischen Rechengitters als auch der Käfigzelle des realen Testlagers, das den experimentellen Untersuchungen in Kapitel 6 zugrunde liegt.

Zur exakten Einstellung der Zylindermantelspaltweite s_3 werden Fühlerblattlehren verwendet, die eine Dickenabweichung von weniger als einem Mikrometer haben. Mit diesem Werkzeug lassen sich Spaltweiten von $50 \mu\text{m}$, $100 \mu\text{m}$ und $150 \mu\text{m}$ einstellen. Um sicher zu gehen, daß während einer Testserie keine Veränderung der Zylindermantelspaltweite aufgetreten ist, wird nach jeder Testserie eine Kontrollmessung der Zylindermantelspaltweite vorgenommen. Die Fixierung der Wälzkörper erfolgt über zwei Justierschrauben und zwei Deckel, welche die Aufgabe der seitlichen Borde übernehmen.

Die benötigte Druckluft wird dem institutseigenen Druckluftnetz entnommen. Da der Rohrdurchmesser dieser Luftversorgung im Vergleich zum Durchmesser der Außenringbohrung sehr groß ist, herrscht im Zuführrohr ein so geringer dynamischer Druckanteil vor, daß der statische Druck mit hinreichender Genauigkeit als Ruhedruck angesehen werden kann. Der Eintrittsdruck wird deshalb als statischer Druck über eine Wandbohrung mit einem Durchmesser von $0,5 \text{ mm}$ bestimmt. Die Messung des Druckes in der Druckkammer erfolgt ebenfalls über eine

Wandanbohrung, die in einem der beiden seitlichen Deckeln angebracht ist. Die Umwandlung des gemessenen Eintrittsdruckes p_2 in ein analoges Spannungssignal geschieht mit einem Druckaufnehmer, der einen Meßbereich von 0 bis 2,5 bar Überdruck hat. Zur Erfassung des Kammerdruckes p_2 wird für die beiden kleineren Spaltweiten (50 μm und 100 μm) ebenfalls ein Druckaufnehmer mit einem Meßbereich von 0 bis 2,5 bar Überdruck verwendet. Für die große Spaltweite (150 μm) steht ein Druckaufnehmer zur Verfügung, der mit einem Meßbereich von $\pm 340 \text{ mbar}$ auch Drücke unter Atmosphärendruck messen kann. Die analogen Spannungssignale der Drücke werden digitalisiert und in einem Meßwerterfassungsprogramm auf einem PC ausgegeben.

4.4 Diskussion der numerischen, analytischen und experimentellen Ergebnisse

Das Rechengitter für die numerischen Strömungssimulationen und der Versuchsaufbau für das Validierungs-Experiment sind auf die geometrischen Abmaße der Käfigzelle des in Kapitel 6 untersuchten Testlagers angepaßt. Auch die geometrischen Eingabedaten der analytischen Berechnungsprogramme sind für die nachfolgenden Betrachtungen an dieses Testlager angleichen. Im einzelnen sind dies die Größen der durchströmten Querschnittsflächen von Außenringbohrung, Zylindermantelspaltweite und Bordeauxtritt.

Der Drehzahleinfluß auf das Durchflußverhalten der Außenringbohrung kann nur mit den analytischen Modellen *Modell C* und *Modell D+C* berücksichtigt werden, indem C_{D1} -Werte verwendet werden, die vom Impulsverhältnis I_{1-2} abhängen; die numerische Strömungssimulation kann dies nicht, weil das verwendete *frozen interface* die Strömungsverluste beim Übergang vom ruhenden System in das rotierende System nicht auflöst. Da dieser Rotationseinfluß aufgrund fehlender experimenteller Daten jedoch nur qualitativ beschrieben werden kann, wird er bei den folgenden Vergleichen auch bei den analytischen Modellen zunächst vernachlässigt und dafür in Kapitel 4.4.6.3 gesondert betrachtet.

4.4.1 Vergleich der Turbulenzmodelle

In einer Vorabstudie werden für einige charakteristische Strömungsfälle das Standard k- ϵ -Modell mit logarithmischer Wandfunktion und das Two-Layer-Modell verglichen. Während das Standard k- ϵ -Modell mit logarithmischer Wandfunktion bei akzeptablen CPU-Zeiten von 3 bis 4 Stunden pro Rechnung ein sehr gutes Konvergenzverhalten zeigt, benötigt das Two-Layer-Modell CPU-Zeiten von 30 bis 40 Stunden je Rechnung. Das Lösungsverfahren des Two-Layer-Modells erweist sich dabei grundsätzlich als erheblich instabiler, so daß es kaum möglich ist, Residuen unterhalb von 10^{-3} zu erzielen. Dagegen lassen sich beim Standard k- ϵ -Modell mit logarithmischer Wandfunktion stets Residuen kleiner 10^{-5} erreichen.

Die Ergebnisse der Vergleichsstudie sind in Abbildung 4.11 aufgeführt. Im oberen Diagramm ist der Druck in der Druckkammer p_2 gegen die Zylindermantelspaltweite s_3 aufgetragen. Analog ist im unteren Diagramm der Luftmassenstrom \dot{m} durch eine Käfigzelle ebenfalls als Funk-

tion der Zylindermantelspaltweite s_3 dargestellt. In beiden Diagrammen läßt sich insgesamt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen der verschiedenen Turbulenzmodelle feststellen. Während bei kleinen Spaltweiten die Kurven sich völlig decken, liegen im Bereich größerer Spaltweiten kleine Abweichungen vor.

Aufgrund der geringen engsten Spalthöhe von nur einigen Hundertstel Millimetern nehmen die Grenzschichten dort einen erheblichen Teil des Spaltquerschnittes ein und beeinflussen somit die Spaltströmung entscheidend. Bei einer engsten Spaltweite von $s_3 = 20 \mu\text{m}$ beträgt die lokale Reynoldszahl etwa $\text{Re} = 500$, im größeren Spalt von beispielsweise $s_3 = 140 \mu\text{m}$ liegt die Reynoldszahl jenseits von $\text{Re} = 3000$. Da aufgrund der starken Querschnittsverengung im Zylindermantelspalt die Strömung dort hohe Beschleunigungen erfährt, ist jedoch davon auszugehen, daß im engsten Spaltquerschnitt sowohl bei kleinen Spaltweiten als auch bei großen

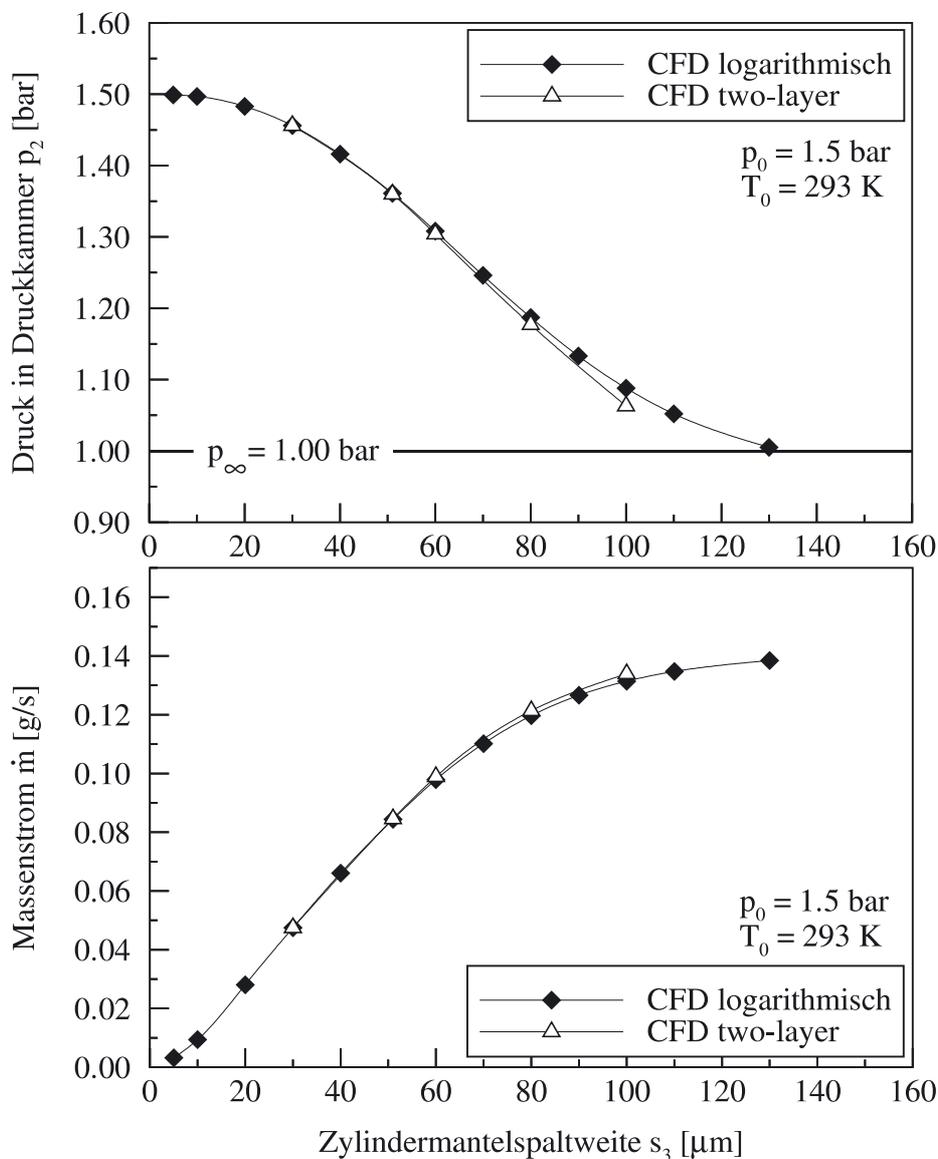


Abb. 4.11: Vergleich der Turbulenzmodelle: Kammerdruck p_2 und Luftmassenstrom \dot{m} über Zylindermantelspaltweite s_3

Spaltweiten laminare Strömungen vorliegen. Bestätigt wird diese Annahme durch den charakteristischen Beschleunigungsparameter K , der in allen Betriebsbereichen mit $K > 1,4 \cdot 10^{-5}$ jenseits des kritischen Wertes $K = 3 \cdot 10^{-6}$ liegt; turbulente Grenzschichten treten erst unterhalb dieses kritischen K -Wertes auf. Ferner läßt sich im engsten Spaltquerschnitt ein Unterschreiten der zulässigen y^+ -Werte nicht vermeiden.

Sowohl der laminare Charakter der Strömung im engsten Spaltquerschnitt als auch die unterschrittenen zulässigen y^+ -Werte verbieten eigentlich die Verwendung des Standard k - ϵ -Modells. Die Ergebnisse dieser Vergleichsstudie zeigen jedoch, daß das Standard k - ϵ -Modell mit logarithmischer Wandfunktion dennoch fähig ist, durch die in Kapitel 4.1.2 erwähnte Bereichseinteilung die viskosen Eigenschaften der Grenzschichtströmung relativ genau zu beschreiben. Insgesamt ist die Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen beider Turbulenzmodelle so gut, daß die alleinige Anwendung des Standard k - ϵ -Modells mit logarithmischer Wandfunktion für die folgende Parameterstudie gerechtfertigt ist.

4.4.2 Vergleich der unterschiedlichen Berechnungsmethoden

Im folgenden werden die Ergebnisse der numerischen Strömungssimulationen (CFD: computational fluid dynamics) mit den Ergebnissen der verschiedenen analytischen Modelle verglichen. Bei den analytischen Modellen handelt es sich um das Modell von Seiler (1990) und um die im Rahmen dieser Arbeit neu entwickelten Modelle (*Modell C* und *Modell D+C*). Zur Bewertung der numerischen und analytischen Resultate bezüglich ihrer physikalischen Plausibilität werden die Ergebnisse des Validierungs-Experiments herangezogen.

In Abbildung 4.12 und Abbildung 4.13 sind für drei repräsentative Druckstufen die Regelcharakteristiken der aerostatischen Käfigzelle aufgeführt, wobei jeweils die Ergebnisse der numerischen, der analytischen und der experimentellen Bestimmungsmethoden verglichen werden. Abbildung 4.12 stellt den für die Regelcharakteristik maßgeblichen Zusammenhang zwischen dem Druck in Druckkammer p_2 und der Zylindermantelspaltweite s_3 dar. In Abbildung 4.13 ist für die gleichen Datenpunkte der Luftmassenstrom \dot{m} über der Zylindermantelspaltweite s_3 aufgetragen. Jeweils im oberen Diagramm beträgt der Eintrittsdruck $p_0 = 1,5 \text{ bar}$, im mittleren $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ und im unteren $p_0 = 2,3 \text{ bar}$. Die Eintrittstemperatur ist in allen Fällen mit $T_0 = 293 \text{ K}$ konstant. Da die Rechengitter für die numerischen Strömungssimulationen den Einströmbereich in die Außenringbohrung nicht berücksichtigen, wird in den Berechnungsprogrammen der analytischen Modelle der C_{D1} -Wert der Außenringbohrung zu Eins gesetzt, um einen realen Vergleich mit den numerischen Ergebnissen zu ermöglichen. Damit ist jedoch die Einbeziehung der Ergebnisse des Validierungs-Experiments in diesen Vergleich nur noch bedingt korrekt, da im Experiment ein C_{D1} -Wert von etwa 0,95 vorliegt. Unter Vorgriff auf die Diskussion der Diagramme von Abbildung 4.14 ist allerdings zu bemerken, daß dieser Fehler nicht besonders groß ist und eine Bewertung bzw. Validierung der numerischen Ergebnisse somit durchaus möglich und gerechtfertigt ist. Der C_{D3} -Wert des Zylindermantelspaltes ist in den analytischen Modellen auf Basis der Überlegungen in Kapitel 4.2.1 mit $C_{D3} = 0,95$ veranschlagt.

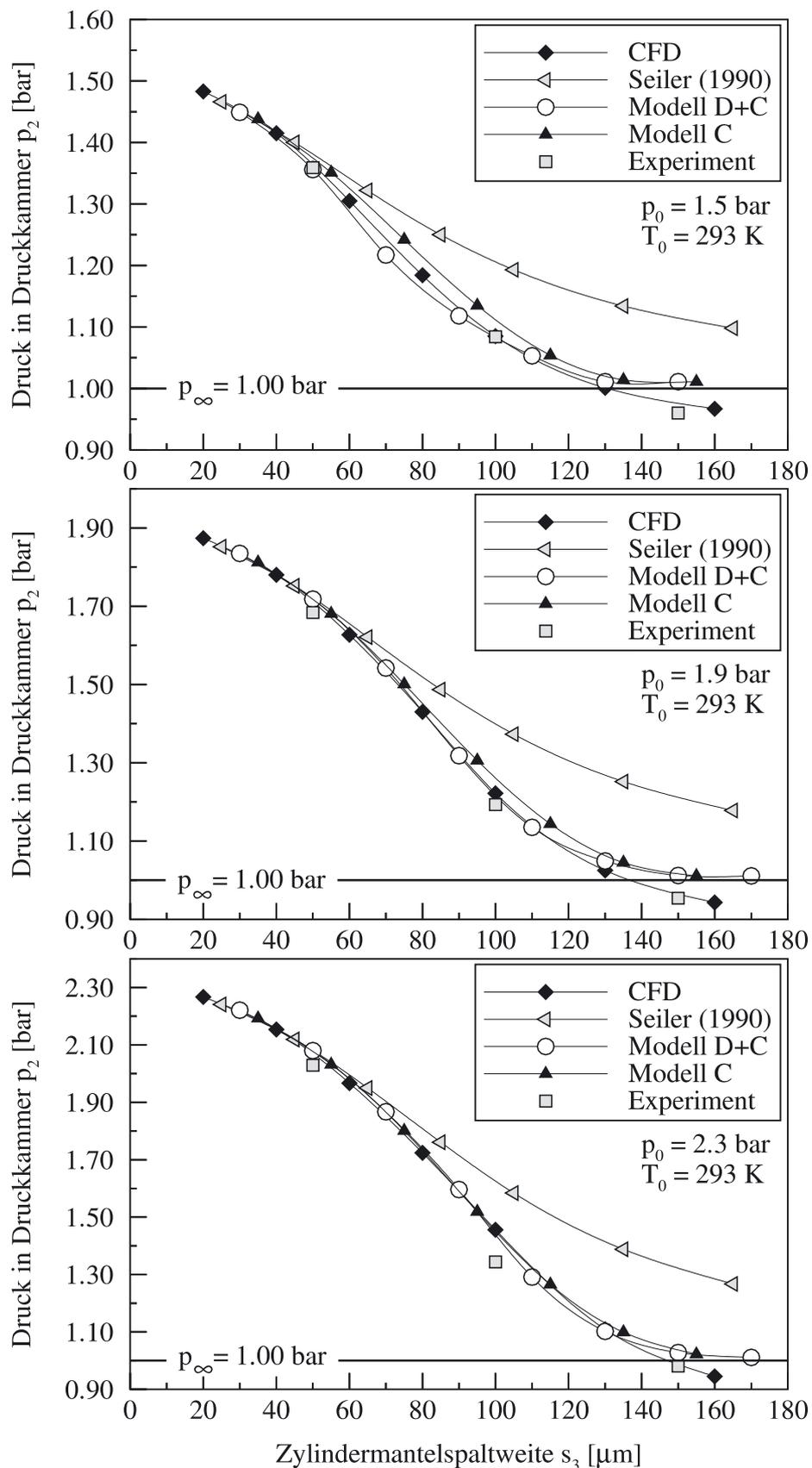


Abb. 4.12: Vergleich der numerischen (CFD), analytischen und experimentellen Ergebnisse: Kammerdruck p_2 über Zylindermantelspaltweite s_3

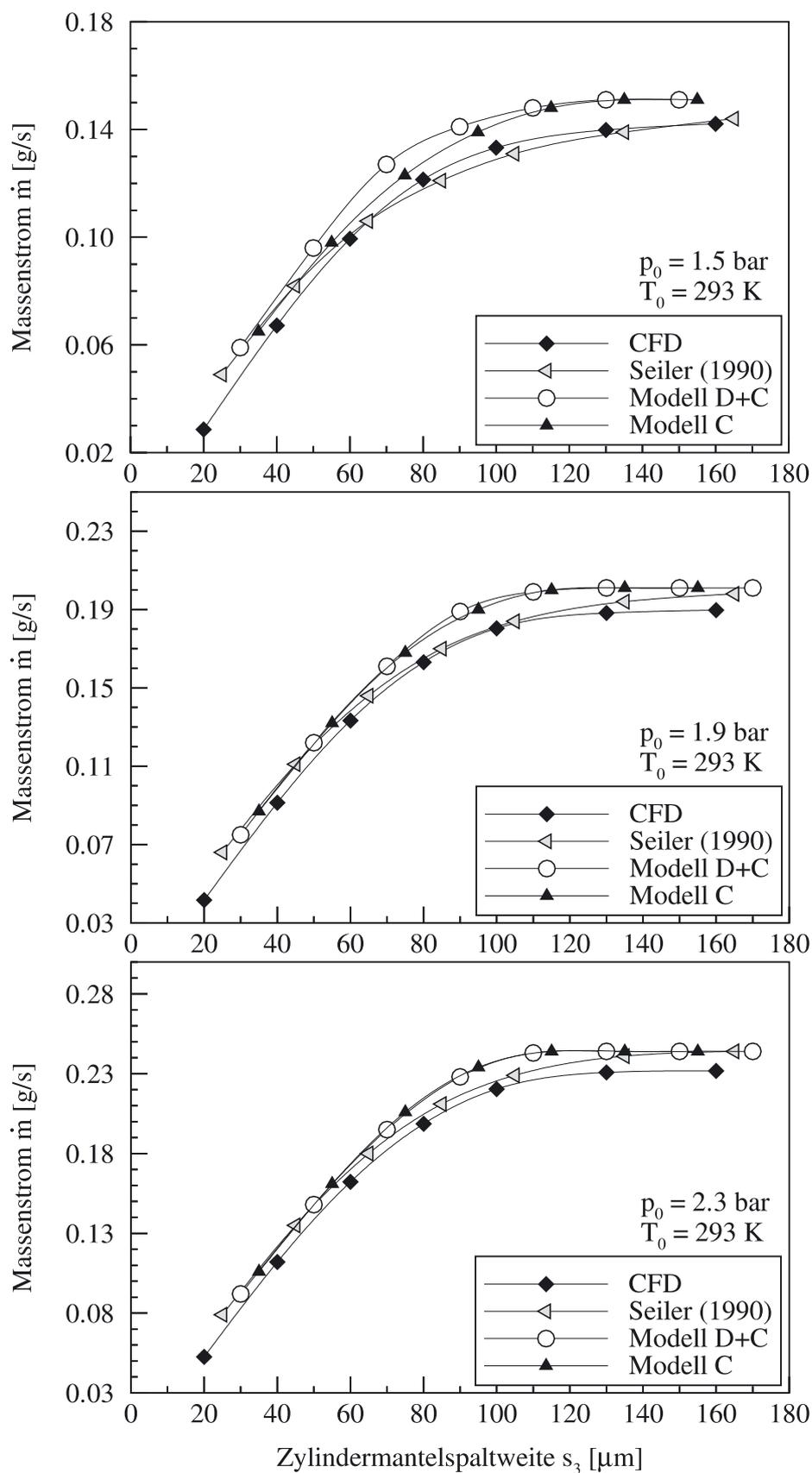


Abb. 4.13: Vergleich der numerischen (CFD) und analytischen Ergebnisse: Luftmassenstrom \dot{m} über Zylindermantelspaltweite s_3

Die Regelkurven in Abbildung 4.12 zeigen das erwartete Verhalten. Bei konstantem Eintrittsdruck p_0 sinkt mit zunehmender Zylindermantelspaltweite s_3 der Druck in der Druckkammer p_2 , und mit wachsendem Eintrittsdruck p_0 erhöht sich die Steigung der Regelkurven im technisch relevanten, mittleren Kurvenabschnitt. Über alle drei Druckstufen hinweg ist eine sehr gute Übereinstimmung der numerischen Resultate mit den Ergebnissen von *Modell C*, *Modell D+C* und dem Validierungs-Experiment festzustellen. Die Werte des Experiments liegen allerdings leicht unterhalb der theoretischen Kurven, was auf die Unterschiede im C_{D1} -Wert zurückzuführen ist. Das Modell von Seiler (1990) dagegen sagt bei größeren Zylindermantelspaltweiten s_3 durchweg erheblich höhere Kammerdrücke p_2 voraus, da der Carry-Over-Effekt nicht berücksichtigt wird. Daher weisen diese Regelkurven im Vergleich zu den in dieser Arbeit ermittelten Kurven eine geringere Steigung im technisch relevanten, mittleren Kurvenabschnitt auf, so daß sich mit dem Modell von Seiler (1990) eine relativ starke Abweichung bei der Vorhersage der Regelcharakteristik ergibt.

Die Regelkurven von *Modell C* und *Modell D+C* liegen annähernd übereinander, obwohl die beiden Modelle die Strömung im Zylindermantelspalt völlig unterschiedlich beschreiben. Während *Modell D+C* eine ideale Diffusorströmung im divergenten Teil des Zylindermantelspalt annimmt, ignoriert *Modell C* den divergenten Kanalabschnitt vollkommen und setzt bereits im engsten Spaltquerschnitt Freistrahlingbedingung in die Umgebung voraus. Daß beide Modelle dennoch nahezu gleiche Regelkurven berechnen, beruht auf der Abhängigkeit des Carry-Over-Effekts von der Mach-Zahl M_3 . Mit *Modell C* ergeben sich im Vergleich zu *Modell D+C* durchweg geringere Machzahlen im engsten Spaltquerschnitt, so daß der berechnete Massendurchsatz eigentlich geringer sein müßte als bei *Modell D+C*. Der Carry-Over-Effekt ist jedoch aufgrund des Mach-Zahl Einflusses bei *Modell C* größer als bei *Modell D+C*, wodurch letztendlich beide Modelle doch annähernd gleiche Massendurchsätze berechnen.

Da nun die reale Strömung im Zylindermantelspalt irgendeinen Zustand zwischen den beiden extremen Zuständen von *Modell C* und *Modell D+C* einnimmt, kann festgestellt werden, daß zur Bestimmung der Regelcharakteristik die genaue Kenntnis des realen Strömungszustandes im Zylindermantelspalt nicht erforderlich ist. Die Regelcharakteristik läßt sich somit unter Verwendung des im Rahmen dieser Arbeit ermittelten Carry-Over-Faktors sowohl mit *Modell C* als auch mit *Modell D+C* mit großer Genauigkeit bestimmen.

Bei großen Spaltweiten sagen die numerischen Ergebnisse und das Experiment einen Unterdruck in der Druckkammer voraus. Dieses Phänomen, das die analytischen Modelle nicht beschreiben können, wird im Laufe dieses Kapitels noch gesondert diskutiert.

In Abbildung 4.13 ist ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung der numerischen Ergebnisse mit den Resultaten der verschiedenen analytischen Modelle, auch mit dem von Seiler (1990), festzustellen. Ein Vergleich mit dem Validierungs-Experiment ist nicht möglich, da der experimentelle Aufbau ein Erfassen des Massenstroms nicht vorsieht. Es fällt auf, daß *Modell C* und *Modell D+C* tendenziell etwas höhere Massenströme voraussagen als die Numerik und das Modell von Seiler (1990). Der Grund hierfür liegt in der Art und Weise, wie der Mechanismus des Carry-Over-Effekts in diesen Modellen beschrieben wird. Prinzipiell verursacht der Carry-Over-Effekt zwei Mechanismen, die in der Realität parallel ablaufen. In den Modellen wird jedoch ausschließlich nur ein Mechanismus den Berechnungen zugrunde gelegt, wodurch zwar

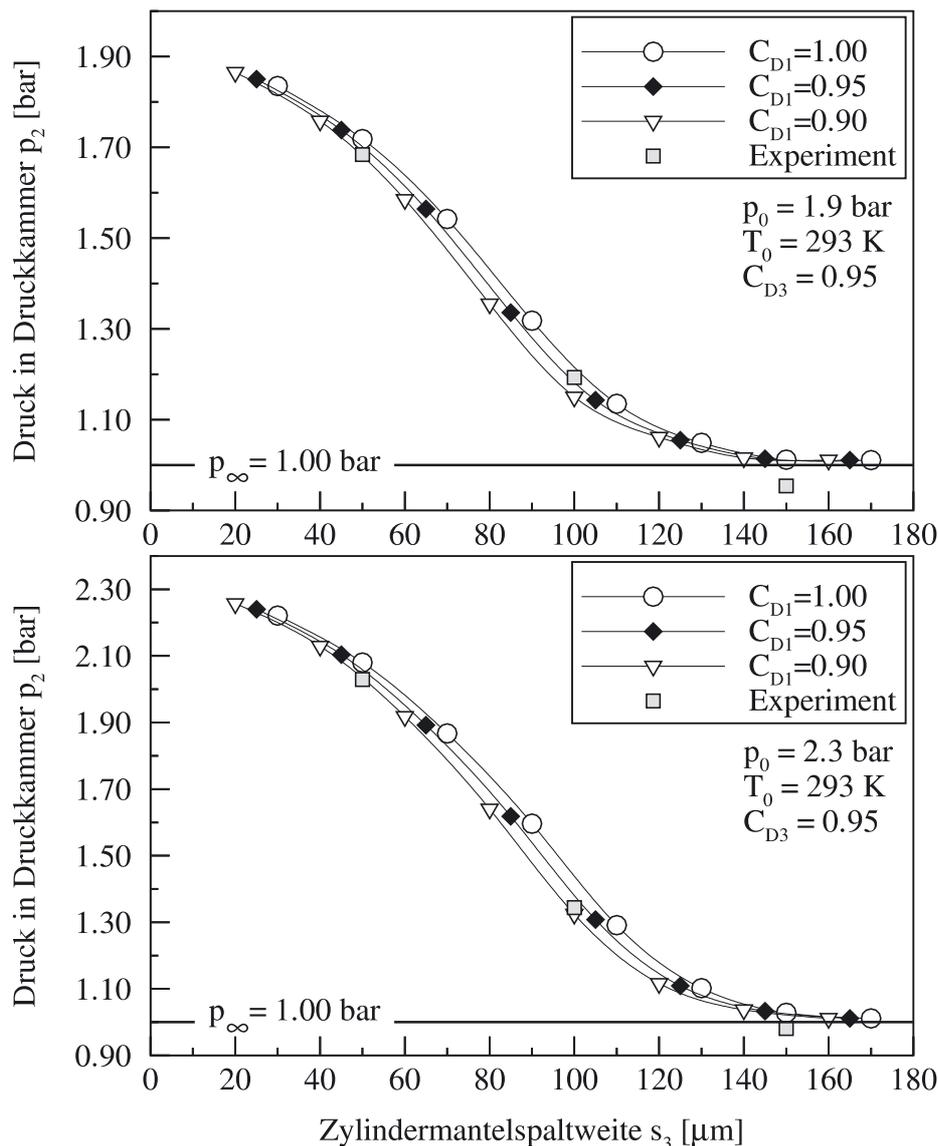


Abb. 4.14: Vergleich der analytischen (nach *Modell D+C*) und experimentellen Ergebnisse: Variation des C_{D1} -Wertes

der Kammerdruck p_2 korrekt bestimmt, der durchgesetzte Massenstrom \dot{m} jedoch leicht überschätzt wird. Der Mechanismus, auf dem *Modell C* und *Modell D+C* basieren, betrachtet den Carry-Over-Anteil des Massenstroms als zusätzlich durchgesetzten Massenstromanteil \dot{m} , so daß der Gesamtmassenstrom im Vergleich zur Betrachtungsweise ohne Carry-Over-Effekt ansteigt. Der insgesamt gestiegene Massendurchsatz durch den Zylindermantelspalt s_3 verursacht somit den Abfall des Kammerdruckes p_2 .

Der andere Mechanismus dagegen sieht den Carry-Over-Anteil des Massenstroms als Bestandteil des ursprünglichen, ohne Carry-Over-Effekt durchgesetzten Gesamtmassenstroms an. Dadurch bleibt der Gesamtmassenstrom im Vergleich zur Betrachtungsweise ohne Carry-Over-Effekt unverändert - es wird also nicht mehr durchgesetzt, wie das bei dem anderen Mechanismus der Fall ist. Da der Carry-Over-Anteil des Massenstroms kein treibendes Druckgefälle

über dem Zylindermantelspalt benötigt, um den Spalt zu passieren, muß effektiv weniger Massenstrom - nämlich nur noch der um den Carry-Over-Anteil reduzierte Gesamtmassenstrom - durch das Druckgefälle angetrieben werden. Somit stellt sich in der Druckkammer auch auf Grundlage des zweiten Mechanismus durch den Carry-Over-Effekt ein geringerer Druck ein.

In Abbildung 4.14 sind nochmals die Regelkurven für die beiden Eintrittsdrücke $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ und $p_0 = 2,3 \text{ bar}$ aufgeführt, um den Einfluß des C_{D1} -Wertes der Außenringbohrung auf den Verlauf der Regelkurven zu zeigen. Zu diesem Zweck sind die Ergebnisse des Validierungs-Experiments den Resultaten von *Modell D+C* gegenübergestellt, wobei im analytischen Modell eine Variation des C_{D1} -Wertes erfolgt. Die experimentellen Datenpunkte liegen zwischen den Regelkurven mit $C_{D1} = 0,90$ und $C_{D1} = 1,00$. Da im experimentellen Aufbau der C_{D1} -Wert etwa 0,95 beträgt, ist somit eine nahezu völlige Übereinstimmung der analytischen Ergebnisse mit den experimentellen festzustellen. Mit dieser Erkenntnis kann die Einbeziehung der Ergebnisse des Validierungs-Experiments in den Vergleich von Abbildung 4.12, bei dem ausschließlich ein C_{D1} -Wert von 1,00 angenommen wird, nachträglich gerechtfertigt werden.

Abbildung 4.15 zeigt Konturplots, die für zwei charakteristische Ebenen der aerostatischen Käfigzelle die numerisch berechneten Druckverteilungen wiedergeben. Den Druckfeldern überlagert sind die zugehörigen Geschwindigkeitsfelder. Aus Gründen der Anschaulichkeit jedoch sind die realen Geschwindigkeitsfelder lediglich durch einige repräsentative Geschwindigkeitsvektoren, die den Strömungsverlauf qualitativ beschreiben, ersetzt. Im oberen Plot ist die $r-\varphi$ -Ebene nahe der Symmetrieebene der Käfigzelle und im unteren Plot die $r-z$ -Ebene mit mittig geschnittener Außenringbohrung aufgeführt. Die Graustufenskala ist so gewählt, daß das Druckniveau des Kammerdruckes fein aufgelöst wird, um die Staudruckgebiete innerhalb der Druckkammer deutlich erkennen zu können. Aus diesem Grund hat die Strömung am Eintritt in die Außenringbohrung dieselbe Graufärbung (schwarz) wie die hervorgehobenen Staudruckgebiete innerhalb der Druckkammer, obwohl der Eintrittsdruck erheblich höher ist als der Druck in den Staudruckgebieten. Die numerisch berechneten Druckverteilungen und Geschwindigkeitsfelder verdeutlichen die Strömung durch die Käfigzelle. Innerhalb der Außenringbohrung wird die Strömung beschleunigt. Der Luftstrahl tritt danach unter Freistrahlsbedingung in die Druckkammer ein, durchquert die Druckkammer und trifft auf die gewölbte Oberfläche eines Wälzkörpers. Dort wird der Luftstrahl teilweise aufgestaut und in den Zylindermantelspalt umgelenkt (siehe Abbildung 4.15 oben). Kurz vor der engsten Stelle des Zylindermantelspaltes bildet sich ein weiteres Staudruckgebiet. In diesem Bereich fächert sich der Luftstrahl in axialer Richtung auf (siehe Abbildung 4.15 unten), so daß der Luftmassenstrom letztendlich über die gesamte Länge der Käfigzelle verteilt den Zylindermantelspalt passiert. Die Existenz dieser beiden Staudruckgebiete in der Druckkammer sind eine Folge des Carry-Over-Effektes, da ihre Entstehung nur dadurch möglich ist, daß der Luftstrahl, der die Außenringbohrung verläßt, einen Großteil seiner kinetischen Energie beim Durchqueren der Druckkammer beibehält.

Das Staudruckgebiet vor der engsten Stelle des Spaltes ist in axialer Richtung ausdehnt und schwächt sich zu den seitlichen Borden hin ab. Die Existenz dieses Staudruckgebietes liefert eine Erklärung für ein Phänomen, das bei der Diskussion der Regelkurven von Abbildung 4.12 bereits erwähnt wurde. Bei großen Spaltweiten sagen sowohl die Numerik als auch das Experiment Unterdruck in der Druckkammer voraus. Trotz Unterdruck erfolgt allerdings nach

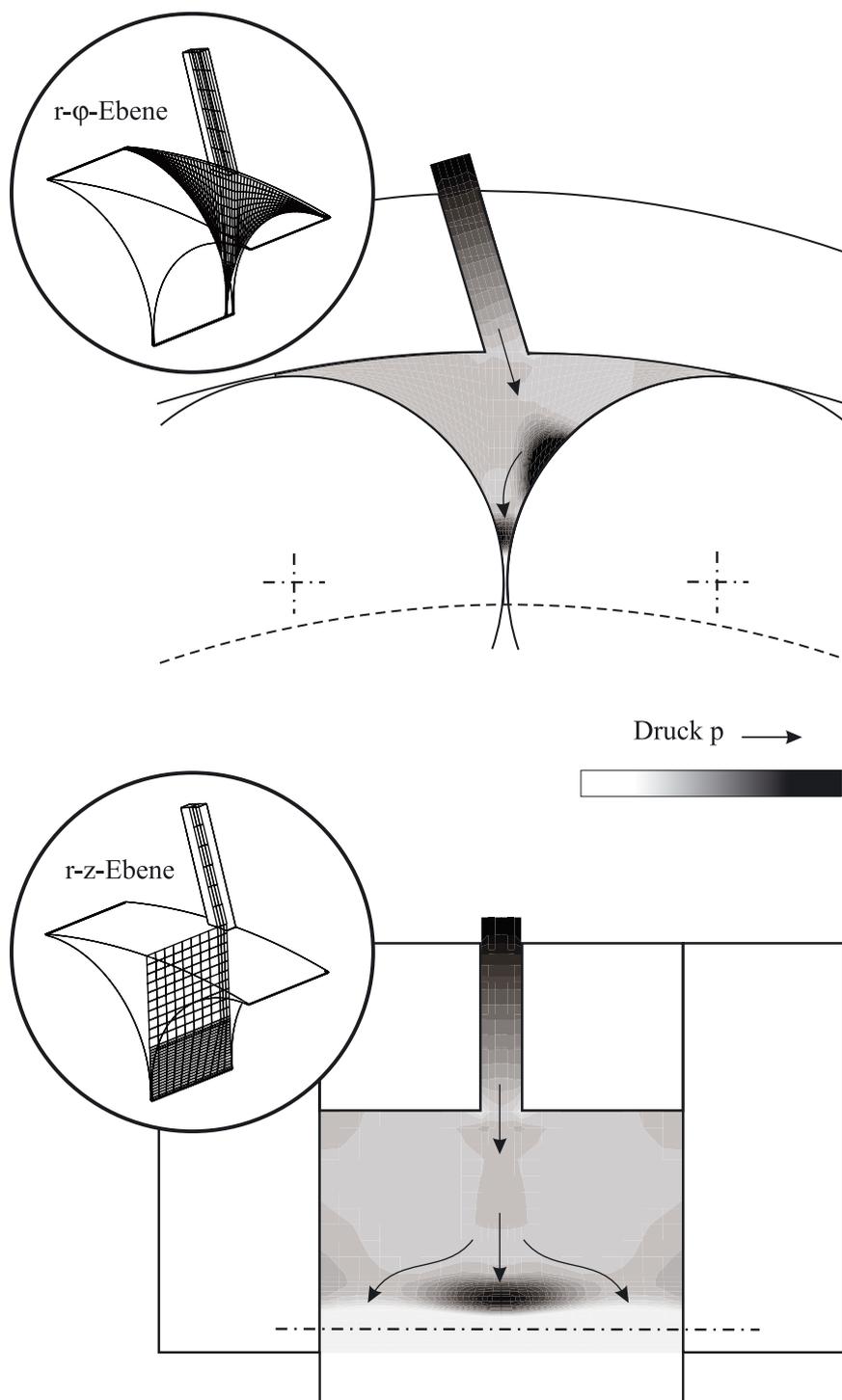


Abb. 4.15: Konturplots der Druckverteilung im aerostatischen Käfig

wie vor ein Luftdurchsatz durch den Spalt, d.h. die Strömung scheint gegen den höheren Atmosphärendruck, der am Austritt des Zylindermantelspaltes wirkt, anzuströmen. Durch dieses Staudruckgebiet, das sich axial über die gesamte Länge des Spaltes erstreckt und einen Druck

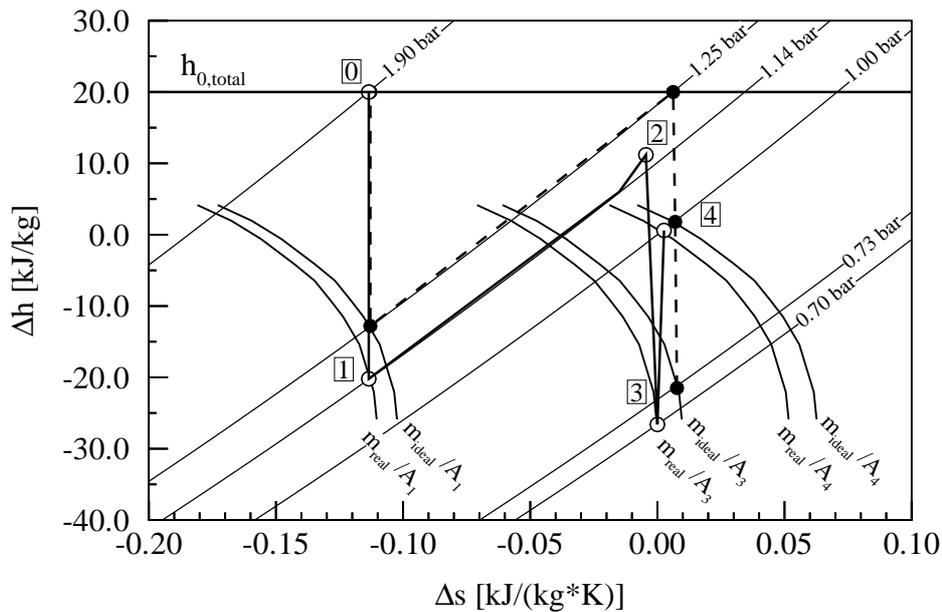


Abb. 4.16: Fanno-Kurve: Zustandsverläufe im aerostatischen Käfig

größer als Atmosphärendruck aufweist, stellt sich jedoch wieder ein treibendes Druckgefälle über den Spalt ein, so daß für die Strömung durch den Spalt daher doch physikalisch sinnvolle Randbedingungen gelten, auch wenn innerhalb der Druckkammer, also stromauf des betreffenden Staudruckgebietes eine Unterdruck herrscht.

