

Ein Beitrag zur Entwicklung eines doppelsphärischen Luftlagers aus Glaskeramik

Zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTORINGENIEUR

(Dr.-Ing.)

von der Fakultät für Maschinenbau der
Technischen Universität Ilmenau

genehmigte

DISSERTATION

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Stefan Risse

aus Jena

Gutachter: Univ.- Prof. Dr.-Ing. habil. M. Schilling
o. Prof. Dr.-Ing. R. Haberland
Dr.-Ing. habil. V. Guyenot

Eingereicht am: 15. Juni 2001
Verteidigt am: 29. November 2001

Kurzfassung der Promotionsarbeit

Die vorliegende Arbeit dient der Entwicklung von doppelsphärischen Luftlagern aus Glaskeramik für feinwerktechnische Anwendungen. Hierzu werden theoretische und experimentelle Untersuchungen an aerostatischen und aerodynamischen Lagern vorgestellt.

Das Prinzip des doppelsphärischen Lagers ist geeignet, um axiale und radiale Belastungen aufzunehmen. Dabei wird die höchste Steifigkeit mit hemisphärischen Lagerflächen erzielt. Gleichzeitig steigt der Fertigungsaufwand mit zunehmender Krümmung der Lagerflächen.

Im Rahmen der theoretischen Untersuchungen wurde das Prinzip des selbstdruckerzeugenden Spiralrillenlagers für hochtourige Anwendungen und das Prinzip des einlassgedrosselten Düsenlagers für statische und langsam rotierende Anwendungen untersucht. Die Berechnung aerodynamischer sphärischer Lager erfolgte mit der Finite-Elemente-Methode. Dabei wurde der Druck im Schmiermedium für jedes Element bestimmt. Die Simulation ermöglichte es, Einflussgrößen auf die Lagereigenschaften zu ermitteln und zu charakterisieren. Für die Bestimmung der Lagereigenschaften wurde der Rotor mit kleinsten Störungen, in der Größe von 10^{-4} des Lagerspaltes, beaufschlagt. Aus den Reaktionen konnten die Steifigkeits- und Dämpfungswerte des Lagers ermittelt werden. Dabei wurde die Luft als inkompressibles Schmiermedium betrachtet.

Die durchgeführten Experimente an aerodynamischen Lagern bestätigten die theoretischen Ergebnisse. Eine maximale Abweichung zwischen den theoretischen und den experimentellen Ergebnissen von $\pm 5\%$ trat auf. Als charakteristische Messgröße wurde der Lagerdruck im Zentrum der Sphäre ermittelt. Eine hohe Reproduzierbarkeit der Messungen lag vor. Die Untersuchungen ermöglichen Aussagen zum Einfluss des Lagerspaltes, des Strukturiefen- und des Strukturweitenverhältnisses, des strukturierten Bereichs auf der Lagerfläche und des Strukturwinkels sowie zur Art der Struktur. Die Arbeit liefert Konstruktionsparameter und Fertigungshinweise für den Aufbau von Luftlager mit maximaler radialer Steifigkeit.

Das Prinzip des aerostatischen Düsenlagers ermöglicht den Aufbau von Luftlagern mit hoher Steifigkeit und Tragfähigkeit. Die experimentell ermittelten Ergebnisse bestätigen die Berechnungsmethode nach BRUNGS. Hier trat eine Abweichung der theoretischen und der experimentellen Ergebnisse von kleiner 5 % auf.

Der Einsatz von Glas und Glaskeramik als Lagerwerkstoff konnte erfolgreich nachgewiesen werden. Dabei wurden die Fertigungsverfahren der Optikbearbeitung genutzt. Mit klassischen Läpp- und Polierverfahren, ähnlich der Linsenfertigung, können sphärische Lagerflächen mit einer Formgenauigkeit von besser $\lambda/4$ und Oberflächenrauheiten kleiner 2 nm hergestellt werden.

Abschließend wird an Applikationsbeispielen die Leistungsfähigkeit von doppelsphärischen Luftlagern vorgestellt.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fraunhofer-Institut für Angewandte Optik und Feinmechanik Jena. Sie beinhaltet Ergebnisse der Forschungsaufgaben „Scannerbaugruppe für HDTV-Anwendungen“ im Projekt Laserstrahlquellen und Laserprojektionssysteme“ gefördert durch das Bundesministerium für Forschung und Technologie und dem Projekt „Glaskeramiklager“ gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. M. Schilling für die Übernahme der wissenschaftlichen Betreuung meiner Arbeit und für die Berichterstattung sowie für die fachlichen und stilistischen Hinweise während der Bearbeitung meiner Promotion.

Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. R. Haberland für sein großes Interesse an meiner Arbeit und für die Übernahme des Korreferates.

Herrn Dr.-Ing. habil. V. Guyenot möchte ich für die fachliche Betreuung und stetige Förderung meiner Arbeit und für die Übernahme der Berichterstattung danken.

Dank gebührt Herrn Prof. Dr.rer.nat. habil. W. Karthe dem Leiter des Fraunhofer - Institutes für Angewandte Optik und Feinmechanik für die Unterstützung meiner Arbeit im Institut.

Weiterhin danke ich allen Kollegen und studentischen Mitarbeitern, die diese Arbeit tatkräftig unterstützt und zu ihrem Gelingen beigetragen haben. Mein besonderer Dank gilt meinen Kollegen Dr.rer.nat. T. Peschel und Dr.rer.nat. G. Kalkowski für die hilfreichen Diskussionen.

Abschließend danke ich meinen Eltern für die Förderung meiner beruflichen Entwicklung und meiner Familie für ihr Verständnis und ihre Unterstützung vor und während der Zeit der Anfertigung meiner Arbeit.

Jena, im Juni 2001

Stefan Risse

Inhaltsverzeichnis

1 Einführung	1
1.1 Hochtourige Rotor- und Lagersysteme - Problemstellung	1
1.2 Ziel der Arbeit	2
1.3 Stand der Technik	3
2 Grundlegendes zu Luftlagern	6
2.1 Einteilung der Lager	6
2.2 Gasgeschmierte Lager	8
2.2.1 Kenngrößen	9
2.2.2 Prinzip aerodynamischer Lager	10
2.2.3 Prinzip aerostatischer Lager	11
2.3 Auswahl des doppelsphärischen Lagertyps	12
3 Werkstoffe für Luftlager	13
3.1 Anforderungen an den Werkstoff	13
3.2 Werkstoffauswahl	16
3.3 Glaskeramik als Lager- und Gehäusewerkstoff	18
3.4 Eigenschaften der Glaskeramik ZERODUR	19
3.5 Theoretische Grundlagen zur Festigkeit und zum Bruchverhalten von ZERODUR	21
3.6 Reibungs- und Verschleißverhalten	24
3.7 Anforderungen an die Bearbeitungsverfahren aus Sicht der Luftlagertechnik	27
3.8 Aspekte zur Fertigungs- und Montagetechnik	27
3.9 Zusammenfassung der Ergebnisse	31
4 Das doppelsphärische Luftlager	32
4.1 Aerodynamisches doppelsphärisches Spiralrillenlager	32
4.1.1 Theoretische Grundlagen	34
4.1.2 Spiralrillenlagertheorie	38
4.1.3 Finite-Elemente Berechnungsansatz für sphärische Spiralrillenlager	44
4.1.4 Problematik der Lagerunwucht	51
4.1.4.1 Physikalische Grundlagen des Wuchtens	51
4.1.4.2 Theorie des Auswuchtens – Wuchtkonzept (Starrer Rotor)	55
4.1.4.3 Verfahren zum Wuchten starrer Rotoren in elastischen Lagern	58

4.1.5 Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu Einflussgrößen auf die Lagereigenschaften	60
4.1.5.1 Aufbau des aerodynamischen doppelsphärischen Lagers	60
4.1.5.2 Randbedingungen	62
4.1.5.3 Betrachtung zur Reproduzierbarkeit der Experimente	64
4.1.5.4 Die Mikrostruktur	65
4.1.5.5 Der Lagerspalt	72
4.1.5.6 Die Lagerfläche	73
4.1.5.7 Das Schmiermedium	74
4.1.5.8 Der Umgebungsdruck	75
4.1.5.9 Die Drehzahl	75
4.1.5.10 Die Wuchtgüte	76
4.1.6 Eigenschaften des doppelsphärischen aerodynamischen Lagers	77
4.2 Aerostatisches, einlassgedrosseltes, doppelsphärisches Lager	78
4.2.1 Berechnung aerostatischer Lager nach BRUNGS /12/	78
4.2.2 Aufbau des aerostatischen doppelsphärischen Lagers	79
4.2.3 Eigenschaften eines aerostatischen doppelsphärischen Lagers	80
4.3 Zusammenfassung der Ergebnisse	81
5 Applikationsbeispiel: „Doppelsphärischer Rotationspolygonscanner aus Glaskeramik“	83
5.1 Stand der Technik „Rotationspolygonscanner“	83
5.2 Rotationspolygonscanner für hochoberflächige Anwendungen	83
5.2.1 Modellentwicklung eines aerodynamischen doppelsphärischen Rotationsscanners	84
5.2.2 Aspekte zur Montage und Fügetechnik	88
5.2.3 Rotor- und Lagerbaugruppe	89
5.2.4 Ergebnisse zum Verhalten der aerodynamischen Scannerbaugruppe	91
5.3 Rotationspolygonscanner für niedrige Drehzahlen	94
5.3.1 Modellentwicklung eines aerostatischen doppelsphärischen Rotationsscanners	94
5.3.2 Ergebnisse zum Verhalten der aerostatischen Scannerbaugruppe	95
5.4 Zusammenfassung der Ergebnisse	97
6 Zusammenfassung und Ausblick	98
7 Literaturverzeichnis	100
8 Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen und Abkürzungen	105

1 Einführung

1.1 Hochtourige Rotor- und Lagersysteme - Problemstellung

Um einen mechanisch gelagerten Scanner für die hochfrequente Strahlablenkung zu entwickeln, sind hochtourige Rotor- und Lagersysteme notwendig. Verschiedene Lagerarten, z.B. Wälzlager aus keramischen Werkstoffen, öl-, fett- oder gasgeschmierte Gleitlager sowie Magnetlager, wurden in den zurückliegenden Jahren untersucht.

In den Bereichen der Feinwerktechnik und der Mikrosystemtechnik werden präzise, leistungsfähige Systemlösungen für spezielle Applikationen benötigt. Neben dem klassischen Einsatz von schnellen Rotoren im Maschinenbau, wie Turbinen und Kompressoren, Maschinenspindeln oder Zentrifugen u.a., werden in der Feinmechanik und Mikrosystemtechnik Lager- und Rotorsysteme als Sensor- oder Aktorbaugruppe, z.B. in Gyroskopen, Scannern, für Farbräder oder Mikroschneidspindeln angewendet. Das Verknüpfen von feinmechanischen Baugruppen mit Elementen der Optik, zukünftig auch der Mikrooptik, steht dabei immer mehr im Vordergrund.

Mit der Einführung der Laser auf den Gebieten der Mess- und Prüftechnik, der Fertigungstechnik, der Medizintechnik und der Projektionstechnik ergaben sich viele neue Anwendungsmöglichkeiten. Kleinere und leistungsstärkere Laser, wie die Halbleiterlaser, Laserdioden und Faserlaser, machen heute z.B. das Schreiben von Druckmatrizen, das Schreiben und Prüfen von Leiterplattenlayouts, die Projektion oder das Digitalisieren von Bildern möglich. Die Entwicklung und Bereitstellung der Lichtquellen, die Bereiche der Strahlformung und der Strahlablenkung sind Gegenstand aktueller Forschungs- und Entwicklungsaufgaben. Hochfrequente und präzise Strahlablenkungen erfordern leistungsfähige optische, feinmechanische und elektronische Komponenten. Einen Schwerpunkt bilden dabei Luftlager, die kombiniert mit Antrieb und Spiegel den Aufbau präziser Rotationsscanner ermöglichen.