Eine weitere Möglichkeit zur Veranschaulichung der Strömung durch die Käfigzelle bietet die Darstellung von Zustandsverläufen in einem h - s -Diagramm, wie dies bei der Beschreibung der ähnlichen Strömung durch eine Labyrinthdichtungen üblich ist. In Abbildung 4.16 werden zwei unterschiedliche Zustandsverläufe, die bei dem gleichem Anfangszustand $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ und $T_0 = 293 \text{ K}$ starten, miteinander verglichen. Die Zustände (0) bis (4) entsprechen jeweils den Strömungsstationen *Eintritt in die Außenringbohrung* (0), *Eintritt in die Druckkammer* (1), *Eintritt in den Zylindermantelspalt* (2), *engste Zylindermantelspaltweite* (3) und *Bordeaustritt* (4) mit Freistrahlsbedingung in die Umgebung (Atmosphärendruck $p_\infty = p_4 = 1 \text{ bar}$). Da das Gesamtsystem der Käfigzelle als adiabat angenommen wird, ist die Totalenthalpie $h_{0,total}$ an jedem Punkt der Zustandsverläufe konstant. Die Enthalpiedifferenzen zwischen den einzelnen Zustandspunkten und der Isenthalpen $h_{0,total}$ sind identisch der kinetischen Energie, die die Strömung in diesem Zustandspunkt besitzt. Gemäß der auf Kontinuität und Isenthalpie beruhenden Theorie liegen die Zustandspunkte (1), (3) und (4) auf Fanno-Kurven, die jeweils alle Strömungszustände mit konstanter Massenstromdichte (Verhältnis von Massenstrom \dot{m} und durchströmter Fläche A) miteinander verbinden. Bei gleicher durchströmter Fläche A sind die Fanno-Kurven mit höheren Massenströmen horizontal zu kleineren Entropien - also nach links im Diagramm - verschoben.

Der gestrichelte Verlauf beschreibt eine ideale Strömung, bei der in der Druckkammer eine vollständige Dissipation der kinetischen Energie erfolgt. Punkt (2) liegt daher wieder auf der Isenthalpen $h_{0,total}$. Im konvergenten Teil des Zylindermantelspaltes (zwischen den Punkten (2)

und (3)) wird die Strömung beschleunigt, im divergenten Teil (zwischen den Punkten (3) und (4)) erfolgt unter Annahme einer idealen Diffusorströmung wieder eine Rückumwandlung von kinetischer Energie in Druck. Abgesehen von der zuletzt genannten Annahme entspricht dieser Strömungsverlauf dem Modell von Seiler (1990). Der Verlauf mit durchgezogener Linie basiert dagegen auf *Modell D+C* und beschreibt somit eine Strömung, die sich durch Einbeziehen des Carry-Over-Effekts dem realen Strömungsverlauf annähert. Auch dieser Verlauf realisiert im divergenten Teil des Zylindermantelspaltes eine ideale Diffusorströmung. Die Zunahme der Entropie beim Durchgang durch den Zylindermantelspalt (zwischen den Punkten (2) und (4)) ergibt sich aus Wandreibungsverlusten, die im *Modell D+C* durch die Berücksichtigung eines C_{D3} -Wert von 0,95 wiedergegeben werden. In beiden betrachteten Zustandsverläufen wird die Strömung durch die Außenringbohrung (zwischen den Punkten (0) nach (1)) als verlustfrei angesehen.

Beim Vergleich der beiden Zustandsverläufe ist deutlich zu erkennen, daß der Carry-Over-Effekt einen leicht gesteigerten Massenstromdurchsatz ($m_{real} > m_{ideal}$) und ein verringertes Druckniveau in der Druckkammer verursacht ($p_{1,real} = 1,14 \text{ bar} < p_{1,ideal} = 1,25 \text{ bar}$). Die Enthalpiedifferenz zwischen Punkt (2) des Zustandsverlaufs mit Carry-Over-Effekt und dem Niveau der Totalenthalpie $h_{o,total}$ ist identisch dem kinetischen Energieanteil, der nicht in der Druckkammer dissipiert, sondern bis zum Eintritt in den Zylindermantelspalt beibehalten wird. Der leichte Knick im Zustandsverlauf vor Punkt (2) vollzieht die Bildung des Staudruckgebietes direkt vor Eintritt in den Zylindermantelspalt nach. Im Strömungsfall, der den Carry-Over-Effekt unberücksichtigt läßt, ist die Differenz zwischen Punkt (2) und der Totalenthalpie $h_{o,total}$ dagegen Null.

4.4.3 Einfluß des Eintrittsdrucks

Der Eintrittsdruck p_0 bestimmt maßgeblich die Regelcharakteristik des aerostatischen Käfigs, da durch seine Größe der Druckbereich festgelegt ist, in dessen Grenzen sich der Kammerdruck p_2 im Zuge der aerostatischen Käfigregelung bewegen kann. Die meisten technischen Anwendungen, die für den Einsatz einer Lagerung mit aerostatischem Käfig geeignet sind, können nur ein begrenztes und oftmals über die Betriebsbereiche nicht konstantes Druckluftangebot liefern. So erhöht sich beispielsweise bei Turbomaschinen erst mit steigender Drehzahl das zur Verfügung stehende Druckniveau, d.h. beim An- und Hochfahren auf Nenndrehzahl steht weniger Druck zur Verfügung als im Auslegungspunkt. Daher ist die Kenntnis der Regelcharakteristik über einen großen Bereich des Eintrittsdruckes p_0 von Bedeutung.

In Abbildung 4.17 sind für vier Druckniveaus ($p_0 = 1,3 \text{ bar}$ bis $p_0 = 2,5 \text{ bar}$), die für kleine Radial-Turbomaschinen charakteristisch sind, die numerisch berechneten Regelcharakteristiken der aerostatischen Käfigzelle aufgeführt. Im oberen Diagramm ist der Druck in der Druckkammer p_2 und im unteren Diagramm der Massenstrom \dot{m} jeweils über die Zylindermantelspaltweite s_3 aufgetragen. In allen Regelkurven nähert sich der Kammerdruck p_2 dem Eintrittsdruck p_0 an, wenn die Zylindermantelspaltweite s_3 gegen Null geht. Bei Spaltweiten s_3 größer als $130 \mu\text{m}$ unterschreitet der Kammerdruck p_2 das Niveau des Umgebungsdruckes p_∞ . Die Erklärung für dieses Phänomen wurde im vorangehenden Kapitel gegeben. Die ge-

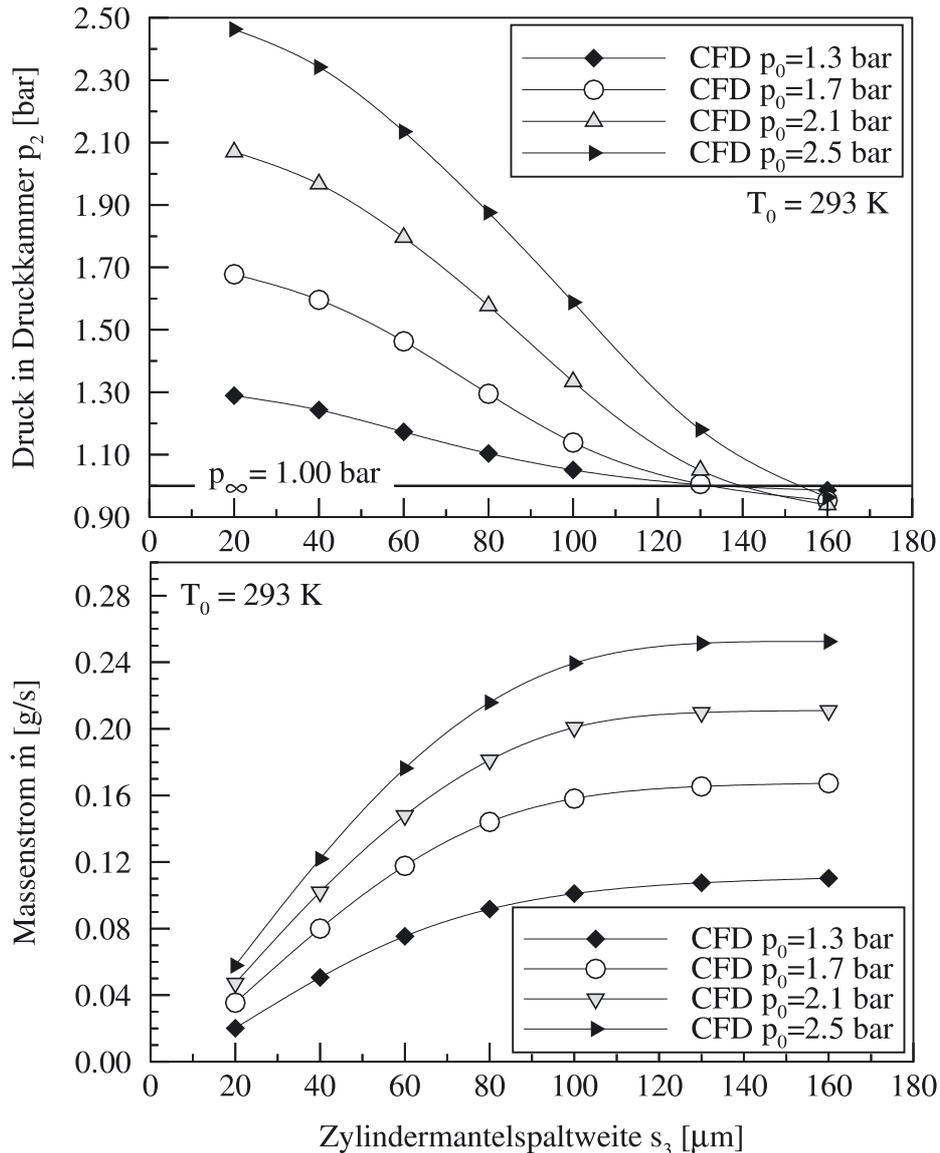


Abb. 4.17: Einfluß des Eintrittsdruckes p_0 (CFD-Daten): Kammerdruck p_2 über Zylindermantelspaltweite s_3

naue Zylindermantelspaltweite s_3 , ab der ein Unterdruck in der Druckkammer vorliegt, hängt dabei von der Größe des Eintrittsdruckes p_0 ab. Mit zunehmendem Eintrittsdruck p_0 weisen die Regelkurven im für die Regelung relevanten Mittelabschnitt größere Steigungen auf. Dies bedeutet, daß sich bei gleicher Spaltweitenänderung mit einem höheren Eintrittsdruck p_0 eine größere Druckänderung und somit eine größere tangentielle Rückstellkraft einstellt als bei einem kleineren Eintrittsdruck. Die Regelung des aerostatischen Käfigs verhält sich also mit zunehmendem Eintrittsdruck p_0 steifer.

Ferner ist der Kurvenabschnitt mit der jeweils größten Steigung bei der Regelkurve des höheren Eintrittsdruckes p_0 zu größeren Zylindermantelspaltweiten s_3 verschoben. Letzteres ist für die Festlegung einer geeigneten mittleren Zylindermantelspaltweite \bar{s}_3 von besonderem Interesse, da für die konkrete Auslegung eines aerostatischen Käfigs natürlich nur *eine* mittlere Zylinder-

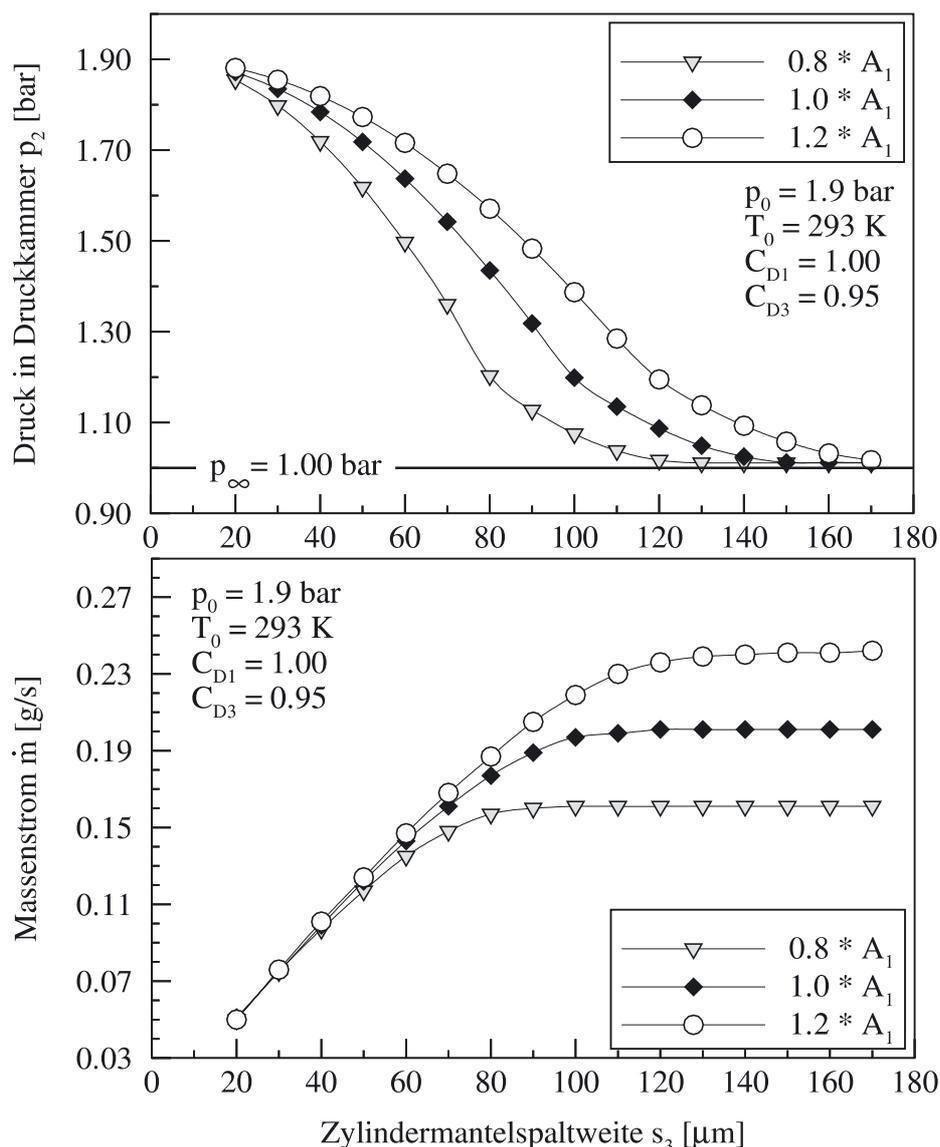


Abb. 4.18: Einfluß der Außenringbohrung A_1 (Modell C): Kammerdruck p_2 und Massenstrom \dot{m} über Zylindermantelspaltweite s_3

mantelspaltweite \bar{s}_3 gewählt werden kann, die somit lediglich für ein bestimmtes Druckniveau optimal ist. Für höher Druckstufen ist sie dagegen zu gering, für kleinere Druckniveaus aber zu groß. Der Luftbedarf \dot{m} erhöht sich mit steigendem Eintrittsdruck p_0 . Allerdings ist bei großen Zylindermantelspaltweiten s_3 eine Sättigung festzustellen, die durch die Durchsatzbegrenzung der Außenringbohrung hervorgerufen wird.

4.4.4 Einfluß der Querschnittsfläche der Außenringbohrung

Neben dem Eintrittsdruck p_0 spielt die Außenringbohrung für die Funktion des aerostatischen Käfigs eine besondere Rolle. Jede Änderung der durchströmten Querschnittsfläche A_1 hat sofort erhebliche Konsequenzen für das Druckniveau der nachfolgenden Druckkammer und somit

für die momentane Regelcharakteristik. Eine solche Änderung der durchströmten Fläche tritt beispielsweise auf, wenn die Versorgungsluft nicht absolut rein ist, so daß kleine Schmutzpartikel ein völliges oder teilweises Verstopfen einzelner Außenringbohrungen verursachen. Ebenso können selbst kleinste Ablagerungen am Eintritt oder innerhalb der Außenringbohrung zu einer lokalen Strömungsablösung und dadurch zu einer Verringerung der effektiv durchströmten Fläche führen. Selbst unter optimalen Betriebsbedingungen sowie bestmöglicher, geometrischer Gestaltung der Außenringbohrungen bewirkt das ständige Überrollen der Bohrungen durch die Wälzkörper eine sich regelmäßig vollziehende Veränderung der betroffenen Strömungsquerschnittsflächen.

Welche Auswirkung auf die Regelcharakteristik eine 20 %ige Vergrößerung oder 20 %ige Verkleinerung der durchströmten Fläche A_1 hat, ist in Abbildung 4.18 veranschaulicht. Die Datenpunkte, denen ein Eintrittsdruck von $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ und eine Eintrittstemperatur von $T_0 = 293 \text{ K}$ zugrunde liegen, sind mit dem analytischen Modell $D+C$ berechnet. Bei Verringerung der Fläche A_1 sinkt der Kammerdruck p_2 zwar ab, die Steigung im Mittelabschnitt der Regelkurve steigt dagegen an, wodurch eine Versteifung der Regelcharakteristik hervorgerufen wird. Mit der verkleinerten Fläche A_1 sinkt auch der durch die Käfigzelle durchgesetzte Massenstrom \dot{m} , da die Durchsatzgrenze der Außenringbohrung schneller, d.h. bei bereits kleineren Zylinder-mantelspaltweiten s_3 erreicht wird.

Diese Ergebnisse sind insbesondere bei der Betrachtung des Überrollvorgangs von Interesse, wenn dessen Auswirkungen auf die Funktion des aerostatischen Käfigs beurteilt werden sollen. Inwieweit die Versteifung der Regelcharakteristik, die während des Überrollvorgangs bezüglich der betroffenen Käfigzelle auftritt, die Folgen des kurzzeitigen Druckabfalls in der Druckkammer kompensieren und somit einen Wälzkörperkontakt verhindern kann, läßt sich allerdings nur schwer beurteilen, da sich diese instationären Vorgänge hochfrequent ereignen. Gleiches gilt für die Frage, welche Auswirkungen die kurzzeitige Änderung der Regelsteifigkeit in einer Käfigzelle auf die Funktion der Nachbarzellen und damit auf die Funktion des gesamten aerostatischen Käfigs hat.

4.4.5 Temperatureinfluß

Der Zustand der bereitgestellten Luft am Eintritt in den aerostatischen Käfig ist nicht nur durch den Druck p_0 definiert, sondern auch von der Temperatur T_0 abhängig. In der technischen Anwendung ist zu erwarten, daß die Luftversorgung je nach Betriebspunkt und Randbedingung Druckluft mit unterschiedlichen Temperaturen zur Verfügung stellt. So liefert beispielsweise ein Verdichter mit steigendem Enddruck Druckluft auf einem durch den Kompressionsvorgang bedingten höheren Temperaturniveau. Zudem werden entgegen der bisher getroffenen Annahme, daß sich das Gesamtsystem adiabat verhält, Wärmeströme zwischen der Käfigluft und den angrenzenden Lagerkomponenten fließen, so daß innerhalb des Lagers ein Aufheizen oder Abkühlen der Käfigluft stattfindet.

Da ein heißer Luftstrom beim Durchströmen einer Drosselstelle einen höheren Druckverlust erfährt als ein kalter Luftstrom, ist eine Beeinflussung der Regelcharakteristik durch die Temperatur der zugeführten Druckluft zu erwarten. Der Druckverlust ist abhängig von der Dichte,

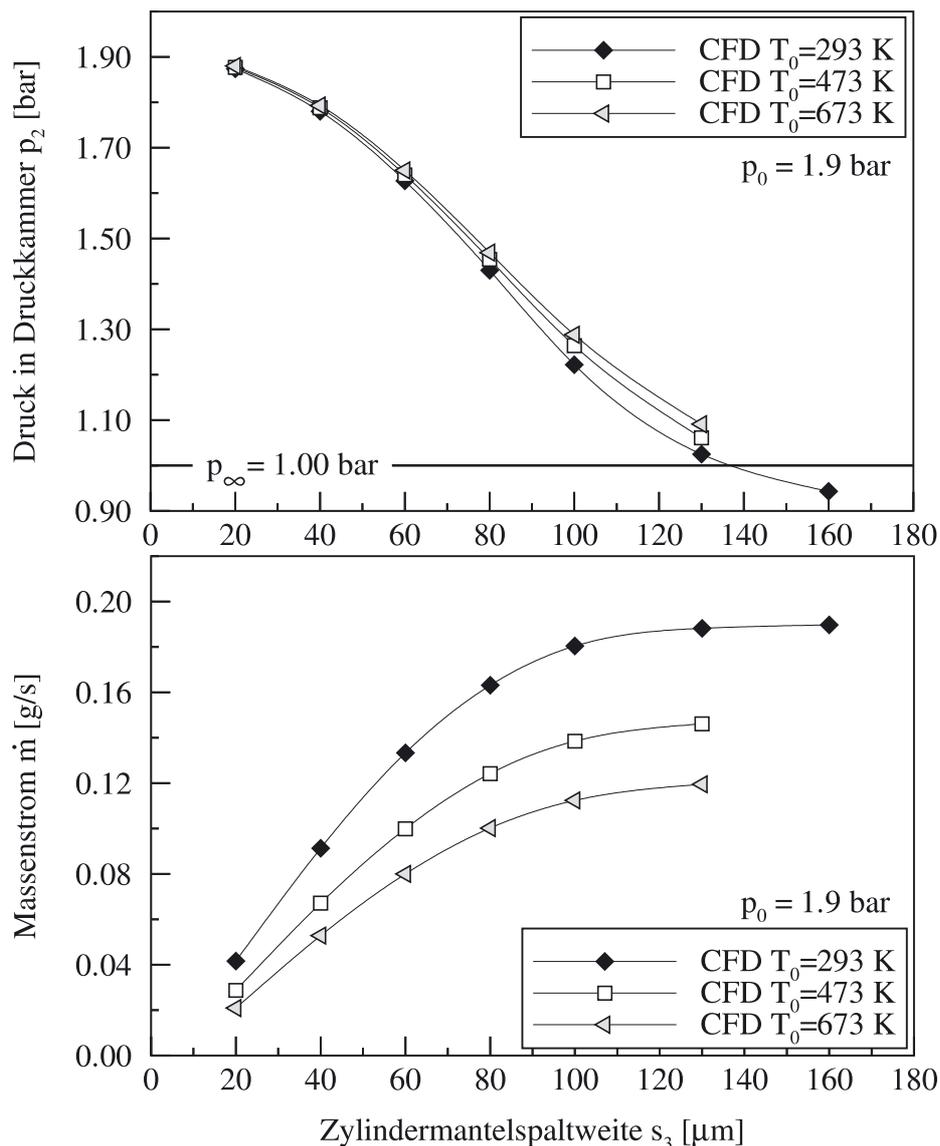


Abb. 4.19: Einfluß der Eintrittstemperatur T_0 (CFD-Daten): Kammerdruck p_2 und Massenstrom \dot{m} über Zylindermantelspaltweite s_3

der Strömungsgeschwindigkeit und einem Reynolds-Zahl abhängigen Verlustkoeffizienten. Mit steigender Temperatur sinkt die Reynolds-Zahl, da die kinematische Viskosität anwächst. Als Folge stellt sich ein höherer Verlustkoeffizient ein. Die Dichte dagegen sinkt mit anwachsender Temperatur. Insgesamt ist aber die Erhöhung des Verlustkoeffizienten größer als die Dichtereduktion, so daß sich der Druckverlust in den beiden Drosselstellen der aerostatischen Käfigzelle mit steigender Temperatur erhöht.

Die analytischen Berechnungsmethoden können nur jene temperaturbedingte Änderung des Massenstroms nachbilden, die durch die Änderung der Dichte verursacht wird. Reibungsabhängige Temperatureinflüsse sind dagegen nur durch eine numerische Simulation zu quantifizieren. So sagen die analytischen Modelle mit steigender Temperatur zwar einen sinkenden Massendurchsatz, aber gleichzeitig ein unverändertes Druckniveau in der Druckkammer voraus.

Abbildung 4.19 zeigt Ergebnisse der numerischen Strömungssimulation, bei der die Regelcharakteristiken für drei verschiedene Temperaturniveaus am Eintritt verglichen werden. Mit steigender Eintrittstemperatur T_0 steigt der Kammerdruck p_0 an, wobei der Zuwachs bei höheren Zylindermantelspaltweiten s_3 stärker ausfällt, da der erhöhte Luftdurchsatz größere Reibungsverluste verursacht. Dies führt zu einem leichten Abfall der Steigung im Mittelabschnitt der Regelkurven. Insgesamt ist die temperaturbedingte Änderung der Regelcharakteristik, zumindest was den Zusammenhang von Kammerdruck p_2 und Zylindermantelspaltweite s_3 betrifft, allerdings relativ gering. Dagegen nimmt der Luftmassenstrom \dot{m} mit steigender Eintrittstemperatur T_0 erheblich ab, da der Luftmassendurchsatz wegen seiner direkten Dichteabhängigkeit maßgeblich von der temperaturbedingten Dichteänderung und weniger von den Reibungsverhältnissen in den Drosselstellen bestimmt wird.

4.4.6 Drehzahleinfluß

Die Rotation des Wälzkörpersatzes macht die Strömungsverhältnisse im aerostatischen Käfig instationär. Während die Außenringbohrungen im Gehäuse stillstehen, rotieren die Druckkammern mit den Wälzkörpern um die Rotorachse. Dadurch ändern die Druckkammern permanent ihre relativen Positionen zu den Außenringbohrungen, die somit in regelmäßigen Abständen von den Wälzkörpern überrollt werden. Der Luftstrahl, der in der Außenringbohrung durch das anliegende Druckverhältnis eine Beschleunigung erfährt, wird beim Übergang von der stehenden Außenringbohrung in die rotierende Druckkammer mit einer Querströmung konfrontiert, die sich aus der Umfangsgeschwindigkeit der rotierenden Druckkammer ergibt und daher proportional mit der Rotordrehzahl ansteigt.

Ferner rotieren die Wälzkörper um ihre eigene Achse, so daß der Zylindermantelspalt, dessen Durchflußverhalten entscheidenden Einfluß auf die Regelcharakteristik der aerostatischen Käfigzelle nimmt, durch bewegte Wände begrenzt wird. Die eine Zylindermantelfläche bewegt sich dabei in Richtung der Spaltströmung und die andere in entgegengesetzter Richtung.

4.4.6.1 Rotierende Wände und Volumina

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit dem Einfluß, den die rotierenden Elemente der Käfigzelle auf den Verlauf der Luftströmung innerhalb der Druckkammer nimmt. Weiterhin werden die Auswirkungen der rotierenden Wälzkörperwände im Zylindermantelspalt diskutiert. Diese Art der Rotationseinflüsse sind ausschließlich durch numerische Untersuchungen beschreibbar, da weder das Validierungs-Experiment noch die verschiedenen analytischen Modelle bewegte Wände und rotierende Volumina berücksichtigen.

Abbildung 4.20 zeigt für drei verschiedene Drehzahlen die Konturplots der Druckverteilungen in der r - φ -Ebene der Käfigzelle sowie, dem Druckfeld überlagert, die zugehörigen Geschwindigkeitsfelder. Die zugrunde liegenden Daten basieren auf numerischen Simulationen, bei denen die stationäre Außenringbohrung über das in Kapitel 4.1.3 beschriebene *frozen interface* mit der rotierenden Druckkammer verbunden ist. Deutlich ist zu erkennen, wie der Luftstrahl, der

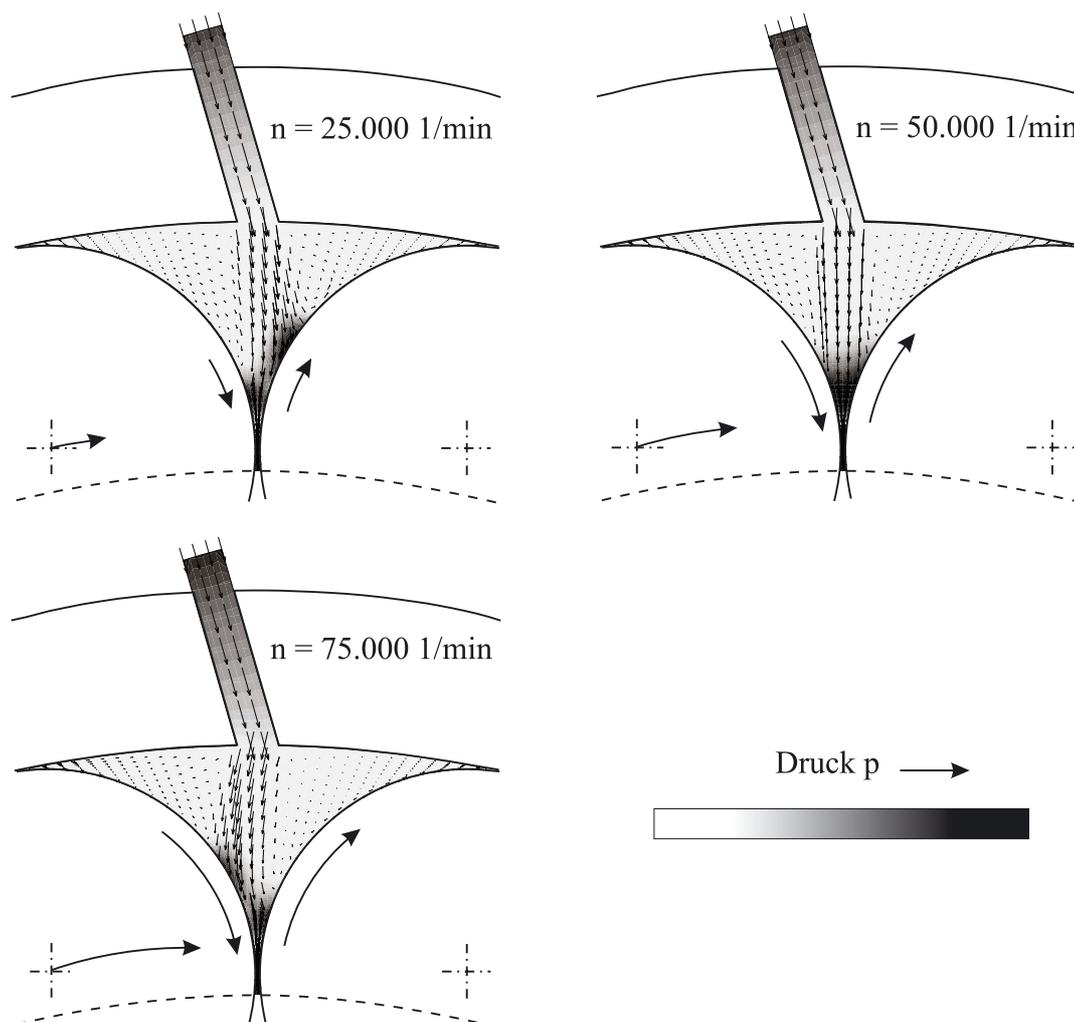


Abb. 4.20: Einfluß der Drehzahl n : Konturplots und Vektorplots

die Außenringbohrung verläßt, an der Eintrittsfläche in die rotierende Druckkammer abhängig von der Rotordrehzahl unterschiedlich stark abknickt. Bei einer Drehzahl von $n = 50.000 \text{ min}^{-1}$ wird der Luftstrahl aufgrund der Neigung der Außenringbohrung von 16° in eine rein radiale Richtung umgelenkt. Bei dieser Drehzahl entspricht der Drall des Luftstrahls ungefähr der Umfangsgeschwindigkeit der Druckkammer in Höhe der Austrittsfläche der Außenringbohrung. Höhere Drehzahlen geben dem Luftstrahl dagegen eine Strömungsorientierung, die entgegen die Rotationsrichtung der Druckkammer ausgerichtet ist; kleinere Drehzahlen sorgen für eine Orientierung in Rotationsrichtung.

Ein Vergleich der Grauwerte im Bereich der Druckkammern läßt keine Druckunterschiede bei den drei verschiedenen Drehzahlen erkennen. Hierbei muß jedoch nochmals bemerkt werden, daß das verwendete *frozen interface* die rotationsbedingten Strömungsverluste, die beim Übergang von der ruhenden Außenringbohrung in die rotierende Druckkammer entstehen, nicht auflösen kann.

In Abbildung 4.21 ist der Kammerdruck p_2 und der Massenstrom \dot{m} über einen Drehzahlbereich von $n = 0$ bis $n = 75.000 \text{ min}^{-1}$ aufgetragen. Die Kurven beider Strömungsgrößen verlaufen na-

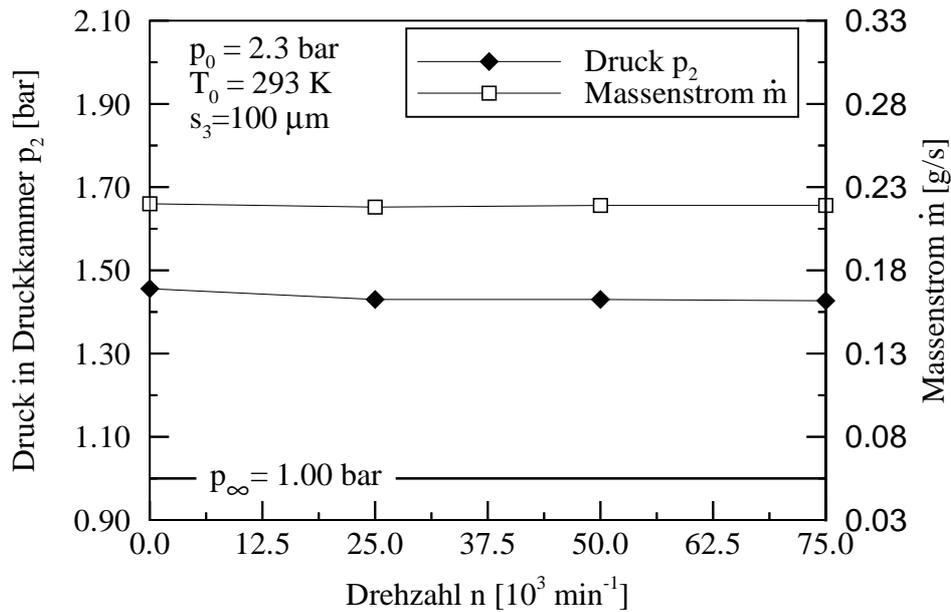


Abb. 4.21: Einfluß der Drehzahl n : Kammerdruck p_2 und Luftmassenstrom \dot{m} über Zylindermantelspaltweite s_3

hezu horizontal. Lediglich ein sehr geringes Abfallen des Massenstroms \dot{m} mit steigender Drehzahl n ist wahrzunehmen. Es läßt sich somit festhalten, daß der aerostatische Käfig durch die Bewegung der Wälzkörperoberflächen im Spaltbereich kaum beeinflusst wird. Dies ist jedoch nicht verwunderlich, da die Strömungsgeschwindigkeiten im engsten Spaltquerschnitt um etwa eine Größenordnung höher sind als die Rotationsgeschwindigkeiten der angrenzenden Wälzkörperwände. Das Geschwindigkeitsprofil der Spaltströmung wird somit lediglich leicht verzerrt. Was auf der einen Seite, an der sich die Wand entgegengesetzt zur Strömung bewegt, weniger durchgesetzt werden kann, wird auf der anderen Spaltseite, an der die Wand in Strömungsrichtung rotiert, durch erhöhten Durchfluß kompensiert.

4.4.6.2 Relative Positionen der Außenringbohrung

Die rotierenden Druckkammern bewegen sich mit der Drehzahl der Wälzkörpersatzes relativ zu den ruhenden Außenringbohrungen. Diese Relativbewegung läßt sich bei Betrachtung einer einzelnen Käfigzelle durch einen Zyklus beschreiben, bei dem die Außenringbohrung entgegen der Drehrichtung nacheinander alle möglichen Umfangspositionen zwischen den beiden extremen Randpositionen einnimmt. Es lassen sich prinzipiell zwei Bereiche in diesem Zyklus unterscheiden. In dem einen Bereich ist die Außenringbohrung weit genug von den beiden extremen Randpositionen entfernt, so daß der effektive Strömungsquerschnitt der Außenringbohrung A_1 unverändert bleibt. Der Luftstrahl, der die Außenringbohrung verläßt, trifft allerdings je nach Umfangsposition der Bohrung unterschiedlich weit vom Zylindermantelspalt entfernt auf einen der beiden Wälzkörper. Dadurch wird der Luftstrahl im weiteren Verlauf auch unterschiedlich stark umgelenkt und muß einen unterschiedlich weiten Weg bis zum Eintritt in

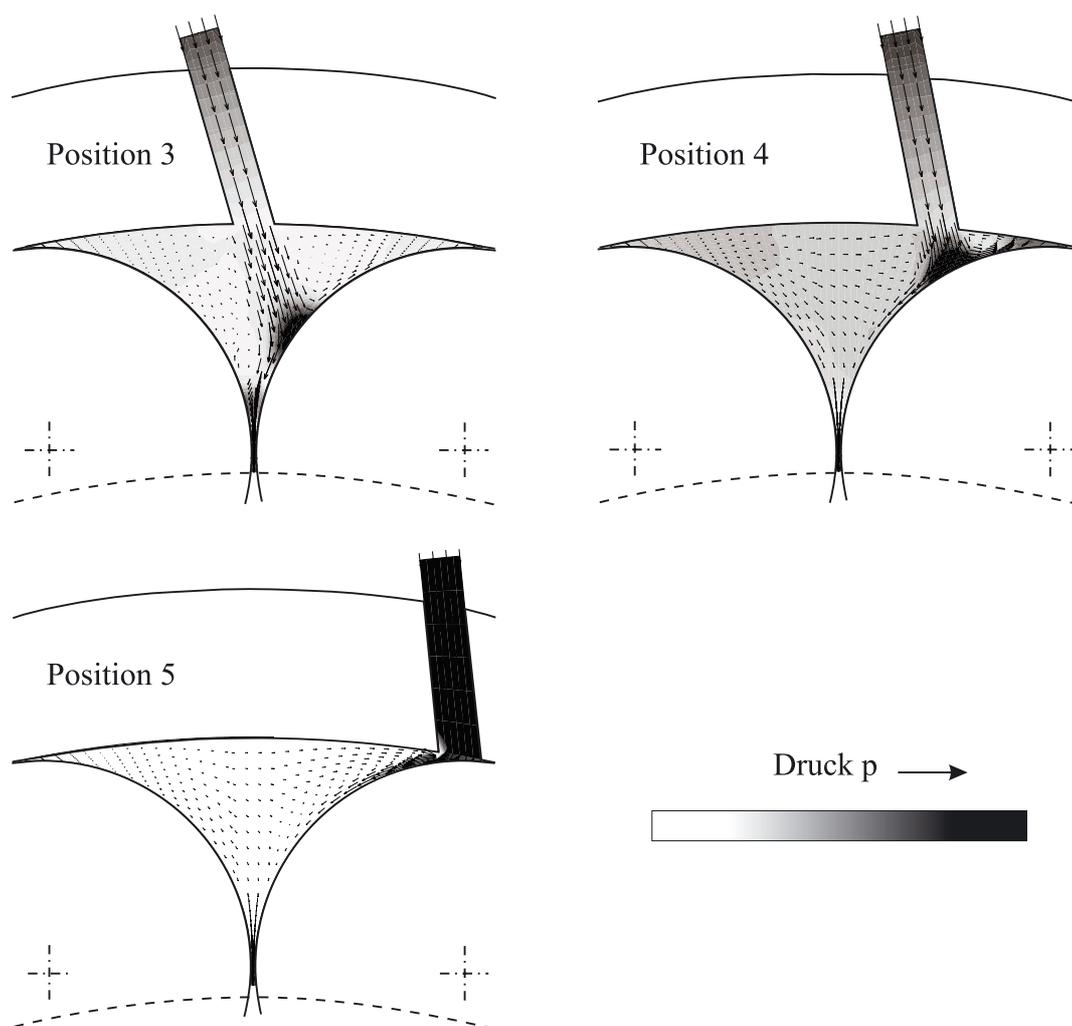


Abb. 4.22: Einfluß der Position der Außenringbohrung: Konturplots und Vektorplots

den Zylindermantelspalt zurücklegen. Der andere Bereich beschreibt den Überrollvorgang, in dessen Verlauf einer der beiden Wälzkörper die Außenringbohrung teilweise bedeckt, so daß der effektive Strömungsquerschnitt der Außenringbohrung A_1 reduziert wird.

Abbildung 4.22 zeigt für drei verschiedene Umfangspositionen der Außenringbohrung die Konturplots der numerisch berechneten Druckverteilungen sowie die zugehörigen Geschwindigkeitsfelder in überlagerter Darstellung. Die aufgeführten Positionen korrespondieren mit den in Abbildung 4.3 vorgestellten Rechennetzen. Position 3 beschreibt die Mittelstellung, Position 4 ordnet die Außenringbohrung genau zwischen der Mittelstellung und einer extremen Randposition an, und in Position 5 befindet sich die Außenringbohrung exakt in einer extremen Randposition. Nur die zuletzt genannte Position weist eine Reduktion des effektiven Strömungsquerschnitts A_1 auf. Ein Vergleich der Grauwerte im Bereich der jeweiligen Druckkammern zeigt bei Position 4 ein leicht höheres Druckniveau p_2 als bei Position 3. Zudem ist das Staudruckgebiet, das durch Auftreffen des Luftstrahls auf den Wälzkörper entsteht, bei Position 4 stärker ausgeprägt als bei Position 3. Position 5 dagegen offenbart im Vergleich zu den beiden anderen Positionen einen wesentlich geringeren Kammerdruck p_2 .

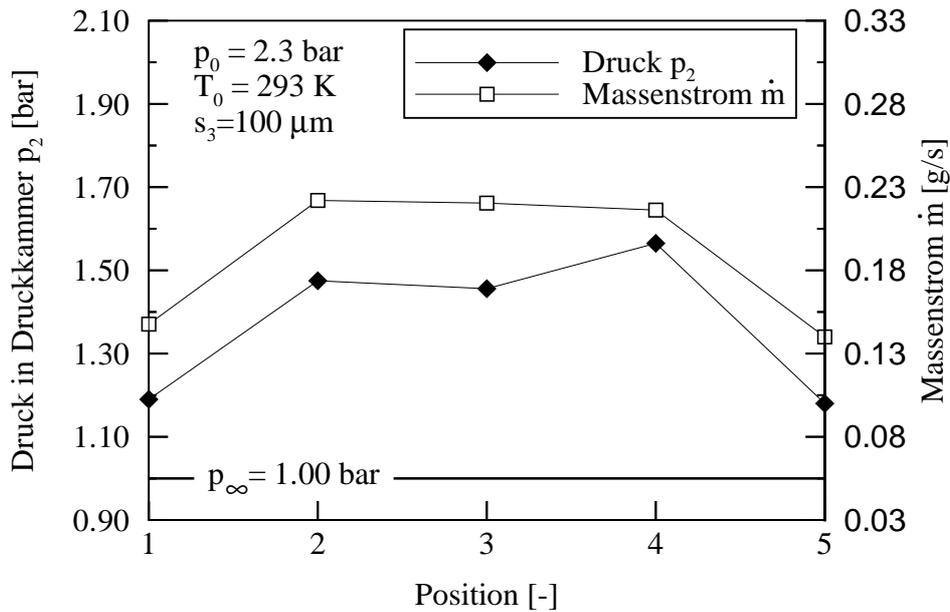


Abb. 4.23: Einfluß der Position der Außenringbohrung: Kammerdruck p_2 und Luftmassenstrom \dot{m} über Zylindermantelspaltweite s_3

Das Diagramm in Abbildung 4.23 bestätigt und quantifiziert die Beobachtungen von Abbildung 4.22 bezüglich der Kammerdrücke p_2 . Die Tatsache, daß in Position 2 nicht auch ein etwas höherer Druck auftritt, wie dies bei der vergleichbar angeordneten Position 4 der Fall ist, hängt mit der Neigung der Außenringbohrung zusammen. Während bei Position 4 der Luftstrahl erheblich in Richtung Zylindermantelspalt umgelenkt werden muß, ist der Luftstrahl bei Position 2 schon in Richtung des Spaltes orientiert. Der Massenstrom \dot{m} verhält sich ähnlich wie der Kammerdruck p_2 . Zwischen Position 2 und 4 ist er nahezu konstant und in den extremen Randpositionen 1 und 5 fällt er stark ab. Diese Ergebnisse zeigen, daß auch in dem Zyklusabschnitt, bei dem der effektive Strömungsquerschnitt A_1 noch nicht durch den Überrollvorgang beeinflusst ist, Druckschwankungen auftreten, die mit der geometrischen Anordnung und der relativen Position der Außenringbohrung zur Druckkammer bzw. zum Zylindermantelspalt zusammenhängen.

Die erhebliche Größe des Kammerdruckabfalls, wenn sich die Außenringbohrung in einer der beiden extremen Randpositionen befindet, untermauert die Notwendigkeit, im Zuge der Käfigauslegung die Anzahl der Außenringbohrungen gegenüber der Anzahl der Druckkammern bzw. Wälzkörper zu erhöhen, um die durch den Überrollvorgang verursachte Änderung des effektiven Strömungsquerschnitts A_1 zu kompensieren. Dadurch wird erreicht, daß während des Überrollvorgangs zwei Außenringbohrungen, die sich zu diesem Zeitpunkt in den beiden extremen Randpositionen befinden, die betreffende Druckkammer gemeinsam mit Luft versorgen. Für sich gesehen liefert dabei jede Außenringbohrung zwar nur einen reduzierten Massenstrom, in der Summe liefern beide zusammen aber ausreichend Druckluft. Wichtig ist jedoch die Feststellung, daß sich mit dieser Maßnahme die Druckschwankungen lediglich reduzieren aber nicht völlig vermeiden lassen.

4.4.6.3 Durchflußverhalten der Außenringbohrung

Die Rotationsbewegung der Druckkammer stellt für den Luftstrahl, der die ruhende Außenringbohrung verläßt und in die Druckkammer eindringt, eine Querströmung dar, die unter bestimmten Randbedingungen zu einer Minderung des Durchflusses durch die Außenringbohrung, also zu einer Reduktion des C_{D1} -Wertes führt. Zur Vermeidung bzw. Verringerung dieses Effektes empfehlen Gritsch et al. (1997) ein Impulsverhältnis von Luftstrahl zu Querströmung von $I_{1-2} > 2$. Mit den analytischen Modellen *Modell C* und *Modell D+C* ist es zwar möglich, durch Berücksichtigung eines impulsabhängigen C_{D1} -Wertes die durch Querströmung verursachte Verringerung des Durchflusses in die Berechnung der Regelcharakteristik des aerostatischen Käfigs einzubeziehen. Da jedoch der funktionale Zusammenhang von Impulsverhältnis I_{1-2} und C_{D1} -Wert analytisch nicht zu bestimmen ist, wird bei den folgenden Betrachtungen lediglich die Gültigkeitsgrenze ($I_{1-2} = 2$) für den C_{D1} -Wert angegeben. Auf eine quantitative Aussage über den Verlauf der Regelcharakteristik unterhalb dieser I_{1-2} -Schranke muß dagegen verzichtet werden.

Abbildung 4.24 gibt für fünf unterschiedliche Eintrittsdrücke p_0 die Regelcharakteristik der aerostatischen Käfigzelle gemäß *Modell C* wieder. Die strichpunktierten Linien zeigen für drei repräsentative Rotordrehzahlen n die jeweilige Gültigkeitsgrenze $I_{1-2} = 2$ für den vorgegebenen C_{D1} -Wert (hier: $C_{D1} = 0.95$). Jeweils rechts der strichpunktierten Linien ist das Impulsverhältnis I_{1-2} größer als 2 und somit der Durchfluß durch die Außenringbohrung nicht oder nur marginal von der Drehzahl n bzw. von der Querströmung beeinflusst. Links dieser Linien ist dagegen ein Kurvenverlauf zu erwarten, der gegenüber dem im Diagramm dargestellten Verlauf aufgrund der rotationsbedingten Verringerung des C_{D1} -Wertes absackt, d.h. es stellen sich geringere Kammerdrücke p_2 als berechnet ein.

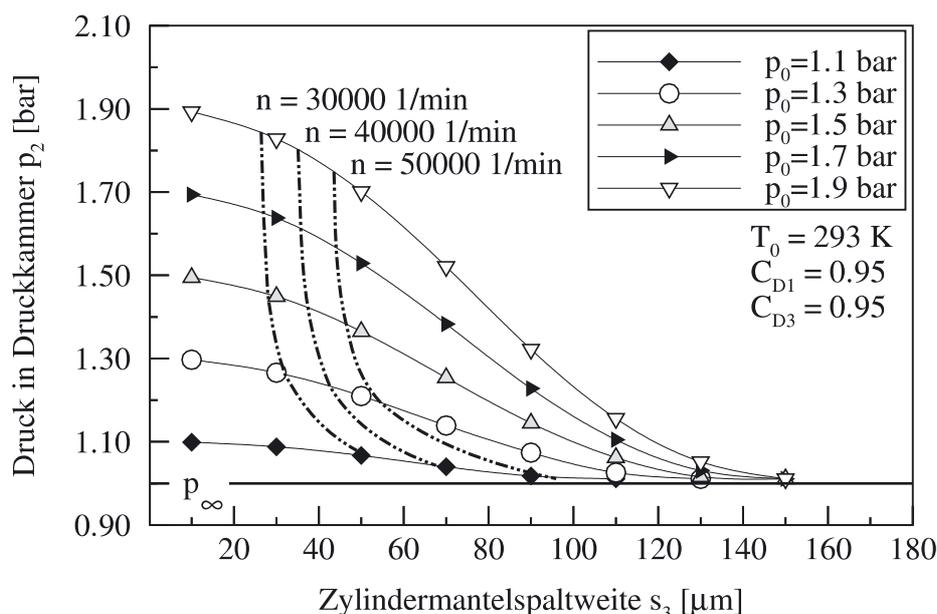


Abb. 4.24: Einfluß der Drehzahl n auf den Gültigkeitsbereich des C_{D1} -Wertes

Für einen konstanten Eintrittsdruck p_0 verschiebt sich mit zunehmender Drehzahl n die Gültigkeitsgrenze ($I_{1-2} = 2$) hin zu größeren Zylindermantelspaltweiten s_3 und kleineren Kammerdrücken p_2 . Dies ergibt sich aus dem Umstand, daß der Impuls der Querströmung quadratisch mit der Drehzahl n ansteigt. Um jedoch das Impulsverhältnis I_{1-2} gemäß der Definition der Gültigkeitsgrenze konstant $I_{1-2} = 2$ zu halten, ist der Impuls des Luftstrahls gleichermaßen zu steigern. Letzteres erfolgt durch die Erhöhung des Druckverhältnisses über der Außenringbohrung p_0/p_2 . Hohe Rotordrehzahlen bewirken somit, daß der nutzbare Regelbereich des aerostatischen Käfigs eingeschränkt wird. Dies ist umso unerfreulicher, da gerade bei hohen Drehzahlen n große dynamische Kräfte (Trägheit, Reibung, etc.) auftreten, wodurch die Spannweite der im Regelbetrieb auftretenden Zylindermantelspaltweiten s_3 - also die Abweichung von der vorgegebenen, mittleren Spaltweite \bar{s}_3 - insbesondere in Richtung kleinerer Spaltweiten s_3 erheblich vergrößert wird. Nähern sich zwei Wälzkörpern so weit an, daß die Gültigkeitsgrenze $I_{1-2} = 2$ unterschritten wird, dann ist nicht zu erwarten, daß ein Kammerdruck p_2 nahe dem Eintrittsdruck p_0 sondern ein unter Umständen erheblich kleinerer Druck p_2 vorliegt, so daß es zu einem unerwünschten Wälzkörperkontakt kommen kann.

Bei konstanter Rotordrehzahl n verschiebt sich die Gültigkeitsgrenze $I_{1-2} = 2$ mit steigendem Eintrittsdruck p_0 zu kleineren Spaltweiten s_3 . Die strichpunktierten Linien der Gültigkeitsgrenzen $I_{1-2} = 2$ verlaufen bei großen Eintrittsdrücken p_0 allerdings nahezu senkrecht, d.h. mit einer weiteren Steigerung des Eintrittsdruckes p_0 ist kein weiterer *Gewinn* an für die Regelung nutzbarer Spaltweite s_3 zu erzielen, da sich die Strömungsgeschwindigkeit im Zylindermantelspalt der Durchsatz begrenzenden Schallgrenze nähert. Dadurch ergibt sich aus Kontinuitätsgründen auch eine Volumenstrombegrenzung für die Außenringbohrung, so daß der Impuls des Luftstrahls nicht weiter erhöht werden kann. Dennoch ist es sinnvoll, bei hohen Rotordrehzahlen n einen möglichst großen Eintrittsdruck p_0 zu wählen, da mit steigendem Eintrittsdruck p_0 die Regelcharakteristik der aerostatischen Käfigzelle aufgrund der steileren Regelkurven steifer und somit die Spannweite der im Regelbetrieb auftretenden Zylindermantelspaltweiten s_3 verkleinert wird. Eine kleinere Spannweite verringert die Gefahr, daß die Gültigkeitsgrenze $I_{1-2} = 2$ überhaupt unterschritten wird.

Es empfiehlt sich, der Drehzahlabhängigkeit des C_{D1} -Wertes bereits im Zuge der Käfigauslegung Rechnung zu tragen, um einen Betrieb im kritischen Bereich unterhalb der Gültigkeitsgrenze $I_{1-2} = 2$ a priori zu verhindern. Abbildung 4.25 macht deutlich, welche Maßnahmen hierzu prinzipiell ergriffen werden können. Bei einem Eintrittsdruck von $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ sind die Regelcharakteristiken für drei verschiedene Querschnittsflächen der Außenringbohrung A_1 dargestellt. Die drei senkrechten, strichpunktierten Linien lokalisieren die zugehörigen Gültigkeitsgrenzen $I_{1-2} = 2$, wobei die Rotordrehzahl in allen Fällen konstant $n = 50.000 \text{ min}^{-1}$ beträgt. Eine mögliche Maßnahme zur Minderung des Rotationseinflusses besteht in der Verringerung der Querschnittsfläche A_1 , wodurch die Regelkurve in dem für die Regelung relevanten Mittelteil steiler wird. Dies bedeutet eine Versteifung der Regeleigenschaften und damit verbunden - wie oben bereits erläutert - eine Verkleinerung der Spannweite der im Betrieb auftretenden Zylindermantelspaltweiten s_3 . Mit der Verringerung der Fläche A_1 verschiebt sich die Gültigkeitsgrenze $I_{1-2} = 2$ zu kleineren Spaltweiten s_3 . Dieser Effekt erhöht ebenfalls die Betriebssicherheit, da kritische Einbrüche der C_{D1} -Werte erst bei geringeren Rollenabständen

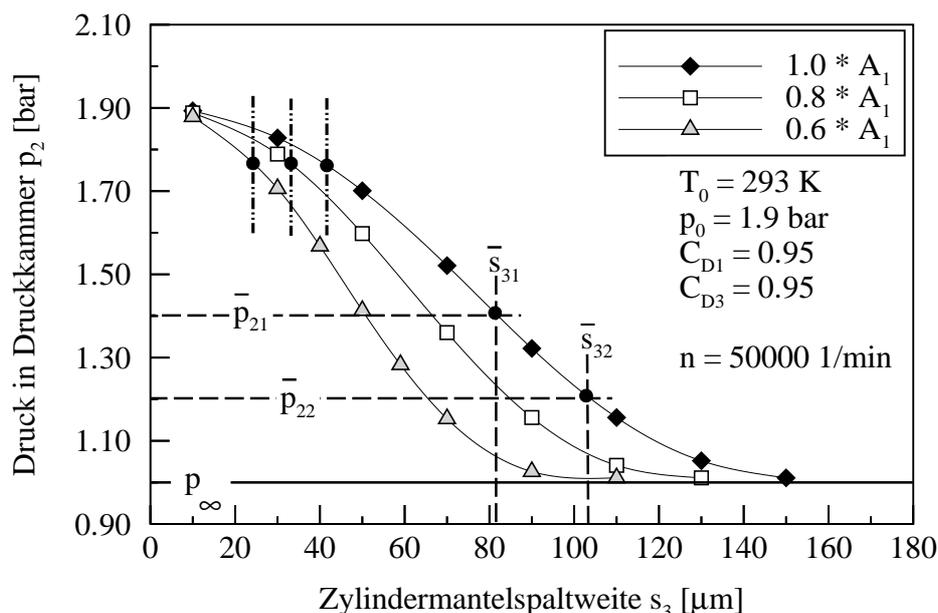


Abb. 4.25: Auslegungskriterien zur Reduktion des Drehzahleinflusses

eintreten. Die Verkleinerung der Fläche A_1 birgt jedoch auch Nachteile, die im Einzelfall gegen die aufgeführten Vorteile abgewogen werden müssen. Insbesondere die Verstopfungsgefahr und die Strömungsverluste innerhalb der Bohrung (C_{D1} -Wert (!)) erhöhen sich mit einem verringerten Bohrungsdurchmesser.

Aus diesem Grund bietet es sich an, die bisher übliche Auslegungsstrategie zu verlassen und die mittlere Zylindermantelspaltweite \bar{s}_3 nicht mehr im steilsten Bereich der Regelkurve zu plazieren (in Abbildung 4.25: \bar{s}_{31}), sondern im unteren Bereich bei größeren mittleren Rollenabständen \bar{s}_3 (in Abbildung 4.25: \bar{s}_{32}) und bei kleineren mittleren Kammerdrücken \bar{p}_2 . Durch diese Maßnahme erhöht sich der Abstand zur Gültigkeitsgrenze $I_{1-2} = 2$, so daß die im Betrieb auftretenden Rollenabstände s_3 gefahrlos größere Spannweiten einnehmen können. Allerdings bedeutet eine größere mittlere Zylindermantelspaltweite \bar{s}_3 , daß der Luftmengenbedarf des aerostatischen Käfigs ansteigt. Es empfiehlt sich zudem, den mittleren Rollenabstand \bar{s}_3 innerhalb des effektiven Regelbereichs - also in einem Bereich mit noch zumindest einer kleinen Steigung - zu wählen, da ansonsten die Gefahr besteht, daß sich die Wälzkörper aufgrund mangelnder Steifigkeit der Regelung unkontrolliert bewegen.

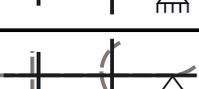
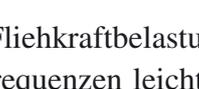
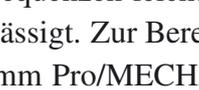
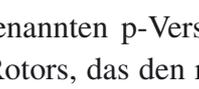
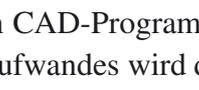
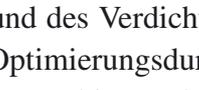
5 Rotordynamische Belastung des Versuchslagers

Die im folgenden vorgestellten Schwingungsmessungen und rotordynamischen Berechnungen beziehen sich auf den Rotor des Turboladers, der in den experimentellen Untersuchungen als Trägeraggregat des Versuchslagers dient (siehe Abbildung 6.1). Eine ausführliche Beschreibung des Turboladers erfolgt in Kapitel 6 bei der Präsentation der im Rahmen dieser Dissertation durchgeführten Experimente. Durch die Integration des Versuchslagers in einen Turbolader werden reale Einsatzbedingungen verwirklicht, zu denen insbesondere rotordynamische Belastungen gehören. Diese treten auf, wenn das schwingungsfähige System *Turbolader-Rotor* Anregungen erfährt, die im Frequenzbereich seiner Eigenfrequenzen liegen. Da ein solcher Resonanzzustand zu einer erheblichen Erhöhung der Schwingungskräfte und -amplituden und damit zu Bauteilversagen führen kann, ist die Kenntnis sowohl der kritischen Anregungsmechanismen als auch der Eigenfrequenzen und -formen zwingend notwendig, um zu vermeiden, daß der Rotor in vorgesehenen Betriebsbereichen unter versagenskritischen Resonanzbedingungen betrieben wird.

Die Frequenzen der Anregungsmechanismen sind im Falle eines Rotors überwiegend an die Rotordrehzahl gekoppelt. Daher sind die Anregungsfrequenzen entweder identisch oder ein ganzzahliges vielfaches der Rotordrehzahl. Bei Betrieb eines Turboladers der vorliegenden Bauart treten insbesondere zwei relevante Anregungsmechanismen auf. Zum einen ist dies die Anregung durch die in einem drehenden Bauteil stets präsente Unwuchtkraft, deren Anregungsintensität quadratisch mit der Rotordrehzahl ansteigt. Die Anregungsfrequenz ist in diesem Fall identisch mit der Rotordrehzahl. Zum anderen gibt es aerodynamisch induzierte Anregungskräfte, die von den aero- und thermodynamischen Zuständen im Ein- und Austrittsbereich der Turbine und des Verdichters abhängen. Eine solche aerodynamische Anregung erfolgt durch die Zunge im Turbinengehäuse (vgl. Kreuz-Ihli et al. (1999) und Kreuz-Ihli (2001)), die am Laufradeintritt eine ungleichförmige Druckverteilung im Strömungsfeld verursacht. Hierdurch erfährt jede Laufradschaufel beim Passieren der Zunge eine kurzzeitige Belastungsänderung, die über die Schaufeln als periodische Anregungskraft in den Rotor weitergeleitet wird. Bei elf Schaufeln ergibt sich somit eine durch die Zunge verursachte Anregungsfrequenz, die ein elfaches der Rotordrehzahl beträgt. Neben der Zungen-Anregung im Turbinengehäuse gibt es weitere aerodynamisch induzierte Mechanismen der Rotoranregung, z.B. durch die Schaufeln des Verdichters. Jedoch deuten die experimentellen Ergebnisse der Schwingungsmessung (siehe Abbildung 5.2) darauf hin, daß die Zungen-Anregung nach der Anregung durch die Rotorunwucht der zweitwichtigste Anregungsmechanismus ist.

5.1 Modalanalyse des Turbolader-Rotors mit Finiten Elementen

Die numerische Ermittlung der Eigenfrequenzen sowie die Bestimmung der zugehörigen Eigenformen erfolgt mit Hilfe einer Modalanalyse des Rotors. Die Eigenfrequenzen hängen von den Materialeigenschaften der im Rotor integrierten Komponenten, von der Geometrie des Rotors bzw. von der Massenverteilung um die Rotorachse sowie von der Lagerung des Rotors

Eigenmode Nr.	Eigenfrequenz [Hz]	krit. Rotordrehzahl Anregung Unwucht [1/min]	krit. Rotordrehzahl Anregung Zunge [1/min]	Eigenform
1	34	2040	185	
2	34	2040	185	
3	161	9660	878	
4	648	38880	3535	
5	650	39000	3545	
6	1085	65100	5918	
7	1655	99300	9027	
8	1784	107040	9731	
9	1793	107580	9780	
10	3737	224220	20384	
11	3740	224400	20400	
12	5705	342300	31118	
13	5823	349380	31762	
14	6102	366120	33284	
15	6861	411660	37424	
16	6869	412140	37467	
17	7991	479460	43587	
18	8001	480060	43642	

Tab. 5.1: Eigenmoden und Eigenfrequenzen des Turbolader-Rotors

ab. Auch die Rotordrehzahl beeinflusst die Eigenfrequenzen, da die Fliehkraftbelastung eine Materialversteifung in radialer Richtung bewirkt, wodurch die Eigenfrequenzen leicht ansteigen. Allerdings wird dieser Einfluß in der vorliegenden Studie vernachlässigt. Zur Berechnung der Eigenfrequenzen und Eigenformen wird das kommerzielle Programm Pro/MECHANICA benutzt, das standardmäßig Ansatzfunktionen höherer Ordnung (sogenannten p-Version der Finite-Elemente-Methode) verwendet. Das geometrische Modell des Rotors, das den rotordynamischen Berechnungen zugrunde liegt, wird mit dem kommerziellen CAD-Programm Pro/ENGINEER erstellt. Zur Reduktion des Diskretisierungs- und Rechenaufwandes wird das Modell geometrisch vereinfacht, indem die Schaufeln des Turbinenrades und des Verdichterrades vernachlässigt werden. Die automatische Diskretisierung, die mehrere Optimierungsdurchläufe beinhaltet, zerlegt das Modell in 1432 Finite Elemente. Die Welle und das Turbinenrad erhalten die Werkstoffeigenschaften von Vergütungsstahl, das Verdichterrad die von Aluminium.

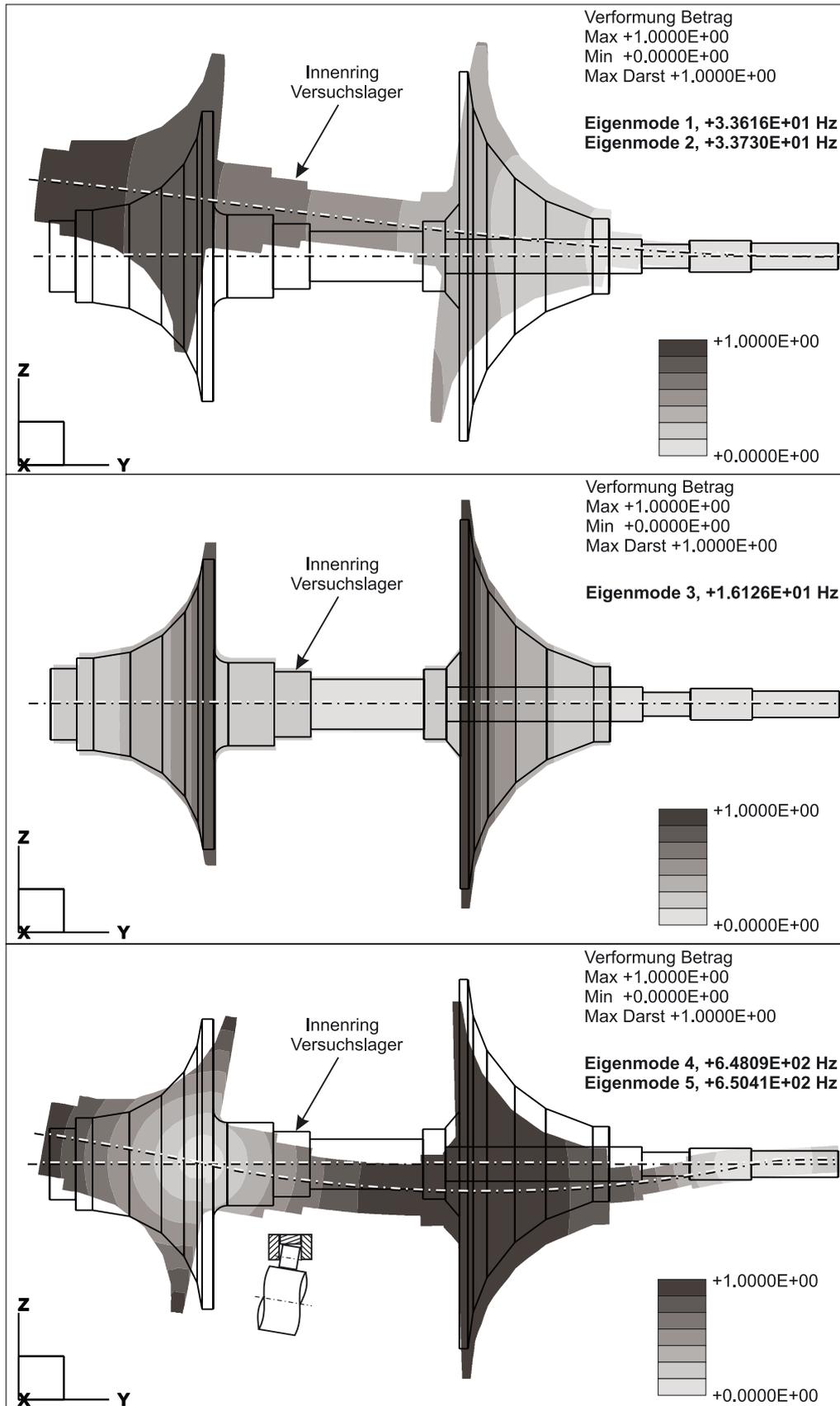


Abb. 5.1: Kritische Eigenmoden des Turbolader-Rotors: Anregung Unwucht

Der Rotor besitzt zwei Lagerstellen: das Versuchslager zwischen Turbine und Verdichter sowie ein Lagerpaar, das sich auf der Ansaugseite des Verdichters befindet und aus zwei konventionellen Kugellagern in X-Anordnung besteht. Da das Versuchslager zum einen ein reines Radiallager ist und zum anderen radial mit zwei großvolumigen O-Ringen im Lagergehäuse abgestützt ist, wird diese Lagerstelle näherungsweise mit allen rotatorischen und allen translatorischen Freiheitsgraden belegt. Das verdichterseitige Lagerpaar dagegen erhält nur die rotatorischen Freiheitsgrade und wird in den drei translatorischen Bewegungsrichtungen fixiert. Somit bildet nur das verdichterseitige Lagerpaar eine echte, d.h. fixierende Lagerstelle.

In Tabelle 5.1 sind alle berechneten Eigenfrequenzen und Eigenformen des Rotors aufgeführt, die gemäß den oben genannten Anregungsmechanismen *Unwucht* und *Zunge* innerhalb des untersuchten Drehzahlbereichs des Lagers von $n \leq 50.000 \text{ min}^{-1}$ Resonanzen verursachen können. Die kritische Rotordrehzahl bezüglich der Anregungskraft *Unwucht* (3. Spalte) ist identisch der zugehörigen Eigenfrequenz (2. Spalte) und ergibt sich durch Umrechnung der Einheiten von Hertz [Hz] auf Umdrehungen pro Minute [min^{-1}]. Zur Bestimmung der kritischen Rotordrehzahl bezüglich der Anregung *Zunge* (4. Spalte) wird die zugehörige Eigenfrequenz (2. Spalte) durch die Anzahl der Schaufeln (im vorliegendem Rotor sind dies elf) geteilt und ebenfalls von Hertz [Hz] auf Umdrehungen pro Minute [min^{-1}] umgerechnet. Mit einer Eigenfrequenz von etwa 650 Hz ist das Eigenmodenpaar 4 und 5 als besonders kritisch einzuschätzen, da diese Eigenmoden bei der relativ hohen Rotordrehzahl von etwa $n = 39.000 \text{ min}^{-1}$ durch die quadratisch mit der Drehzahl ansteigenden Unwuchtkraft angeregt werden. Die Zungen-Anregung verursacht über den gesamten betrachteten Drehzahlbereich nahezu gleichmäßig verteilt Resonanzen, die sich jedoch als weniger kritisch erweisen, da die Anregungsintensitäten zwischen der Krafteinleitung in die Schaufelspitzen und der Weiterleitung in die Welle durch die Dämpfungswirkung der kraftübermittelnden Schaufeln vermindert werden. Zudem ist im Gegensatz zur Unwucht-Anregung die Intensität der Anregung nicht drehzahlabhängig, sondern nahezu konstant über den betrachteten Drehzahlbereich.

Abbildung 5.1 zeigt nochmals detailliert die Eigenformen, die im betrachteten Drehzahlbereich durch die Unwuchtkraft angeregt werden. Da die Modalanalyse keine absoluten Werte für die Schwingungsamplituden berechnet, repräsentiert die Grauwert-Skala lediglich relativen Verformungen. Sie ergeben sich durch Bezug der jeweiligen lokalen Auslenkung auf die insgesamt maximal vorkommende Auslenkung. Das Eigenmodenpaar 1 und 2 hat wegen der geringen kritischen Rotordrehzahl von $n = 2.040 \text{ min}^{-1}$ keine spürbaren Auswirkungen auf das Betriebsverhalten des Rotors, da in diesem unteren Drehzahlbereich die Anregungsintensität der Unwucht noch vernachlässigbar klein sind. Ebenso Eigenmode 3, der lediglich die Rückwände des Turbinen- und Verdichterrades, nicht aber den Rotorbereich des Versuchslagers belastet. Das Eigenmodenpaar 4 und 5 dagegen verursacht im Bereich des Versuchslagers eine Schiefstellung der Rotorachse. Dadurch wird die bezüglich Verschleiß problematische Kontaktfläche zwischen den Rollenstirnseiten und den seitlichen Borden durch axiale Kräfte belastet. Eine erhöhte Reibung zwischen den Borden und den Rollenstirnseiten reduziert die Wirkung des aerostatischen Käfigs, da die Eigenrotation der Wälzkörper vermindert wird. Daher ist der Betrieb des Versuchslagers bei der kritischen Drehzahl $n = 39.000 \text{ min}^{-1}$ möglichst zu vermeiden.

5.2 Schwingungsmessungen am Turbolader-Rotor

Zur Überwachung des Schwingungsverhaltens im Versuchsbetrieb ist am Lagerblock des Turboladers ein Geschwindigkeitsaufnehmer installiert, der als Meßsignal die Schwingungsintensität ausgibt. Da der Sensor alle Schwingungen des Versuchsaggregats, also auch die der Gehäuseteile, integral erfaßt, ist eine direkte Zuweisung von gemessenem Signal, schwingendem Bauteil und Anregungsmechanismus nicht möglich. Daher muß beachtet werden, daß nicht alle detektierten Resonanzen zwangsläufig auf Rotorschwingungen zurückzuführen sind. Erst ein Vergleich der experimentell ermittelten kritischen Rotordrehzahlen mit den Ergebnissen der Modalanalyse erlaubt eine Zuordnung von gemessenen Schwingungsintensitäten und berechneten Rotoreigenfrequenzen bzw. -formen.