Häufig sind luftgelagerte Systeme die einzige Alternative, insbesondere wenn präzise und vibrationsfreie Bewegungen gefordert sind. Welche Art der Lagerung zum Einsatz kommt, ist von den Anforderungen abhängig, wie Rund- und Planlaufgenauigkeit oder statisches bzw. dynamisches Verhalten der Baugruppe. Technologien für den Aufbau von Luftlagern sind seit vielen Jahrzehnten bekannt. Mit fortschreitender Entwicklung ergibt sich heute eine beachtliche Technologiebreite und in den letzten 50 Jahren auch eine große Anwendungsvielfalt. In der Forschung und industriellen Anwendung sind vornehmlich aerostatische und aerodynamische Luftlagerbaugruppen von wachsendem Interesse. Sie gewährleisten ein hohes Maß an Stabilität, Flexibilität und Präzision. Dabei steigen die Anforderungen in Bezug auf Lebensdauer, Drehzahlbereiche, Laufgenauigkeiten, Umgebungsbedingungen und Miniaturisierung. Die Weiterentwicklung von Lagerprinzipien, das Erschließen alternativer Werkstoffe und die Kombination von neuen und klassischen Fertigungsverfahren sind für die Verbesserung bereits existierender Präzisionslagerungen notwendig.

Unter diesem Ansatz entstand die Idee eines neuartigen Luftlagers aus Glas. Hierzu wurden erstmals in [1] Untersuchungen an einer Demonstrationsbaugruppe vorgestellt. Das Leistungsvermögen doppelsphärischer Lager (gefertigt aus optischen Glas) wurde am Beispiel eines aerostatischen Lagers präsentiert. Das Prinzip des „Glaslagers“ beruht auf der Möglichkeit, Teile analog zu optischen Linsen mit extremer Formgenauigkeit für den Aufbau mechanischer Baugruppen zu benutzen.

1.2 Ziel der Arbeit

Das Ziel der vorliegenden Arbeit besteht darin, einen Beitrag zur Entwicklung von doppelsphärischen Luftlagern für feinwerktechnische Anwendungen zu leisten. In Untersuchungen zu aerostatischen und besonders zu aerodynamischen Lagern sind die charakteristischen Merkmale des doppelsphärischen Lagertyps zu ermitteln.

Glas und Glaskeramik als mögliche Lagerwerkstoffe sollen nachgewiesen werden und ihre Leistungsfähigkeit ist festzustellen. Die positiven Eigenschaften dieser Werkstoffe sollen bei luftgeschmierten Präzisionslagern genutzt werden. Es wird eine Untersuchung zur Verwendung von Glas und Glaskeramik als Konstruktionswerkstoff in der Feinwerktechnik durchgeführt.

Zur Herstellung der Makro- und Mikrogestalt von sphärischen Luftlagern, als Alternative zur kostenintensiven Ultrapräzisionsbearbeitung, sollen neue Verfahren entwickelt werden.

Den Schwerpunkt der Arbeit bilden die theoretischen und experimentellen Untersuchungen zu selbstschmierenden doppelsphärischen Spiralrillenlagern. Der Einfluss geometrischer Parameter auf die Lagereigenschaften ist durch geeignete Berechnungen zu ermitteln. Hierzu sind auf Basis einer angepassten Finite-Elemente-Methode Simulationen zur Dimensionierung und zur Bestimmung der Lagereigenschaften von sphärischen Spiralrillenlagern zu erarbeiten. Die theoretischen Ergebnisse sind durch Experimente zu verifizieren. Es sollen lagerrelevante Einflussgrößen, wie Anzahl und Art der Strukturen, das Breiten- und Tiefenverhältnis dieser Strukturen, Lagerflächengröße und Lagerspaltgröße, variiert und deren Einfluss auf die erreichbaren Lagereigenschaften nachgewiesen werden. Ein Vergleich der Ergebnisse mit dem Stand der Technik soll erfolgen.

Für doppelsphärische Lager sind Gestaltungsrichtlinien und Parameter für den Aufbau und den Betrieb zu definieren. Eine einfache Anwendbarkeit der erzielten Ergebnisse in der Praxis ergänzt das Anforderungsprofil.

An einem Applikationsbeispiel, einer Scannerbaugruppe mit dem zu entwickelnden doppelsphärischen Präzisionslager, sollen das Leistungspotential nachgewiesen und innovative Fertigungs- und Montageverfahren vorgestellt werden.

1.3 Stand der Technik

Geschichte der Luftlager

Weitzurückreichend liegen die Entwicklungen von Luftlagern seit dem Beginn der theoretischen Untersuchungen im späten 19. Jahrhundert. Zu dieser Zeit wurde gerade durch REYNOLDS /2/ die Theorie zur hydrodynamischen Schmierung aufgestellt. Anfang des 20'igsten Jahrhunderts publizierte SOMMERFELD /3/ Untersuchungen zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung. HARRISON /4/ erarbeitete die Theorie der Schmierung mit Luft und veröffentlichte diese im Jahre 1913.

Seither wurden eine große Anzahl von Entwicklungen auf dem Gebiet der Luftlager erfolgreich abgeschlossen. Ab den sechziger Jahren wuchs das Interesse am industriellen Einsatz von Luftlagern, und damit erfolgten gleichzeitig weitere theoretische Untersuchungen von aerostatischen und aerodynamischen Systemen /5, 6, 7/. Zahlreiche Veröffentlichungen belegen die große Breite der Untersuchungen und den raschen Wissenszuwachs bis zur heutigen Zeit.

Man unterscheidet Luftlager nach der Wirkungsweise in aerostatische und aerodynamische Lager. Aerostatische Lager werden von außen druckgeschmiert und sind von der Gleitgeschwindigkeit unabhängig. Aerodynamische Lager nutzen den Effekt der Selbstschmierung. Hierzu ist eine hohe Gleitgeschwindigkeit notwendig.

Aerostatisch geschmierte Rotationslager

Durch UNTERBERGER /8, 9/ wurden aerostatische kreisförmige Lagerelemente mit einer zentralen Einströmöffnung untersucht, die ihren Einsatz in Führungen und Lagern fanden. Diese als Elementarlager bezeichneten Systeme, allgemein auch Düsenlager genannt, sind heute noch im industriellen Einsatz.

Die durch UNTERBERGER /10/ aufgestellte und später von VON SYBEL /11/ und BRUNGS /12/ erweiterte Theorie zur Auslegung aerostatischer Lager beruht auf dem Ansatz, dass sich mit einem einzeln berechneten Elementarlager (Grundelement) Mehrdüsenlager mit einer Vielzahl solcher Elemente durch Summenbildung berechnen lassen. Durch Näherungsformeln lassen sich Tragfähigkeit und Steifigkeit ermitteln.

DONAT /13/ untersuchte Anfang der 80'er Jahre das Strömungsverhalten von Einströmöffnungen. Er schlug Rillen in Verlängerung einer Düse vor und berechnete den Einfluss von Bypaßrillen zur Verbindung der Elementarlager. Er konnte nachweisen, dass sich durch diese Kanalstruktur größere Bereiche konstanten Druckes in der Lagerfläche ausbilden und damit die Führung eine höhere Tragfähigkeit erhält.

Lösungen zu sphärischen und doppelsphärischen Düsenlagern lieferten unter anderen UNTERBERGER /10/, BRUNGS /12/, WECK /14/.

Eine aerostatische Lagerung mit flächig verteilten Mikrodüsen wurde von HEINZL und ZEHENTBAUER /15, 16/ entwickelt. Die Idee ist, mittels geeigneter und speziell entwickelter

Fertigungstechniken poröse Sinterbronzelager an der Oberfläche zu verdichten und somit Mikrodüsen in sehr großer Anzahl zu bilden. Durch diese Mikrodüsen wird ein homogenes Druckgebirge über der Lagerfläche aufgebaut.

Ein weiterer Typ aerostatischer Lager sind auslaßgedrosselte Lager. Durch einen konvergenten Lagerspalt wird die Luft am Rand des Lagers gestaut, es kommt zum Aufbau eines tragfähigen Luftpolsters. Dieses Lager wurde von LANGENBECK /17/ untersucht.

Zur Berechnung der dynamischen Steifigkeit und des dynamischen Verhaltens von aerostatischen Lagern bei sprungartigen Laständerungen wurden von SCHROTER /18/ theoretische Untersuchungen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode durchgeführt. Dabei wurde der Einfluss des Totvolumens, d.h. die schwingungsfähige Luftsäule im Lager, auf die erreichbare Stabilitätsgrenze herausgearbeitet. SCHROTER stellte fest, dass große Totvolumina und hohe Lagerdrücke die Quelle von selbsterregten Schwingungen sind /18/.

Eine neue Art zur Herstellung von Mikrodüsen ist das Laserbohren in die Statorlagerfläche. Durch die Firma AEROLAS GmbH werden Lager auf diesem Düsenprinzip angeboten /19/.

Aerodynamisch geschmierte Rotationslager

Eine klassische Art aerodynamischer Lager sind Mehrkeilflächenlager. Hier wird der Druckaufbau durch keilförmige Lagersegmente erreicht /20/. Die Weiterentwicklung führte zu den heute gebräuchlichen aerodynamischen Federlagern, z.B. nach GLIENICKE /21/. Sie ermöglichen den Ausgleich von Fertigungstoleranzen, elastischen und thermischen Verformungen sowie zusätzliche Dämpfungsstellen (Prinzip der äußeren Lagerdämpfung). Hierzu werden gezielt nachgiebige bzw. sich anschmiegende Lagerschalenstrukturen aufgebaut, welche sich unter dem wirkenden Schmierfilmdruck elastisch verformen und selbständig anpassen. Dies erfolgt über die gesamte Lagerfläche oder über einzelne Teilbereiche. Kritisch ist allerdings das Dämpfungsvermögen des Lagers. Federlager werden in axialer und radialer Bauweise hergestellt. Berechnungen zum Betriebsverhalten von Federlagern liegen vor /22/.

Ein weiteres aerodynamisches Lagerprinzip sind Spiralrillenlager, wobei durch eine geeignete Mikrostrukturierung der Lagerflächen und deren Rotation ein Schmierfilm im Lager aufgebaut wird. Erste Veröffentlichungen zu diesem Thema erschienen in den 50'er Jahren. Dabei behandelte WIPPLE /23/ theoretisch ein repetierendes, gerades Rillennmuster in paralleler Lage und mit unendlicher Anzahl von Rillen. Seine Theorie ist unter dem Namen "Lokale Inkompressible Rillenlagertheorie" /23/ bekannt.

Umfassende Untersuchungen wurden ca. 10 Jahre später von MUIJDERMAN /24, 25/ veröffentlicht. Dabei wurde die Theorie auf spiralförmige Rillen in paralleler Lage erweitert. MUIJDERMAN /24/ führte Berechnungen zu optimalen geometrischen Werten für die Rillenparameter in Abhängigkeit von der erreichbaren Tragfähigkeit durch. Dabei arbeitete er mit axialen Spiralrillenlagern, bestimmte den Druckverlauf über Rillen und Stege theoretisch und untersuchte diese Lagerart experimentell. Ausgehend von nicht kompressiblen Schmierstoffen, wie Öl und Fett, betrachtete er später auch kompressible Schmierstoffe /23, 24, 26/. So stellte

MUIJDERMAN /24/ die Reynolds-Gleichung für gasgeschmierte Spiralrillenlager in paralleler Lage auf und bestimmte Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten für axiale Spiralrillenlager. Weiterführend beschäftigten sich ELROD /27/, PAN und Vohr /34/ und weitere Wissenschaftler mit der Weiterentwicklung der Spiralrillenlager-Theorie. In den 70'er und 80'er Jahren wurden analytische Berechnungsverfahren von BOOTSMA /28/ für Spiralrillenlager und durch REINHOUDT /29/ eine numerische Berechnung mit der Finite-Elemente-Methode veröffentlicht. SATO /30, 31, 32/ und KAWABATA /33/ führten erste Berechnungen zu sphärischen Lagern durch und bestimmten Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten. PAN /34, 35, 36/ untersuchte den Einfluss der Kompressibilität von Schmierstoffen und leitete Grenzkriterien für die Anwendung der Quasi-Inkompressiblen Theorie an Spiralrillenlagern ab.