In Abbildung 5.2 ist die Intensität v der experimentell ermittelten Schwingungen als Funktion der Rotordrehzahl aufgetragen. Die dicken schwarzen Balken im Diagramm markieren diejenigen Rotordrehzahlen, bei denen gemäß der Modalanalyse (siehe Tabelle 5.1) eine kritische Anregung durch die Rotorunwucht erfolgt. Sowohl die Modalanalyse als auch die Schwingungsmessungen zeigen übereinstimmend bei den beiden Drehzahl von $n \approx 10.000 \text{ min}^{-1}$ und $n \approx 40.000 \text{ min}^{-1}$ Resonanzen, die wegen ihrer gemessenen hohen Intensität auf eine Anregung durch die Unwuchtkraft zurückgeführt werden können. Die kritischen Rotordrehzahlen, bei denen laut Rechnung (siehe Tabelle 5.1) eine Schwingungsanregung durch die Zunge zu erwarten ist, werden durch dünne schwarze Balken angezeigt. Es muß jedoch nochmals darauf hingewiesen werden, daß die Zungen-Anregung nicht der einzige denkbare aerodynamische

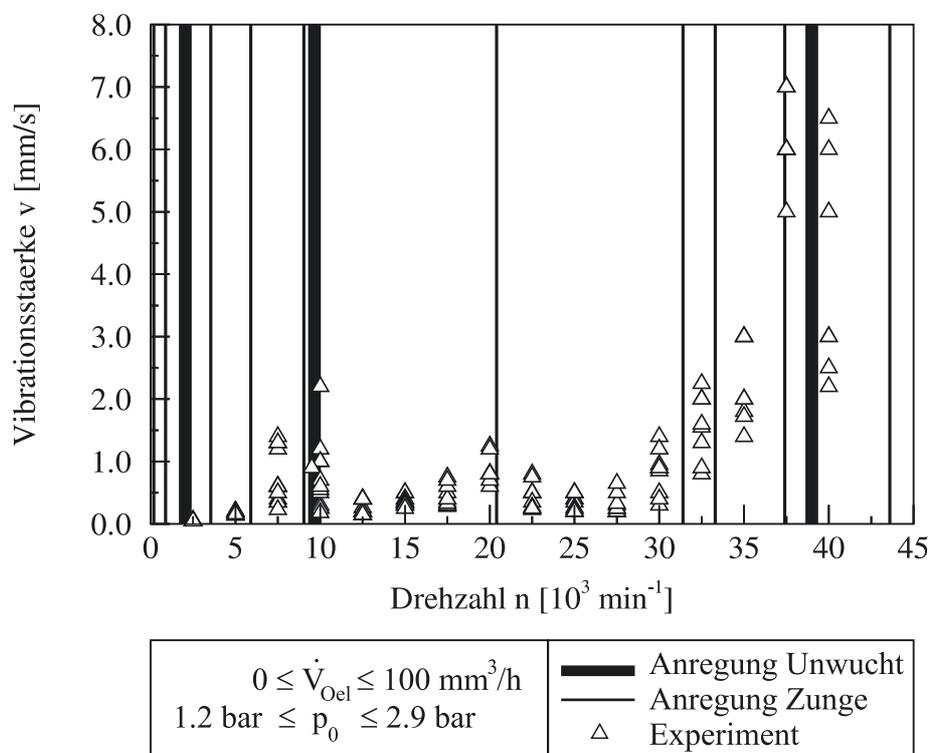


Abb. 5.2: Vergleich der Ergebnisse aus Messungen und Modalanalyse

Anregungsmechanismus ist, sondern wegen der guten Übereinstimmung mit den experimentellen Daten, insbesondere bei der Drehzahl von $n = 20.000 \text{ min}^{-1}$ und im Drehzahlbereich zwischen $n = 30.000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 40.000 \text{ min}^{-1}$, als wahrscheinlichster betrachtet wird. Insgesamt bestätigen die Schwingungsmessungen die Ergebnisse der Modalanalyse, vor allem die für das Versuchslager kritische Rotordrehzahl im Bereich von $n = 40.000 \text{ min}^{-1}$.

6 Experimentelle Untersuchungen

Im Zuge umfangreicher experimenteller Studien wird ein vollrolliges, mit keramischen Wälzkörpern bestücktes Zylinderrollenlager mit aerostatischem Käfig unter realen Einsatzbedingungen betrieben. Als Trägeraggregat dient ein konventioneller Abgasturbolader, bei dem die hydrodynamischen Ölgleitlager durch das Versuchslager ersetzt wurden. Im Gegensatz zu den analytischen und numerischen Betrachtungen, die in Kapitel 4 vorgestellt wurden, untersuchen die Experimente das Verhalten und die Funktionsfähigkeit des gesamten aerostatischen Käfigs und nicht die Regelcharakteristik einer einzelnen Käfigzelle. Letzteres ist auch nicht möglich, da am realen Versuchslager das gleichzeitige Erfassen einer einzelnen Zylindermantelspaltweite und des zugehörigen Kammerdruckes meßtechnisch nicht machbar ist. Die im folgenden vorgestellten experimentellen Untersuchungen können daher nicht zur Validierung der numerischen Ergebnisse aus Kapitel 4 herangezogen werden; hierzu mußte ein spezielles Validierungs-Experiment (siehe Kapitel 4.3) durchgeführt werden.

Im Mittelpunkt der experimentellen Studien steht die Klärung der Frage, wie groß der minimal notwendige Schmiermittelbedarf des Versuchslagers ist - ob sogar Trockenlauf möglich ist - und welchen Einfluß die Rotordrehzahl auf die Funktionsfähigkeit des aerostatischen Käfigs hat. Die Drehzahlgrenze des Versuchslagers, deren Bestimmung ein weiteres Ziel der Untersuchungen ist, ergibt sich zwangsläufig aus der Beantwortung dieser beiden Fragen.

6.1 Versuchsanlage und Meßwerterfassung

Die experimentellen Untersuchungen wurden im Hochdruck-Hochtemperatur-Labor (HDT-Labor) des Instituts für Thermische Strömungsmaschinen (ITS), Universität Karlsruhe, durchgeführt. Ein Schraubenverdichter, der einen Luftmassenstrom von bis zu 1 kg/s bei einem Absolutdruck von maximal 11 bar bereitstellen kann, versorgt zentral mehrere separate Versuchsanlagen im HDT-Labor mit Prozeßluft. Die Luftversorgung erfolgt wahlweise, oder auch parallel, durch einen Kalt- und einen Heißluftstrang. Über einen Wärmetauscher, der von einem Gasbrenner beheizt wird, läßt sich die verdichtete Prozeßluft im Heißluftstrang auf bis zu 850°C vorwärmen. In diesem HDT-Labor werden an parallel angeordneten Versuchsstränge Untersuchungen an Brennkammern für Turbomaschinen (Liedtke et al. (2002)), an gekühlten Turbinenschaufeln (Gritsch et al. (2000)) sowie an Abgasturboladern vorgenommen.

6.1.1 Turboladerprüfstand

Im Zuge vorangegangener Forschungsarbeiten am Institut für Thermische Strömungsmaschinen wurden am Turboladerprüfstand unter anderem die Kennfelder von Radialverdichtern und Radialturbinen ermittelt, Eigenschwingungsuntersuchungen an den Schaufeln von Radialturbinen vorgenommen (Kreuz-Ihli (2001)) sowie dreidimensionale Strömungsfeldvermessungen mit laseroptischen Meßverfahren (Kreuz-Ihli et al. (1999)) durchgeführt.

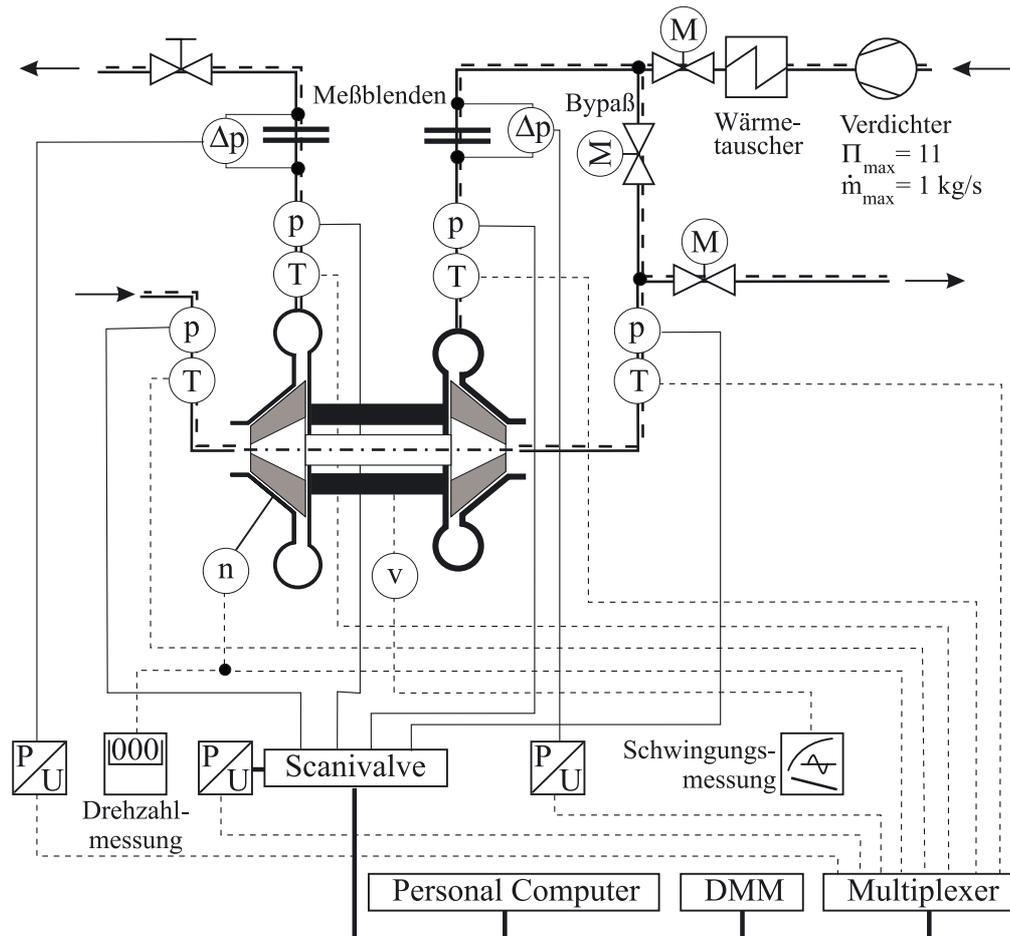


Abb. 6.1: Turboladerprüfstand und Meßwerterfassung

Das Anlagenschema in Abbildung 6.1 verdeutlicht, wie der Abgasturbolader in die HDT-Anlage integriert ist. Während die Radialturbine an den Heißluftstrang angeschlossen ist, erhält der Radialverdichter seine Prozeßluft durch Ansaugen direkt aus der Umgebung. Prinzipiell besteht auch die Möglichkeit, den Radialverdichter mit dem Kaltluftstrang des HDT-Labors zu verbinden, um am Verdichtereintritt vorverdichtete Luft zur Verfügung zu stellen. Dies ist jedoch nur für spezielle Untersuchungen notwendig, bei denen die Leistungsaufnahme des Verdichters durch Erhöhung des Massenstromdurchsatzes vergrößert werden muß. Da die Prozeßluftmassenströme von Turbine und Verdichter getrennt, also unabhängig voneinander sind, lassen sich alle physikalisch möglichen Betriebspunkte sowohl im Verdichter- als auch im Turbinenkennfeld anfahren. Über den Druck und die Temperatur der Prozeßluft am Turbineneintritt wird die spezifische Leistungsabgabe der Turbine eingestellt. Die Regelung der Leistungsaufnahme des Verdichters erfolgt durch Drosselung des Luftmassenstroms nach dem Verdichteraustritt.

Zur Charakterisierung des Turbolader-Betriebspunktes werden die thermodynamischen Zustände in den Ein- und Ausströmquerschnittsflächen des Turbinen- und des Verdichtergehäuses sowie die Massenströme durch die beiden Laufräder und die Rotordrehzahl benötigt. Die Messung der Totaldrücke in den Ein- und Ausströmflächen erfolgt mit Pitotsonden, die über die jeweilige Strömungsquerschnittsfläche traversierbar sind. Da die Strömung am Turbinenaustritt

jedoch verdrallt ist, liefert die Pitotsonde dort aufgrund ihrer starken Richtungsabhängigkeit je nach Betriebspunkt ungenaue Meßergebnisse. Deshalb ist im Turbinenauslauf zusätzlich eine traversierbare Kielsonde (Kiel (1935)) installiert, die eine große Unempfindlichkeit gegen Schräganströmung besitzt. Neben den Totaldrücken werden auch die statischen Drücke an den Ein- und Austrittsflächen des Turboladers über Wandanbohrungen erfaßt. Alle aufgeführten Druckmeßstellen sind über Druckschläuche aus hochtemperaturbeständigem Teflon mit einem Druckmeßstellenumschalter der Fa. SCANIVALVE verbunden, der nacheinander alle Druckmeßstelle auf einen Absolutdruckaufnehmer der Fa. SETRA mit einem Meßbereich von 0 bis 3,4 bar schaltet.

Die Totaltemperaturen in den Ein- und Ausströmflächen des Turboladers werden mit NiCr/Ni-Thermoelementen in den Staupunkten der Pitotsonden, mit denen auch die Totaldrücke erfaßt werden, gemessen. Im Turbinenausstritt kommt wegen der verdrallten Abströmung zusätzlich eine zylinderförmige Totaltemperatursonde nach v. Ohain (Schön (1951)) zum Einsatz, deren Eintrittsöffnungen mit Einlaufkegeln versehen sind, so daß sich die Sonde relativ unempfindlich gegen Schräganströmungen verhält. Die Sonde besitzt mehrere, über die Zylinderlänge verteilt angeordnete Eintrittsöffnungen, um eine über den Radius des Strömungsquerschnitts gemittelte Totaltemperatur messen zu können.

Die Messung der Luftmassenströme durch den Radialverdichter und durch die Radialturbine erfolgt jeweils auf deren Druckseite, d.h. nach dem Verdichteraustritt und vor dem Turbineneintritt. Zum Einsatz kommen Meßblenden nach DIN1952 (1982), deren Wirkdrücke ($d-d/2$ Druckentnahme) mit jeweils einem eigenen Differenzdruckaufnehmer der Fa. SETRA in einem Meßbereich von 0 bis 690 mbar aufgenommen werden.

Ein speziell für Abgasturbolader entwickeltes Meßgerät der Fa. MIKRO-EPSILON ermittelt die Rotordrehzahl. Der Sensor ist eine Meßspule, die in das Verdichtergehäuse integriert ist. Jede Verdichterschaukel, die das magnetische Feld der Meßspule passiert, bewirkt gemäß dem Wirbelstromverlustprinzip eine Impedanzänderung in der Meßspule. Diese Impedanzänderung liefert ein elektrisches Signal, das nachfolgend elektronisch aufgearbeitet wird und schließlich sowohl als TTL-Signal als auch als analoges Signal die Drehfrequenz des Rotors ausgibt.

Das Schwingungsverhalten des Turboladers wird mit einem Beschleunigungsaufnehmer der Fa. SCHENCK überwacht. Mit Hilfe eines Magnetfußes ist der Sensor an der Aufhängung des Lagerblocks angebracht. Wie in Kapitel 5.2 bereits ausführlich diskutiert, erfaßt der Sensor integral alle Schwingungen des Turboladers, also nicht nur die des Rotors, die hauptsächlich von Interesse sind, sondern auch die der Gehäuseteile. Die Ergebnisse der Schwingungsmessungen wurden bereits ausführlich in Kapitel 5.2 diskutiert.

Sowohl die drei Druckaufnehmer als auch die Thermoelemente und das Drehzahlmeßsystem geben elektrische Analogsignale aus, die auf einen elektrischen Meßstellenumschalter (Multiplexer) geleitet werden. Die Digitalisierung der Analogsignale geschieht mit einem Digitalmultimeter (DMM) der Fa. PREMA, mit dem die Meßstellen des Multiplexers einzeln nacheinander verbunden werden. Die gezielte Ansteuerung der einzelnen Kanäle des Multiplexers und des Druckmeßstellenumschalters (Scanivalve) organisiert ein Meßwerterfassungsprogramm (Labview), das von einem Personal-Computer aus über einen IEEE-488-Datenbus die Kommunika-

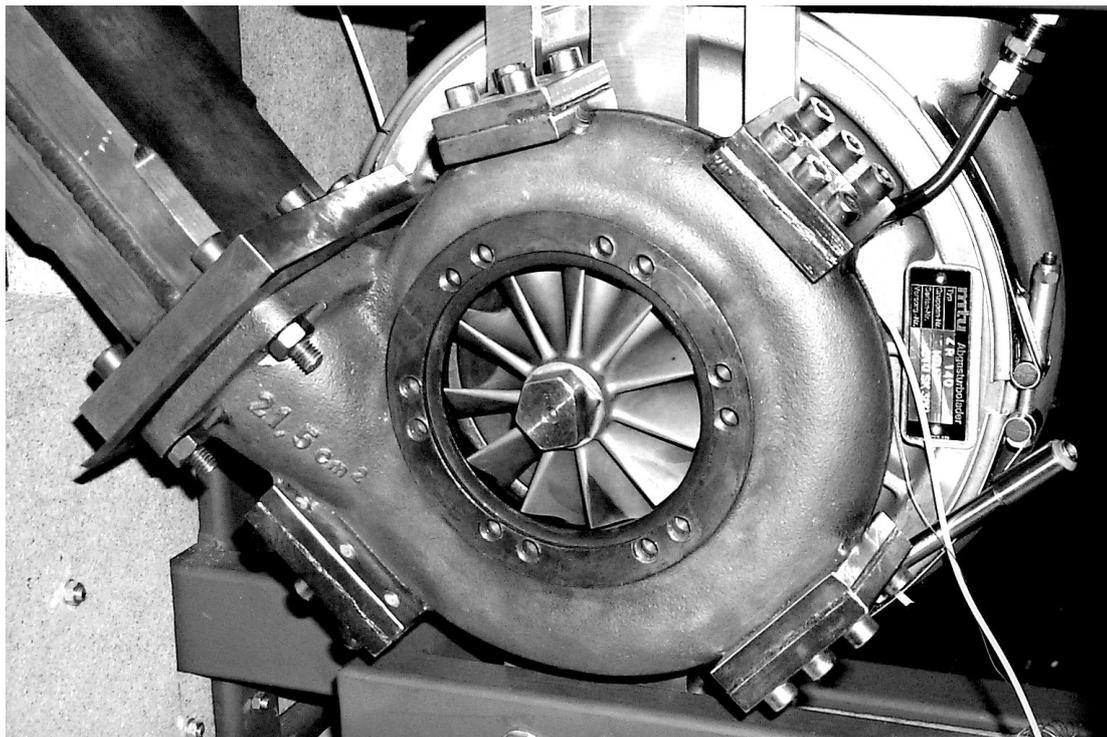


Abb. 6.2: Turbolader, Vorderansicht mit Turbinengehäuse

tion mit den Meßgeräten ermöglicht. Neben der vollautomatischen Meßdatenerfassung bietet dieses Labview-Programm auch die Möglichkeit, auf einer graphischen Oberfläche erste Auswertungen und graphische Darstellungen der Meßdaten vorzunehmen. Das zusätzlich zu dem analogen Signal bereitgestellte digitale Signal des Drehzahlmeßsystems wird gesondert auf einem digitalen und das Meßsignal der Schwingungsmessung auf einem analogen Anzeigegerät ausgegeben.

Das Trägeraggregat des Versuchslagers ist ein Abgasturbolader des Typs ZR 140 der Fa. MTU in Friedrichshafen. Abbildung 6.2 zeigt eine Photographie des in den Prüfstand eingebauten Abgasturboladers mit Sicht auf das Turbinengehäuse und die Radialturbine. Der maximale Massenstromdurchsatz beträgt $\dot{m}_{max} = 1 \text{ kg/s}$ bei einem maximalen Druckverhältnis von $\Pi_{max} = 4$. Ausgelegt ist der Abgasturbolader für Rotordrehzahlen bis zu $n = 75.000 \text{ min}^{-1}$; dies entspricht einem Drehzahlkoeffizienten von etwa $C_n = 1,5 \cdot 10^6$ (vgl. Gl. 2.1).

Abbildung 6.3 zeigt eine Schnittdarstellung des Abgasturboladers ZR 140. Das Versuchslager ist zwischen dem Verdichter- und dem Turbinenrad im Bereich des Rotorschwerpunkts positioniert. Im Vergleich zu der Originalversion des Abgasturboladers, bei der zwei hydrodynamische Radiallager und ein hydrodynamisches Axiallager zwischen den Laufrädern angeordnet sind, verkürzt der neue Lagerblock den Abstand zwischen dem Verdichter- und dem Turbinenrad erheblich (etwa um eine Verdichterradlänge). Über den neuen Lagerblock, der speziell für die Aufnahme des Versuchslagers konstruiert wurde, erfolgt auch die Aufhängung des Turboladers im Prüfstand. Trotz Rotorverkürzung bleibt zwischen dem Versuchslager und der Rückwand des Radialverdichters noch offener Bauraum, um Meßsonden aufzunehmen; eine weitere Verringerung der Rotorbaulänge in Applikationen, bei denen keine Meßtechnik mehr zum Einsatz

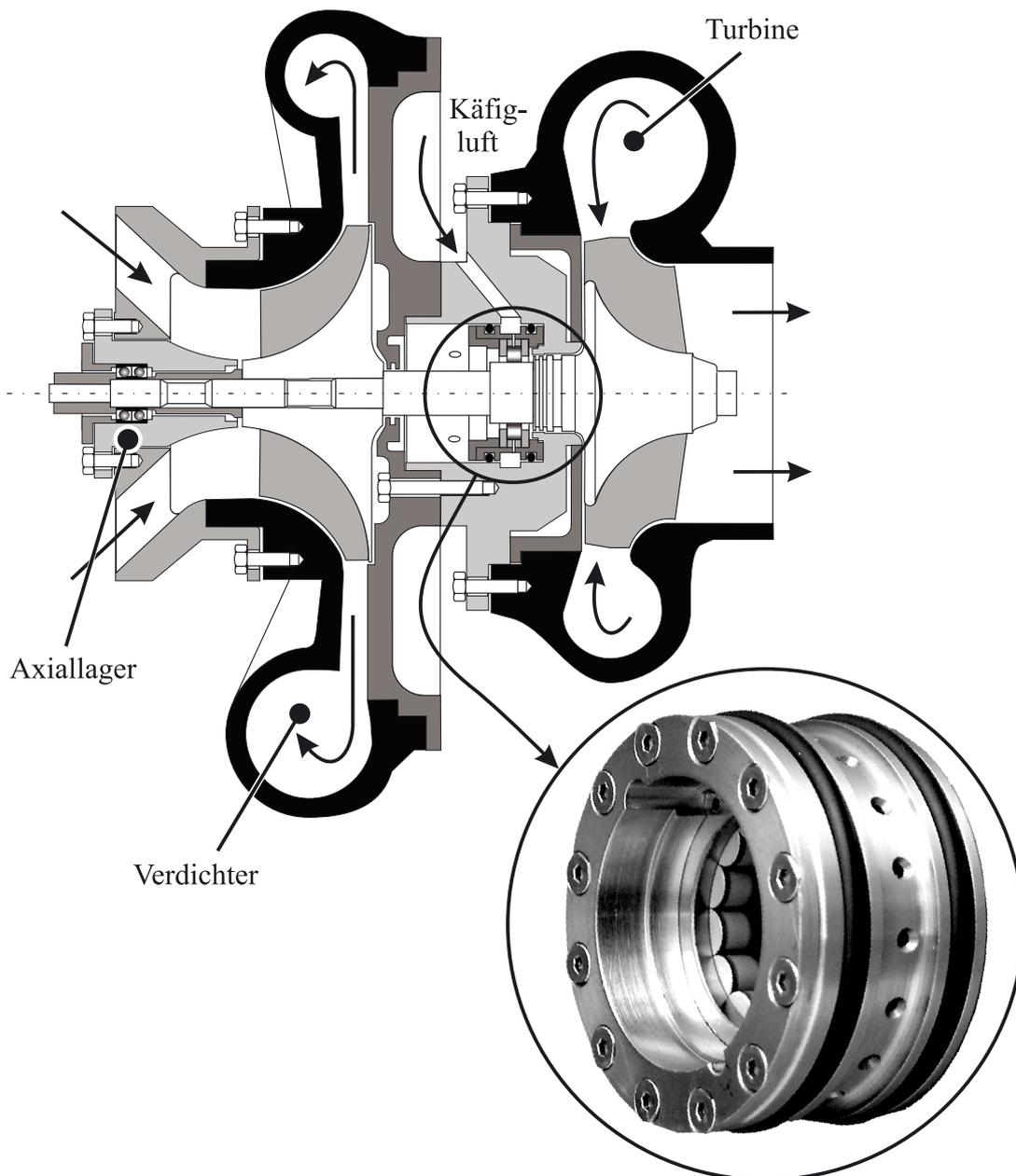


Abb. 6.3: Schnittdarstellung des Turboladers und Einbauposition des Versuchslager

kommt, ist daher möglich. Da das Versuchslager als Zylinderrollenlager der Bauform NU keine Axialkräfte aufnehmen kann und da der Rotor eine zweite radiale Abstützung benötigt, befindet sich auf der Ansaugseite des Radialverdichters eine weitere Lagerstelle, die den gesamten Axial Schub des Rotors sowie einen Teil der Radiallast aufzunehmen hat. Es handelt sich hierbei um zwei kommerziell erhältliche Hybrid-Kugellager der Fa. FAG, die als Lagerpaar in X-Anordnung eingebaut sind.

Über den verdichterseitigen Lagerblock erfolgt bei der Montage des Turboladers die axiale Ausrichtung der Welle sowie die Ausrichtung von Rotorachse und Achse des Versuchslagers. Als Zylinderrollenlager ist das Versuchslager sehr anfällig gegenüber Winkelfehlern der Welle, da

bei einem verkippten Lagerinnenring die Zylinderrollen über ihre Stirnflächen einen verschleißbehafteten Axial Schub auf die seitlichen Borde ausüben bzw. zwischen den Borden sogar verklemmen. Die im Zuge der Montage vorgenommene Wellenausrichtung gilt als abgeschlossen, wenn während der Drehung des Rotors frei bewegliche Wälzkörper, die durch Aneinanderstoßen ein charakteristisches Klappergeräusch verursachen, hörbar sind. So ist sichergestellt, daß der Rollensatz nicht durch eine verkippte Welle verklemmt ist. Da aufgrund der sehr geringen Radial- und Axialluft des Versuchslagers bereits bei sehr kleinen Winkelfehlern der Welle ein Verklemmen der Wälzkörper auftritt, gilt die Welle als winkelfehlerfrei, wenn die Wälzkörper frei beweglich sind. Dennoch kann mit dem vorliegenden Aufbau eine zumindest leichte Verkipfung des Rotors nicht völlig ausgeschlossen werden, so daß zum einen die effektive Radialluft des Versuchslagers gegenüber der nominalen verringert sein kann; zum anderen ist es möglich, daß eine verschleißverursachende Belastung im Kontakt von Borden und Zylinderstirnflächen auftritt.

6.1.2 Zylinderrollenlager mit aerostatischem Käfig

Das eigentliche Versuchslager, das aus einem mit schrägen Bohrungen versehenen Lageraußenring und zwei Bordescheiben besteht, ist in einer Hülse zu einer kompakten Lagereinheit zerlegbar zusammengefügt. Die Hülse selbst ist über zwei großvolumige, vorgespannte O-Ringe ($\varnothing=3,5$ mm) im Lagerblock abgestützt (siehe Abbildung 6.3). Die Schwingungsdämpfung der Lagereinheit mit Hilfe von O-Ringen erwies sich als notwendig, nachdem bei ersten Testläufen mit dem ungedämpften Versuchslager so starke Rotorschwingungen auftraten, daß ein Betrieb des Turboladers jenseits einer Drehzahl von $n = 18.000 \text{ min}^{-1}$ nicht möglich war. Zwischen den O-Ringen befindet sich der Ringkanal, von dem aus durch radiale Bohrungen in der Hülse die Luftzufuhr des aerostatischen Käfigs in die schrägen Bohrungen des Lageraußenrings erfolgt. Um die Einströmverluste zu minimieren sind sämtliche Bohrungen mit Einlauffasen versehen. Der Ringkanal der Hülse wird durch einen tangential eingeleiteten Zuführkanal im Lagerblock mit externer Druckluft gespeist.

Die Auslegung des Versuchslagers, insbesondere die Auswahl der mittleren Zylindermantelspaltweite und die Bestimmung der Anzahl der Außenringbohrungen, erfolgte im Vorfeld der vorliegenden Arbeit nach den Kriterien, die Giese (1985) und Seiler (1990) in ihren Arbeiten aufgestellt haben; d.h. die Erkenntnisse aus Kapitel 4 der vorliegenden Arbeit sind nicht in die Auslegung eingeflossen. Vor allem der negative Einfluß hoher Rotordrehzahlen auf das Durchflußverhalten der Außenringbohrungen und, wie in Kapitel 4.4.6.3 ausführlich erläutert, die daraus resultierende angepaßte Auslegungsstrategie hin zu größeren mittleren Zylindermantelspaltweiten \bar{s}_3 und höheren Eintrittsdrücken p_0 blieb unberücksichtigt.

In Tabelle 6.1 sind die geometrischen Daten des Versuchslagers aufgeführt. Die Abmessungen der Laufbahnen, der Borde und der Wälzkörper korrespondieren mit den geometrischen Daten, die auch den numerischen und analytischen Untersuchungen in Kapitel 4 zugrunde lagen. Insgesamt standen 15 Wälzkörpersätze mit Rollendurchmessern zwischen 6,990 mm und 7,005 mm zur Verfügung. Gemäß Gl. 3.1 ließen sich somit nominale mittlere Zylindermantelspaltweiten \bar{s}_3 zwischen $45 \mu\text{m}$ und $64 \mu\text{m}$ realisieren.

Durchmesser der Außenlaufbahn:	38,689 ± 0,005 mm
Durchmesser der Innenlaufbahn:	24,664 ± 0,002 mm bis 24,694 ± 0,002 mm
Radiale Lagerluft:	15 ± 2 µm
Axiale Lagerluft:	15 ± 3 µm
Durchmesser der Wälzkörper (15 Rollensätze):	6,990 ± 0,001 mm bis 7,005 ± 0,001 mm
Länge der Wälzkörper:	5,980 ± 0,002 mm
Mittlere Zylindermantelspaltweite:	45 bis 64 µm
Anzahl der Wälzkörper:	14
Anzahl der Außenringbohrungen:	17
Durchmesser der Außenringbohrungen:	0,76 mm
Neigung der Außenringbohrungen:	16 °

Tab. 6.1: Geometrische Daten des Versuchslagers

Im Gegensatz zu den numerischen und analytischen Studien sind im realen Lager jedoch Verlustspalte vorhanden, die dafür verantwortlich sind, daß die effektive Strömungsquerschnittsfläche des Zylindermantelspaltes größer ist als die nominale. Zu diesen Verlustspalten zählen der Axialspalt (= axiale Lagerluft) zwischen den Rollenstirnseiten und den Borden sowie zusätzliche Strömungsquerschnitte im Zylindermantelspalt, die durch Fasen entstehen, mit denen die Zylinderrollen versehen sind, um Randspannungen zu reduzieren. Bei einer nominalen mittleren Zylindermantelspaltweite von beispielsweise $\bar{s}_3 = 64 \mu\text{m}$ erhöht sich die effektive Strömungsquerschnittsfläche des Zylindermantelspaltes aufgrund dieser Verlustspalte um 45%. Es ist allerdings schwer einzuschätzen, inwieweit die Verlustspalte das Durchflußverhalten der durchströmten Zylindermantelspaltfläche quantitativ verändern. Der Axialspalt zumindest setzt wegen seiner sehr geringen Spalthöhe von weniger als $15 \mu\text{m}$ der Strömung einen erheblich größeren Strömungswiderstand entgegen als der Zylindermantelspalt, der zum einen wegen seines konvergent-divergenten Verlaufs im Gegensatz zum Axialspalt nur eine engste Stelle - nämlich die engste Spaltweite - hat und zum anderen mit einer mittleren Zylindermantelspaltweite von mehr als $45 \mu\text{m}$ wesentlich größer ist als der Axialspalt.

Mit seinen in Tabelle 6.1 aufgeführten geometrischen Abmaßen ist das Versuchslager bezüglich des verwendeten Turboladerrotors, der lediglich als Trägeraggregat für die experimentellen Untersuchungen dient und nicht als konkrete Anwendung gedacht ist, überdimensioniert. Bezugnehmend auf den Drehzahlkoeffizienten der Originallagerung des Turboladerrotors ($C_n = n \cdot d_m = 1,5 \cdot 10^6$, s.o.) ergibt sich für das Versuchslager, das einen mittleren Lagerdurchmesser von etwa $d_m = 32 \text{ mm}$ hat, eine maximale Drehzahl von $n = 47.000 \text{ min}^{-1}$. Läßt sich das Versuchslager mit dieser Drehzahl betreiben, so kann es für vergleichbare Hochgeschwindigkeitsanwendungen als geeignet angesehen werden.

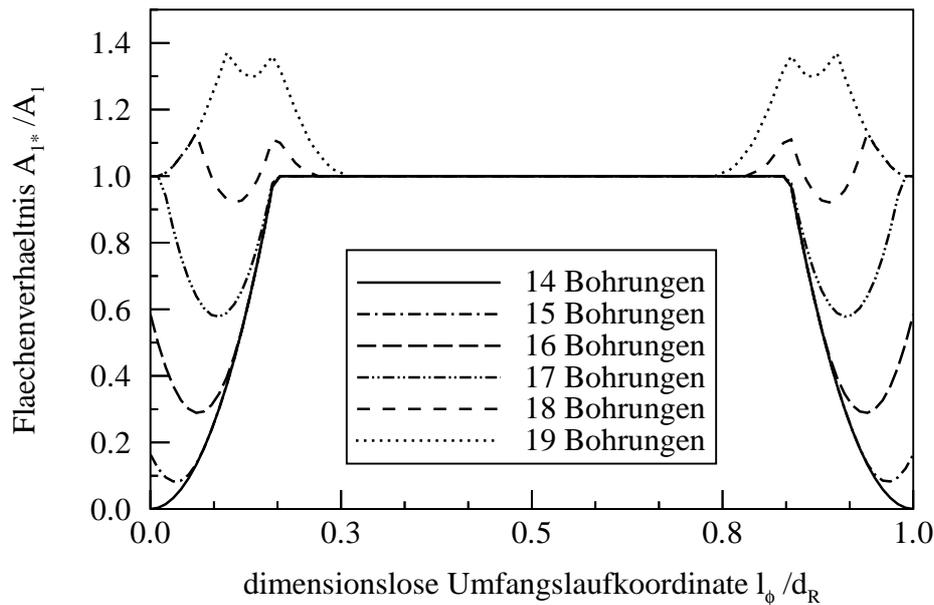


Abb. 6.4: Effektive Einströmfläche A_{1*} und Anzahl der Außenringbohrungen

Den Überlegungen von Giese (1985) und Seiler (1990) folgend (siehe Abbildung 3.8 in Kapitel 3.2.2) übersteigt die Anzahl der Außenringbohrungen (17) die Anzahl der Wälzkörper (14) um 3. Allerdings zeigt Abbildung 6.4, daß mit einer Bohrungsanzahl von 18 die Änderung der effektiven Einströmfläche A_{1*} noch geringer ausfällt als mit den gewählten 17 Bohrungen. Für künftige Forschungsarbeiten an diesem Versuchslager ist daher die Fertigung eines neuen Lageraußenrings mit 18 Bohrungen zu empfehlen. Dennoch ist das bestehende Versuchslager trotz seiner vermeintlich zu geringen Anzahl von 17 Außenringbohrungen für die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit uneingeschränkt geeignet, da weder Seiler (1990) noch Maack (1994) bei ihren experimentellen Studien feststellen konnten, daß die durch den Überrollvorgang hervorgerufenen Druckschwankungen - zumindest solange sie nicht zu extrem ausfallen - irgendwelche negativen Auswirkungen, wie unkontrollierte Rollenbewegungen oder Versagen des aerostatischen Käfigs, verursachen. Hierfür könnte es folgende Erklärung geben. Wenn sich die Druckkammer Y im Höhepunkt eines Überrollvorgangs befindet, so sind die direkt umliegenden Kammern ihrerseits ebenfalls durch eine Überrollung und somit durch einen Druckabfall beeinflusst; in der vorangehenden Druckkammer X ist der Überrollvorgang noch in seinem Endstadium, während in der nachfolgenden Druckkammer Z die Überrollphase bereits begonnen hat. Der Druckabfall durch den Überrollvorgang findet demnach nie nur in einer einzelnen Druckkammer statt, sondern erfolgt stets gleichzeitig bzw. minimal zeitversetzt in mehreren benachbarten Druckkammer.

Der Lageraußenring und das turbinenseitige Bord sind aus Hartmetall (Materialbezeichnung CD650 bei Fa. HOTTINGER) gefertigt; die Vickers-Härte beträgt 1440 HV. Hartmetall hat wie Keramik u.a. die positive Eigenschaft, daß unabhängig vom Werkstoff des tribologischen Partners selbst unter ungünstigen Schmierungsverhältnissen im Kontakt so gut wie kein Adhäsionsverschleiß auftritt. Im Vergleich zu Keramik sind jedoch die Zähigkeitseigenschaften etwas

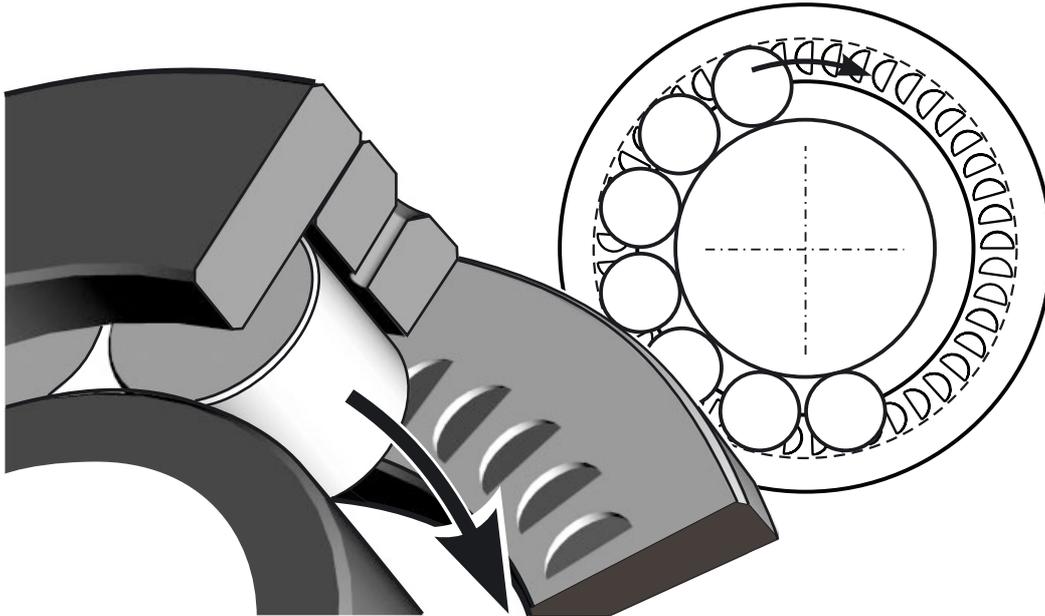


Abb. 6.5: Profilierte Bordeoberfläche

besser - ein Umstand, der gerade für den durch Zugspannungen belasteten Außenring von Bedeutung ist. Um Reibungsverluste in den tribologischen Kontakten möglichst gering zu halten, besitzen sämtliche Flächen mit Wälzkontakten (Laufbahn des Außenrings) oder Gleitkontakten (Innenflächen der Borde) eine sehr geringe Oberflächenrauigkeit von $R_z = 0,4$. Das verdichterseitige Bord ist nicht aus Hartmetall sondern aus dem Wälzlagerstahl 100Cr6 hergestellt. Dies erwies sich für den Versuchsbetrieb als unumgänglich, da über dieses Bord die Aufnahme von Druck- und Temperaturmeßsonden erfolgt. Die anfänglich eingesetzten Hartmetallbordes sind bei der Demontage des Lagers aufgrund ihrer Sprödigkeit und wegen der Materialschwächung durch die Sondenzugänge regelmäßig gebrochen. Durch den gleichzeitigen Einsatz eines Hartmetallbordes und eines Bordes aus Wälzlagerstahl ist es jedoch möglich, den Einfluß verschiedener Bordematerialien auf das Verschleißverhalten im Reibkontakt zwischen den Bordeflächen und den Stirnseiten der Zylinderrollen zu untersuchen. Unter ungünstigen Schmierungsverhältnissen ist gerade dieser Rollen-Borde-Kontakt besonders kritisch.

In einer eigenen Testreihe kommen daher spezielle Borde zum Einsatz, die eine aerodynamisch günstige Oberflächenstruktur besitzen. Diese profilierten Borde, die wie das instrumentierte Bord der übrigen Untersuchungen aus dem konventionellen Wälzlagerstahl 100Cr6 gefertigt sind, haben auf den Gleitflächen gemäß der Darstellung in Abbildung 6.5 halbkreisförmige, geneigte Vertiefungen. Dadurch soll zum einen die Größe der Gleitflächen reduziert und zum anderen ein aerodynamischer Effekt durch die schiefen Ebenen der Vertiefungen erzeugt werden.

Die Zylinderrollen schließlich wurden von der Fa. CFI aus gasdruckgesintertem Siliziumnitrid gefertigt. Um Randspannungen an den Zylinderkanten zu reduzieren, wurden sie mit Fasen der Kantenlänge 0,15 mm versehen.

Das Schaltschema der Luftversorgung für den aerostatischen Käfig sowie die Meßwerterfassung

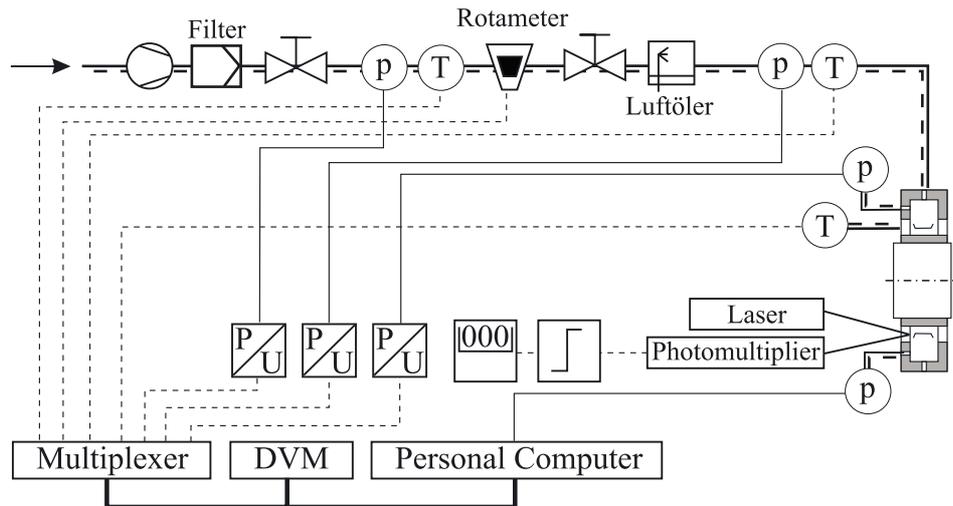
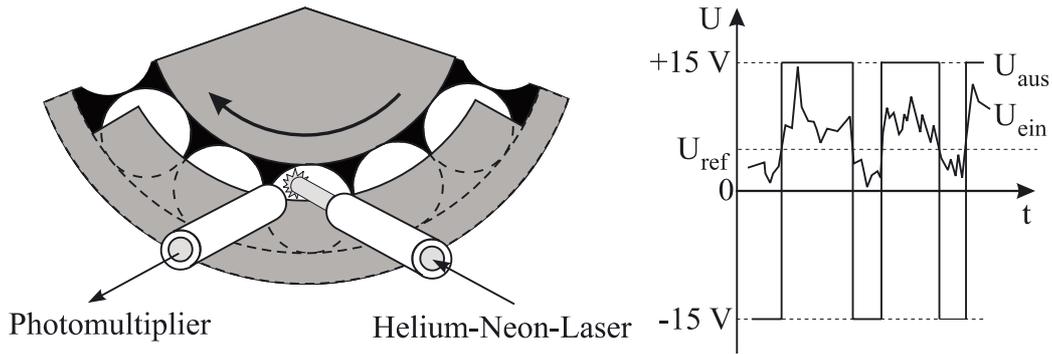


Abb. 6.6: Luftversorgung des aerostatischen Käfigs und Meßwerterfassung

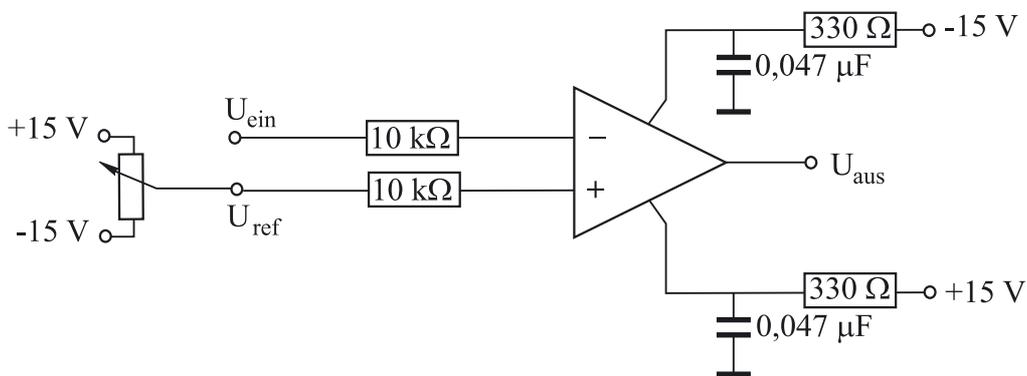
des Versuchslagers ist in Abbildung 6.6 dargestellt. Die Luft für den aerostatischen Käfig wird dem Hausdruckluftnetz entnommen, gefiltert und auf den Eichdruck des nachfolgenden Rotameters (3 bar) zur Bestimmung des Luftmassenstroms gedrosselt. Danach erfolgt die Druckminderung auf den Eintrittsdruck p_0 . Über eine Düse besteht die Möglichkeit, genau dosierte Mengen an Schmieröl (Mobiljet-Öl II) intermittierend in die Zuführluft einzudüsen. Obwohl die Luft nach Entnahme aus dem Hausdruckluftnetz gefiltert wird, kann nicht völlig ausgeschlossen werden, daß bei Eintritt in das Versuchslager noch minimalste Ölrückstände aus dem Hausdruckluftnetz vorhanden sind. Dies ist bei der Beurteilung der Trockenlaufversuche zu berücksichtigen.

Alle in Abbildung 6.6 aufgeführten Druckmeßstellen sind Wanddruckanbohrungen, mit denen der statische Druck erfaßt wird. Aufgrund mangelnder Zugänglichkeit des Versuchslagers ist die Druckmeßstelle für den Eintrittsdruck p_0 nicht direkt im lagerumgebenden Ringkanal, sondern etwa 20 cm stromauf in der Zuführleitung lokalisiert. Da die Zuführleitung jedoch einen verhältnismäßig großen Durchmesser besitzt, sind die Strömungsgeschwindigkeiten dort so gering, daß sowohl die Unterschiede zwischen den statischen und den totalen Drücken als auch die auftretenden Strömungsverluste vernachlässigbar klein sind. Daher kann der als statischer Druck in der Zuführleitung gemessene Eintrittsdruck p_0 als Ruhedruck am Lagereintritt verwendet werden. Die Wanddruckanbohrung im verdichterseitigen Bord zur Messung des Druckes in der Druckkammer ist am äußersten Radius angebracht, um möglichst wenig von der Überrollung durch die Wälzkörper beeinflusst zu werden. Der gemessene Kammerdruck p_2 ergibt sich als ein über mehrere Rotorumdrehungen gemittelter Druck.

Ebenfalls im verdichterseitigen Bord ist ein piezoresistiver Druckaufnehmer der Fa. KULITE (Meßbereich von 0 bis 1,9 bar absolut) integriert, der mit einer Abtastrate von bis zu 100 kHz detaillierte Kammerdruckverläufe von allen Käfigzellen, die während einer Umlaufperiode des Rollensatzes nacheinander seine Meßstelle passieren, erfassen kann. Die piezoresistive Drucksonde ist nicht bündig an der Bordeinnenwand angebracht, sondern über eine Wandanbohrung und eine kurze, etwa 5 mm lange Zuführleitung mit der Meßstelle verbunden. Um eine Be-



a) Meßaufbau Schlupfmessung



b) Schaltplan Komparator

Abb. 6.7: Meßtechnische Erfassung des Wälzkörperschlupfes

Einflussung der Druckmessung durch Resonanzerscheinungen (Helmholtz-Resonanzen) in der Zuführleitung zur piezoresistiven Sonde auszuschließen, wurden im Vorfeld der Sondenpositionierung die Helmholtz-Frequenzen der Zuführleitung berechnet. Unter der Annahme, daß als mögliche Anregungsfrequenzen die Rotordrehzahl sowie die Überrollungsfrequenz der Druckmeßstellenbohrung in Frage kommen, liegen sämtliche Resonanzfrequenzen oberhalb des interessierenden Meßbereiches und sind daher unkritisch. Mit Ausnahme der piezoresistiven Drucksonde ist jede in Abbildung 6.6 aufgeführte Druckmeßstelle über Druckmeßschläuche mit einem eigenen Druckaufnehmer der Fa. DMT (Meßbereich von 0 bis 3,5 bar) verbunden. Das Meßsignal der piezoresistiven Drucksonde wird direkt über eine eigenen A/D-Wandlertarte dem Meßwerterfassungsprogramm auf dem PC zugeführt.

Die Messung der Temperaturen erfolgt mit NiCr/Ni-Thermoelementen. Am Lageraustritt, dort wo die Luft des aerostatischen Käfigs axial aus dem Lager abströmt, ist eine Totaltemperatursonde positioniert. Die von dieser Sonde gemessene Temperatur dient zur Überwachung und zur Beurteilung des Reibungs- und Verschleißverhaltens innerhalb des Lagers. So äußert sich ein plötzliches Auftreten von starkem Verschleiß, was auf einen Zusammenbruch des aerostatischen Käfigs hindeutet, in einem sofortigen extremen Anstieg dieser Temperatur.

Mit Hilfe eines optischen Meßaufbaus läßt sich der Wälzkörperschlupf S , der ein wichtiger In-

dikator für das Auftreten von Verschleiß im Kontakt von Welle und Wälzkörpern ist, ermitteln. Über ein Glasfaserkabel wird der Strahl eines He-Ne-Lasers unterhalb des verdichterseitigen Bordes auf den Wälzkörpersatz gerichtet (siehe Abbildung 6.7 a, links). Während der Laserstrahl in den Rollenzwischenräumen dissipiert, wird er an den Rollenstirnflächen reflektiert. Der reflektierte Strahl wird von einem Bildleiter detektiert und an einen Photomultiplier weitergeleitet. Dessen ausgegebenes Spannungssignal U_{ein} wird nachfolgend in einer elektronischen Schaltung, die einen Komparator beinhaltet (siehe Abbildung 6.7 b) in ein TTL-Signal U_{aus} verarbeitet (siehe Abbildung 6.7 a, rechts) und als gemessene Drehzahl des Wälzkörpersatzes $n_{RS,exp}$ auf einer digitalen Anzeige ausgegeben. Mit der Bestimmungsgleichung für die schlupffreie Wälzkörperdrehzahl n_{RS} (Gl. 3.3) berechnet sich der Wälzkörperschlupf S wie folgt:

$$S = \frac{n_{RS} - n_{RS,exp}}{n_{RS}} \quad (6.1)$$

Die weitere Verarbeitung der analogen Spannungssignale der Thermolemente und der Druckaufnehmer erfolgt wie bei der Beschreibung des Turboladerprüfstandes bereits geschildert über den Multiplexer, das Digitalmultimeter und das Labview-Programm auf dem PC.

6.2 Ergebnisse und Diskussion der experimentellen Untersuchungen

Die im folgenden vorgestellten Versuchsergebnisse verdeutlichen, welches Potential der neue Lagertyp mit aerostatischem Käfig für Hochgeschwindigkeits- und Hochtemperaturanwendungen besitzt. Das tatsächliche Leistungsvermögen des Lagers läßt sich jedoch nur durch viele Betriebsstunden umfassende Dauertests, deren Durchführung im Rahmen dieser Arbeit aus Zeit- und Kostengründen nicht vorgenommen werden kann, beurteilen. Dennoch liegen sämtlichen aufgeführten Datenpunkten selbstverständlich stationäre Betriebszustände zugrunde.

6.2.1 Ölmangelschmierung und Trockenlauf

Abbildung 6.8 und Abbildung 6.9 zeigen die Ergebnisse von Untersuchungen, bei denen stufenweise die dem Lager zugeführte Schmierstoffmenge V_{Oel} reduziert wurde. Jeweils im oberen Diagramm beträgt die Schmierstoffmenge $V_{Oel} = 100 \text{ mm}^3/h$. Diese Ölmenge wird von verschiedenen Lagerherstellern (INA, SKF, FAG) für Anwendungen empfohlen, bei denen eine Minimalmengenschmierung an einem konventionellen Kugellager, das eine vergleichbare Größe wie das Versuchslager besitzt, vorgenommen werden soll. Im jeweils mittleren Diagramm ist die zugeführte Schmierölmenge im Vergleich zur Minimalmengenschmierung um 80% auf $V_{Oel} = 20 \text{ mm}^3/h$ verringert. Die unteren Diagramme in den beiden Abbildungen zeigen die Ergebnisse aus Trockenlaufversuchen. Wie bei der Beschreibung des Versuchsaufbaus bereits erläutert wurde, kann bei den Trockenlaufversuchen jedoch nicht völlig ausgeschlossen werden, daß trotz Luftfilterung minimalste Schmierölmengen aus dem Labordruckluftnetz über die zugeführte Käfigluft in das Versuchslager gelangen. Die Frage, ob das Versuchslager tatsächlich im Trockenlauf betrieben werden kann, läßt sich in der vorliegenden Studie daher nicht mit absoluter Sicherheit beantworten.

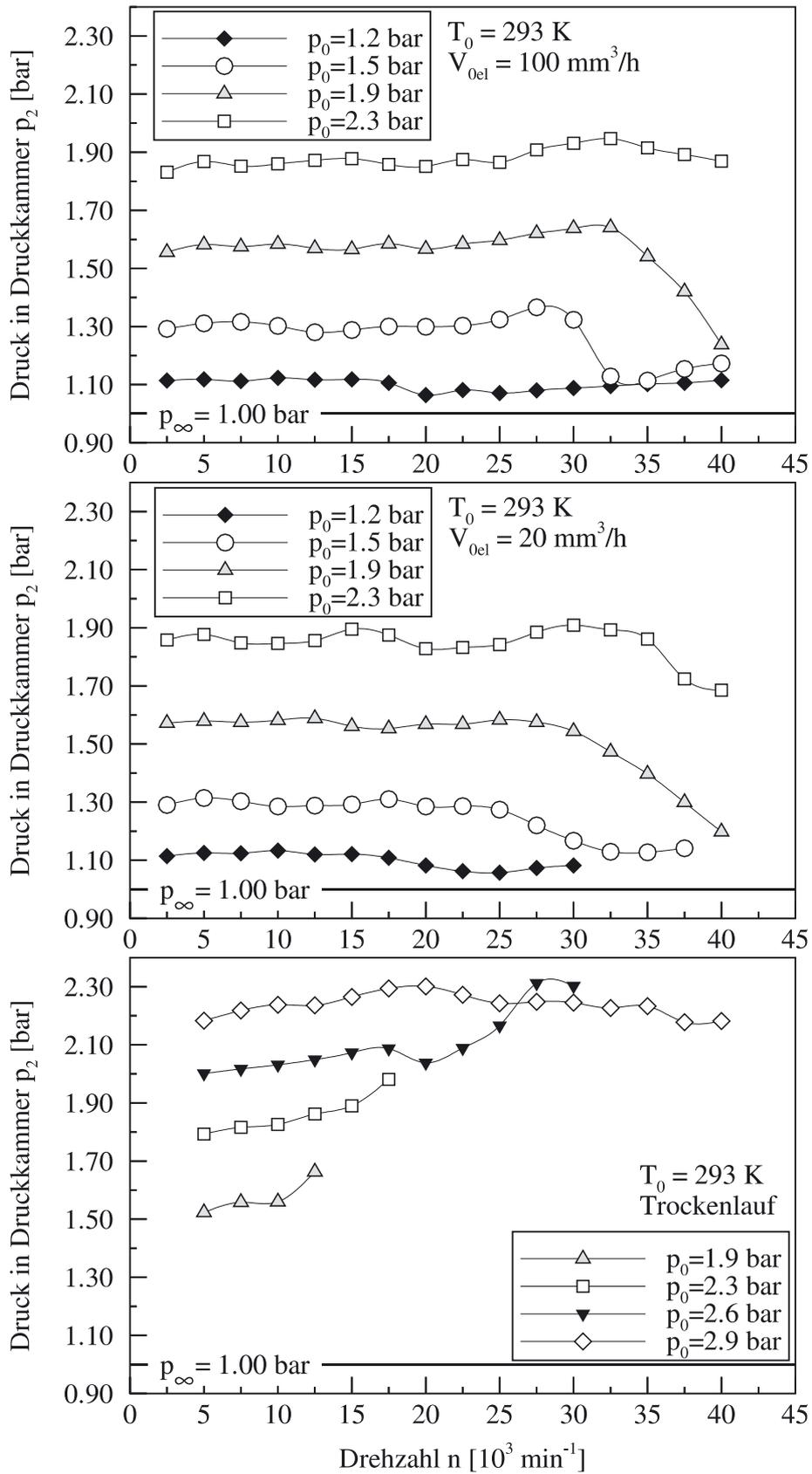


Abb. 6.8: Kammerdruck p_2 über Rotordrehzahl n , Variation der Schmierstoffmenge

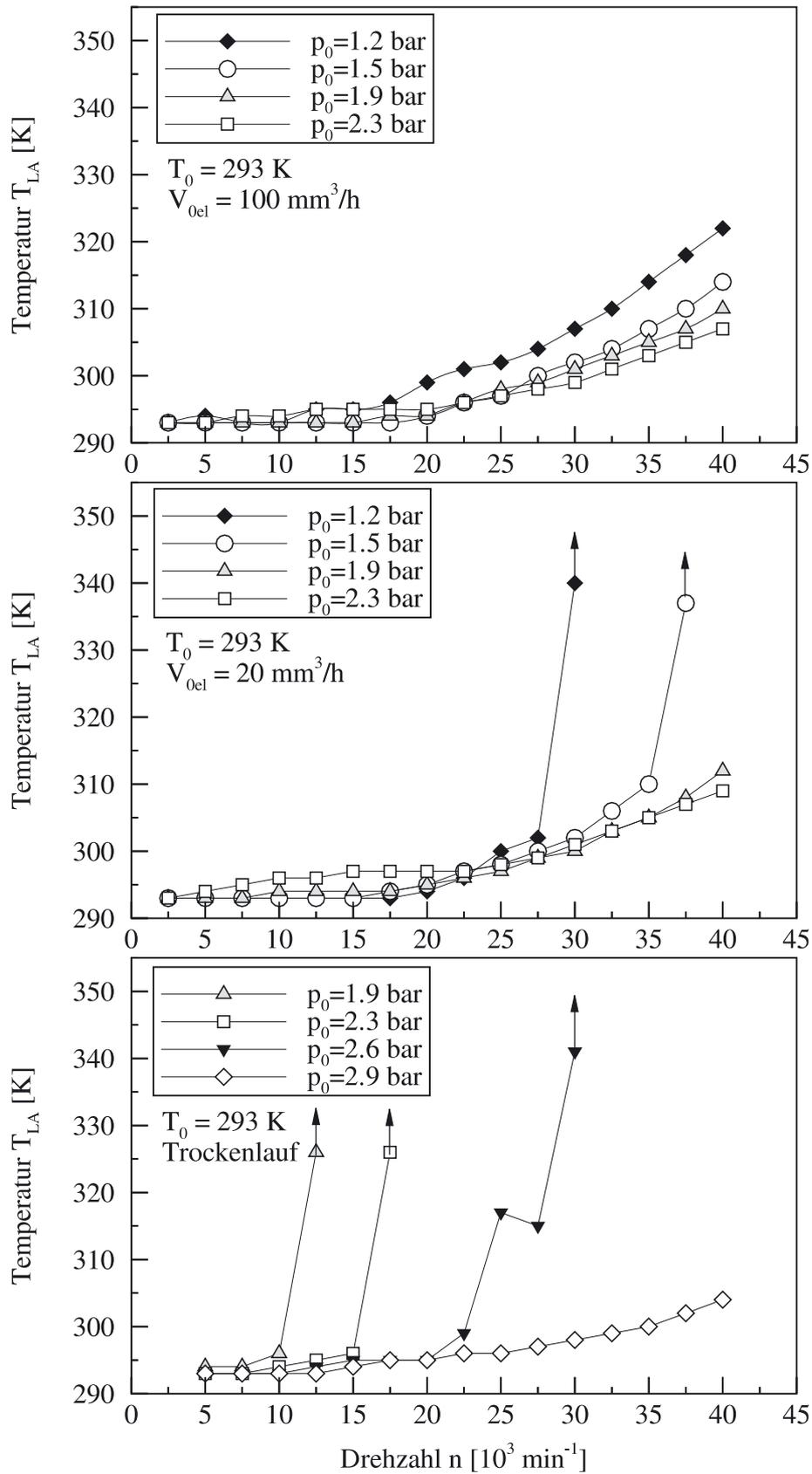


Abb. 6.9: Temperatur am Lageraustritt T_{LA} über Rotordrehzahl n , Variation der Schmierstoffmenge

Während einer einzelnen Versuchskampagne, die den Betrieb des Versuchslagers bei unterschiedlichen Rotordrehzahlen n , verschiedenen Eintrittsdrücken p_0 und konstanter Schmiermittelversorgung V_{Oel} umfaßte, wurde die Drehzahl schrittweise um jeweils $n = 2.500 \text{ min}^{-1}$ erhöht. Sobald stationäre Betriebsbedingungen - insbesondere eine konstante Temperatur der Käfigluft am Lageraustritt T_{LA} - vorlagen, fand nach jeder Drehzahlerhöhung die Aufnahme der Meßdaten statt. Die Ölzufuhr erfolgte genau dosiert und intermittierend in Einheiten von 10 mm^3 . Ein Schnellabbruch des Versuchs wurde vorgenommen, wenn die Temperatur am Lageraustritt T_{LA} durch ein plötzliches und heftiges Ansteigen auf ein erhöhtes Reibungs- und Verschleißaufkommen hinwies.

Die maximal erreichte Drehzahl bei dieser Versuchsreihe lag mit $n = 40.000 \text{ min}^{-1}$ knapp 15% unterhalb der prinzipiell angestrebten Drehzahlgrenze von $n = 47.000 \text{ min}^{-1}$. Für die geringere Drehzahl verantwortlich zeigte sich jedoch nicht das Betriebsverhalten des Versuchslagers, dessen Betriebsgrenze noch nicht generell bei dieser Drehzahl erreicht wurde, sondern die Luftversorgung der Radialturbine des Abgasturboladers. Der Antrieb der ansonsten mit Heißgas betriebenen Radialturbine erfolgte nämlich mit Kaltluft, um bei dieser Studie jegliche Temperatureinflüsse durch lagerfremde Wärmeströme zu vermeiden. Letzteres erwies sich als notwendig, da die Temperatur der Käfigluft am Lageraustritt einer der wichtigsten Parameter zur Charakterisierung der Reibungs- und Verschleißverhältnisse innerhalb des Lagers ist. Durch diese Vorgehensweise erreichte jedoch die HDT-Anlage ihre Leistungsgrenze, da die Turbine im Kaltbetrieb bereits bei der Drehzahl von $n = 40.000 \text{ min}^{-1}$ einen Massendurchsatz von über 1 kg/s ausweist.

In Abbildung 6.8 ist der Kammerdruck p_2 über der Rotordrehzahl n für verschiedene Eintrittsdrücke p_0 aufgetragen. Je nachdem, ob das Versuchslager überhaupt mit Schmierstoff versorgt wird (oberes und mittleres Diagramm) oder völlig im Trockenlauf betrieben wird (unteres Diagramm), verlaufen die Kurven des Kammerdruckes p_2 grundsätzlich unterschiedlich. Daher werden die beiden oberen Diagramme, die sehr ähnliche Ergebnisse liefern, im folgenden getrennt von dem unteren Diagramm diskutiert.

Im oberen und mittleren Diagramm, bei denen dem Versuchslager eine Schmierstoffmenge in Höhe von $V_{Oel} = 100 \text{ mm}^3/h$ (Minimalmengenschmierung) bzw. $V_{Oel} = 20 \text{ mm}^3/h$ (Mangel-schmierung) zugegeben wurde, zeigen die Kurven des Kammerdruckes p_2 bei kleinen und mittleren Rotordrehzahlen n einen konstanten, von der Drehzahl unabhängigen Verlauf. Dieses Verhalten bestätigt die Ergebnisse der numerischen Strömungssimulationen (siehe Kapitel 4.4.6.1), die bei der Untersuchung der Regelcharakteristik einer einzelnen Käfigzelle vorhersagen, daß die Rotordrehzahl keinen Einfluß nimmt. Jedoch bei höheren Rotordrehzahlen n ist im Experiment ein plötzlich einsetzender Abfall des Kammerdruckes p_2 zu beobachten. Mit dem Absinken des Kammerdruckes p_2 wurde gleichzeitig auch eine Erhöhung des Eintrittsdruckes p_0 , der während dieser Versuchsläufe zwar überwacht, aber nicht nachgeregelt wurde, gemessen; d.h. in den Kurvenabschnitten mit abfallendem Kammerdruck p_2 blieb der Eintrittsdruck p_0 im Gegensatz zu den horizontalen Kurvenabschnitten nicht konstant, sondern stieg leicht an. Im oberen Diagramm ist zudem festzustellen, daß die Kurven des Kammerdruckes p_2 , kurz bevor sie endgültig abzufallen beginnen, noch geringfügig ansteigen. Auch hier war eine leichte Erhöhung des jeweiligen Eintrittsdruckes p_0 zu messen.

Der Anstieg des Eintrittsdruckes p_0 deutet darauf hin, daß die dem Versuchslager zugeführte Käfigluft im Ringkanal aufgestaut wird, weil sich das Durchsatzverhalten der Außenringbohrungen verschlechtert. Da die Druckkammern deswegen nicht mehr ausreichend Luftnachschub durch die Außenringbohrungen erhalten, setzt nahezu gleichzeitig mit dem Anstieg des Eintrittsdruckes p_0 ein Abfall des Kammerdruckes p_2 ein - der aerostatische Käfig wird abgeschwächt bzw. beginnt allmählich zu kollabieren. Für die kritische Rotordrehzahl n^* , ab der die Verschlechterung des Durchsatzverhaltens der Außenringbohrungen einsetzt, läßt sich folgender Zusammenhang feststellen: je geringer der Eintrittsdruck p_0 ist, desto kleiner ist die kritische Rotordrehzahl n^* . Die ausführliche Erklärung, warum die Rotordrehzahl n das Durchflußverhalten der Außenringbohrungen und somit die Funktionsfähigkeit des aerostatischen Käfigs negativ beeinflusst, wird im folgenden Kapitel 6.2.2 gegeben.

Die Größe der zugeführten Schmierölmenge spielt keine Rolle, da in beiden Diagrammen die kritischen Drehzahlen n^* nahezu übereinstimmen: bei $p_0 = 1,2 \text{ bar}$ ist $n^* \approx 17.500 \text{ min}^{-1}$, bei $p_0 = 1,5 \text{ bar}$ ist $n^* \approx 27.500 \text{ min}^{-1}$, bei $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ ist $n^* \approx 32.500 \text{ min}^{-1}$ und bei $p_0 = 2,3 \text{ bar}$ ist $n^* \approx 37.500 \text{ min}^{-1}$. Weil der Zusammenbruch des aerostatischen Käfigs zwar bei einer bestimmten kritischen Drehzahl n^* beginnt, sich dann aber über einen größeren Drehzahlbereich erstreckt, bis sich schließlich ein verbleibender Kammerdruck von $p_2 \approx 1,1 \text{ bar}$ einstellt, fällt das Versuchslager nicht schon bei der kritischen Drehzahl n^* aus. Wie weit über die kritische Drehzahl n^* hinaus das Lager auch mit geschwächtem aerostatischem Käfig betrieben werden kann, hängt von der Höhe des Eintrittsdruckes p_0 und von den tribologischen Verhältnissen bzw. von der zugeführten Schmierölmenge ab. Je höher der Eintrittsdruck p_0 ist, desto höher ist das Druckniveau des Kammerdruckes p_2 . Daher ist auch der Drehzahlbereich, über den der Abfall des Kammerdruckes p_2 erfolgt, größer. Kleine und nicht mehr ausreichende Kammerdrücke p_2 werden somit erst bei höheren Rotordrehzahlen n erreicht.

Je besser die Schmierungsverhältnisse im Lager sind, desto geringer sind die Reibungsverluste. Dies wiederum bedeutet, daß der aerostatische Käfig zur Erfüllung seiner Aufgabe einen geringeren Kammerdruck p_2 benötigt. Ein gewisser Abfall des Kammerdruckes p_2 kann daher toleriert werden, ohne daß der aerostatische Käfig tatsächlich versagt. Aus dem oberen Diagramm ist ersichtlich, daß wegen der größeren zugeführten Schmierölmenge selbst bei einem sehr kleinen Eintrittsdruck von $p_0 = 1,2 \text{ bar}$ eine Rotordrehzahl von $n = 40.000 \text{ min}^{-1}$ möglich ist, obwohl die kritische Drehzahl mit $n^* = 20.000 \text{ min}^{-1}$ weit darunter liegt. Das mittlere Diagramm zeigt dagegen, daß bei der stark reduzierten Schmierung ein Eintrittsdruck von mindestens $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ zur Verfügung gestellt werden muß, damit das Lager bei der Drehzahl von $n = 40.000 \text{ min}^{-1}$ betrieben werden kann.

Im unteren Diagramm von Abbildung 6.8, dem die Ergebnisse des Trockenlaufs zugrunde liegen, sind im Vergleich zu den Fällen mit Schmierstoffversorgung erheblich höhere Eintrittsdrücke p_0 notwendig, um die Funktionsfähigkeit des aerostatischen Käfigs zu gewährleisten. So ist bei Trockenlauf ein Eintrittsdruck von mindestens $p_0 = 2,9 \text{ bar}$ erforderlich, während bei Minimalmengenschmierung bereits ein Eintrittsdruck von weniger als $p_0 = 2,3 \text{ bar}$ ausreichend ist. Bei Trockenlauf ist abgesehen von der Kurve des größten Eintrittsdruckes $p_0 = 2,9 \text{ bar}$ nach anfänglich horizontalem Verlauf der Druckkurven ein starker Anstieg der Kammerdrücke p_2 zu beobachten, bevor das Lager jeweils ausfällt. Wie bei den Versuchen mit Schmierung

wurde auch hier mit der Änderung des Kammerdruckes p_2 eine Erhöhung des Eintrittsdruckes p_0 gemessen; d.h. in den Kurvenabschnitten mit ansteigendem Kammerdruck p_2 blieb der Eintrittsdruck p_0 nicht konstant, sondern stieg an. Jedoch im Gegensatz zu den Versuchen mit Schmiermittelzufuhr setzt die Änderung des Kammerdruckes p_2 bereits erheblich unterhalb der Drehzahlen ein, die als kritische Drehzahlen n^* hinsichtlich des Durchflußverhaltens der Außenringbohrungen ermittelt wurden. Bei einem Eintrittsdruck von $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ beträgt die kritische Drehzahl gemäß den Erkenntnissen aus den beiden oberen Diagrammen $n^* = 32.500 \text{ min}^{-1}$. Im unteren Diagramm allerdings steigt der Kammerdruck p_2 schon bei $n = 12.500 \text{ min}^{-1}$ an. Folglich ist bei Trockenlauf nicht das verschlechterte Durchflußverhalten der Außenringbohrungen für das Versagen des aerostatischen Käfigs verantwortlich, wie dies bei dem geschmierten Lager der Fall ist. Vielmehr spielen tribologische Aspekte, insbesondere die ungeschmierten Reibkontakte zwischen den Borden und den Rollenstirnflächen, eine entscheidende Rolle. Ohne Schmierung werden die Wälzkörper in diesen Reibkontakten stärker abgebremst und dadurch aufeinandergeschoben. Um letzteres zu verhindern, sind erheblich höhere Kammerdrücke p_2 erforderlich, als dies in einem geschmierten Lager der Fall ist. Wenn die Kammerdrücke p_2 diese Reibungskräfte nicht mehr kompensieren können, wird der Wälzkörpersatz teilweise oder sogar komplett zusammengeschoben, was zu einem sofortigen Lagerausfall führt. Während des Zusammenschiebens steigen in allen Druckkammern die Drücke p_2 an, da bis auf eine Stelle am Lagerumfang alle Zylindermantelspaltweiten s_3 gegen Null und somit die Kammerdrücke p_2 gegen den Eintrittsdruck p_0 gehen. Durch die ungleichmäßige Verteilung der Zylindermantelspaltweiten am Lagerumfang verringert sich gleichzeitig der Gesamluftdurchsatz durch den aerostatischen Käfig, weswegen auch der Eintrittsdruck p_0 durch Aufstauung der zugeführten Luft im Ringkanal ansteigt.

In Abbildung 6.9 ist die Temperatur der Käfigluft am Lageraustritt T_{LA} über der Rotordrehzahl n für verschiedene Eintrittsdrücke p_0 aufgetragen. Ein Anstieg dieser Temperatur deutet auf ein erhöhtes Reibungs- und Verschleißverhalten bzw. auf den Zusammenbruch des aerostatischen Käfigs hin. Die einzelnen Datenpunkte des Kammerdruckes p_2 in Abbildung 6.8 korrespondieren mit den Datenpunkten der Temperatur T_{LA} in Abbildung 6.9. Ein Vergleich der Datenkurven in den entsprechenden Diagrammen zeigt, daß mit der Änderung des Kammerdruckes p_2 , der im geschmierten Lager absinkt und im ungeschmierten ansteigt, zeitgleich oder leicht verzögert ein Anstieg der Temperatur T_{LA} zu beobachten ist. Während bei ausreichender Minimalmengenschmierung (oberes Diagramm) dieser Temperaturanstieg noch moderat erfolgt und auch bei geringen Eintrittsdrücken p_0 zu keinem Lagerausfall führt, ist bei extrem geringer Schmierung (mittleres Diagramm) zu beobachten, daß zwar Drehzahlen größer als die kritische Drehzahl n^* möglich sind, aber der Lagerausfall dann doch mit einem starken und plötzlichen Anstieg der Temperatur T_{LA} eintritt. Bei Trockenlauf leitet der Anstieg des Kammerdruckes p_2 einen sofortigen Lagerausfall ein. Die Folgerungen, die bei der Diskussion von Abbildung 6.8 gezogen wurden, werden also durch die Temperaturverläufe in den Diagrammen von Abbildung 6.9 bestätigt.

Als wichtiges Ergebnis weist die in diesem Kapitel präsentierte Versuchsreihe nach, daß bei dem geschmierten Versuchslager mit steigender Rotordrehzahl n eine Erhöhung des Eintrittsdruckes p_0 notwendig ist, um ein Kollabieren des aerostatischen Käfigs aufgrund einer drehzahl-

abhängigen Verschlechterung des Durchflußverhaltens der Außenringbohrungen zu verhindern. Bei Trockenlauf, der prinzipiell möglich zu sein scheint, sind sehr viel höhere Eintrittsdrücke p_0 als beim geschmierten Lager notwendig, um die im ungeschmierten Borde-Stirnflächen-Reibkontakt auftretenden Kräfte zu kompensieren und ein Zusammenschieben des Wälzkörpersatzes zu verhindern. Das Durchflußverhalten der Außenringbohrungen spielt hier keine Rolle, da die Probleme im Rolle-Stirnflächen-Reibkontakt bei erheblich geringeren Rotordrehzahlen auftreten als die Verschlechterung des Durchflußverhaltens. Als sehr positives Ergebnis ist festzuhalten, daß bei einer Luftversorgung mit einem ausreichend hohen Eintrittsdruck p_0 die Temperatur am Lageraustritt T_{LA} bei einer Drehzahl von $n^* = 40.000 \text{ min}^{-1}$ um weniger als 15 K gegenüber der Temperatur am Lagereintritt ansteigt - und dies gilt auch für den Trockenlauf. Diese geringe Temperaturdifferenz verdeutlicht eindrucksvoll das Leistungsvermögen des aerostatischen Käfigs.