Heute werden hydrodynamische Spiralrillenlager in Speicherplattenlaufwerken und CD-Playern in großer Anzahl eingesetzt. Im Maschinenbau finden hydrodynamische und aerodynamische Spiralrillenlager für hochtourige Spindelsysteme Anwendung. Meist werden jedoch nur wenige Geräte oder Sondermaschinen in kleiner Stückzahl hergestellt. Probleme ergeben sich bezüglich der hohen Fertigungskosten aufgrund der extremen Qualitätsanforderungen.

2 Grundlegendes zu Luftlagern

2.1 Einteilung der Lager

Lager sind Maschinenelemente und haben die Aufgabe, rotierende bzw. sich zueinander bewegende Maschinenteile zu stützen und eine Rotation zu gewährleisten. Eine Einteilung kann nach der Belastungsrichtung (z.B. Axiallager, Radiallager), der Bewegungsform (kontinuierlich bewegte Lager, oszillierende Lager) oder der Art der Reibung (Gleitlager, Wälzlager) vorgenommen werden. Eine andere Einteilung der Lager ist nach der Art der Schmierung möglich. In Abbildung (2.1) ist ein solches Klassifizierungsschema, in Erweiterung eines Vorschlages von BARTZ /37/, aufgezeigt.

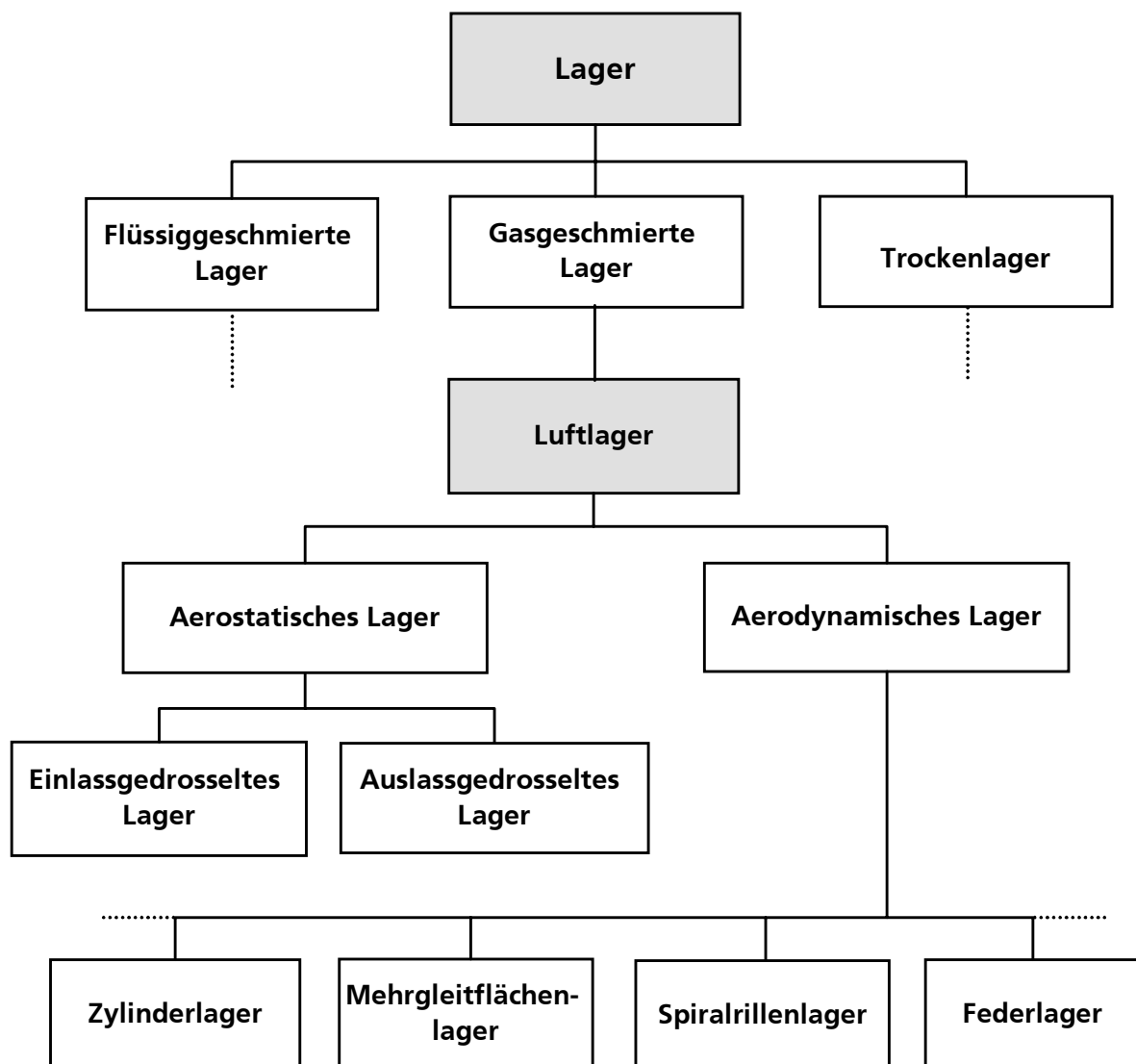


Bild 2.1: Klassifizierung der Lager nach der Art der Schmierung

Zur Übertragung der Lagerkräfte werden feste, flüssige, gasförmige Schmierstoffe bzw. Feldkräfte verwendet.

Unter Trockenlagern versteht man Lager mit Festschmierstoffen z.B. Gleitlager mit Kunststoffgleitflächen und ungeschmierte Trockenlager z.B. wälzgelagerte Keramiklager. Der Einsatz von trockenlaufenden Gleit- und Wälzlagern kann zur Partikelgenerierung führen, und im hohen Drehzahlbereich haben wälzgelagerte Spindeln eine begrenzte Lebensdauer. Für Präzisionsanwendungen sind die Laufabweichungen zu groß /83/.

Eine andere Lagerart sind magnetgelagerte Spindeln oder Führungen als Sonderform trockenlaufender Lager mit hochgenauen Lagereigenschaften. Magnetlager gehören zu den Feldkraftlagern und nutzen die Magnetfelder der Lagerwerkstoffe aus. Die spezifische Reibung an einem feldkraftgelagerten Rotor ist um Größenordnungen geringer als z.B. die Gasreibung in Luftlagern /38/. Nachteilig sind die Anforderungen an die zusätzlichen Ausrüstungen aufgrund der meist notwendigen sensorgesteuerten Positionsregelung zur aktiven Lagestabilität und die daraus resultierenden hohen Kosten für diese Systeme. Es gibt aber auch Systeme mit natürlicher Stabilität sogenannte passive Lagestabilisierung. Meist werden in der Praxis Kombinationen beider Formen zur Lagestabilisierung angewendet /38/.

Als fluidgeschmierte Lager werden im allgemeinen Lager, mit Öl oder Fett als Schmierstoff bezeichnet. Zu dieser Gruppe gehören aber auch Wasser, Alkohol oder mit flüssigen Metallen geschmierte Lager /39/. Bei diesen Fluidlagern werden durch den Schmierstoff die Lagerflächen vollständig getrennt, man spricht auch von Vollschnierung. Häufig sind Versorgungssysteme zur Zufuhr des Schmiermittels notwendig. Ein Lecken des Schmiermittels aus dem Lagerspalt muss konstruktiv verhindert werden. Durch Stockpunkt und Flammpunkt von Öl und Fett sowie durch die Reibungswerte und Viskositätsveränderungen sind die äußeren Grenzen fluidgeschmierter Lager vorgegeben. Durch die hohe dynamische Zähigkeit erreicht man mit fluidgeschmierten Lagern wesentlich höhere Tragfähigkeiten im Vergleich zu gasgeschmierten Lagern. Dies gilt aber nur bei geringen Temperaturschwankungen. Da bei steigender Temperatur die Viskosität von Öl und Fett sinkt, sinkt auch die Tragfähigkeit und die Steifigkeit.

Gasgeschmierte Lager arbeiten nach nahezu den selben Funktionsprinzipien wie fluidgeschmierte Lager. Da die dynamische Viskosität von Gasen nur gering auf Temperaturänderungen reagiert, können z.B. Luftlager über große Temperaturbereiche eingesetzt werden. Im Gegensatz zu Öl oder Fett steigt bei Gasen die dynamische Viskosität mit einer Temperatur- oder Druckerhöhung. Die notwendigen bzw. sinnvollen Versorgungsdrücke für aerostatische Lager betragen bis zu 10 bar und können mit konventionellen Verdichtern bereitgestellt werden. Die Reinigung der Luft mit geeigneten Mikrofiltersystemen ist eine Grundvoraussetzung für den Betrieb von Luftlagern.

Einteilung nach der Bauform

Die Bauform eines Lagers, ob eben, zylindrisch, konisch oder sphärisch, muss den Anforderungen bzw. den Belastungen angepasst sein. Bei technischen Anwendungen wirken meist verschiedene Kraftkomponenten auf einen Rotor. Entsprechend der Lagergeometrie werden Kraftkomponenten gebunden. So nehmen radiale und axiale Lager nur Kräfte in je einer Belastungsrichtung auf. Häufig werden deshalb axiale und radiale Lager zu einem

Lagersystem kombiniert. Diese Lager sind konstruktiv überbestimmt, was zu sehr hohem Fertigungs- und Montageaufwand führt. Derartige Lagersysteme weisen eine hohe Steifigkeit auf und werden z.B. als gas- oder flüssiggeschmierte Lager für hochtourige Spindeln eingesetzt.

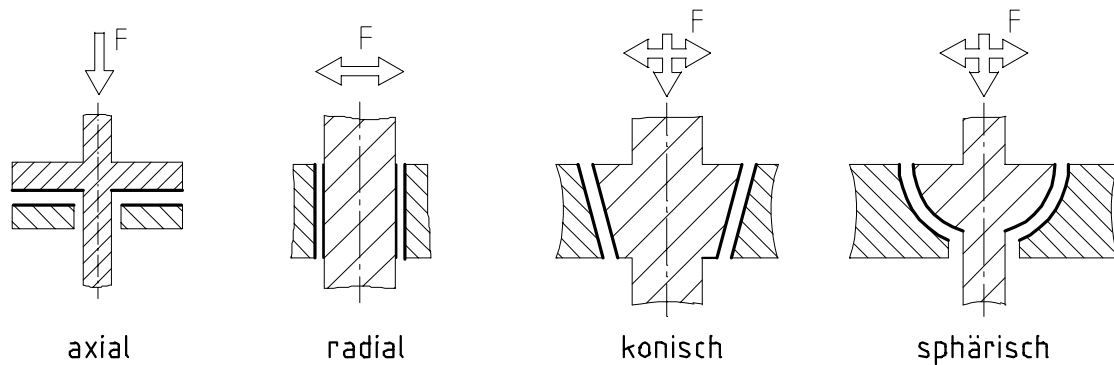


Bild 2.2: Grundlegende Bauformen von Gleitlagern

Konische und sphärische Lager nehmen abhängig von der geometrischen Ausführung axiale und radiale Kräfte auf. Ein Richtwert für das Verhältnis der axialen und radialen Steifigkeit ermöglicht einen Vergleich der projizierten Lagerflächen. Eine konstruktive Überbestimmung liegt auch bei konischen Lagern vor. Dagegen sind sphärische Lager konstruktiv nicht überbestimmt. Lediglich der Lagerspalt muss als Sonderabmessung eingestellt werden. Der fertigungstechnische Aufwand für konische und sphärische Lager ist hoch.

2.2 Gasgeschmierte Lager

Bei Gaslagern werden die Lagerflächen durch den gasförmigen Schmierstoff getrennt. An die Makro- und Mikrogeometrie der Lager- bzw. Gleitflächen müssen hohe Anforderungen gestellt werden. Alle Gestaltabweichungen der Lagerfläche müssen wesentlich kleiner als der Lagerspalt sein. Entscheidend sind neben der Rauheit und der Formgenauigkeit der Lagerflächen auch die Lageabweichung der Lagerelemente.