6.2.2 Durchflußverhalten der Außenringbohrungen

Die experimentellen Ergebnisse des vorangegangenen Kapitels 6.2.1 weisen nach, daß sich das Durchflußverhalten der Außenringbohrungen ab einer vom Eintrittsdruck p_0 abhängigen, kritischen Rotordrehzahl n^* sukzessive verschlechtert. Ein allmähliches Zusammenbrechen des aerostatischen Käfigs ist die Folge. Wie in Kapitel 4.4.6.3 bei der theoretischen Untersuchung des Rotationseinflusses bereits erläutert wurde, sind hierfür spezielle Strömungsverluste verantwortlich, die der Luftstrahl, der die stehende Außenringbohrung verläßt und in die rotierende Druckkammer eindringt, im Austrittsquerschnitt der Außenringbohrung durch die wie eine Querströmung wirkende Druckkammer erfährt. Konkret entstehen die Strömungsverluste dadurch, daß die Querströmung die Austrittsfläche der Bohrung teilweise versperrt. Die Experimente bestätigen somit die theoretischen Überlegungen und widerlegen in diesem Punkt die Ergebnisse der numerischen Strömungssimulationen, die keinen Rotationseinfluß voraussagen bzw. voraussagen können, da das verwendete numerische Rechengitter in dem Übergangsbereich vom ruhenden in das rotierende System keine derartigen Strömungsverluste auflöst.

Abbildung 6.10 zeigt die Ergebnisse der detaillierten Untersuchung eines Betriebsbereichs, innerhalb dem die Verschlechterung des Durchflußverhaltens der Außenringbohrungen einsetzt und dadurch das Kollabieren des aerostatischen Käfigs einleitet. Beginnend bei einer ausreichend hohen Druckluftversorgung wurde der Eintrittsdruck p_0 bei einer konstanten Drehzahl von $n = 27.500 \text{ min}^{-1}$ schrittweise bis über den Zusammenbruch des aerostatische Käfigs hinaus reduziert. Dabei wurde untersucht, wie der Kammerdruck p_2 , die Temperatur am Lageraustritt T_{LA} , der Luftmassenstrom \dot{m} sowie der Wälzkörperschlupf S unterhalb des kritischen Betriebspunktes durch die kontinuierlich fortschreitende Abschwächung des aerostatischen Käfigs beeinflußt werden.

Im oberen Diagramm von Abbildung 6.10 ist abzulesen, daß der Kammerdruck p_2 unterhalb eines Eintrittsdrucks von $p_0 = 1,55 \text{ bar}$ stärker abzufallen beginnt; d.h. hier setzt die Verschlechterung des Durchflußverhaltens der Außenringbohrungen ein, und der aerostatische Käfig fängt an zu kollabieren. Nahezu gleichzeitig ist ein Anstieg der Temperatur am Lageraustritt T_{LA} zu beobachten, womit belegt wird, daß die Reibungsverluste innerhalb des Lagers zunehmen. Aus

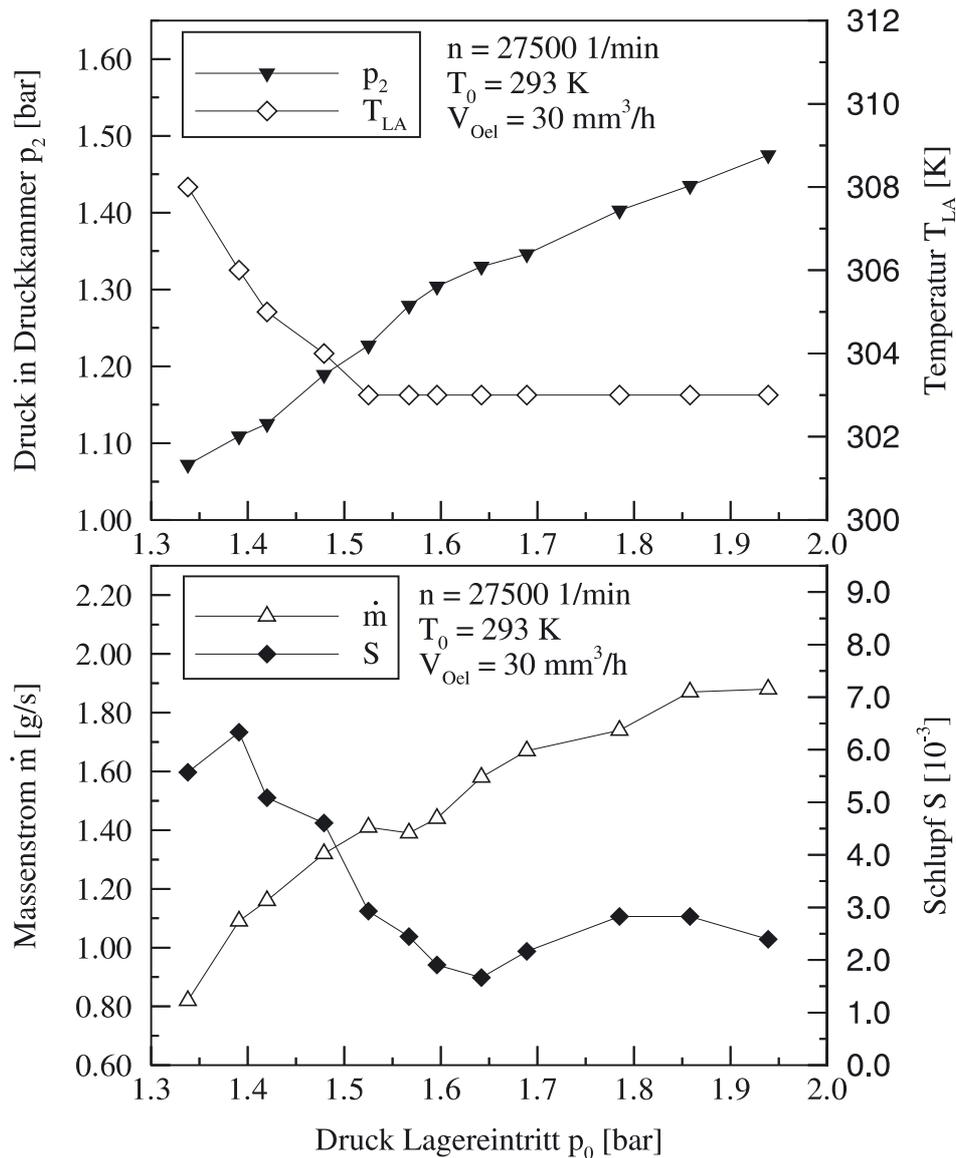


Abb. 6.10: Verschlechterung des Durchflußverhaltens der Außenringbohrungen: Folgen für den Kammerdruck p_2 , Temperatur T_{LA} , Luftmassenstrom \dot{m} und Wälzkörperschlupf S

dem unteren Diagramm wird der Grund für die erhöhten Reibungsverluste ersichtlich; der Wälzkörperschlupf S steigt ebenfalls unterhalb des kritischen Eintrittsdruckes von $p_0 = 1,55$ bar an. Ein Anwachsen des Wälzkörperschlupfes bedeutet, daß sich die Eigenrotation der Rollen im unbelasteten Lagerbogen verringert. Da im geschmierten Lager - die hier untersuchten Phänomene treten nur im geschmierten Lager auf, wie in Kapitel 6.2.1 nachgewiesen wurde (!) - die Reibungsverluste zwischen den seitlichen Borden und den Rollenstirnflächen nur eine untergeordnete Rolle spielen, resultiert die Verringerung der Eigenrotation aus Rollenkontakten. Dies wiederum zeigt auf, daß der geschwächte aerostatische Käfig seine Aufgabe der Rollentrennung nur noch unzureichend erfüllt. Die Verschlechterung des Durchflußverhaltens der Außenringbohrungen äußert sich in erster Linie in einem reduzierten Luftdurchsatz durch die

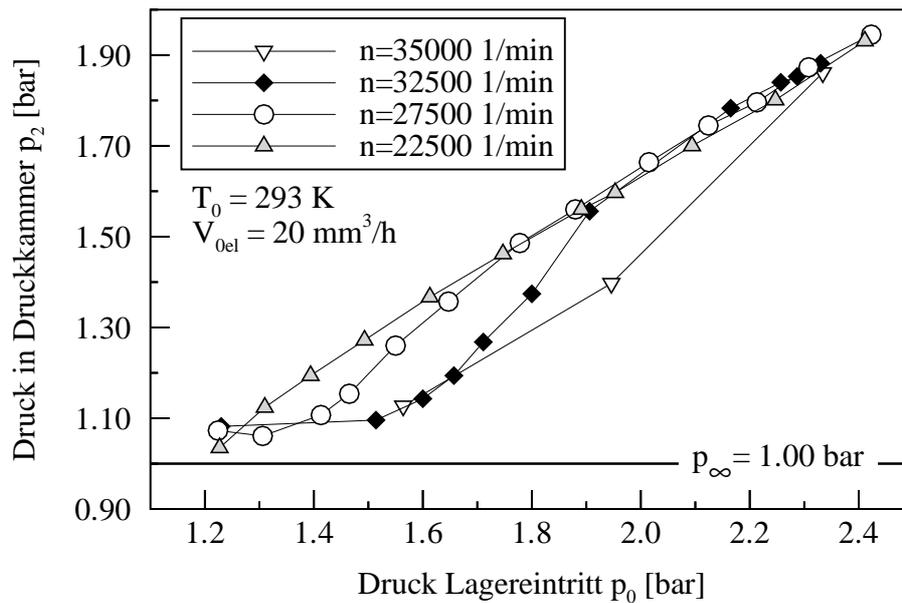


Abb. 6.11: Einfluß der Rotordrehzahl n : Kammerdruck p_2 über Eintrittsdruck p_0

Außenringbohrungen, wie dies der Kurvenverlauf des Luftmassenstroms \dot{m} im unteren Diagramm verdeutlicht. Unterhalb des kritischen Eintrittsdruckes von $p_0 = 1,55$ bar bricht der Luftmassenstrom \dot{m} allmählich ein und zieht somit die Verringerung des Kammerdruckes p_2 , die Erhöhung des Schlupfes S sowie den Anstieg der Temperatur am Lageraustritt T_{LA} als Konsequenz nach sich.

Inwieweit die rotierende Druckkammer durch Zudecken der Außenringbohrungen deren Durchflußverhalten, also den C_{D1} -Wert, verschlechtert, hängt maßgeblich vom Impulsverhältnis I_{1-2} ab (siehe Gleichung 4.1). Dies ist das Verhältnis aus dem Impuls des Luftstrahls am Austritt der Außenringbohrung und dem Strömungsimpuls der rotierenden Druckkammer auf Höhe der Außenlaufbahn. Wie in Kapitel 4.2.1 bereits dargelegt wurde, ermittelten Gritsch et al. (1997) bei vergleichbaren Ausblasungen aus Kühlluftbohrungen an Turbinenschaufeln ein kritisches Impulsverhältnis von $I_{1-2} = 2$, unterhalb dem sich das Durchflußverhalten der Kühlluftbohrungen verschlechtert. Im vorliegenden Fall des aerostatischen Käfigs wird jedoch das Durchflußverhalten der Außenringbohrungen nicht nur durch eine Querströmung sondern zusätzlich durch den Überrollvorgang beeinflusst, so daß ein von Gritsch et al. (1997) abweichendes kritisches Impulsverhältnis I_{1-2} zu erwarten ist.

Zur Bestimmung des kritischen Impulsverhältnisses I_{1-2} des aerostatischen Käfigs wurde in einem ersten Schritt für verschiedene Rotordrehzahlen n der Verlauf des Kammerdruckes p_2 über dem Eintrittsdruck p_0 experimentell ermittelt. Wie aus Abbildung 6.11 hervorgeht, zeigen die Ergebnisse dieser Messungen deutlich, daß mit steigender Drehzahl n der kritische Eintrittsdruck p_0 , bei dem die Kurve des Kammerdruckes p_2 aufgrund der Verringerung des C_{D1} -Wertes abknickt, zunimmt. Da eine Erhöhung des Eintrittsdruckes p_0 gleichbedeutend ist mit einer Anhebung des Druckverhältnisses über der Außenringbohrung, bestätigt das Experiment somit die theoretischen Überlegungen aus Kapitel 4.4.6.3, daß mit der Erhöhung der Drehzahl n auch der

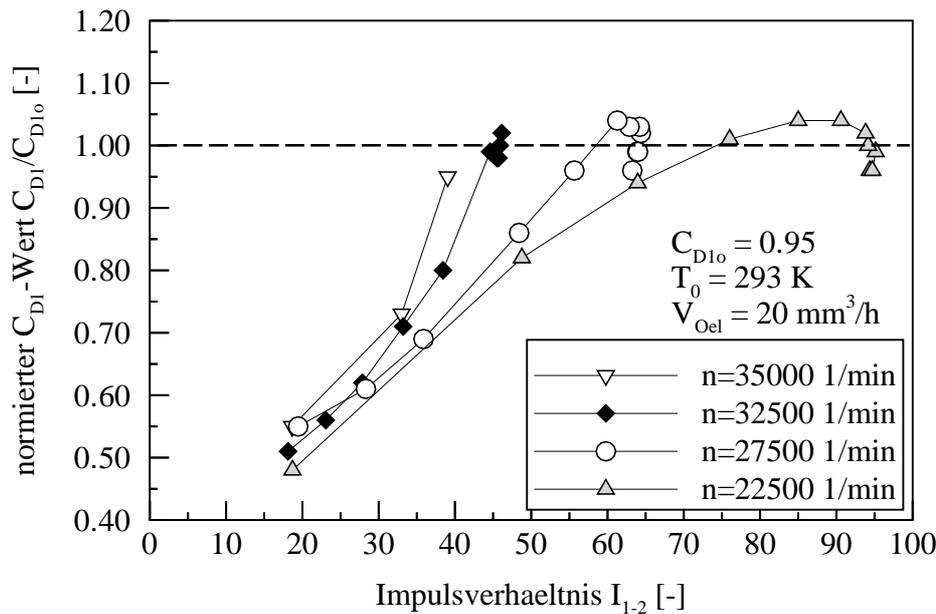


Abb. 6.12: Abfall des Kammerdruckes p_2 und Impulsverhältnis I_{1-2}

Impuls des Luftstrahls am Austritt der Außenringbohrung ansteigen muß, um einen Einbruch des C_{D1} -Wertes zu verhindern.

Für die Berechnung des Impulsverhältnisses I_{1-2} wird die Geschwindigkeit w_1 des Luftstrahls am Austritt der Außenringbohrung benötigt. Die Geschwindigkeit w_1 kann jedoch genauso wenig wie der C_{D1} -Wert, den die durchsatzgeschwächten Außenringbohrungen jeweils unterhalb des kritischen Eintrittsdrucks p_0 besitzen, experimentell hinreichend genau bestimmt werden. Zu deren Berechnung wird daher das in Kapitel 4.2.2.1 entwickelte *Modell C* herangezogen. Das *Modell C* ermittelt allerdings den Kammerdruck p_2 für lediglich eine einzelne Käfigzelle, die eine genau festgelegte Zylindermantelspaltweite s_3 besitzt. Der experimentell, am realen Versuchslager bestimmte Kammerdruck p_2 dagegen ergibt sich als ein über mehrere Rotorumdrehungen und somit über mehrere Käfigzellen mit jeweils unterschiedlichen Zylindermantelspaltweiten s_3 gemittelter Druck. Dennoch kann das *Modell C* verwendet werden, da in Betriebsbereichen mit ungeschwächten Außenringbohrungen - nämlich jeweils oberhalb des kritischen Eintrittsdruckes p_0 - das Experiment nahezu dieselben Ergebnisse für den Kammerdruck p_2 liefert wie das *Modell C*, wenn dort eine Zylindermantelspaltweite s_3 angenommen wird, die mit der mittleren Zylindermantelspaltweite \bar{s}_3 des Versuchslagers übereinstimmt. Dies zeigen Vergleiche, die hier nicht gesondert aufgeführt sind. Den Berechnungen von *Modell C* liegt dabei für den Fall des ungeschwächten Durchflusses durch die Außenringbohrung ein C_{D1} -Wert zugrunde, der mit $C_{D1} = 0,95$ aus dem Validierungsexperiment in Kapitel 4.3 für die reale Geometrie ermittelt wurde (siehe auch Abbildung 4.14).

In Abbildung 6.12 ist für verschiedene Rotordrehzahlen n der normierte C_{D1} -Wert über dem Impulsverhältnis I_{1-2} aufgetragen. Der normierte C_{D1} -Wert ergibt sich aus dem Verhältnis des realen, d.h. von der Querströmung beeinflussten Durchflußkoeffizienten C_{D1} und dem Durchflußkoeffizienten C_{D1o} , der mit $C_{D1o} = 0,95$ das Durchflußverhalten der Außenringbohrung bei

nicht vorhandener bzw. nicht einflußnehmender Querströmung beschreibt. Für jeden Datenpunkt aus Abbildung 6.11 wird der reale C_{D1} -Wert mit Hilfe von *Modell C* bestimmt, indem in der Programmeingabe der C_{D1} -Wert solange geändert wird, bis der berechnete Kammerdruck p_2 mit dem gemessenen, in Abbildung 6.11 aufgeführten Kammerdruck übereinstimmt. Aus dem zugehörigen, berechneten Luftmassenstrom durch die Außenringbohrung \dot{m}_1 ergibt sich anschließend die Geschwindigkeit w_1 , mit der das zugehörige Impulsverhältnis I_{1-2} ermittelt wird.

Die Kurvenverläufe in Abbildung 6.12 zeigen auf, daß sich das kritische Impulsverhältnis I_{1-2} mit steigender Rotordrehzahl n verringert. Während bei der Drehzahl von $n = 22.500 \text{ min}^{-1}$ das kritische Impulsverhältnis bei $I_{1-2} \approx 75$ liegt, sinkt es bis zu der Rotordrehzahl von $n = 35.000 \text{ min}^{-1}$ mit $I_{1-2} \approx 40$ auf etwa die Hälfte. Dies bedeutet, daß der Impuls des Luftstrahls, der die Außenringbohrung verläßt, in geringerem Umfang als der Strömungsimpuls der rotierenden Druckkammer ansteigen muß, um eine Schwächung des Durchflußverhaltens der Außenringbohrung zu verhindern. Gerade für hohe Rotordrehzahlen ist dieses Verhalten positiv, da der Eintrittsdruck p_0 mit steigender Drehzahl weniger stark angehoben werden muß, als dies bei einem konstanten, von der Drehzahl unabhängigen kritischen Impulsverhältnis I_{1-2} notwendig wäre.

Dennoch ist festzustellen, daß das kritische Impulsverhältnis I_{1-2} des aerostatischen Käfigs mit $40 \leq I_{1-2} \leq 75$ deutlich über dem von Gritsch et al. (1997) für Kühlluftbohrungen ($I_{1-2} \approx 2$) berechneten liegt. Verantwortlich für dieses hohe kritische Impulsverhältnis I_{1-2} sind die Überrollvorgänge, da während der Überrollung einer Außenringbohrung der Impuls des austretenden Luftstrahls aufgrund der vorübergehenden Durchsatzreduktion geschwächt wird. Eine plausible Erklärung, warum das kritische Impulsverhältnis I_{1-2} mit steigender Rotordrehzahl n sinkt, konnte bisher nicht gefunden werden.

Die mit den vorliegenden Ergebnissen belegte Notwendigkeit eines hohen Impulsverhältnisses I_{1-2} untermauert den Vorschlag, der in Kapitel 4.4.6.3 hinsichtlich einer neuen Auslegungsstrategie für den aerostatischen Käfig unterbreitet wird. Für Hochgeschwindigkeitsanwendungen, bei denen die rotationsbedingte Schwächung des Durchflußverhaltens der Außenringbohrungen die Funktionsfähigkeit des aerostatischen Käfigs erheblich verschlechtert, sollten größere mittlere Zylindermantelspaltweiten \bar{s}_3 und kleinere mittlere Kammerdrücke \bar{p}_2 gewählt werden, um einen größeren Abstand zu den Spaltweiten zu haben, bei denen das kritische Impulsverhältnisses I_{1-2} unterschritten wird.

6.2.3 Kammerdruckverläufe

Den Betrachtungen in den beiden vorangegangenen Kapiteln liegen Kammerdrücke p_2 zugrunde, die als Mittelwerte \bar{p}_2 über jeweils mehrere Rotorumdrehungen und somit als Mittelwerte aus den Kammerdrücken p_2 mehrerer Käfigzellen gemessen wurden. Diese Mittelwerte lassen jedoch keine Rückschlüsse auf die Schwankungsbreite zu, die der Kammerdruck p_2 jeder einzelnen Käfigzelle während des Umlaufs des Rollensatzes aufgrund der dynamischen Regelung des aerostatischen Käfigs sowie wegen der intermittierenden Überrollung der Außenringbohrungen aufweist. Insbesondere die Frage, ob sich während des Betriebs einzelne Zylinderrollen

gefährlich nahekommen, läßt sich nicht durch Mittelwerte, sondern nur anhand von zeitaufgelöst gemessenen Kammerdrücken $p_2(t)$, also mit Hilfe von detaillierten Kammerdruckverläufen, beantworten. Die Aufnahme solcher hoch- und zeitaufgelöster Kammerdruckverläufe $p_2(t)$ erfolgt mit einem piezoresistiven Druckaufnehmer, dessen Meßstelle alle 14 Käfigzellen während einer Umlaufperiode des Rollensatzes nacheinander einmal passieren. Bei der Betrachtung mehrerer aufeinanderfolgender Umlaufperioden ist es daher möglich, jeder einzelnen Käfigzelle für jede Periode konkrete Kammerdrücke p_2 zuzuordnen.

Die im folgenden vorgestellten Kammerdruckverläufe $p_2(t)$ resultieren aus Messungen, bei denen jeweils drei aufeinanderfolgende Umlaufperioden des Rollensatzes aufgenommen wurden, d.h. jede der 14 Käfigzellen passierte dreimal die Meßstelle der piezoresistiven Drucksonde. Mit Drehzahlen von $n = 6.000 \text{ min}^{-1}$, $n = 12.000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 25.000 \text{ min}^{-1}$ wurden in dieser Studie Rotordrehzahlen gewählt, bei denen gemäß Abbildung 5.2 jeweils vergleichbare rotodynamische Belastungen vorliegen (Resonanzminima). Je nach Rotordrehzahl betrug die Abtastfrequenz des piezoresistiven Druckaufnehmers 25 kHz, 50 kHz oder 100 kHz. Daraus ergibt sich eine konstante Datendichte von etwa 640 Datenpunkten pro Periode. Die Eintrittsdrücke p_0 variierten zwischen $p_0 = 1,5 \text{ bar}$ und $p_0 = 1,9 \text{ bar}$. Höhere Eintrittsdrücke p_0 und somit höherer Rotordrehzahlen n waren wegen des auf 1,9 bar beschränkten Meßbereichs des piezoresistiven Druckaufnehmers nicht möglich.

In Abbildung 6.13 ist ein typischer Kammerdruckverlauf $p_2(t)$ über der auf die Periodendauer T einer Umlaufperiode des Rollensatzes bezogenen Meßzeit t dargestellt. Im oberen Diagramm ist die erste Periode $T1$, im mittleren Diagramm die zweite $T2$ und im unteren Diagramm die dritte Periode $T3$ aufgeführt. Die Rotordrehzahl beträgt $n = 25.000 \text{ min}^{-1}$ und der Eintrittsdruck $p_0 = 1,9 \text{ bar}$. Für andere Rotordrehzahlen n ($n = 6.000 \text{ min}^{-1}$, $n = 12.000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 25.000 \text{ min}^{-1}$) sowie für andere Eintrittsdrücke p_0 ($p_0 = 1,5 \text{ bar}$ und $p_0 = 1,9 \text{ bar}$) befinden sich im Anhang A.1 bis A.6 weitere Diagramme, die in gleicher Weise wie Abbildung 6.13 für drei aufeinanderfolgende Umlaufperioden die Kammerdruckverläufe $p_2(t)$ über der normierten Meßzeit t/T präsentieren.

Unabhängig von der Rotordrehzahl n und dem Eintrittsdruck p_0 lassen sich für alle aufgenommenen Kammerdruckverläufe $p_2(t)$ einige allgemeingültige Feststellungen und Schlußfolgerungen treffen, die im folgenden anhand von Abbildung 6.13 erläutert werden.

Der Kammerdruck $p_2(t)$ hat eine Schwankungsbreite, die nahezu den gesamten zur Verfügung stehenden Regelbereich zwischen p_∞ und p_0 einnimmt. Es tritt demnach eine zum Teil erhebliche lokale Abweichung vom jeweiligen Kammerdruck-Mittelwert \bar{p}_2 auf. Da auch im unteren Drehzahlbereich (siehe Abbildung A.2), also bei geringer mechanischer Belastung des Rollensatzes, eine große Schwankungsbreite des Kammerdruckes $p_2(t)$ zu beobachten ist, liegt der Schluß nahe, daß die Luftjets aus den Außenringbohrungen aufgrund ihrer relativ hohen Impulse die lokale Bewegung des Rollensatzes im unbelasteten Lagerbogen erheblich beeinflussen.

Die Regelwirkung des aerostatischen Käfigs läßt sich bei der Betrachtung einzelner Käfigzellen detailliert verfolgen. So liegt beispielsweise in der Käfigzelle KZ_a in der ersten Periode $T1$ mit einem Kammerdruck von etwa $p_2(T1) = 1,5 \text{ bar}$ ein Druck in der Mitte des Regelbereichs vor; d.h. die zugehörige Zylindermantelspaltweite s_3 ist relativ groß, und kein Rollenkontakt

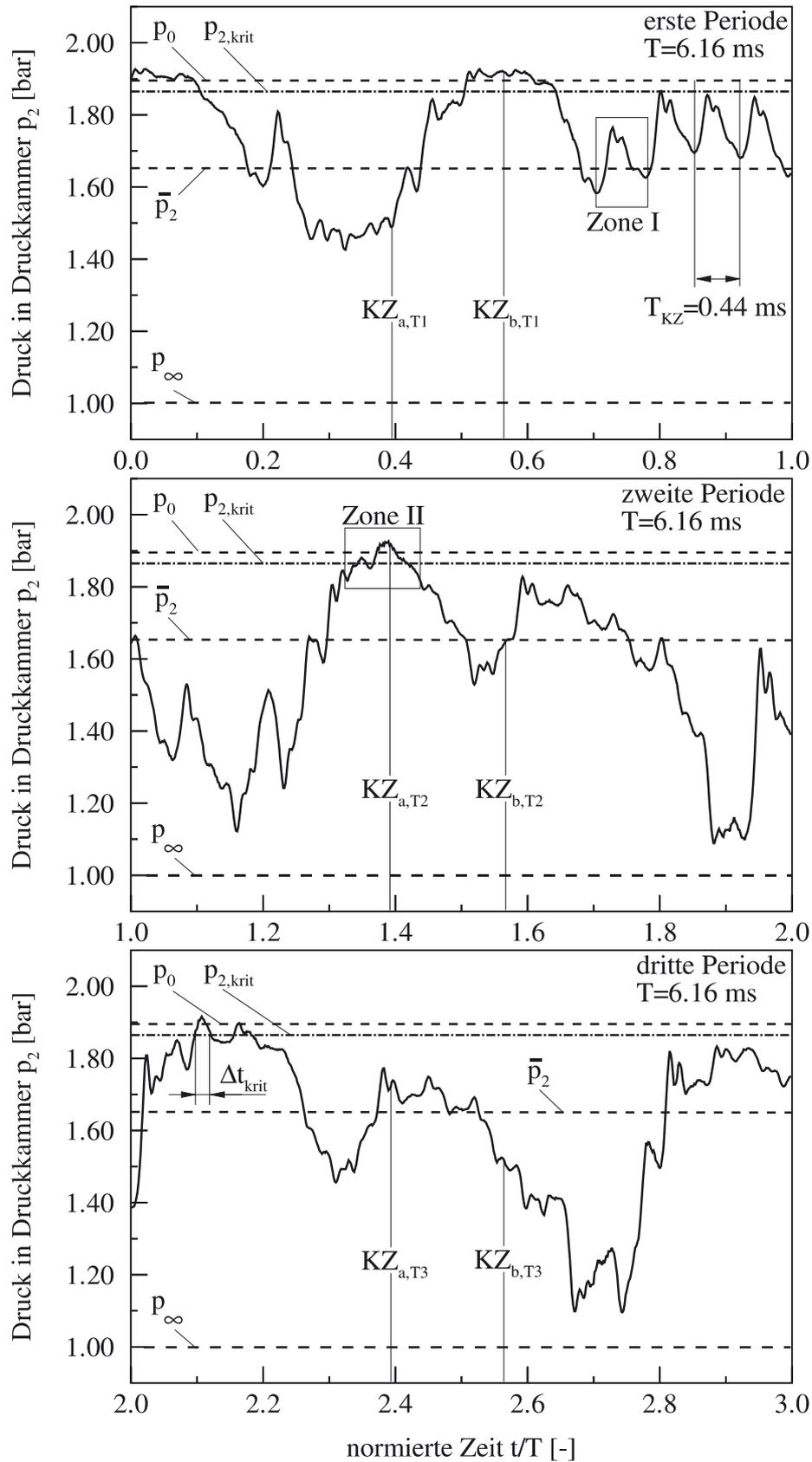


Abb. 6.13: Kammerdruckverlauf $p_2(t/T)$ über drei aufeinanderfolgende Perioden (T1, T2 und T3) bei $p_0 = 1,9$ bar und $n = 25.000 \text{ min}^{-1}$

ist daher zu befürchten. In der zweiten Periode $T2$ ist der Kammerdruck $p_2(T2)$ dagegen so groß wie der Eintrittsdruck p_0 . Dies bedeutet, daß sich der Rollenabstand s_3 innerhalb einer Periodendauer T so weit, nämlich nahezu auf Null, verringert hat, daß die Gefahr eines Rollenkontaktes besteht. Eine Periode später jedoch, in Periode $T3$, befindet sich die Käfigzelle KZ_a mit einem Kammerdruck von etwa $p_2(T3) = 1,7 \text{ bar}$ wieder im sicheren Zustand. Der aerostatische Käfig hat demnach erfolgreich geregelt. Für eine andere Käfigzelle KZ_b , die in der ersten Periode $T1$ einen kritischen Zustand aufweist, lassen sich über die drei Perioden vergleichbare, durch die Käfigregelung hervorgerufene Kammerdruckänderungen wie bei der Käfigzelle KZ_a beobachten.

Innerhalb der Kammerdruckverläufe $p_2(t)$, insbesondere bei höheren Rotordrehzahlen n , sind deutlich regelmäßig wiederkehrende Teilbereiche erkennbar, die in ihrem qualitativen Aussehen dem Verlauf in Zone I ähneln. Es handelt sich hierbei um die Kammerdruckverläufe $p_2(t)$ innerhalb einer einzelnen Käfigzelle, da sich ihre zeitliche Ausdehnung über $1/14$ der Periodendauer T erstreckt. Die Schwankungsbreite des Kammerdruckes $p_2(t)$ innerhalb einer Käfigzelle beträgt bis zu 200 mbar. Wie in Kapitel 4.4.4 bereits ausführlich diskutiert wurde, sind für diese Druckschwankungen die intermittierenden Überrollungen der Außenringbohrungen durch die Wälzkörper verantwortlich.

Die jeweils höchste Spitze innerhalb des Druckverlaufs einer Käfigzelle gibt jedoch nicht den aktuellen Kammerdruck $p_2(t)$ in der jeweiligen Käfigzelle wieder, sondern ist ein Überdruck, der in der Meßbohrung vor der piezoresistiven Drucksonde entsteht, wenn die Meßbohrung von einer Zylinderrolle überrollt wird. Da die Zylinderrollen zwischen Mantel- und Stirnfläche eine Fase besitzen, wird der Luftkeil zwischen dieser Fase und der Borde in die Meßbohrung gefördert, wenn die Zylinderrolle an der Meßbohrung vorbeigleitet. Die Folge ist ein kurzzeitiger Anstieg des Druckes innerhalb der Meßbohrung.

Zone II markiert einen Bereich, innerhalb dem sich die betreffende Käfigzelle in einem kritischen Zustand befindet; d.h. der Rollenabstand s_3 ist nahezu Null. Der Kammerdruck $p_{2,krit}$ ist dabei der Druck, der sich gemäß *Modell C* (siehe Kapitel 4.2.2.1) in der Käfigzelle einstellt, wenn der Rollenabstand s_3 weniger als $20 \mu\text{m}$ beträgt. Die Zeitspanne Δt_{krit} quantifiziert die Dauer des jeweiligen kritischen Zustandes. In diesen kritischen Bereichen ist der gemessene Kammerdruck p_2 teilweise größer als der Eintrittsdruck p_0 . Dies hängt zum einen mit dem im vorigen Abschnitt erläuterten Druckanstieg in der Meßbohrung aufgrund der Überrollung durch die Wälzkörper zusammen. Zum anderen sind hierfür geringfügige Schwankungen des Eintrittsdruckes p_0 , der in den Diagrammen lediglich als Mittelwert eingetragen ist, verantwortlich.

Welchen Einfluß die Höhe der Rotordrehzahl n und die Größe des Eintrittsdruckes p_0 auf die Funktionsfähigkeit des aerostatischen Käfigs konkret ausüben, ist aus den gemessenen Kammerdruckverläufen $p_2(t)$ nicht unmittelbar, allenfalls tendenziell ersichtlich. Um diese Einflüsse genauer zu quantifizieren, wird daher für jeden Betriebszustand, der sich durch eine bestimmte Rotordrehzahl n und einen bestimmten Eintrittsdruck p_0 definiert, der prozentuale Anteil derjenigen Käfigzellen ermittelt, die sich im kritischen Zustand befinden. Der Zustand einer Käfigzelle wird dabei als kritisch bewertet, wenn die zugehörige Zylindermantelspaltweite s_3 die vorgegebene Marke von $20 \mu\text{m}$ unterschreitet. In einem solchen Fall übersteigt der

Kammerdruck p_2 den kritischen Druck $p_{2,krit}$.

Auf der Basis von 10 Messungen mit je drei aufeinanderfolgenden Perioden (insgesamt 30 Perioden) wird für jeden einzelnen Betriebszustand der prozentuale Anteil an Käfigzellen im kritischen Zustand $N_{KZ,krit}$ gemäß folgender Gleichung ermittelt:

$$N_{KZ,krit} = \frac{1}{30} \sum_{i=1}^{30} \left(\frac{1}{T_i} \sum_{t=0}^{t=T_i} \Delta t_{krit} \right) \cdot 100\% \quad (6.2)$$

Für jede der 30 aufgenommenen Perioden eines Betriebszustandes werden die kritischen Zeitspannen Δt_{krit} aufsummiert und prozentual auf die zugehörige Periodendauer T bezogen. Schließlich erfolgt die arithmetische Mittelung über alle 30 Messungen.

Das Ergebnis dieser statistischen Auswertung ist in Abbildung 6.14 aufgeführt. Für die beiden untersuchten Eintrittsdrücke $p_0 = 1,5 \text{ bar}$ und $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ ist der prozentuale Anteil an Käfigzellen im kritischen Zustand $N_{KZ,krit}$ über der Rotordrehzahl n aufgetragen. *Kritischer Zustand* bedeutet jedoch nicht automatisch Rollenkontakt, sondern lediglich die Gefahr von Rollenkontakten, da die Zylindermantelspaltweite s_3 unter $20 \mu\text{m}$ sinkt.

Bei der kleinen Rotordrehzahl von $n = 6.000 \text{ min}^{-1}$ erhöht sich der Anteil kritischer Käfigzellen $N_{KZ,krit}$ mit steigendem Eintrittsdruck p_0 . Der Grund hierfür liegt in den Impulskräften, die von den Luftjets der Außenringbohrungen auf den umlaufenden Rollensatz ausgeübt werden. Je höher der Eintrittsdruck p_0 ist, desto höher ist der Einströmimpuls von den Außenringbohrungen in die Druckkammern und somit die Irritation der Bewegung des Rollensatzes. Diese Störung des Rollensatzes kann dabei so erheblich sein, daß einzelne Käfigzellen sich kurzfristig im kritischen Zustand befinden (siehe auch Abbildung A.1 und Abbildung A.2 im Anhang). Eine entscheidende Funktion hat dabei die tangentielle Geschwindigkeitskomponente der Luftjets, die durch die Neigung der Außenringbohrungen in Rotationsrichtung des Rollensatzes erzeugt wird. Die Neigung der Außenringbohrungen ist allerdings speziell für hohe Rotordrehzahlen n ausgelegt; d.h. bei hohen Rotordrehzahlen n stimmt die tangentielle Geschwindigkeitskomponente der Luftjets in etwa mit der Umlaufgeschwindigkeit des Rollensatzes überein. Dadurch wird gerade bei hohen Drehzahlen eine Störung des Rollenumlaufs durch die Luftjets der Außenringbohrungen verringert.

Für kleine Rotordrehzahlen n sind die Außenringbohrungen jedoch zu stark geneigt. Dadurch ist sogar bei relativ geringen Eintrittsdrücken p_0 die Umlaufgeschwindigkeit des Rollensatzes sehr viel kleiner als die tangentielle Geschwindigkeitskomponente der Luftjets. Kurzfristige kritische Zustände in einzelnen Käfigzellen sind die Folge. Ein schwerwiegendes Versagen des aerostatischen Käfigs, wie es sich in einem Aufeinanderschieben von mehreren Wälzkörpern manifestiert, kann jedoch bei den kleinen Rotordrehzahlen n trotz eines Anteils kritischer Käfigzellen von $N_{KZ,krit} = 6\%$ nicht beobachtet werden. Untermuert wird diese Aussage durch die Temperatur am Lageraustritt T_{LA} , die während der Versuchsdauer konstant auf niedrigem Niveau verblieb.