Für die luft- bzw. gasgeschmierte Lagerung eines Rotors unterscheidet man zwei Arten, die aerostatischen und die aerodynamischen Lager. In beiden Fällen ist es notwendig, ein tragfähiges Gaspolster aufzubauen und somit Reibung zu verringern und Verschleiß der Lagerflächen zu verhindern. Luft als einer der meist verbreiteten gasförmigen Schmierstoffe besitzt eine um den Faktor 1000 geringere Viskosität ($\eta = 1,815 \cdot 10^{-5} \text{ Nsm}^{-2}$) als flüssige Schmierstoffe [37]. Davon abgeleitet, ergeben sich für Luftlager sehr geringe Reibungszahlen, da die Lagerreibung direkt von der Viskosität des Schmiermittels abhängt. Der Luftfilm bewirkt zusätzlich, dass sich die Lagerkraft über eine große Fläche verteilt. Positiv ist, dass die Rauheit über die ganze Lagerfläche gemittelt wird und der für die Laufgenauigkeit bestimmende Wert der Lagerung geglättet wird. Eine andere Eigenschaft der Gase ist die Kompressibilität, sie begrenzt die Belastbarkeit. Kompressibilität und Viskosität des Schmierstoffs bestimmen die

Steifigkeit, Tragkraft, Stabilität und Dämpfung der Lagerung. Aufgrund der niedrigen Viskosität der Gase ist die Tragfähigkeit von Gaslagern gegenüber ölgeschmierten Lagern vergleichsweise gering. Mit steigender Drehzahl erhöht sich auch bei Luftlagern die Reibungsleistung. Für hochtourige Anwendungen ist diese nicht mehr vernachlässigbar und muss in der Konstruktionsphase geprüft und berücksichtigt werden.

Für radiale Lager gilt nach PETROFF /40/ für die Reibungsleistung:

$$P_R = \frac{\eta \pi^3 l_L D^3 f^2}{h} \quad (2.1)$$

mit der dynamischen Viskosität η , der Lagerlänge l_L , dem Lagerdurchmesser D , der Drehfrequenz f und dem radialen Lagerspalt h .

Bei Gaslagern können instabile Betriebszustände auftreten. Diese in der Literatur als Halbfrequenzwirbel bezeichneten Instabilitäten treten bei Drehzahlen mit etwa der doppelten Drehfrequenz der niedrigsten Eigenfrequenz des Lagers auf und stellen die Drehzahlgrenze für Gaslager dar /5, 24, 37/. In diesem Fall erfährt der Wellenmittelpunkt eine Zusatzumdrehung mit der halben Drehfrequenz. Das Auftreten dieses unerwünschten Betriebszustandes kann durch konstruktive und geometrische Veränderungen des Lagers beeinflusst werden. Hierzu werden in /37/ Hinweise gegeben.

Eine impulsartige Laständerung bei kleinen Dämpfungswerten kann ein Schwingen des Lagers bewirken. In diesen instabilen Betriebsbereichen ist die Dämpfung gleich oder sogar kleiner Null. Wird in dieser Phase der Lagerspalt gleich Null, kommt es zum „air – Hammereffekt“ und das Lager „schlägt“ in periodischer Folge in den Endlagen /7, 37/. Diese Instabilität tritt bei aerostatischen Lagern mit großen eingeschlossenen Luftvolumen auf und ist die Folge von diskontinuierlichen Ein- und Ausströmvorgängen sowie der Massenträgheit der Lagerwelle bei Belastungsänderungen /37/.

2.2.1 Kenngrößen

Tragfähigkeit

Als Tragfähigkeit bzw. Tragkraft eines Lagers wird die Summe der Druckdifferenzen über der Lagerfläche in Belastungsrichtung bezeichnet.

Steifigkeit

Unter Steifigkeit versteht man das Verhältnis aus Änderung der Tragkraft zur Änderung des Lagerspalt. Man unterscheidet die statische und die dynamische Steifigkeit. Die statische Steifigkeit betrachtet die langfristige Änderung des Lagerspalt zwischen zwei statischen Zuständen. In die dynamische Steifigkeit fließen auftretende Kompressibilitätseffekte des Schmiermediums ein. Man betrachtet die kurzfristigen Änderungen.

Eigenfrequenz

Ist die periodische Änderung der Rotorlage aus der Mittenlage während der Ausgleichvorgänge bei kleinen Auslenkungen. Die Eigenfrequenz wird maßgeblich von der Rotormasse und der dynamischen Steifigkeit des Lagers beeinflusst.

Dämpfung

Ist die Fähigkeit eine periodische Schwingung des Lagerspaltes während der Ausgleichvorgänge zu verkleinern.

Kritische Drehzahl

Ist die Drehzahl, bei der die Dämpfung des Lagers gleich oder kleiner Null wird. Auftretende Schwingungen führen zum Kontakt der Lagerflächen.

2.2.2 Prinzip aerodynamischer Lager

Aerodynamische Lager benötigen keine externe Luftversorgung. Der zur Schmierung der Lagerung notwendige Druckaufbau des gasförmigen Mediums wird durch die Relativbewegung des Rotors zum Stator erzielt. Durch Newtonsche Reibung ($\eta = \text{konst.}$) wird Luft in den sich verengenden Lagerspalt gedrückt. Infolge der Kompressibilität der Luft kommt es zum Aufbau eines Druckberges im konvergenten Lagerspalt und zu einem Unterdruckgebiet im divergenten Lagerspaltbereich. Beide Anteile tragen zur Stabilisierung der Lagerung bei /37/. Bei Zylinderlagern mit glatter Lagerwand, der einfachsten Form aerodynamischer Lager, ergibt sich dieser keilförmige Spalt durch die exzentrische Lage des Rotors (Abbildung 2.3). Bei axialen Lagern mit ebenen Lagerflächen wird dieser Keilspalt konstruktiv durch geometrische Veränderungen der Lagerfläche z.B. durch Keilplatten oder durch stufenförmige Segmente erzeugt.

Bei Stillstand des Lagers berühren sich die benachbarten Lagerflächen. Während der Start/Stopphase ist der aufgebaute Druck nicht ausreichend, um die Lagerflächen vollständig voneinander abzuheben. Es kommt in dieser Phase zu Reibung und Verschleiß an den Lagerflächen. Das permanente Durchfahren des Mischreibungsgebietes stellt hohe Anforderungen an die tribologischen Eigenschaften des Lagerwerkstoffes. Lager mit glatter Lagerwand sind nur in einem eingeschränkten Bereich bei niedrigen Drehzahlen betriebssicher /23/. Das ist auf das eingeschränkte Dämpfungsverhalten und damit die Anfälligkeit auf niederfrequente Stöße zurückzuführen. Durch das Anbringen von Keilplatten, Taschen, Nuten oder Kanälen wird das Verhalten der Lager beeinflusst. Die auftretenden Instabilitäten werden zu höheren Frequenzen verschoben.

Ein ähnlicher Effekt wird bei aerodynamischen Feder- und Folienlagern ausgenutzt. Hierbei wird die Statorlagerfläche durch eine Vielzahl sich an den Rotor schmiegender Federelemente gebildet /20, 21/.

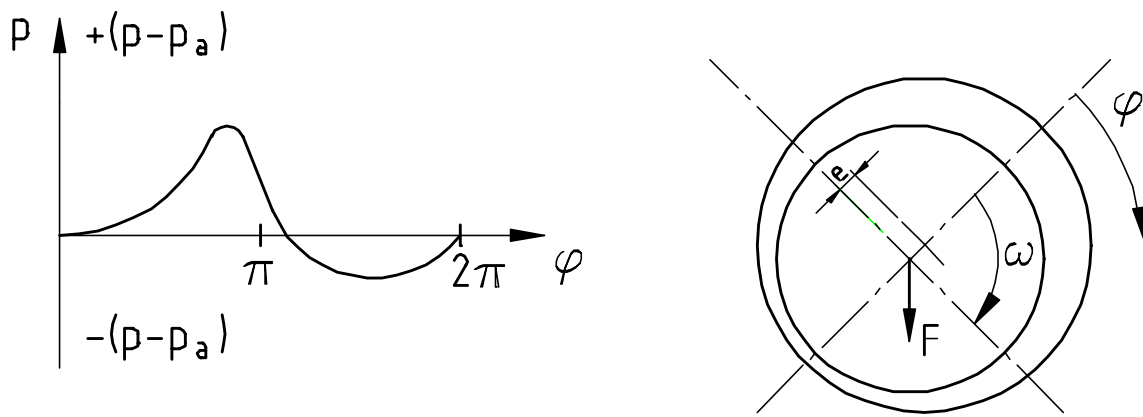


Bild 2.3: Druckverlauf am glatten Zylinderlager /40/

2.2.3 Prinzip aerostatischer Lager

Bei aerostatischen Lagern wird das Schmiermittel, z.B. Luft, außerhalb der Lagerung komprimiert, durch Mikrofilter, Öl- und Wasserabscheider gereinigt und dem Lager zugeführt. Durch diese externe Luftversorgung wird ein ausreichender Druck im Lager gewährleistet und damit wird selbst bei Stillstand des Lagers ein mechanischer Kontakt der Lagerflächen ausgeschlossen. Der Aufbau eines tragfähigen Luftpolsters kann über Drosselstellen am Eintritt zum Lagerspalt, z.B. Düsenlager oder über eine Drosselung am Austritt des Lagerspaltes, erfolgen. In allen Fällen bildet sich das Luftpolster bzw. ein Druckberg im Lagerspalt aus. Die Luft entspannt sich bis zum Lagerrand auf den Umgebungsdruck. Je nach Art und Weise der Drosselung kommt es zu Unterschieden in der Druckverteilung und somit auch zu Unterschieden in der Tragfähigkeit und Steifigkeit.

Am Beispiel des einlassgedrosselten Düsenlagers wird das Prinzip erläutert. Die Luftzufuhr erfolgt über Düsen mit Vorkammern, die im Statorteil des Lagers angeordnet sind. In den Düsen wird die Luft beschleunigt. Infolge der auftretenden Reibung und der Beschleunigung entsteht ein Druckabfall. Die Vorkammern haben die Funktion von Ausgleichssystemen bei Belastungsänderungen. Für schnelle Strömungsausgleichsvorgänge werden kleine Vorkammertiefen von 15 μm bis 200 μm gewählt /18/. Im Bereich der Vorkammern ist der Druck konstant. Bei möglichst kleinem Totvolumen in den Lagern werden eine hohe Dämpfung und damit eine geringe Schwingungsneigung erzielt /16/. Der erreichbare Lagerdruck ist abhängig von der Größe des Lagerspaltes. Die Miniaturisierung und Vervielfachung von Düsen, z.B. flächig verteilte Mikrodüsen bei Sinterlagern oder in jüngster Zeit auch bei Lagern mit lasergebohrten Mikrodüsen, verbessern den Druckaufbau und die Lagereigenschaften. In Abbildung 2.4 sind schematisch die Druckgebirge für ein Elementarlager nach UNTERBERGER /10/ und für ein Mikrodüsenlager nach HEINZL /14, 15/ dargestellt.