Bei der mittleren Rotordrehzahl von $n = 12.000 \text{ min}^{-1}$ ist ein ähnliches Verhalten wie bei der kleinen Rotordrehzahl von $n = 6.000 \text{ min}^{-1}$ zu beobachten. Allerdings ist der Anteil kritischer

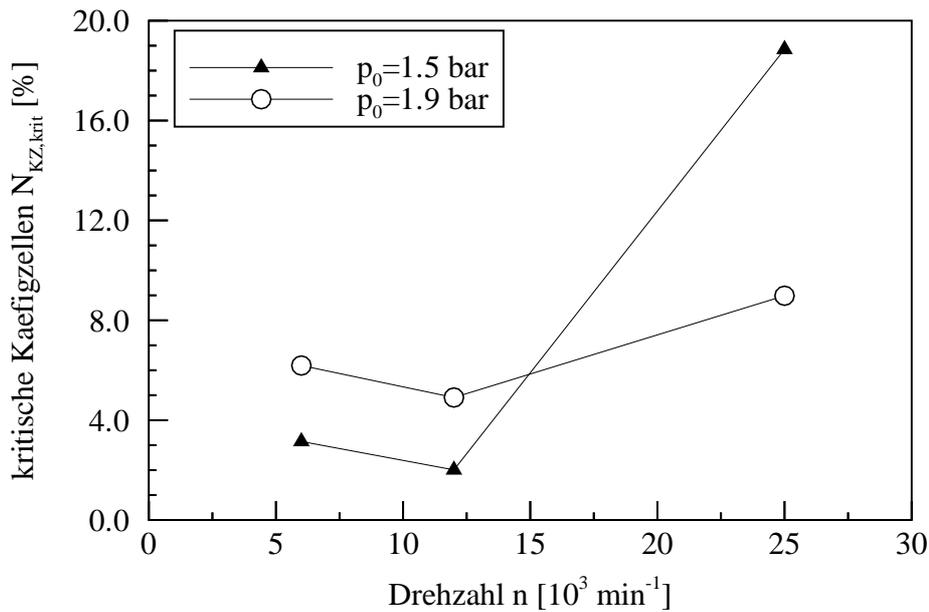


Abb. 6.14: Prozentualer Anteil an Käfigzellen im kritischen Zustand in Abhängigkeit vom Eintrittsdruck p_0 und von der Rotordrehzahl n

Käfigzellen $N_{KZ,krit}$ sowohl für den größeren als auch für den kleineren Eintrittsdruck p_0 um etwa einen Prozentpunkt geringer. Dies hängt mit der höheren Umlaufgeschwindigkeit des Rollensatzes zusammen, da sich jene mit steigender Rotordrehzahl n der tangentialen Geschwindigkeitskomponente der Luftjets der Außenringbohrungen annähert, wodurch die Störung des Rollensatzumlaufs abnimmt. Der aerostatische Käfig zeigt wie bei der kleinen Rotordrehzahl von $n = 6.000 \text{ min}^{-1}$ mit einem geringeren Eintrittsdruck von $p_0 = 1,5 \text{ bar}$ ein besseres Verhalten als mit einem höheren Eintrittsdruck von $p_0 = 1,9 \text{ bar}$, da auch bei der höheren Rotordrehzahl von $n = 12.000 \text{ min}^{-1}$ der kleinere Eintrittsdruck von $p_0 = 1,5 \text{ bar}$ noch ausreicht, eine sichere Rollentrennung zu gewährleisten.

Bei der hohen Rotordrehzahl von $n = 25.000 \text{ min}^{-1}$ zeigt sich im Vergleich zu den beiden kleineren Rotordrehzahlen ein umgekehrtes Verhalten; je kleiner der Eintrittsdruck p_0 ist, desto größer ist der Anteil kritischer Käfigzellen $N_{KZ,krit}$. Während mit einem Eintrittsdruck von $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ lediglich ein leichter Anstieg an kritischen Käfigzellen $N_{KZ,krit}$ zu beobachten ist, hat sich bei dem kleineren Eintrittsdruck von $p_0 = 1,5 \text{ bar}$ der Anteil $N_{KZ,krit}$ beinahe verzehnfacht. Bei der Analyse der zugehörigen Kammerdruckverläufe $p_2(t)$ (siehe Abbildung A.5 im Anhang) ist festzustellen, daß im Gegensatz zu den Verhältnissen bei kleineren Rotordrehzahlen n über längerer Meßzeiten t/T hinweg kritische Zustände auftreten; im mittleren Diagramm von Abbildung A.5 trifft dies auf nahezu die gesamte zweite Hälfte der Periode zu. Dies bedeutet, daß Teile des Rollensatzes aufeinandergeschoben sind; d.h. der kleinere Eintrittsdruck von $p_0 = 1,5 \text{ bar}$ reicht nicht mehr aus, eine sichere Trennung der Rollen zu garantieren.

Im Bereich höherer Rotordrehzahlen n spielt demnach die Störung des Rollensatzes durch die hohen Einströimpulse der Luftjets nur noch eine untergeordnete Rolle, da dieser Einfluß aufgrund der erhöhten Umlaufgeschwindigkeit des Rollensatzes stark abnimmt. Dagegen nehmen

die dynamischen Kräfte im Lager mit steigender Rotordrehzahl erheblich zu. Ihnen muß mit einem ausreichend hohen Eintrittsdruck p_0 begegnet werden, um Rollenkontakte zu verhindern. Ein hoher Eintrittsdruck p_0 bewirkt nämlich eine steilere Regelkurve in der Regelcharakteristik des aerostatischen Käfigs sowie ein höheres Niveau des Kammerdruckes p_2 . Bei Rotordrehzahlen jenseits der höchsten in dieser Studie untersuchten Rotordrehzahl von $n = 25.000 \text{ min}^{-1}$ ist ein hoher Eintrittsdruck p_0 erst recht wichtig, um eine Verschlechterung des Durchflußverhaltens der Außenringbohrungen zu vermeiden, wie in Kapitel 6.2.2 nachgewiesen wurde.

6.2.4 Rollen-Borde-Kontakt

Der Gleitkontakt zwischen den Rollenstirnflächen und den seitlichen Borden und die damit verbundene Gleitreibung erwies sich in allen Experimenten, besonders jedoch in jenen, bei denen sowohl die Schmierstoffversorgung des Versuchslagers als auch die Funktionsfähigkeit des aerostatischen Käfigs erheblich reduziert waren, als kritisch. Verantwortlich für die Problematik dieses Rollen-Borde-Kontaktes sind in erster Linie die besonderen topologischen Verhältnisse im Lager, die als elementare Rahmenbedingungen ein Funktionieren des aerostatischen Käfigs überhaupt erst möglich machen. So sind im Gegensatz zu herkömmlichen Zylinderrollenlagern der Bauform NU die gleitbeanspruchten Bordeflächen besonders groß, da sich die Borde radial über die Berührungslinie der Zylinderrollen erstrecken müssen, um die Druckkammern seitlich abzuschließen. Ferner ist der Axialspalt mit einer Höhe von nur wenigen Mikrometern äußerst klein, da die Luftmassenströme durch diesen Verlustspalt, der nicht an dem aktiven Regelungsvorgang des aerostatischen Käfigs teilnimmt, möglichst gering zu halten sind.

Die Gleitreibung im Rollen-Borde-Kontakt führt zu Verschleiß auf den betroffenen Gleitflächen und reduziert darüber hinaus, diametral zu den positiven Effekten des aerostatischen Käfigs, die Eigenrotation der Wälzkörper. Letzteres resultiert in einem erhöhten Wälzkörperschlupf, wodurch der Verschleiß auch in den Wälzkontakten ansteigt. Da jedoch der Rollen-Borde-Kontakt im normalen Betriebszustand aufgrund fehlender Normalkraft nahezu unbelastet ist, fallen die dort auftretenden Reibungskräfte wegen ihrer geringen Größe nicht maßgeblich ins Gewicht.

Problematisch wird der Rollen-Borde-Kontakt allerdings, sobald Betriebsituationen auftreten, bei denen merkliche Normalkräfte diese Gleitflächen belasten. Es sind insbesondere rotordynamische Eigenschwingungen des Rotors, die eine solche kritische Betriebsituation verursachen, indem die zugehörigen Eigenformen durch eine Schiefstellung der Welle im Bereich des Lagers einen Axial Schub auf das Lager und somit eine Normalkraft auf den Rollen-Borde-Kontakt hervorrufen. In den experimentellen Studien der vorliegenden Arbeit traten bei den Rotordrehzahlen von $n \approx 10.000 \text{ min}^{-1}$, $n \approx 20.000 \text{ min}^{-1}$ und $n \approx 40.000 \text{ min}^{-1}$ derartige kritische rotordynamische Schwingungen auf (siehe Tabelle 5.1). Vor allem die durch die Rotorunwucht angeregte Eigenschwingung im Bereich der Spitzendrehzahl erwies sich als besonders kritisch, wie die Ergebnisse der numerischen und experimentellen Untersuchungen in Kapitel 5 verdeutlichen (siehe Eigenmode 4 und 5 in Abbildung 5.1).

In den experimentellen Untersuchungen, bei denen das Versuchslager unter Ölmangelschmierung und Trockenlauf betrieben wurde (siehe Kapitel 6.2.1), bestand das instrumentierte, ver-

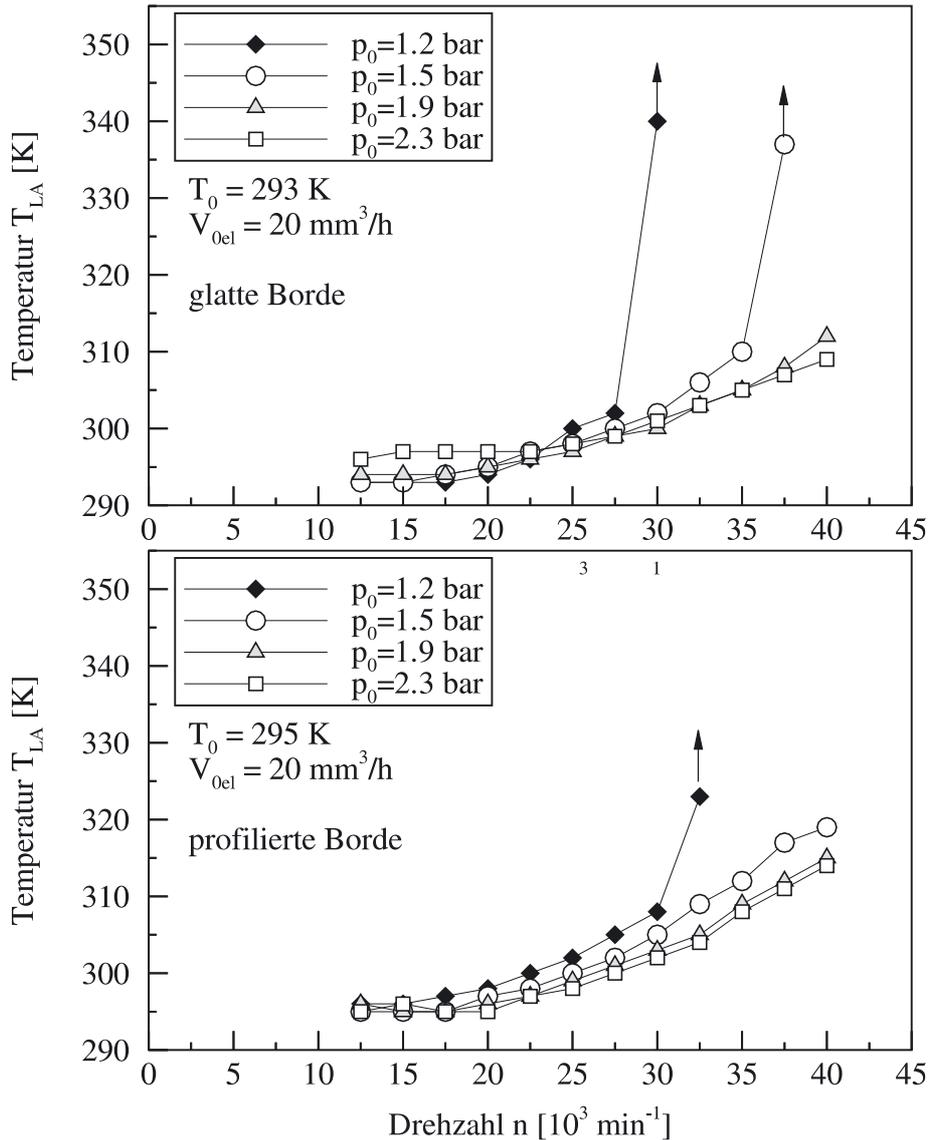


Abb. 6.15: Glatte und profilierte Borde im Vergleich

dichterseitige Bord aus dem konventionellen Wälzlagerstahl 100Cr6, während das turbinenseitige Bord aus Hartmetall gefertigt war. Nach Testläufen, bei denen ein Schnellabbruch vorgenommen werden mußte, nachdem ein schlagartiger Anstieg der Temperatur am Lageraustritt eine starke Erhöhung des Verschleißaufkommens erkennen ließ, zeigten sich lediglich auf dem 100Cr6-Bord Verschleißspuren. Die Stärke dieser Verschleißspuren erlaubte den Rückschluß, daß dadurch der Lagerausfall herbeigeführt wurde. Das Hartmetall-Bord, das zwar eine polierte Oberfläche aber keine, mit dem 100Cr6-Bord vergleichbare Verschleißspuren aufwies, sorgte demnach für erheblich bessere tribologische Verhältnisse im Rolle-Borde-Kontakt als das 100Cr6-Bord.

Zu einer erheblichen Verbesserung der tribologischen Verhältnisse im Gleitkontakt führt eine geschickte Profilierung der Bordeflächen (siehe Abbildung 6.5), wie der Vergleich von glatten und profilierten Borden in Abbildung 6.15 zeigt. Im oberen Diagramm sind nochmals die Ver-

suchsergebnisse aus Kapitel 6.2.1 aufgeführt, bei denen für unterschiedliche Eintrittsdrücke p_0 und bei einer Mangelschmierung von $V_{Oel} = 20 \text{ mm}^3/h$ die Temperatur am Lageraustritt T_{LA} in Abhängigkeit von der Rotordrehzahl n bestimmt wurde. Das untere Diagramm zeigt die Ergebnisse von Versuchsläufen, bei denen erstmals unter ansonsten gleichen Randbedingungen (ebenfalls $V_{Oel} = 20 \text{ mm}^3/h$) anstatt glatter Borde die in Abbildung 6.5 dargestellten, profilierten Borde eingesetzt wurden. Bei dieser Profilierung handelt es sich um halbkreisförmige, geneigte Vertiefungen, die in Umfangsrichtung dicht nebeneinander auf der Gleitfläche angeordnet sind. Abbildung 6.15 verdeutlicht, daß bei gegebenem Eintrittsdruck p_0 der kritische Anstieg der Temperatur am Lageraustritt T_{LA} bei den profilierten Borden später, d.h. bei höheren Rotordrehzahlen, einsetzt als bei den glatten Borden. So fällt das Lager mit glatten Borden bei einem Eintrittsdruck von $p_0 = 1,5 \text{ bar}$ bereits jenseits einer Drehzahl von $n = 35.000 \text{ min}^{-1}$ aus, während das Lager mit profilierten Borden bei der um etwa 10 Prozent höheren Drehzahl von $n = 40.000 \text{ min}^{-1}$ noch sicher betrieben werden kann.

Im Gegensatz zu den glatten Borden zeigten die profilierten Borde nach den Testläufen keine sichtbaren Verschleißspuren, obwohl in der Vergleichsuntersuchung nahezu identische Lagerbelastungen vorlagen. Die profilierten Borde kamen auch bei den Hochgeschwindigkeits-Testläufen des nachfolgenden Kapitels 6.2.5 zum Einsatz. Auch unter den dort vorherrschenden, höheren Lagerbelastungen trat kein Verschleiß im kritischen Rollen-Borde-Kontakt auf.

Für den positiven Einfluß, der von der Profilierung ausgeht, sind zwei Gründe denkbar. Zum einen tritt durch die Neigung der Vertiefungen ein aerodynamischer Effekt auf, da die Rollenstirnflächen mit der Drehzahl des Wälzkörpersatzes entlang dieser schiefen Ebenen gleiten, wodurch sich jeweils ein Luftkeil mit erhöhtem Druck zwischen den Rollenstirnflächen und den Vertiefungen aufbaut. Die Fasen an den Zylinderrollen verstärken diesen Effekt. Zum anderen bringt die Profilierung eine Verringerung der effektiven Reibfläche mit sich, wodurch sich die insgesamt auftretende Reibleistung reduziert.

Insgesamt konnte festgestellt werden, daß sich der Rolle-Borde-Kontakt um so kritischer verhielt, d.h. einen vorzeitigen Lagerausfall verursachte, je schlechter die Schmierungsverhältnisse, je größer die rotodynamische Belastung und je geringer die Kammerdrücke des aerostatischen Käfigs waren.

6.2.5 Drehzahlgrenze

Ein Lager ist in der Regel für Hochgeschwindigkeitsanwendungen geeignet, sobald es einen Drehzahlkoeffizienten von wenigstens $C_n = 1,5 \cdot 10^6$ besitzt. Dies bedeutet, daß das Versuchslager der vorliegenden Arbeit, und mit ihm der aerostatische Käfig, mindestens bei einer Rotordrehzahl von $n = 47.000 \text{ min}^{-1}$ bestehen muß, um sich für die Lagerung von kleinen Turbomaschinen zu empfehlen. Die Versuche der vorangegangenen Kapitel waren, bedingt durch das begrenzte Leistungsvermögen der HDT-Anlage, auf eine maximale Rotordrehzahl von $n = 40.000 \text{ min}^{-1}$ begrenzt, da der Antrieb der Turbine kalt, d.h. ohne Vorwärmung erfolgte, um Temperatureinflüsse seitens der Turbine auf das Versuchslager auszuschließen. Der maximale Drehzahlkoeffizient, der in diesen Versuchen erreicht wurde, blieb daher mit $C_n = 1,3 \cdot 10^6$ etwas unterhalb des geforderten Drehzahlkoeffizienten von $C_n = 1,5 \cdot 10^6$.

Um höhere Rotordrehzahlen als $n = 40.000 \text{ min}^{-1}$ zu ermöglichen, wurde für die in diesem Kapitel präsentierten Hochgeschwindigkeitsversuche die Eintrittsluft in die Turbine auf eine Temperatur von zirka 220°C vorgewärmt. Eine höhere Vorwärmung verbietet sich mit dem bestehenden Versuchsaufbau, da die Gefahr herrscht, daß das Lagerinnere aufgrund mangelnder Abschirmung sowohl über das Turbinengehäuse als auch über den Rotor so weit aufgeheizt wird, daß selbst eine Mangelschmierung nicht mehr möglich wäre. Mit der gewählten Vorwärmung stellte sich im Lagerinnern eine noch vertretbare Beharrungstemperatur von etwa 100°C bis 110°C ein. Diese Beharrungstemperatur resultierte in erster Linie aus der Aufheizung durch die Turbine und erst in zweiter Linie aus Reibungsvorgängen innerhalb des Lagers, wie in der Anfahrphase, während der auf bereits relativ hohem Drehzahlniveau die Eintrittstemperatur langsam auf die Nenntemperatur anstieg, zu beobachten war.

Der Hochgeschwindigkeits-Testlauf erstreckte sich über eine Zeitspanne von etwa 3 Stunden. Über annähernd die komplette Testdauer betrug die Rotordrehzahl $n = 50.000 \text{ min}^{-1}$. Dies entspricht einem Drehzahlkoeffizienten von $C_n \approx 1,6 \cdot 10^6$, der somit größer ist als der geforderte von $C_n = 1,5 \cdot 10^6$. Durch die Zugabe einer Schmierölmenge von weniger als $V_{Oel} = 20 \text{ mm}^3/\text{h}$ wurde das Versuchslager während dieses Testlaufs lediglich mit einer Mangelschmierung versorgt. Aufgrund ihres positiven Verschleißverhaltens kamen die profilierten Borde anstelle der glatten Borde zum Einsatz. Der Eintrittsdruck des aerostatischen Käfigs betrug $p_0 = 2,5 \text{ bar}$. Dieser relativ hohe Eintrittsdruck war nötig, um die in Kapitel 6.2.2 erläuterte Schwäche des aerostatischen Käfigs im Bereich hoher Rotordrehzahlen einigermaßen zu kompensieren. Die Auswirkung dieser Schwäche ist gerade bei dem verwendeten Versuchslager besonders groß, da bei der Auslegung seines aerostatischen Käfigs die Erkenntnisse der vorliegenden Arbeit, die speziell für die Optimierung des aerostatischen Käfigs bei hohen Rotordrehzahlen wichtig sind, noch nicht eingeflossen sind.

Die erreichte Rotordrehzahl von $n = 50.000 \text{ min}^{-1}$ kann noch nicht als Drehzahlgrenze angesehen werden, da das Versuchslager den Testlauf problemlos und unbeschadet überdauerte. Wesentlich höhere Rotordrehzahlen sind mit dem bestehenden Versuchsaufbau jedoch nicht realisierbar, da sich die Höhe der noch vertretbaren Turbineneintrittstemperatur limitierend auf die erreichbare Drehzahl auswirkt. Prinzipiell sind mit diesem neuen Lagertyp noch höhere Rotordrehzahlen gewiß möglich, insbesondere wenn der aerostatische Käfig mit den in der vorliegenden Arbeit gewonnenen Erkenntnissen optimiert wird.

7 Zusammenfassung

Seit kleine Turbomaschinen in vielen technischen Anwendungen eine immer wichtigere Rolle spielen, rückt die Problematik der Lagerung von hochdrehenden und, je nach konkretem Einsatzgebiet, zusätzlich thermisch hochbelasteten Rotoren in den Blickpunkt zahlreicher Forschungsaktivitäten. Obwohl in den letzten Jahren mit Magnetlagern, Luftlagern und keramischen Wälzlagern bereits eine Reihe vielversprechender Lagerungskonzepte speziell für dieses extreme Anforderungsprofil entwickelt wurden, ist die Nachfrage nach weiteren geeigneten Lagertypen nach wie vor unverändert hoch, da die genannten Lagerungskonzepte neben ihren positiven leider auch einige unerwünschte Eigenschaften aufzeigen.

Hier liegt die Motivation der vorliegenden Arbeit begründet. Im Mittelpunkt steht das von Kuhn (1979) entwickelte, vollrollige Zylinderrollenlager mit aerostatischem Käfig, bei dem ein aus Druckluft bestehender Käfig an die Stelle eines herkömmlichen, substantiellen Käfigs tritt. Der aerostatische Käfig verfügt über einen automatischen Regelungsmechanismus, der die Positionierung der Rollen am Lagerumfang übernimmt und die wichtige Rollentrennung gewährleistet. Im Vergleich zu einem konventionellen Wälzlager mit substantiellem Käfig zeigt das Zylinderrollenlager mit aerostatischem Käfig ein günstigeres Reibungs- und Verschleißverhalten.

Aufbauend auf den Untersuchungen von Giese (1985), Seiler (1990) und Maack (1994) war es das vorrangige Ziel dieser Arbeit, die prinzipielle Einsatztauglichkeit dieses neuen Lagertyps für kleine Turbomaschinen, die durch hohe Rotordrehzahlen und teilweise gleichzeitig durch hohe Lagertemperaturen charakterisiert sind, zu klären. Hierzu wurden umfangreiche numerische, theoretische und experimentelle Untersuchungen durchgeführt, die einen tieferen Einblick in die Funktionsweise des aerostatischen Käfigs eröffneten.

Im Mittelpunkt der numerischen und theoretischen Studien stand die detaillierte Analyse der Regelcharakteristik einer einzelnen Käfigzelle, die als Grundelement des aerostatischen Käfigs dessen Regelverhalten maßgeblich bestimmt. Auf Basis der experimentell validierten numerischen Ergebnisse und der theoretischen Überlegungen wurden zwei neue analytische Modelle (*Modell C* und *Modell D+C*) zur Beschreibung der Regelcharakteristik entwickelt, die ein bestehendes analytisches Modell von Seiler (1990) entscheidend verbessern. Als wesentliche Neuerung berücksichtigen beide neuen analytischen Modelle einen sogenannten *Carry-Over-Effekt*. Dieser beschreibt das Phänomen, daß die kinetische Energie des Luftstrahls, der die Außenringbohrung verläßt und in die folgende Druckkammer eindringt, nicht vollständig innerhalb der Druckkammer dissipiert, sondern zum Teil in den sich anschließenden Rollenspalt hinübertransportiert wird. Als Folge stellt sich in der Druckkammer ein erheblich geringerer Kammerdruck ein, als unter der bisher üblichen Annahme (Seiler (1990)) einer vollständigen Dissipation berechnet wurde. Zur Quantifizierung des *Carry-Over-Effekts* wurde eine Korrelation für einen Carry-Over-Faktor hergeleitet, der als zentrale Bestimmungsgrößen das Flächenverhältnis der Außenringbohrung und des Zylindermantelspaltes sowie die Machzahl im Zylindermantelspalt beinhaltet.

Stromab des kleinsten Rollenabstandes bis hin zu der Stelle, an der die seitlichen Borde enden, liegt ein divergierender Spaltverlauf vor. Ob bzw. in welchem Umfang in diesem Spaltbereich

ein Diffusoreffekt auftritt, ist nach dem bisherigen Stand der Untersuchungen nicht eindeutig geklärt. Um trotz Unkenntnis des realen Strömungszustandes an dieser Stelle dennoch eine gültige Aussage über die Regelcharakteristik treffen zu können, bezieht das *Modell D+C* in seine Berechnung zusätzlich zum Carry-Over-Faktor eine ideale Diffusorströmung im divergierenden Abschnitt des Rollenspaltes ein. Zusammen mit *Modell C*, das wie Seiler (1990) das Vorhandensein einer Diffusorströmung vollständig verneint, sind somit die beiden extremen Strömungszustände, nämlich *ideale Diffusorströmung* und *keine Diffusorströmung*, zwischen denen der reale Strömungszustand liegt, beschrieben. Ein Vergleich der Ergebnisse aus den beiden verschiedenen Modellen wies erstmalig nach, daß zur Bestimmung der Regelcharakteristik der reale Strömungszustand im divergierenden Spaltabschnitt hinsichtlich seines Diffusoreffektes im Gegensatz zu bisherigen Annahmen nicht relevant ist; beide Modelle liefern nämlich nahezu dieselben Ergebnisse. Der Grund hierfür liegt in der Machzahlabhängigkeit des *Carry-Over-Effekts*, wodurch der Einfluß des Diffusoreffektes auf die Regelcharakteristik nahezu vollständig kompensiert wird.

Schließlich tragen die beiden neuentwickelten Modelle den reibungsbedingten Strömungsverlusten in der Außenringbohrung und im Zylindermantelspalt Rechnung, indem realistische Durchflußkoeffizienten in den Berechnungsalgorithmus der Regelcharakteristik einbezogen werden.

Der Einfluß der Rotordrehzahl auf die Regelcharakteristik kann mit Hilfe der numerischen Strömungsanalyse nur bedingt und mit den analytischen Modellen lediglich durch Einbeziehen drehzahlabhängiger C_D -Werte bestimmt werden. Beide Verfahren können nämlich nicht die Ausströmverluste berücksichtigen, die auftreten, wenn der Luftstrahl die ruhende Außenringbohrung verläßt und in die rotierende Druckkammer einströmt. Theoretische Überlegungen, die sich auf Vergleiche mit dem Ausblasevorgang von Kühlluftbohrungen an Turbinenschaufeln stützen, sowie die Ergebnisse des experimentellen Teils der vorliegenden Arbeit wiesen jedoch nach, daß sich mit zunehmender Rotordrehzahl das Durchflußverhalten der Außenringbohrungen verschlechtert, da die rotierende Druckkammer als Querströmung wirkt und die Ausströmfläche der Außenringbohrung zudeckt. Ein Kollabieren des aerostatischen Käfigs bei hohen Drehzahlen ist die Folge. Um jedoch den Zusammenbruch des aerostatischen Käfigs zu verhindern, muß der Impuls des Luftstrahls, der die Außenringbohrung verläßt, im Vergleich zum Strömungsimpuls der nachfolgenden, rotierenden Druckkammer angehoben werden. Diese Erkenntnis bildet speziell für den Fall, daß hohe Rotordrehzahlen vorliegen, die Grundlage für eine neue Auslegungsstrategie des aerostatischen Käfigs. Im Gegensatz zur bisherigen Auslegungsmethode, die eher geringe Eintrittsdrücke vorsah und die mittlere Zylindermantelspaltweite im mittleren Abschnitt der Regelkurve, nämlich im Bereich der größten Steigung, ansetzte, empfiehlt die neuen Auslegungsstrategie ein Anheben des Eintrittsdrucks mit steigender Drehzahl sowie eine mittlere Zylindermantelspaltweite, die eher im unteren Bereich der Regelkurve, also bei größeren Spaltweiten liegt. Beide Maßnahmen haben zum Ziel, durch ein größeres Druckverhältnis über der Außenringbohrung dem Luftstrahl einen höheren Impuls zu verleihen.

Mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation sowie unter Verwendung der neuentwickelten analytischen Modelle *Modell C* und *Modell D+C* wurde eine umfangreiche Parameterstudie zur Regelcharakteristik der aerostatischen Käfigzelle durchgeführt. Diese Studie wies nach, daß sich die Steigung der Regelkurve in ihrem mittleren, für die Regelung relevanten Abschnitt

sowohl mit steigendem Eintrittsdruck als auch mit abnehmender Fläche der Außenringbohrung vergrößert. Mit ansteigendem Eintrittsdruck erhöht sich bei konstanter mittleren Zylindermantelspaltweite auch der mittlere Kammerdruck. Die Temperatur der Käfigluft hat einen vernachlässigbar geringen Einfluß auf die Regelcharakteristik. Dagegen beeinflußt die Position der Außenringbohrung am Umfang der Käfigzelle die Größe des Kammerdrucks erheblich, sobald eine extreme Randposition, wie sie im Zuge des Überrollvorgangs auftritt, eingenommen wird. Dies untermauert die von Giese (1985) und Seiler (1990) erkannte Notwendigkeit, daß die Anzahl der Außenringbohrungen im Verhältnis zu der Anzahl der Druckkammern (=Anzahl der Wälzkörper) erhöht werden muß.

Die experimentellen Untersuchungen der vorliegenden Arbeit wurden an einem vollrolligen Zylinderrollenlager, das mit keramischen Wälzkörpern und einem nach Seiler (1990) ausgelegten aerostatischen Käfig ausgestattet war, durchgeführt. Um das Versuchslager realistischen Betriebsbedingungen auszusetzen, wurde es in einen Abgasturbolader anstelle der ursprünglichen hydrodynamischen Gleitlager eingebaut. Wesentliches Ziel der experimentellen Studien war es, den Einfluß hoher Rotordrehzahl sowie die Auswirkungen ungünstiger Schmierungsverhältnisse auf die Funktionsfähigkeit des aerostatischen Käfigs zu untersuchen.

In einer ersten Testreihe wurde ausgehend von einer Minimalmengenschmierung die zugeführten Schmierölmenge schrittweise weiter reduziert bis schließlich das Versuchslager unter Trockenlaufbedingungen lief. Die Bewertung der Funktionsfähigkeit des aerostatischen Käfigs erfolgte dabei in erster Linie über den sich einstellenden Druck in der Druckkammer sowie die Temperatur direkt am Austritt des Lagers, die eine Rückschluß auf die Reibungs- und Verschleißverhältnisse innerhalb des Lagers erlaubte. Es zeigte sich, daß bei hohen Rotordrehzahlen im Fall des geschmierten Lagers ein plötzlich einsetzender Abfall des Kammerdruckes auftrat. Nahezu zeitgleich wies ein Anstieg der Temperatur am Lageraustritt sowie eine Erhöhung des Wälzkörperschlupfes auf ein beginnendes Kollabieren des aerostatischen Käfigs hin. Die Rotordrehzahl, bei der das Abfallen des Kammerdruckes einsetzte, stieg mit Anhebung des Eintrittsdrucks und erwies sich als unabhängig von der Höhe der zugeführten Schmierölmenge. Der Grund für das plötzlich Kollabieren des aerostatischen Käfigs hängt mit einer Verschlechterung des Durchflußverhalten der Außenringbohrungen zusammen. Bei hohen Drehzahlen decken die rotierenden Druckkammern die stationären Ausströmflächen der Außenringbohrungen allmählich zu. Die Folge ist ein Abfallen der Kammerdrücke, da die Außenringbohrungen nur noch einen unzureichenden Luftnachschub liefern. Mit diesen experimentellen Ergebnissen bestätigen sich somit die Erkenntnisse aus den theoretischen Überlegungen, die eine Abhängigkeit des Durchflußverhaltens der Außenringbohrungen von dem Verhältnis aus dem Impuls des Luftstrahls der Außenringbohrung und dem Strömungsimpuls der rotierenden Druckkammer vorhersagen.

Im Fall des ungeschmierten Lagers trat das Problem der Verschlechterung des Durchflußverhaltens der Außenringbohrungen nicht auf, da der aerostatische Käfig und mit ihm das Versuchslager bei bereits geringeren Rotordrehzahlen versagte. Hierfür verantwortlich zeigten sich erhöhte Reibungskräfte, insbesondere jene im Rollen-Borde-Kontakt, die ein Aufeinanderschieben der Rollen verursachten. Bei Trockenlauf und hohen Rotordrehzahlen gewährleisteten lediglich sehr hohe Eintrittsdrücke die volle Funktionsfähigkeit des aerostatischen Käfigs.

Eine erhebliche Verbesserung der tribologischen Verhältnisse im kritischen Rollen-Borde-Kontakt läßt sich durch eine Profilierung der Bordeflächen, wie sie in der vorliegenden Arbeit erstmals vorgenommen wurde, erreichen. Nach dem Einbringen von geneigten Vertiefungen in die Gleitflächen der Borde konnte in Vergleichsuntersuchungen eine Erhöhung der kritischen Rotordrehzahl, bei der das Lager aufgrund eines stark erhöhten Reibungs- und Verschleißaufkommens ausfällt, um etwa 10% gegenüber einem Lagerdesign mit glatten Borden beobachtet werden. Darüber hinaus zeigten sich die profilierten Borde in einem verschleißfreien Zustand, während die glatten Borde nach den Testläufen zum Teil deutliche Verschleißspuren aufwiesen. Sehr wahrscheinlich sind es aerodynamische Effekte, die zwischen den Rollenstirnseiten und den geneigten Vertiefungen in den Borden trennende Druckkräfte aufbauen, wodurch die verschleißkritische Belastung der Bordeflächen reduziert wird.

Seine Tauglichkeit für Hochgeschwindigkeitsanwendungen hat das Versuchslager in einem mehrstündigen Testlauf bei einer Rotordrehzahl von $n = 50.000 \text{ min}^{-1}$ eindrucksvoll unter Beweis gestellt. Diese Rotordrehzahl, die noch keine Grenzbelastung des Versuchslagers darstellte, entspricht einem Drehzahlkoeffizienten von $C_n \approx 1,6 \cdot 10^6$; der für Hochgeschwindigkeitsanwendungen minimal erforderliche Drehzahlkoeffizient von $C_n = 1,5 \cdot 10^6$ wurde somit problemlos überschritten. Der Umstand, daß während dieses Testlaufs nur minimalste Schmierstoffmengen zugegeben wurden und daher lediglich eine Mangelschmierung vorlag, verdeutlicht das Leistungsvermögen dieses neuen Lagertyps. Noch höhere Rotordrehzahlen als jene, die im Rahmen dieser Arbeit aufgrund der versuchstechnischen Rahmenbedingungen realisierbar waren, sind daher möglich.

Detaillierte, zeitaufgelöste Kammerdruckverläufe, die mit einer piezoresistiven Drucksonde aufgenommen wurde, ließen eine genauere Analyse der Regelungs- und Bewegungsvorgänge im aerostatischen Käfig zu. So zeigte sich, daß im Bereich kleiner Rotordrehzahlen relativ geringe Eintrittsdrücke günstiger sind, da die dadurch hervorgerufenen geringen Luftstrahlimpulse am Austritt der Außenringbohrungen den Umlauf des Rollensatzes nur unwesentlich stören. Hohe Eintrittsdrücke verursachen dagegen hohe Luftstrahlimpulse, die insbesondere bei geringen Rotordrehzahlen einen signifikanten Störeinfluß auf den rotierenden Rollensatz ausüben. Im Bereich größerer Rotordrehzahlen spielt jedoch die Beeinflussung der umlaufenden Rollen durch die Luftjets der Außenringbohrungen nur noch eine untergeordnete Rolle. Vielmehr sind bei hohen Rotordrehzahlen relativ große Eintrittsdrücke notwendig, um Rollenkontakte auch unter dem Vorhandensein gestiegener dynamischer Kräfte wirksam zu verhindern.

Das Zylinderrollenlager mit aerostatischem Käfig ist gerade für kleine Turbomaschinen ideal geeignet, da der Druckluftbedarf des aerostatischen Käfigs in gleicher Weise wie das Druckluftangebot des Verdichters mit der Rotordrehzahl ansteigt. Der aerostatische Käfig wirkt sich so positiv auf die Reibungs- und Verschleißverhältnisse im Lager aus, daß selbst minimalste Schmierstoffmengen (Mangelschmierung) für einen sicheren Betrieb des Lagers völlig ausreichen; dies gilt auch für die Bereiche sehr hoher Rotordrehzahlen, die speziell für kleine Turbomaschinen üblich sind.

Hohe Lagertemperaturen, die gerade in Hochtemperaturanwendungen beim Fehlen spezieller Kühlungsmaßnahmen für den Lagerbereich (z.B. Öl-Umlaufschmierung, Wasserkühlung des Lagerblocks, etc.) auftreten können, stellen dagegen ein Problem für die tribologischen Ver-

hältnisse in den Wälz- und vor allem den Gleitkontakten des Lagers (Rollen-Borde-Kontakt) dar. Da herkömmliche Schmierstoffe unter derartigen Temperaturbelastungen für eine Dauerschmierung nicht mehr geeignet sind, ist ein Betrieb des Lagers unter Trockenlaufbedingungen notwendig. Dies stellt sich jedoch als äußerst schwierig dar, wenn es auch nach Erkenntnis der vorliegenden Arbeit unter optimalen Randbedingungen möglich zu sein scheint. Weitergehende Forschungsaktivitäten, die eine Verbesserung der tribologischen Verhältnisse unter Trockenlauf zum Ziel haben, sind daher notwendig, um das Zylinderrollenlager mit aerostatischem Käfig nicht nur für Hochgeschwindigkeits- sondern auch für Hochtemperaturanwendungen nutzbar zu machen. Hierzu liefert die in dieser Arbeit vorgestellte, aerodynamische Profilierung der kritischen Rollen-Borde-Kontakte einen Ansatz, der sich in Verbindung mit einer Materialoptimierung der tribologischen Partner als vielversprechend erweist.