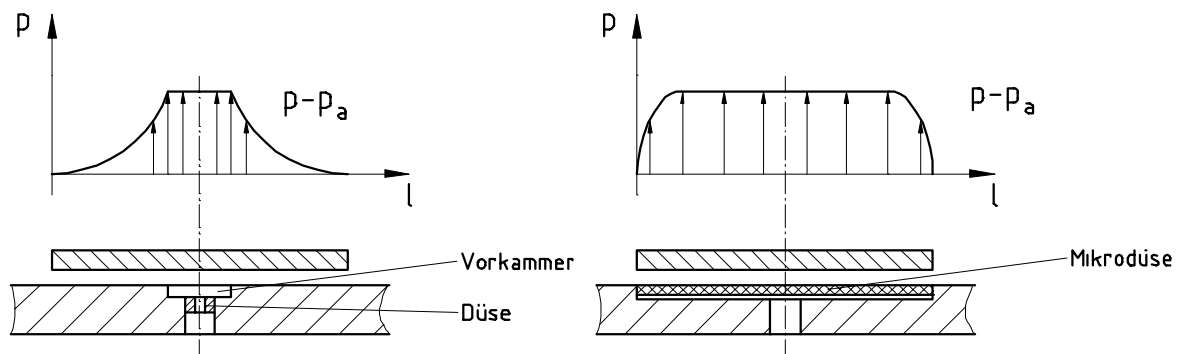


Bild 2.4: Druckverlauf im Düsenlager im Vergleich zum Mikrodüsenlager /16/

Die Größenverhältnisse der Düsen, der Vorkammern und des Lagerspalts müssen nach strömungstechnischen Gesichtspunkten dimensioniert werden. Dabei sollten stets laminare Strömungsverhältnisse vorliegen. Bei Laständerungen verkleinert bzw. vergrößert sich der Lagerspalt und führt zu Druckanstiegen bzw. -absenkungen. Die dynamischen Ausgleichsvorgänge und damit die Stabilität des Lagers hängen von der Dämpfung des Systems ab.

2.3 Auswahl des doppelsphärischen Lagertyps

Für feinwerktechnische Anwendungen, z.B. Scanner, werden kompakte, wartungsfreie Lagersysteme mit axialer und radialer Stabilität benötigt. Häufig sind nicht Lager mit maximaler Tragfähigkeit und Steifigkeit, sondern optimale Lager mit angepassten Lagereigenschaften und mit möglichst geringen Fertigungs- und Montagekosten das Entwicklungsziel.

Mit dem doppelsphärischen Lagerprinzip steht ein sehr geeignetes, technisch realisierbares Lagersystem zur Verfügung (Abbildung 4.1). Der Montageaufwand ist gering. Kleinere Montagefehler durch Verkippung oder Verschiebung der Sphären werden prinzipbedingt ausgeglichen und führen nicht zu Fluchtungsfehlern. Lediglich die Größe des Lagerspaltes muss exakt eingestellt werden. Die Forderung nach hoher Präzision beschränkt sich auf die Herstellung der Kugelflächen. Vorteilhaft für den Lagerbetrieb ist der Effekt der Selbstzentrierung im Betrieb. Durch die Abstimmung der radialen und axialen Wirkfläche kann das Lager sehr gut den vorliegenden Belastungsverhältnissen angepasst werden. Der doppelsphärische Aufbau hat besondere Vorteile gegenüber Kippmomenten. Entscheidend ist hierfür der Abstand der Kugelmittelpunkte der Lagerflächen. In axialer Richtung können sehr hohe Steifigkeits- und Tragwerte erzielt werden. In radialer Richtung werden die maximalen Werte für hemisphärische Lagerflächen erreicht. Für die Herstellung halbkugelförmiger Lagerflächen steigt der Fertigungsaufwand.

Sowohl das aerostatische als auch das aerodynamische Lagerprinzip ist in doppelsphärischer Ausführung realisierbar.

3 Werkstoffe für Luftlager

3.1 Anforderungen an den Werkstoff

Für den funktionsgerechten Betrieb von gasgeschmierten Lagern sind zwei wichtige Randbedingungen zu beachten:

- Luftlager arbeiten mit kleinen Lagerespalten, typisch sind Größen von kleiner 10 µm.
- Während aerostatische Lager nahezu reibungsfrei betrieben werden, tritt bei aerodynamischen Lagern in der Anfahr- und Stopp-Phase Reibung und Verschleiß auf.

Das Einhalten der Spaltbreite eines Luftlagers ist funktional wichtig. Verringert sich während des Betriebs der Lager spalt oder berühren sich die Lagerflächen, kommt es zu irreversiblen Beschädigungen und zum Ausfall des Lagers. Jede Einflussgröße, die zu einer Verringerung der Spaltgröße führt, muss daher bereits in der Entwurfsphase beachtet werden. Einige Faktoren sind die thermische Ausdehnung, das zentrifugale Wachsen und das axiale Schrumpfen, die Formstabilität, das Kriechverhalten, die Korrosion und die Partikelkontamination.

Häufig arbeiten Luftlager in langen Betriebszyklen, dies gilt besonders für aerodynamische Lager. Die Notwendigkeit hoher Start/Stopp-Zyklen stellt besondere Anforderungen an das tribologische Verhalten der Lagerwerkstoffe. Durch eine geeignete Werkstoffwahl wird die Betriebssicherheit von Lagern positiv beeinflusst. Nicht zuletzt sind fertigungstechnische und wirtschaftliche Aspekte bei der Werkstoffwahl zu beachten.

Nachfolgend sind die Forderungen an einen geeigneten Lagerwerkstoff zusammengestellt:

- **Mechanische Anforderungen:**

Zentrifugales Ausdehnen und axiales Schrumpfen

Aerodynamische Lager arbeiten meist bei hohen Drehzahlen. In Folge der hohen Fliehkräfte kommt es zum zentrifugalen Wachsen des Wellendurchmessers und gleichzeitig zum axialen Schrumpfen. Diese „Tonnenbildung“ birgt nicht nur die Gefahr eines radialen Anlaufens des Lagers, sondern sie beeinflusst direkt die dynamischen Lagersteifigkeiten und die Stabilität im Betrieb. Dies ist gerade unter der bereits diskutierten Randbedingung kleiner Spaltgrößen für Luftlager kritisch. Eine Aussage zum Werkstoffverhalten gibt die spezifische Steifigkeit ν als Quotient des Elastizitätsmoduls E zur Dichte ρ :

$$\nu = \frac{E}{\rho} \quad . \quad (3.1)$$

Zentrifugales Zerreißen

Hohe Umfangsgeschwindigkeiten und die damit verbundene Erhöhung der Zugspannungen bzw. der radialen, tangentialen und geringfügig auch axialen Kräfte, können zum Überschreiten der Zugfestigkeit führen. Dies ist besonders bei anorganisch - nichtmetallischen Werkstoffen kritisch, da diese über geringe Zugfestigkeiten verfügen. Ein wichtiges Charakteristikum dafür ist

$$v = \sqrt{\frac{\sigma_{zul}}{\rho}} \quad . \quad (3.2)$$

Kriechfestigkeit / Langzeitstabilität

Die Formbeständigkeit von Lagern bzw. ihr Verformungsverhalten unter Last ist gekennzeichnet vom plastischen und elastischen Verhalten der eingesetzten Werkstoffe. Als Parameter ist die Härte und die Sprödeheit bzw. Duktilität charakteristisch. Zeitliche oder belastungsabhängige Veränderungen beeinträchtigen die Lagerqualität. Dabei kann es bis zur Zerstörung des Lagers kommen.

Isotropie / Porenfreiheit

Isotrope Werkstoffeigenschaften sind eine Grundvoraussetzung für den Aufbau und Betrieb von Präzisionslagern. Poren und Lunker führen zu Einschränkungen der mechanischen Festigkeit. Dies gilt genauso für Einschlüsse oder Entmischungen.

- **Thermische Anforderungen:**

Thermische Ausdehnung

Während des Betriebes einer Lagerung kommt es häufig zu Temperaturänderungen der Baugruppe oder einzelner Komponenten. Eine Hauptquelle für die Erwärmung der Lager ist die Verlustleistung des Antriebs, im allgemeinen Wirbelstromverluste. Weiterhin sind Temperaturerhöhungen auf Reibungswärme an den Lagerflächen zurückzuführen. Die Wärmeausdehnung kann zum Verlust des Lagerspiels führen und damit zur Zerstörung des Lagers. Als wichtiger Werkstoffparameter ist hier der Längentemperaturkoeffizient α_T zu beachten. Bereits in der Konstruktionsphase kann durch eine Kombination von Werkstoffen mit angepasstem Ausdehnungsverhalten oder mit dem Einsatz von Werkstoffen niedriger Ausdehnung diesem Effekt entgegengewirkt werden.

Wärmeleitfähigkeit

Da der Wärmeabfuhr eine große Bedeutung zukommt, sind Werkstoffe mit guter Wärmeleitfähigkeit λ_w zu wählen. Lager und Gehäuse sind so zu konstruieren, dass die anfallende Wärme an die Umgebung abgeführt werden kann.

- **Thermodynamische Anforderungen:**

Korrosion

Die Lagerflächen sind hinsichtlich ihrer Oberflächenqualität sehr präzise gefertigt. Korrosion führt zur Ausbildung einer Oxidschicht und zur Zerstörung der Lagerflächen. Die Mikrotopographie wird beeinflusst, und die geometrischen Größen verändern sich.

- **Tribologische Anforderungen:**

Reibung

Aerostatische Lager arbeiten unter allen Betriebsbedingungen nahezu reibungsfrei.

Das Starten und Stoppen einer aerodynamischen Lagerung ist immer reibungsbehaftet. Die Reibung sollte zum Verringern des Anlaufmomentes beim Start gering sein. Die Materialpaarung der Lagerflächen ist mit einem niedrigen Reibungskoeffizienten μ (Haften bzw. Gleiten) zu wählen.

Verschleiß

Verschleiß ist der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers. Mit dem Verschleißwiderstand wird die Reaktion des Werkstoffes auf das Herauslösen kleiner Teilchen aus den Laufflächen beschrieben [46]. Ursachen für den Verschleiß sind Berührungen der Lagerflächen während des Startens und Stoppens oder bei Rotation. Verschleiß führt immer zur Beschädigung der Lagerfläche, zu Partikelgenerierung, zur Veränderung der Lagergeometrie oder zumindest zu veränderten Reibwerten. Deshalb sind verschleißfeste Werkstoffe mit gutem Notlaufverhalten zu wählen oder eine geeignete Verschleißschicht ist aufzubringen.

- **Fertigungstechnische Anforderungen:**

Bearbeitbarkeit / Bearbeitungsaufwand

Der Bearbeitungsaufwand und die damit verbundenen Kosten müssen im Verhältnis zur erforderlichen Qualität gesehen werden. Wegen der hohen Anforderungen an die Zentrierung, Formabweichung und die Rauheit der Oberflächen ist die Fertigung meist sehr langwierig und umfangreich. Das Einhalten der Fertigungs- und Montagetoleranzen ist streng zu beachten.

- **Wirtschaftliche Anforderungen:**

Verfügbarkeit und Kosten

Der gewählte Lagerwerkstoff muss chagentreu verfügbar sein. Abweichungen während der Herstellung der Halbzeuge beeinflussen die Werkstoffeigenschaften und damit auch die Qualität des Lagers. Die Kosten für das Rohmaterial müssen niedrig sein.

3.2 Werkstoffauswahl

Das Beachten der Umgebungs- und der Betriebsbedingungen ist entscheidend für die richtige Wahl des Lagerwerkstoffes. Kenntnisse über die Wechselwirkungen mit dem Schmierstoff sind ebenso wichtig wie das Einbeziehen technologischer Randbedingungen.

Die Funktion des Lagers wird durch die verschiedenen Eigenschaften der Lagerwerkstoffe erheblich beeinflusst. Deshalb sind die Anforderungen aus Abschnitt (3.1) Grundlage für die Werkstoffauswahl, um die Funktion und die Qualität eines Luftlagers zu gewährleisten. Ein Vergleich von Stoffsystemen, exemplarisch an einzelnen Vertretern diskutiert, ist in Tabelle (3.1) dargestellt. Aus dieser Tabelle sind Vor- und Nachteile der einzelnen Stoffsysteme erkennbar. Eine Wichtung der Lagerwerkstoffgruppen ist möglich.

Polymere lassen sich nur sehr schwierig mit hoher Genauigkeit bearbeiten. Durch das instabile Verformungsverhalten, sind Polymere nur sehr eingeschränkt für Präzisionslager einsetzbar /41/. Obwohl in den letzten Jahren durch die verschiedensten Entwicklungen von polymeren Verbundwerkstoffen /42/ das Verformungs-, Reibungs- und Verschleißverhalten einzelner Polymere verbessert werden konnte, ist ein Einsatz in Präzisionsgaslagern praktisch nicht erfolgt. Jedoch werden Polymere im Bereich trockener Gleitlager wegen der guten Gleiteigenschaften und geringem Verschleißes in Kombination mit z.B. metallischen Werkstoffen häufiger und mit anwachsendem Einsatzfeld angewendet.

Traditionell werden metallische Werkstoffe (Weißmetall, Bronze, Stahl) für Lager eingesetzt. Mit der Anwendung neuer Fertigungsverfahren der Ultrapräzisionsbearbeitung wurden weitere Werkstoffe (z.B. Aluminiumlegierungen, Messing) besonders für aerostatische Lagerbaugruppen eingeführt. Diese neuen Fertigungsverfahren garantieren hohe Qualität, sind aber sehr kostenintensiv. Beim Bearbeiten metallischer Werkstoffe sind Gratbildung an bzw. auf der Lagerfläche und das duktile Verhalten bzw. plastische Verformungen von metallischen Werkstoffen ungünstige Eigenschaften. Das Reibungs- und Verschleißverhalten ist sehr unterschiedlich, so dass nur ausgewählte Werkstoffpaarungen mit guten Not- bzw. Trockenlaufeigenschaften empfohlen werden. Zur Verbesserung der Einlauf- und der Notlaufeigenschaften kann eine zusätzliche Schicht, z.B. Cr_2O_3 oder Al_2O_3 aufgebracht werden /45, 47/.

hohen Elastizitätsmoduls besitzen Keramiken z.B. Siliziumcarbid, Siliziumnitrid oder Zirkonoxid, eine sehr hohe spezifische Steifigkeit und hervorragende mechanische Eigenschaften. Weitere Eigenschaften sind die geringe Wärmeausdehnung, schlechte Wärmeleitfähigkeit und die Widerstandsfähigkeit gegenüber hohen Temperaturen. Durch die meist guten Trockenlaufeigenschaften und die hohe Formstabilität sind Keramiken als Lagerwerkstoff geeignet /45, 47/. Nachteilig sind die hohen Material- und Fertigungskosten. Die Bearbeitungsverfahren sind sehr aufwendig. Typische Fertigungsverfahren sind Schleifen, Läppen und Honen. Die Anwendung von Keramiken als Lagerwerkstoff wird in der Zukunft weiter wachsen.

Lagerwerkstoff	Metall	Polymer	Glaskeramik	Keramik
Parameter				
Spezifische Steifigkeit	niedrig ($E \uparrow$; $\rho \uparrow$)	niedrig ($E \downarrow$; $\rho \downarrow$)	hoch ($E \downarrow$; $\rho \downarrow$)	sehr hoch ($E \uparrow$; $\rho \downarrow$)
Festigkeit	hoch	niedrig	mäßig	hoch
Verformungsverhalten	mäßig (teilw. Duktil)	instabil (Kriechen)	stabil	stabil
Thermische Ausdehnung	groß	sehr groß	sehr klein	klein
Wärmeleitfähigkeit	hoch	niedrig	niedrig	niedrig
Bearbeitbarkeit	gut	sehr gut	sehr gut	schlecht
Beschichtbarkeit	gut	schlecht	sehr gut	gut
Korrosionsfestigkeit	mäßig	sehr gut	sehr gut	sehr gut
Reibungsverhalten	gut	sehr gut	gut	gut
Verschleiß/Notlaufeigenschaft	gut	gut	schlecht	gut
Langzeitverhalten	gut	schlecht	gut	sehr gut
Kosten	hoch	niedrig	hoch	sehr hoch

Tabelle 3.1: Eigenschaften von Lagerwerkstoffen

Allgemein werden für aerodynamische Lager Werkstoffpaarungen hart / hart. z.B. Graphit gegen Stahl oder Aluminium eloxiert gegen Stahl bzw. für hydrodynamische Lager weich / hart z.B. Bronze gegen Stahl eingesetzt.

Bisher nicht als Lagerwerkstoff bekannte Stoffsysteme sind Glaskeramiken und Gläser. Dennoch verfügen diese Werkstoffe über Eigenschaften, die das Anwenden in feinmechanischen Komponenten rechtfertigen und neue Möglichkeiten bieten.

3.3 Glaskeramik als Lager- und Gehäusewerkstoff

Der Einsatz von Glaskeramik als Lagerwerkstoff /48, 49, 50/ zum Aufbau von Präzisionslagern ist neu. Während Gläser aus einer amorphen Matrix bestehen, besitzen Keramiken eine kristalline Struktur. Bei der Gruppe der Glaskeramiken liegen kristalline Phase und amorphe Glasgrundmatrix nebeneinander vor. Durch eine gesteuerte Kristallisation sind Glaskeramiken mit einer großen Vielfalt von Eigenschaften, abhängig von der Zusammensetzung, herstellbar. Die Festigkeit von Glaskeramiken ist immer höher als die des Ausgangsglases und wird durch die Kristalle beeinflusst /51/.

Das Grundprinzip zur Herstellung von Glaskeramik lässt sich nach ILLIG /51/ beschreiben. Durch z.B. Gießen oder Pressen geformtes Glas wird bei nachträglicher Wärmebehandlung (Temperung) in allen Bereichen spontan kristallisiert. Die Kristalle haben eine Größenordnung im μm -Bereich bis unterhalb der Lichtwellenlänge. Da Glas im Normalfall bei einem solchen Temperprozess nicht kristallisiert, wird durch die Auswahl geeigneter Zusammensetzungen und durch die Zugabe von Keimbildnern oder Mineralisatoren die Bildung einer großen Zahl von Keimen und eine weitgehende Mikrophasentrennung bewirkt. Durch einen speziellen Temperprozess bzw. bei einigen Arten durch den freien Abkühlvorgang, vollzieht sich die Keramisierung.

Hauptgruppe	Stoffsystem	Hauptkristallphase	Spezielle Eigenschaft
Glaskeramik mit minimaler thermischer Ausdehnung	$\text{Li}_2\text{O} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2$	Eucryptit – Silica - MK	Längentemperaturkoeffizient $\alpha_T \leq 1 \cdot 10^{-7} \text{ K}^{-1}$
Glaskeramik mit hoher mechanischer Festigkeit	$\text{MgO} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2$	Spinell, Enstatit, Cordierit	Biegefestigkeit $\sigma_b > 100 \text{ Nmm}^{-2}$
Photosensible – Glaskeramik	$\text{Li}_2\text{O} - \text{SiO}_2$	Lithiumdi- und Lithiumpolysilikat	Partiell kristallisierbar und selektiv ätzbar
Mechanisch bearbeitbare Glaskeramik	$\text{R}_2\text{O} - \text{RO} - \text{R}_2\text{O}_3 - \text{SiO}_2 - \text{F}$ (R = K, Na, Mg, Ba, Al, Fe)	Fluor – Phlogopit	Spanabhebend bearbeitbar
Biologisch – kompatible Glaskeramik	$\text{CaO} - \text{P}_2\text{O}_5 - \text{SiO}_2$	Fluor – Apatit	Biokompatibel

Tabelle 3.2: Einteilung der Glaskeramiken /51, 52/

Glaskeramiken können nach zwei Kriterien eingeteilt werden. Erstens gruppiert man sie nach ihrer Zugehörigkeit zu einem Stoffsystem. Zweitens werden Glaskeramiken nach bestimmten spezifischen (mechanischen, optischen und elektrischen) Eigenschaften klassifiziert. Selbstverständlich hängen die Eigenschaften der Stoffsysteme von den Gemengeanteilen und dem Herstellungsverfahren ab. Der Bestand von derzeit über 1000 Patenten zum Werkstoff Glaskeramik erschwert das Aufstellen einer allgemeingültigen Einteilung. Besonders wichtige Hauptgruppen sind in Tabelle (3.2) zusammengefasst.

Die Anwendung hochpräziser Fertigungs-, Montage- und Prüfverfahren der optischen Industrie, ähnlich der Linsenfertigung, ermöglicht das Herstellen exakter Lagergeometrien. So können, plane und sphärische Lagerschalen mit einer Formtoleranz von kleiner $\lambda/10$, d.h. kleiner 60 nm mit Hilfe von konventionellen Herstellungsverfahren gefertigt werden. Die hohen Genauigkeiten bei der Bearbeitung von Glas und Glaskeramik sind dann kostengünstig zu erzielen, wenn die anzufertigenden Radien Einheitsmaße (Vorzugsradien) sind und somit die Werkzeugkosten niedrig gehalten werden können. Neben diesen wirtschaftlichen Gesichtspunkten ist die Nutzung spezifischer Eigenschaften von Glaskeramik für die Entwicklung von Gaslagern von Interesse. Besonders geeignet für den Einsatz in Präzisionslagern sind Glaskeramiken mit minimalen Längentemperaturkoeffizient, guter Bearbeitbarkeit und hoher Formstabilität, wie z.B. ZERODUR (Firma SCHOTT / D), NEOCERAN (NIPPON ELECTRIC GLASS / J) oder SITALL (GUS) bzw. das Glas ULE (CORNING / F).

Diese Werkstoffe zeichnen sich für Lageranwendungen aus durch:

- keine Gratbildung,
- keine Korrosion,
- temperaturunabhängige Laufeigenschaften,
- extrem niedrige Rauheitswerte,
- keine plastische Verformung und
- hohe Formgenauigkeit.

Nachteilig sind die nicht optimalen Trocken- bzw. Notlaufeigenschaften, die mangelhafte Wärmeleitung und die mögliche Mikrorissbildung.

3.4 Eigenschaften der Glaskeramik ZERODUR

ZERODUR ist ein anorganischer, porenfreier und isotroper Werkstoff. Die geringe thermische Ausdehnung von ZERODUR ergibt sich aus der Summe der Längentemperaturkoeffizienten der Kristallphase (Hochquarzstruktur mit negativem Vorzeichen) und der Glasphase (mit positivem Vorzeichen). Der charakteristische Verlauf des Koeffizienten der thermischen Längenausdehnung α_T ist in Abbildung (3.1) dargestellt /53/. Die Glaskeramik ZERODUR besitzt bei Raumtemperatur bzw. im Bereich von 280 K bis 400 K eine äußerst geringe Wärmeausdehnung. Das Langzeitverhalten von ZERODUR bezogen auf die Längenänderung wurde von der Physikalisch-Technischen-Bundesanstalt und vom Hersteller SCHOTT Glaswerke /54/ untersucht. Die

ermittelten langzeitigen Längenänderungen werden auf Diffusionsvorgänge in den Glasbereichen des Mischkörpers zurückgeführt und hängen weiterhin von der Temperung des Materials bzw. vom Kühlprozess ab. Die ermittelte Größenordnung dieser Verkürzung wird mit $3,2 \cdot 10^{-8} \text{ K}^{-1}$ bei nichtgealtertem Material und nach einer Alterung von 10 Jahren mit $2,6 \cdot 10^{-8} \text{ K}^{-1}$ ausgewiesen /54/. Diese Größenordnung ist für den Betrieb von Luftlagern jedoch unbedeutend.