Literaturverzeichnis

- Albert, M. (1987): *Wälzlager : Theorie und Praxis*. Springer Verlag, Berlin.
- Baral, A. (1997): *Entwicklung, Zustandsidentifikation und Regelung eines magnetisch gelagerten Hochgeschwindigkeitsantriebs*. Dissertation, VDI-Fortschrittsbericht, Reihe 8, Meß-, Steuerungs- und Regelungstechnik, Nr. 649, Universität Kassel.
- Bartz, W. J. (1993a): *Luftlagerungen: Grundlagen und Anwendungen, 2. völlig neubearbeitete und erweiterte Auflage*. Expert Verlag.
- Bartz, W. J. (1993b): *Selbstschmierende und wartungsfreie Gleitlager: Typen, Eigenschaften, Einsatzgrenzen und Anwendungen*. Expert Verlag.
- Bayer, O. (1997): *Keramik im Wälzlager - ein wirtschaftlicher Weg*. Innovationen für Gleitlager, Wälzlager, Dichtungen und Führungen: 13. Jahrestagung Neu-Ulm, 10. und 11. Juni 1997 / VDI-Werkstofftag '97. VDI-Gesellschaft Werkstofftechnik. - Düsseldorf.
- Ben Khaled, A. (1996): *Strömungsverhalten von Brennkammer-Einläufen mit glockenförmigen Vordiffusoren: Experimentelle und numerische Überprüfung*. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (T.H.).
- Bessette, N.F. und George, R.A. (1996): *Performance and Reliability of Westinghouse's Air Electrode Supported Solid Oxide Fuel Cell at Atmospheric and Elevated Pressures*. Denki Kagaku Oyoki Kogyo Kagaku, Band 64, Heft 6, S. 602 – 608.
- Bohn, D., Lepers, J., Sürken, N. und Krüger, U. (2000): *Kopplung von Mikrogasturbinen und Brennstoffzellen*. BrennstoffWärmeKraft (BWK), Band 52, Nr. 5, S. 48 – 51.
- Breunig, B. (1986): *Aerodynamische Federlager für hohe Drehzahlen und hohe Temperaturen*. Dissertation, Universität Karlsruhe (T.H.).
- Brändlein, J. (1995): *Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. 3. Auflage*. Vereinigte Fachverlage, Mainz.
- Büchling, J. (2001): *DaimlerChrysler setzt bei der Brennstoffzelle auf Methanol*. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, Band 103, Heft 2, S. 126 – 129.
- Burgmeier, L. und Poursaba, M. (1994): *Ceramic Hybrid Bearings in Air-Cycle Machines*. ASME-Paper 94-GT-393.
- Changsheng, Z. (2001): *Experimental Study on the Vibration Control Capability of a Hybrid Squeeze Film Damper*. ASME-Paper 2001-GT-0252.
- Danzer, R. und Paar, R. (1995): *Kantenfestigkeit spröder Werkstoffe*. Fortschrittsberichte der Deutschen Keramischen Gesellschaft, Band 10, Heft 3, S. 77 – 84.

- DIN1952 (1982): *Durchflußmessung mit Blenden, Düsen und Venturirohren in voll durchströmten Rohren mit Kreisquerschnitt*. Deutsches Institut für Normung e.V. (DIN), Beuth Verlag GmbH, Berlin.
- Egli, A. (1935): *The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals*. Journal of Fuels and Steam Power, Transactions of the ASME 57, S. 115 – 122.
- Fujii, Y., Hirata, M., Maeda, K., Fujii, K., Yamamoto, S. und Nakashima, H. (1999): *New Retainer Material for High Speed and High Temperature Cylindrical Roller Bearing*. Tribology Transactions, Band 42, Heft 4, S. 783 – 788.
- Gebert, K. (1997): *Zylinderrollenlager für schnelldrehende Spindelsysteme*. Werkstatt und Betrieb 130, Heft 130, S. 702 – 708.
- Gemmen, R.S., Liese, E., Rivera, J.G., Jabbari, F. und Brouwer, J. (2000): *Development of Dynamic Modeling Tools for Solid Oxide and Molten Carbonate Hybrid Fuel Cell Gas Turbine Systems*. ASME-Paper 2000-GT-554.
- Giese, P. (1985): *Untersuchungen zum hydrostatischen Käfig und zur Bordtragfähigkeit von Zylinderrollenlagern*. Dissertation, Institut für Maschinen konstruktionslehre, Universität Karlsruhe (T.H.).
- Glienicke, J. (1972): *Theoretische und experimentelle Ermittlung der Systemdämpfung gleitgelagerter Rotoren und ihre Erhöhung durch äussere Lagerdämpfung*. Habilitationsschrift, VDI-Fortschrittsbericht, Reihe 11, Nr. 13, Universität Karlsruhe (T.H.).
- Glienicke, J. (1982): *Aerodynamisches federndes Mehrgleitflächenlager*. Patentschrift DE2909973C2.
- Glienicke, J. (1988): *Keramik-Lagerungen: aero- und hydrodynamische Lagerungen aus Keramik- und Verbundwerkstoffen für extreme Betriebsbedingungen und hohe Lebensdauern*. Abschlußbericht des DFG-Vorhabens GL144/1-4, Braunschweig.
- Gritsch, M., Saumweber, C., Schulz, A., Wittig, S. und Sharp, E. (2000): *Effect of Internal Coolant Crossflow Orientation on the Discharge Coefficient of Shaped Film Cooling Holes*. Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 122, No. 1, S. 146 – 153.
- Gritsch, M., Schulz, A. und Wittig, S. (1997): *A Method of Correlating the Discharge Coefficient of Film-Cooling Holes with Crossflows at Hole Entry and Exit*. Thirteenth International Symposium on Airbreathing Engines (ISABE XIII), Paper 97-7110, 8. - 12. September, Chattanooga, Tennessee, USA.
- Gritsch, M., Schulz, A. und Wittig, S. (2001): *Effect of Crossflows on the Discharge Coefficient of Film Cooling Holes with Varying Angles of Inclination and Orientation*. ASME-Paper 2001-GT-134.
- Hack, G. (1999): *Turbo- und Kompressormotoren, Entwicklung, Technik, Typen*. 1. Aufl., Motorbuch-Verlag, Stuttgart.

- Hassmann, K., Heidug, W.K. und Veyo, S. (1999): *Die festkeramische Hochtemperatur-Brennstoffzelle*. BrennstoffWärmeKraft (BWK), Band 51, Nr. 11/12, S. 40 – 46.
- Hawas, M. und Muner, T. (1980): *Computer-aided Numerical Solution for the Flow of Compressible Fluid through a Series of Identical Annular Orifices*. Energy Conversion & Management, Vol. 20, S. 65 – 73.
- Hay, N., Lampard, D. und Khaldi, A. (1994): *The Coefficient of Discharge of 30deg Inclined Film Cooling Holes with Rounded Entries or Exits*. ASME-Paper 94-GT-180.
- Hay, N. und Spencer, A. (1992): *Discharge Coefficient of Cooling Holes With Radiused and Chamfered Inlets*. Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME, Vol. 114, S. 701 – 706.
- Heshmat, H. und Walton, J. F. (2000): *Oil-Free Turbocharger Demonstration Paves Way to Gas Turbine Engine Applications*. ASME-Paper 2000-GT-620.
- Hestermann, R., Ben Khaled, A. und Wittig, S. (1994): *Flowfield and Performance Characteristics of Combustor Diffusers: A Basic Study*. ASME-Paper 94-GT-212.
- Hofbauer, P. und Halimi, E.M. (1999): *Schluß mit dem Turboloch*. Automobil Produktion, Band 13, Heft 5, S. 94 – 96.
- Hosang, G.W. (1987): *Results and Design Techniques from the Application of Ceramic Ball Bearings to the MERADCOM 10 kW Turbine*. AIAA-Paper 87-1844.
- Huber, M. (2001): *Ein Beitrag zur Untersuchung hydrodynamisch arbeitender Radialgleitlager unter Berücksichtigung der Schmierölverdünnung mit Rapsölmethylester*. Dissertation Universität Kaiserslautern, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, Nr. 453.
- Ioannides, E. und Jacobsen, B. (1988): *Verunreinigungen im Schmierstoff verkürzen die Lebensdauer*. SKF Kugellager-Zeitschrift (KLZ), Sonderausgabe, 89-04, S. 97 – 108.
- Ivers-Tiffée, E., Weber, A. und Herbstritt, D. (2001): *Materials and technologies for SOFC-components*. Journal of European Ceramic Society, Band 21, Heft 10-11, S. 1805 – 1812.
- Jakoby, R., Geis, T., Kim, S. und Wittig, S. (1997): *Discharge Coefficient of Rotating Orifices with Radiused Inlet Corners*. Thirteenth International Symposium on Airbreathing Engines (ISABE XIII), 8. - 12. September, Chattanooga, Tennessee, USA.
- Jerie, J. (1948): *Flow Through Straight-Through Labyrinth Seals*. Proceedings of the Seventh International Congress of Applied Mechanics 2, S. 70 – 82.
- Kiel, G. (1935): *Gesamtdruckgerät mit großer Unempfindlichkeit gegen Schräganströmung*. Bericht der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt, Nr. 35/03, S. 79 – 79.
- Knotek, O., Lugscheider, E., Barimani, C. und Möller, M. (1997): *PVD coatings for lubricant-free tribological applications*. Wear, Band 209, Heft 1-2, S. 101 – 105.

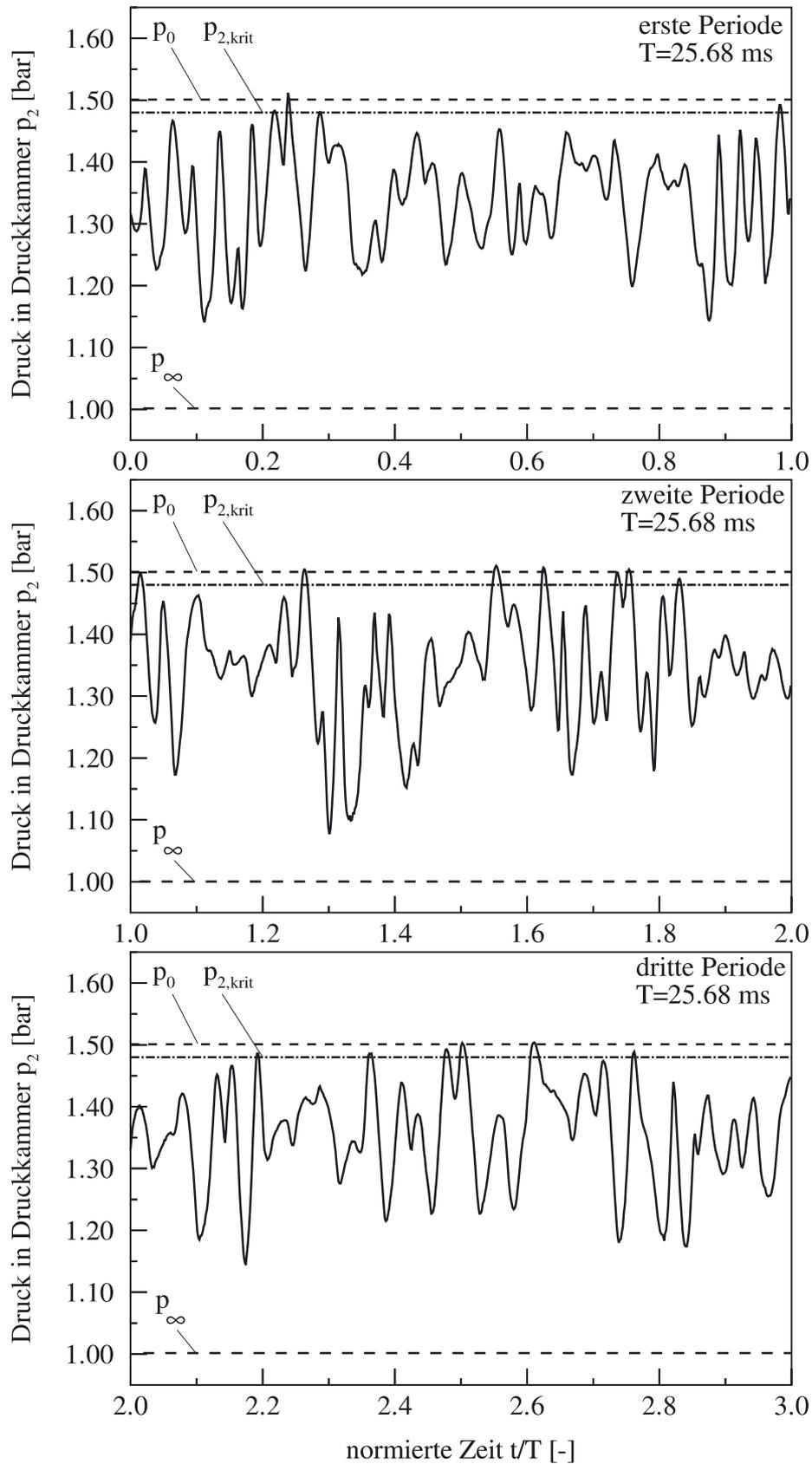
- Kondoleon, A. und Kelleher, W. (2000): *Comparison of Soft Magnetic Alloys for High Temperature Magnetic Bearings*. ASME-Paper 2000-GT-410.
- Kreuz-Ihli, T. (2001): *Strömungsinduzierte Schaufelschwingungen in leitgitterlosen Radialturbinen*. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (T.H.).
- Kreuz-Ihli, T., Filsinger, D., Schulz, A. und Wittig, S. (1999): *Numerical and Experimental Study of Unsteady Flow Field and Vibration in Radial Inflow Turbines*. ASME-Paper 99-GT-341.
- Kuhn, P. (1979): *Radial-Zylinderrollenlager*. Patentschrift DE2931348C2.
- Larsonneur, R. (1990): *Design and Control of Active Magnetic Bearing Systems for High Speed Rotation*. Dissertation, Nr. 9140, ETH Zürich.
- Leo, A.J., Ghezal-Ayagh, H. und Sanderson, R. (2000): *Ultra High Efficiency Hybrid Direct Fuel Cell/Turbine Power Plant*. ASME-Paper 2000-GT-0552.
- Liedtke, O., Schulz, A. und Wittig, S. (2002): *Development of a New Lean Burning Combuster with Fuel Film Evaporation for a Micro gas Turbine*. International Centre for Heat and Mass Transfer (ICHMT), Second International Symposium on Mediterranean Combustion Symposium, Sharm El-Sheikh, Ägypten.
- Lugscheider, E., Barimani, C., Wolff, C. und Möller, M. (1996a): *Beschichtung von Keramik- und Hybridkugellagern für den schmiermittelarmen bzw. -freien Betrieb*. Reibung und Verschleiß DGM-Tagung, Bad Nauheim, 21. bis 22. März 1996, S. 135 – 140.
- Lugscheider, E., Löffler, F. und Wolff, C. (1996b): *Das Reib- und Verschleißverhalten von ungeschmierten Schichten*. Tribologie und Schmierungstechnik, Band 43, Heft 2, S. 68 – 71.
- Maack, C. (1994): *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Bewegungsverhalten von Zylinderrollenlagern mit aerostatischem Käfig*. Dissertation, Institut für Maschinenkonstruktionslehre, Universität Karlsruhe (T.H.).
- Magistri, L., Massardo, A., Rodgers, C. und McDonald, C.F. (2001): *A Hybrid System Based on a Personal Turbine (5 kW) and a SOFC Stack: a Flexible and High Efficiency Energy Concept for the Distributed Power Market*. ASME-Paper 2001-GT-0092.
- McGreehan, W.F. und Schotsch, M.J. (1988): *Flow Characteristics of Long Orifices With Rotation and Corner Radiusing*. Journal of Turbomachinery, Transactions of the ASME, Vol. 110, S. 213 – 217.
- Meyer, C.A. und Lowrie III, J.A. (1975): *The Leakage Thru Straight and Slant Labyrinths and Honeycomb Seals*. ASME Journal of Engineering for Power 97, Nr. 4, S. 495 – 502.
- Miner, J.R., Dell, J., Galbato, A.T. und Ragen, M.A. (1995): *F117-PW-100 Hybrid Ball Bearing Ceramic Technology Insertion*. ASME-Paper 95-GT-390.

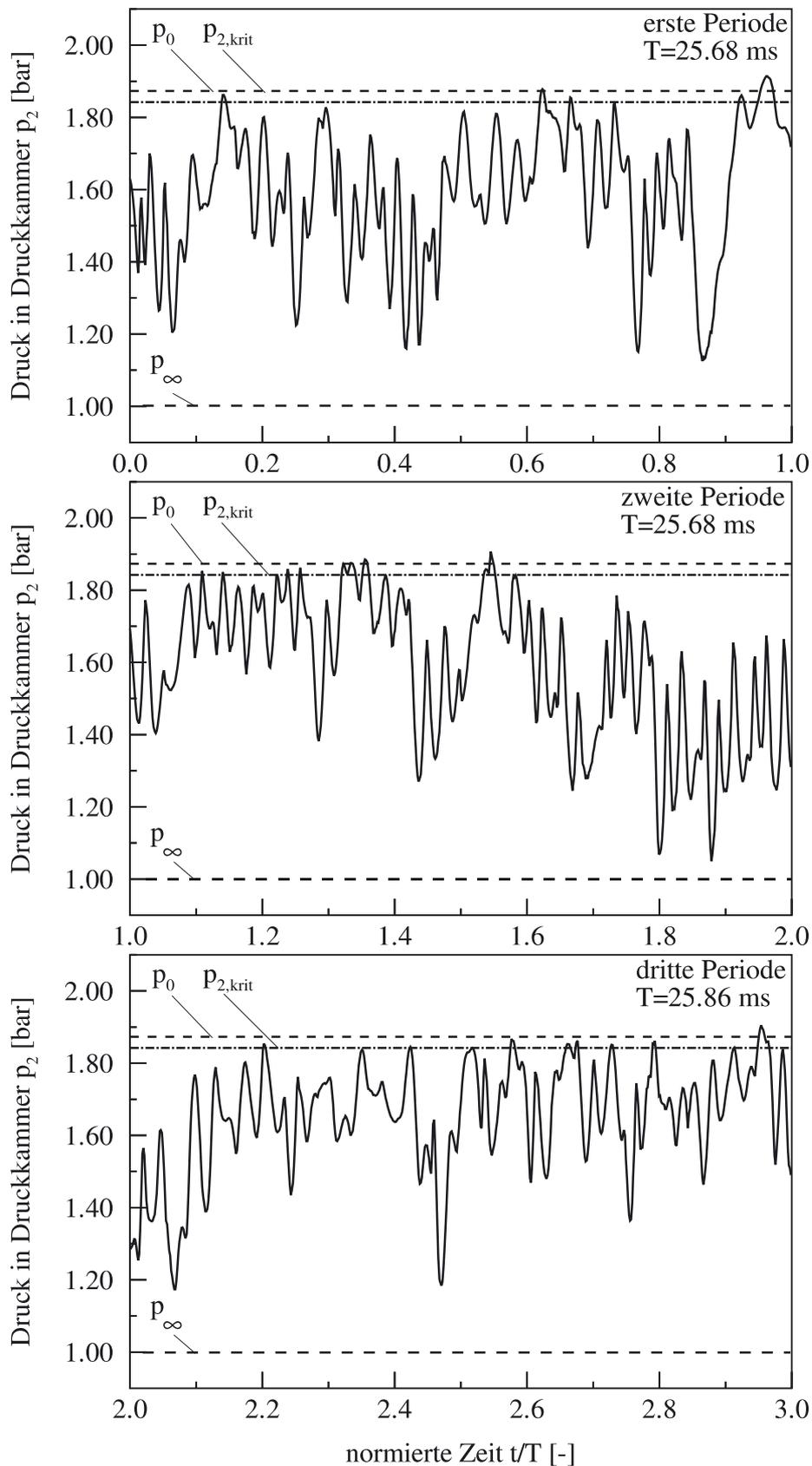
- Mirring, K. (1987): *Kunststoffkäfige als Standardkäfige für die Zylinderrollenlager der neuen Generation*. SKF Kugellager-Zeitschrift (KLZ), 87-04, S. 265 – 272.
- Müller, W.H. (1995): *Stress Distribution and Stress Intensity Factors in Ceramic Roller Bearing Rings*. Continuum Mechanics and Thermodynamics, Band 7, Heft 2, S. 199 – 218.
- Munz, D. und Fett, T. (1989): *Mechanisches Verhalten keramischer Werkstoffe*. Werkstoff-Forschung und -Technik, Band 8, Springer Verlag, Berlin.
- Östreicher, W.F. (1995): *Neue Regelungsstrategien für Antriebsanlagen mit hochaufgeladenen schnelllaufenden Viertakt-Dieselmotoren*. Dissertation, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, Nr. 252.
- Palsson, J. und Selimovic, A. (2001): *Design and Off-Design Prediction of a Combined SOFC and Gas Turbine System*. ASME-Paper 2001-GT-0379.
- Panting, J., Pullen, K.R. und Martinez-Botas, R.F. (2001): *Turbocharger Motor-Generator for Improvement of transient Performance in an Internal Combustion Engine*. Journal of Automobile Engineering, Band 215, Heft 3, S. 369 – 384.
- Philipzik, W. (1972): *Beiträge zur hydrodynamischen Schmiertheorie des Zapfenlagers*. Dissertation, Universität Aachen (T.H.).
- Reil, F. (2001): *Mobilität - Brennstoffzelle für alternativen Antrieb*. Kunststoffe, Band 91, Heft 8, S. 74 – 78.
- Reneau, L., Johnston, J. und Kline, S. (1967): *Performance and Design of Straight, Two-Dimensional Diffusers*. Journal of Basic Engineering, S. 140 – 150.
- Rodi, W. (1988): *Recent Developments in Turbulence Modelling*. Proceedings of the 3rd International Symposium on Refined Flow Modelling and Turbulence Measurements, Tokyo, 26.-28. Juli.
- Rombach, M. und Zimmermann, M. (1996): *Wälzlager aus Siliziumnitrid - Konsequenzen für eine bauteilorientierte Wälzverschleißprüfung*. Reibung und Verschleiß DGM-Tagung, Bad Nauheim, 21. bis 22. März 1996, S. 161 – 166.
- Rombach, M., Zimmermann, M. und Hollstein, T. (1997): *Konzepte zur Beschreibung der Einsatzgrenzen keramischer Werkstoffe unter Druck-, Wälz und Gleitbeanspruchung*. Innovationen für Gleitlager, Wälzlager, Dichtungen und Führungen, 13. Jahrestagung Neu-Ulm, 10. und 11. Juni 1997, VDI-Gesellschaft Werkstofftechnik, VDI- Verlag, Düsseldorf, S. 299 – 306.
- Russell, Th., Heshmat, C. und Locke, D. (2001): *Hybrid Magnetic / Foil Bearing System for an Oil-Free Thrust Bearing Test Rig*. ASME-Paper 2001-GT-0025.
- Schadow, E. (2001): *Die Brennstoffzelle - Motor der Zukunft*. GIT Labor-Fachzeitschrift, Band 45, Heft 9, S. 889 – 891.

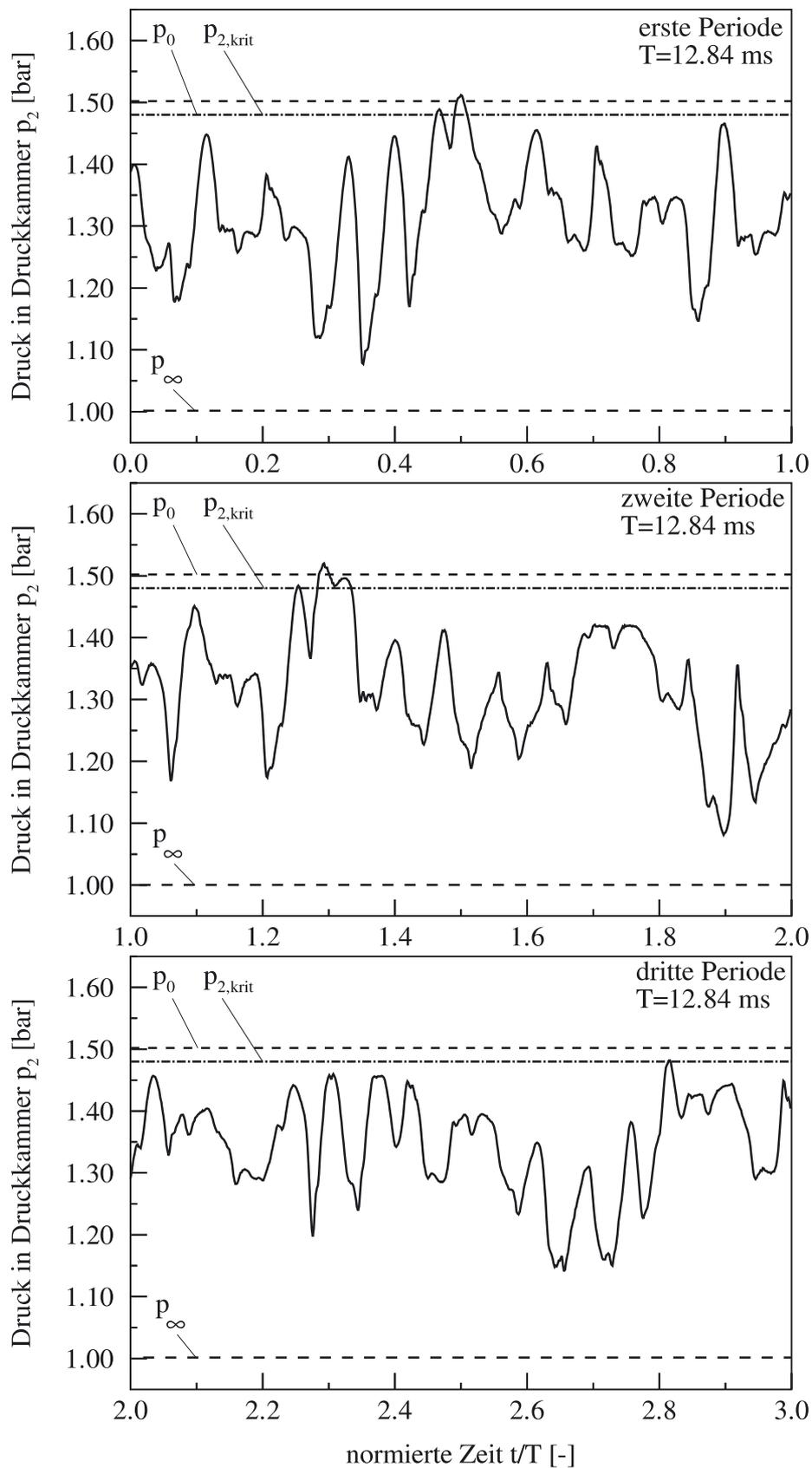
- Schön, J. (1951): *Die Temperaturmessung in strömenden Gasen*. Archiv für Technisches Messen (ATM), V2165-1, S. 84 – 85.
- Schütt, P. (1979): *Bewegungsverhältnisse in leichtbelasteten schnellaufenden Zylinderrollenlagern*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig.
- Schweitzer, G. (1993): *Magnetlager: Grundlagen, Eigenschaften und Anwendungen berührungsfreier, elektromagnetischer Lager*. Springer Verlag, Berlin.
- Seiler, A. (1990): *Auslegung und Untersuchung vollrolliger Zylinderrollenlager mit aerostatischem Käfig*. Dissertation, Institut für Maschinen konstruktionslehre, Universität Karlsruhe (T.H.).
- Shoda, Y., Ijuin, S., Aramaki, H., Yui, H. und Toma, K. (1997): *The Performance of a Hybrid Ceramic Ball Bearing Under High Speed Conditions with Under-Race Lubrication Method*. Tribology Transactions, Band 40, Heft 4, S. 676 – 684.
- Slaney, F.D. (1994): *Hybrid Ceramic Bearing Development for Gas Turbine Engines*. ASME-Paper 94-GT-112.
- Sternagel, R. (1997): *Keramische Wälzlager für extreme Einsatzbedingungen*. Innovationen für Gleitlager, Wälzlager, Dichtungen und Führungen: 13. Jahrestagung Neu-Ulm, 10. und 11. Juni 1997 / VDI-Werkstofftag '97. VDI-Gesellschaft Werkstofftechnik. - Düsseldorf.
- Stodola, A. (1924): *Dampf- und Gasturbinen, 6. Aufl.*. Springer Verlag, Berlin.
- Swanson, E., Heshmat, H. und Walten, J. (2000): *Performance of a Foil-Magnetic Hybrid Bearing*. ASME-Paper 2000-GT-0411.
- Toyota, H., Yoshioka, T., Umeda, K., Niizeki, S., Kaneko, T. und Itakura, T. (1996): *Development of solid Lubricant for High Temperature Ceramic Rolling Bearings (Part 2): Ternary System Solid Lubricants Composed of CaF₂ + BaF₂ and Cr₂O₃*. Japanese Journal of Tribology, Band 41, Heft 2.
- VDI-Wärmeatlas (1997): *Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*. Verein Deutscher Ingenieure (VDI), 8. überarbeitete und erweiterte Auflage, Springer Verlag, Heidelberg.
- Wagner, HJ. und König, S. (1997): *Brennstoffzellen - Funktion, Entwicklungsstand, künftige Einsatzgebiete*. Elektrizitätswirtschaft, Jahrgang 96, Heft 1/2, S. 15 – 22.
- Waschka, W. (1991): *Zum Einfluß der Rotation auf das Durchfluß- und Wärmeübergangsverhalten in Labyrinthdichtungen und Wellendurchführungen*. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe (T.H.).
- Weck, M. und Leng, J. (1996): *Einsatzmöglichkeiten von PVD-Schichten auf wälzbeanspruchten Bauteilen*. Antriebstechnik 35, Nr. 5, S. 41 – 44.

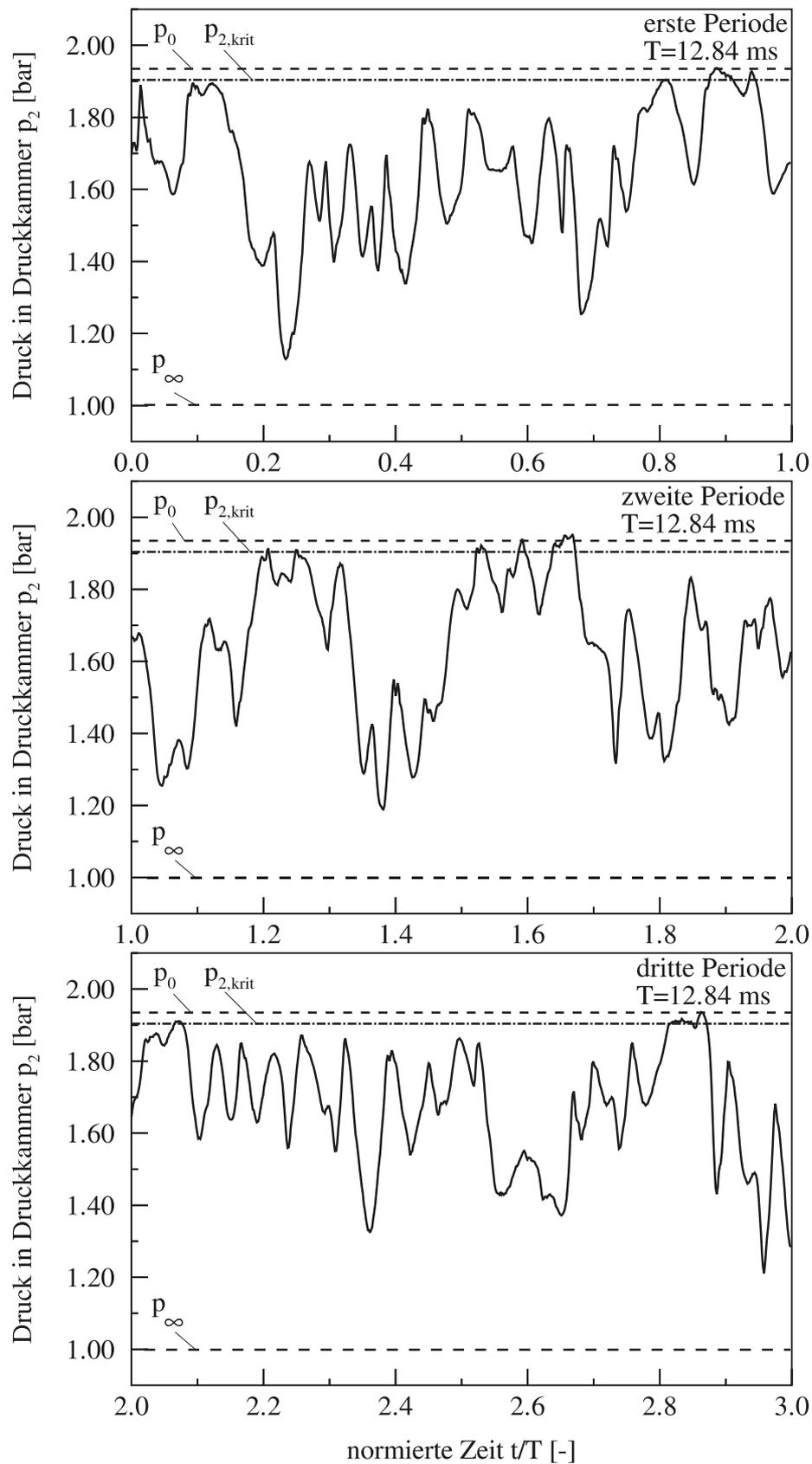
- Weck, M., Steinert, T., Tüllmann, U. und Kuppe, W. (1996): *Schnelldrehende Wälzlager in Werkzeugmaschinen. Konstruktive und tribologische Empfehlungen und Trends*. Antriebs-technik 35, Nr. 6, S. 61 – 66.
- Weißert, I. (1996): *Numerische Simulation dreidimensionaler Strömungen in Sekundärluftsystemen von Gasturbinen unter besonderer Berücksichtigung der Rotation*. Dissertation, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und VDI- Fortschrittsbericht, Reihe 7, Nr. 313, Universität Karlsruhe (T.H.).
- Wiebelt, A., Schulz, A. und Wittig, S. (2002a): *Oil-Free Roller Bearing with Aerostatic Cage for Turbocharger Applications, Part I: a Numerical and Theoretical Study*. Proceedings of 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-9), 10.-14. Februar 2002, Honolulu, Hawaii.
- Wiebelt, A., Schulz, A. und Wittig, S. (2002b): *Oil-Free Roller Bearing with Aerostatic Cage for Turbocharger Applications, Part II: an Experimental Study*. Proceedings of 9th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-9), 10.-14. Februar 2002, Honolulu, Hawaii.
- Zaretsky, E.V. (1989): *Ceramic Bearings for Use in Gas Turbine Engines*. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, S. 146 – 157.
- Zierep, J. (1976): *Theoretische Gasdynamik, 3. Aufl.*. Braun Verlag, Karlsruhe.
- Zierep, J. (1993): *Grundzüge der Strömungslehre, 5. Aufl.*. Springer Verlag, Berlin.

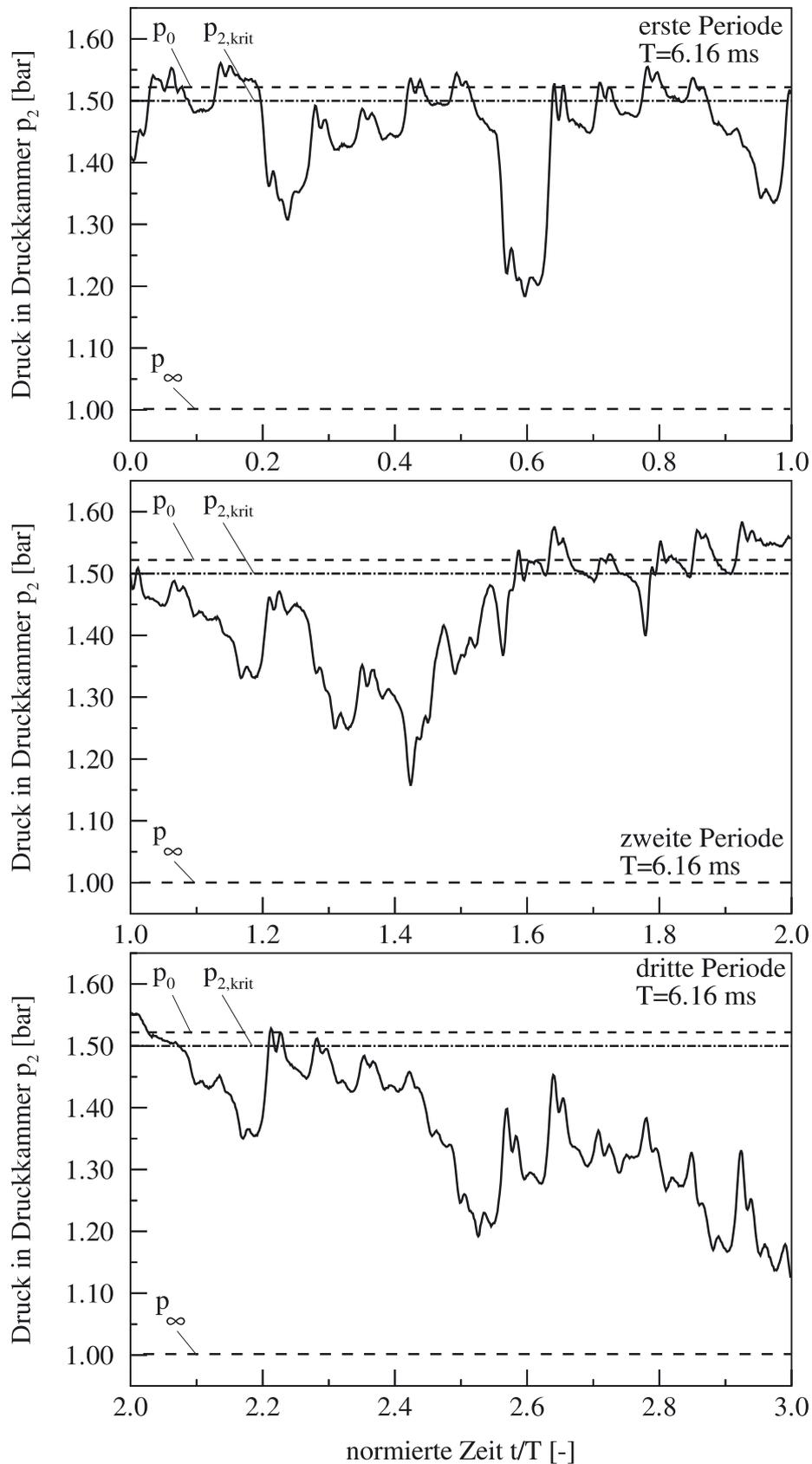
Anhang

A.1 Kammerdruckverlauf p_2 bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ und $p_0 = 1,5 \text{ bar}$ 

A.2 Kammerdruckverlauf p_2 bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ und $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ 

A.3 Kammerdruckverlauf p_2 bei $n = 12000 \text{ min}^{-1}$ und $p_0 = 1,5 \text{ bar}$ 

A.4 Kammerdruckverlauf p_2 bei $n = 12000 \text{ min}^{-1}$ und $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ 

A.5 Kammerdruckverlauf p_2 bei $n = 25000 \text{ min}^{-1}$ und $p_0 = 1,5 \text{ bar}$ 

A.6 Kammerdruckverlauf p_2 bei $n = 25000 \text{ min}^{-1}$ und $p_0 = 1,9 \text{ bar}$ 