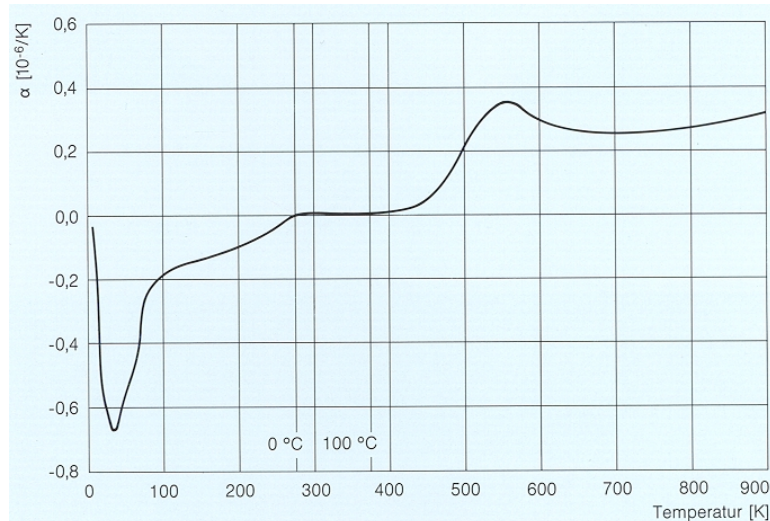


Bild 3.1: Verlauf des Koeffizienten der thermischen Längendehnung α_T /53/

Festigkeit und Härte sind ähnlich wie bei optischen Gläsern. Daraus ist die einfache Bearbeitbarkeit mit konventionellen Bearbeitungsverfahren der Optik abzuleiten. Die chemische Resistenz gegenüber Säuren und Laugen ist sehr gut. Eine Ausnahme macht Flußsäure. Gegenüber Klimawechsel ist ZERODUR sehr unempfindlich. Die geringe Heliumpermeabilität von ZERODUR ermöglicht den Einsatz in gekapselten Lagern mit Helium als Schmierstoff.

Die mechanischen Eigenschaften von ZERODUR zeichnen sich durch eine geringe Dichte und einen mit Aluminium vergleichbaren Elastizitätsmodul aus. Die spezifische Steifigkeit als einen geeigneten Parameter zur Charakterisierung des Werkstoffs ist größer als von Titan und auch typischen Stählen z.B. x10CrAl18.

Die Festigkeit von Gläsern und Glaskeramik ist abhängig von der Beanspruchungsart. Dabei kann die Druckfestigkeit mehr als das Zehnfache der Zugfestigkeit betragen /56/. Die Festigkeit von Glaskeramiken ist keine Materialkonstante. Sie ist abhängig von Faktoren die im Zusammenhang mit dem Bearbeitungsverfahren, der Oberflächenrauheit, der Größe der beanspruchten Fläche, dem zeitlichen Verlauf des Spannungseintrags und den Umgebungsbedingungen stehen. Die Festigkeitsangaben werden experimentell bestimmt und unterliegen meist einem großen Streubereich.

Eigenschaften	Symbol	ZERODUR
Koeffizient der thermischen Längendehnung für 0°C –50°C	α_T	$0,02 * 10^{-6} \text{ K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit bei 20°C	λ_w	1,46 W/m*K
Temperaturleitzahl bei 20°C	A_T	$0,72 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Dauerbetriebstemperatur	T_d	600 °C
Elastizitätsmodul bei 20 °C	E	90,3 GPa
Dichte	ρ	2,53 g/cm ³
Festigkeit (abhängig von der Oberflächenqualität)	σ	42 MPa (geschliffen) 193 MPa (geätzt)
Poisson-Zahl	τ	0,243
Knoophärte nach ISO 9385	HK 0,1/20	620
Spezifischer Widerstand bei 20°C	ρ	$2,6 * 10^{13}$
Brechzahl für 587,6 nm	n_d	1,5424
Heliumpermeabilität bei 20°C		$1,6 * 10^6 \text{ Atome}/\text{cm}^3 \cdot \text{s} \cdot \text{bar}$

Tabelle 3.3: Materialkenngrößen von ZERODUR /53/

Neben den guten thermischen und mechanischen Eigenschaften sind Magnetfreiheit, Isolationsvermögen, gute Beschichtbarkeit und unkomplizierte Reinigung weitere vorteilhafte Eigenschaften für die Anwendung in Luftlagern.

Die mögliche Anwendung von UV-aushärtenden Klebstoffen und Kitten gewährleistet ein präzises und schnelles Fügen dieser Werkstoffe. Montage- und Fügeverfahren wie das Richtkitten können eingesetzt werden.

Die Transparenz der Werkstoffe ermöglicht das Anwenden üblicher optischer Prüfverfahren.

3.5 Theoretische Grundlagen zur Festigkeit und zum Bruchverhalten von ZERODUR

Bei der Auswahl von Konstruktionswerkstoffen ist die Festigkeit als Werkstoffeigenschaft von großer Bedeutung. Unter Festigkeit versteht man die Widerstandsfähigkeit eines Stoffes gegenüber der Einwirkung äußerer oder innerer Kräfte /56/.

Die in der Literatur vorgestellten Arbeiten zum Bestimmen der Festigkeit und zum Bruchverhalten zeigen, dass die experimentell ermittelten Festigkeitswerte deutlich kleiner sind als die theoretischen Festigkeiten /55, 62/. Dieser Effekt ist auf das spröd-elastische Verhalten im Zusammenwirken mit submikroskopischen Oberflächenrissen oder Kerben rückführbar. Die

theoretische oder molekulare Festigkeit von Glas und auch ZERODUR ist durch die Bindungskräfte der atomaren Bausteine bestimmt /56/. Beim Bearbeiten der Glaskeramik kommt es zu Mikrorissen im oberflächennahem Bereich. Unter Belastung treten Spannungsspitzen an den Mikrorissen auf und diese führen zum Risswachstum.

Theoretische Grundlagen und weiterführende Untersuchungen zum Bruchverhalten wurden von GRIFFITH /57/, IRWIN /58/ und KERKHOF /59/ vorgestellt. Bei Anbringen einer äußeren Zugspannung (z.B. Unwucht bei rotierenden Körpern) werden in der Kerbspitze Spannungskonzentrationen erzeugt. Es kommt zum Aufspalten der Bindungen vor der Kerbspitze und zu Risserweiterung und -ausbreitung bis zum Bruch. Bei spröde-elastischen Werkstoffen, wie z.B. Quarzglas oder ZERODUR, bilden sich oftmals so hohe Spannungskonzentrationen infolge von Mikrorissen an der Oberfläche, so dass die Bruchnennspannungen erheblich unterhalb der theoretischen Werte liegen /59,60/. In der Regel erfolgt bei Gläsern und Glaskeramiken Sprödebruch, was auch als Trennbruch bezeichnet wird. Vor dem Bruch kommt es zu keiner makroskopisch erkennbaren plastischen Verformung. Die Ausbildung des Risses erfolgt in einer elastisch verformbaren Umgebung. Die Rissausbildung ist senkrecht zur Hauptspannungsrichtung; es gilt das Normalspannungsgesetz.

GRIFFITH /57/ stellte erstmals die Energiebilanz für eine Rissausbildung an einer unendlich großen Platte, die mit einer konstanten äußeren Zugspannung σ belastet war, vor. Die bei Belastung einsetzende Rissausbildung, durch Überwinden der atomaren Bindungskräfte, führte zur Freisetzung der im Material gespeicherten elastischen Energie. Diese Energie entspricht den Anteilen der freiwerdenden elastischen Verzerrungsenergie W_e und der aufzubringenden Energie zur Bildung der neuen Oberflächen W_o . Als Kriterium für eine instabile Rissausbildung gilt $W_e \geq W_o$.

Die Energiebilanz ist somit

$$W_g = W_o + W_e = 4\gamma_o c - \frac{\pi c^2 \sigma^2}{E} \quad (3.3)$$

(ohne Berücksichtigung anderer Energieanteile).

Für den Gleichgewichtszustand ergibt sich:

$$\frac{d(W_g)}{dc} = 4\gamma_o - \frac{2\pi \sigma^2 c}{E} = 0 \quad (3.4)$$

Aus dieser Beziehung ist die kritische Spannung σ_{krit} und die kritische Risslänge c_{krit} (GRIFFITH-Länge) bestimmbar.

Das GRIFFITH-Rissmodell wurde von IRWIN erweitert. Durch ihn erfolgte die Einführung der Risserweiterungskraft G . Man versteht unter dieser Größe, die auch als spezifische Bruchenergie verstanden werden kann, die Kraft, die gegen die Oberflächenspannung die Bruchufer des

Risses um je 1cm^2 erweitert, oder bezogen auf die Energie, die Änderung der elastischen Energie im Prozess der Risserweiterung.

Es ergibt sich die Risserweiterungskraft:

$$G = \frac{\pi c \sigma^2}{E} \quad (3.5)$$

(für den ebenen Spannungszustand)

und

$$G = \frac{(1-\tau^2) \pi c \sigma^2}{E} \quad (3.6)$$

(für den ebenen Dehnungszustand).

Entscheidend für die Stabilität oder Instabilität des Risses ist das Produkt $\{\sigma^2 c\}$.

Neben der Risserweiterungskraft G findet ebenso der Spannungsintensitätsfaktor K , zur Darstellung des linear-elastischen Spannungsfeldes an der Rissspitze, Anwendung. Für die Rissöffnungsart I (Relativbewegung der Rissoberfläche ist senkrecht zur wirkenden Zugspannung), ergibt sich der Spannungsintensitätsfaktor K_I zu

$$K_I = \sqrt{\sigma^2 \pi c} \quad (3.7)$$

Zur Berücksichtigung endlicher Bauteilabmessungen und der Rissgeometrie wird eine Korrekturfunktion f angefügt. Neben der Rissöffnungsart I gibt es noch die Rissöffnung II (Längsscherung) und Rissöffnung III (Querscherung). Die Rissöffnungsart I besitzt vorrangige Bedeutung, da sie für das Auftreten eines Sprödbrechens ausschlaggebend ist.

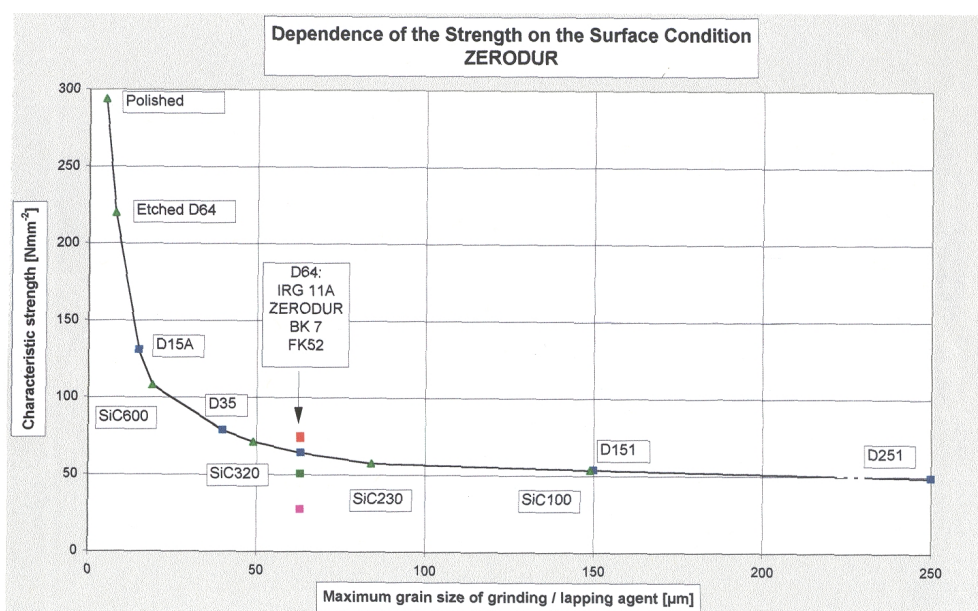


Bild 3.2: Abhängigkeit der Festigkeit von der Oberflächenbeschaffenheit für ZERODUR /55/

Durch geeignete Werkstoffprüfverfahren wie z.B. Kugeleindruckverfahren oder 3- bzw. 4-Punkt Biegeverfahren können Aussagen zur Festigkeit und zum Bruchverhalten gemacht werden /61/. In der Regel wird durch eine definierte Belastung ein örtlich begrenztes, z.B. im oberflächennahen Bereich, erzeugtes Druck- und Zugspannungsgebiet ausgebildet. Mit einer kontinuierlichen Steigerung der Belastung erhöhen sich die Spannungen. Sie führt mit Überschreiten der Bruchspannung vor Erreichen der Fließspannung ($\sigma_{\text{krit}} < \sigma_v$) zur Ausbildung eines Oberflächenrisses. Dieser Riss wächst in das Werkstoffinnere. Die Kraft, die zum Eintreten des Bruches führt, ist ein Maß für die lokale Festigkeit der untersuchten Oberfläche /58/. Da die Wachstumsgeschwindigkeit von der Anfangsrisstiefe abhängt, ist die wichtigste Einflußgröße auf die Festigkeit die maximale Risstiefe je Flächenelement im zugbelasteten Bereich /62/. Eine Untersuchung von SCHOTT Glaswerk an ZERODUR /55/ bestätigt die Abhängigkeit der Festigkeit vom Bearbeitungsverfahren und der sich daraus ergebenden Oberflächenbeschaffenheit (Abbildung 3.2).

Mit sinkender Rauheit verkleinern sich die Mikrorisse und die Festigkeit steigt. Bei polierten Oberflächen sind diese Mikrorisse nur noch im nm-Bereich bzw. werden bei Superpolituren nahezu vollkommen eliminiert. Ein ähnlicher Effekt ist durch eine Oberflächenätzung mit Flusssäure möglich. Durch den Säureangriff werden die Mikrorisse herausgeätzt bzw. an der Rissspitze gezielt verrundet. Damit sinkt an der Rissspitze die Spannungskonzentration und die Risswachstumsgeschwindigkeit wird reduziert. Die Festigkeit steigt durch einen Ätzschritt (Ätzzeit abhängig von der Oberflächenrauheit) um etwa das Dreifache /55, 63/.

3.6 Reibungs- und Verschleißverhalten

Für den stabilen Betrieb einer Gas- oder Flüssigkeitslagerung muss zwischen den Lagerflächen ein zusammenhängender Schmierfilm eines fluiden Stoffes sein, d.h. die Lagerlast wird durch den Druck im Schmiermedium aufgenommen. Der dabei vorliegende Reibungszustand wird als Flüssigkeitsreibung bezeichnet bzw. bei Gaslagern als Gasreibung. Das Verhalten von Gaslager ist ähnlich wie das von Flüssigkeitslagern. Die auftretende Gasreibung ist kleiner als die Flüssigkeitsreibung und im allgemeinen vernachlässigbar. Dieser nahezu reibungsfreie Zustand gilt für aerostatische Lager in jeder Betriebsphase.

Anders verhalten sich aerodynamische Lager. Während der Start / Stopp - Phase durchläuft ein aerodynamisches Lager Gebiete mit Trocken- bzw. Grenzreibung und Mischreibung. Der Schmierfilm ist in dieser Phase noch nicht bzw. nicht mehr oder nur ungenügend vorhanden. In der Start/Stop-Phase eines aerodynamischen Lagers berühren sich die Lagerflächen. Es kommt zum Gleiten beider (ideal sauberer und trockener) Festkörper - Trockenreibung. Im allgemeinen können diese idealen Bedingungen nicht realisiert werden. Real treten Verunreinigungen durch kleinste Partikel oder Feuchtigkeit auf. Das Gleiten beider „kontaminierter“ Festkörper wird als Grenzreibung bezeichnet /46/. Mit Zunahme der Relativbewegung gelangt das Schmiermedium zwischen die Festkörper. Es baut sich ein Druck auf. Der Schmierfilm ist noch nicht zusammenhängend und einzelne Oberflächenpunkte bzw. Spitzen berühren sich weiterhin. In

dieser Phase liegen beide Reibungszustände (Grenzreibung und Flüssigkeitsreibung) gleichzeitig vor. Mit steigendem Druck im Lagerspalt ist der Schmierfilm zusammenhängend und das aerodynamische Lager arbeitet nahezu reibungsfrei.

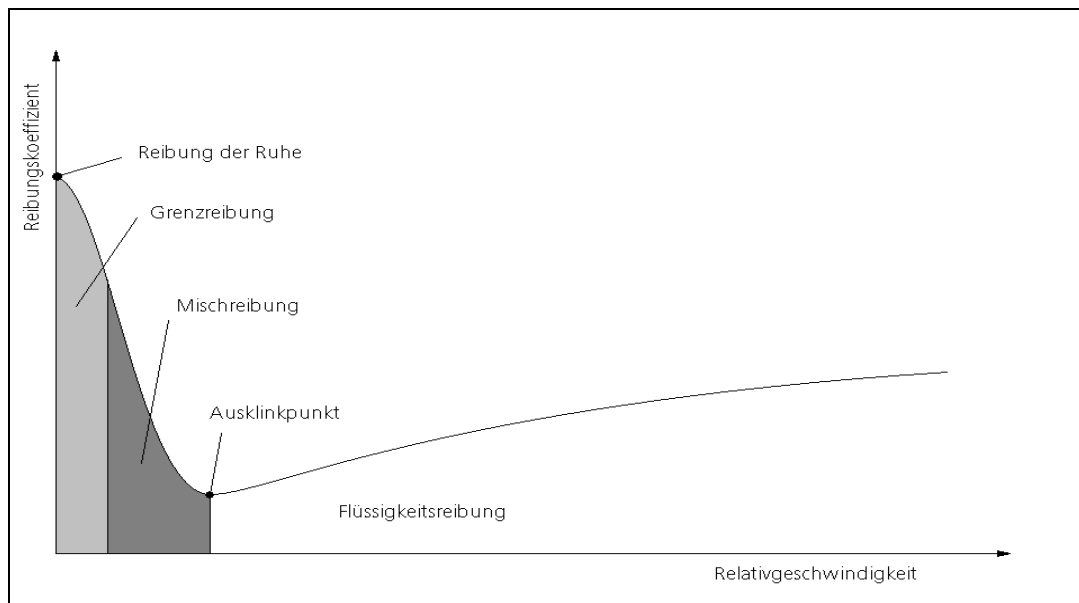


Bild 3.3: STRIBECK – Kurve nach /46/

Die Reibungszustände eines Gleitlagers wurden von STRIBECK /46/ experimentell untersucht und in einem Diagramm dargestellt. In diesem Diagramm wird der Reibungskoeffizient μ in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit v bei konstanter mittlerer Flächenpressung aufgetragen (Abbildung 3.3).

Tribologische Untersuchungen an ZERODUR

Untersuchungsergebnisse zum Reibungs- und Verschleißverhalten von ZERODUR / ZERODUR liegen in der Literatur nicht vor.

Zur Einordnung des Reibverhaltens dieser Paarung wurden tribologische Untersuchungen durchgeführt /52, 63/. Als Versuchsteile wurden polierte Rundscheiben mit einem Durchmesser von 25 mm eingesetzt. Die Präparation der planen Oberflächen entsprach hinsichtlich Rauheit und Ebenheit der Anforderung bzw. Qualität von ebenen Lagerflächen. Die Rauheit hatte einen mittleren Wert von $R_a = 4 \text{ nm}$ und eine Ebenheit von $\lambda/4$ (bezogen auf 633 nm).

Eine Prinzipdarstellung des Versuchsaufbaus gibt Abbildung (3.4) wieder. Beide Reibpartner werden über Vorrichtungen am Zylinder eingespannt. Ein Kippausgleich ermöglicht eine parallele Anordnung der Prüfflächen. Während die obere Probe auf einer exzentrischen Bahn rotiert, um eine Relativbewegung über die gesamte Kontaktfläche zu gewährleisten, befindet sich die untere Probe in Ruhe. Durch die Einwirkung einer Hebelkraft wird eine konstante Flächenpressung realisiert. Der Prüfstand ermöglicht die Variation der Drehzahl und der Belastungen.

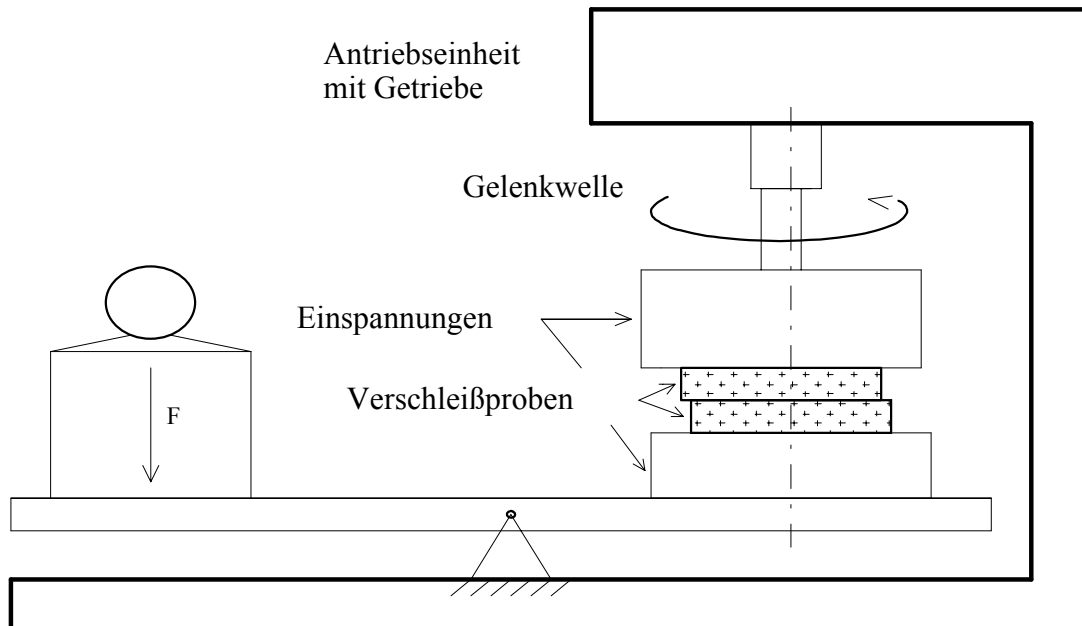


Bild 3.4: Versuchsaufbau für Trockenlauftest /52/

Der Versuchsaufbau (Abbildung 3.4) entspricht nicht DIN-gerechten Tribologiemesssystemen, wie z.B. Stift / Scheibe – Tribometer, ermöglicht aber Aussagen zum Trockenlaufverhalten der Glaskeramik für das betrachtete Beanspruchungskollektiv. Ziel der Untersuchungen war nicht die Bestimmung von Reibwerten sondern die Ermittlung einer Belastungsgrenze, bei der einsetzender Verschleiß die Oberflächen für Luftlageranwendungen unbrauchbar machen würde. Die Oberflächen wurden makro- und mikroskopisch beurteilt und mit einem taktilen Messgerät untersucht.

Versuche bei einer Flächenpressung von 1 N/cm^2 und Drehzahlen von 180 min^{-1} und 933 min^{-1} zeigten sichtbar und messbar keine Oberflächenveränderungen. Die polierten Oberflächen wurden vor der Reibbeanspruchung und nach jeweils 10 Belastungsspielen a 5 sec messtechnisch kontrolliert. Nach 200 Belastungsspielen bei 1 N/cm^2 und 933 min^{-1} war keine signifikante Rauheitsänderung messbar. Verschleißmarken in Form von Kratzern bzw. Riefen traten erst bei Flächenpressungen von 10 N/cm^2 auf /52/.

Eine weitere Untersuchung des Verschleißverhaltens von ZERODUR erfolgte an realen doppelsphärischen Lagern unter Betriebsbedingungen. Der Aufbau des Lagers war wie in Punkt (5.2.3) beschrieben. Das Lager wurde vertikal angeordnet. Zur Überwindung der Trägheit wurde der Rotor mit einem Gleichstromantrieb mit einem Stitzenmoment von $0,2 \text{ Nm}$ aus dem Stillstand beschleunigt. Bei Drehzahlen von ca. 12000 min^{-1} wurde das Lager über variable Zeiten von 10 Minuten bis zu 5 Stunden betrieben und danach wieder zum Stillstand gebracht. Dieser Zyklus wurde 250 mal durchfahren. Die Randbedingungen im geschlossenen Gehäuse (Lagerspalt $h_2 = 6 \text{ }\mu\text{m}$, Umgebungstemperatur $T_0 = 20^\circ\text{C} \pm 3 \text{ K}$ bei Start, Betriebstemperatur $T_B = 40^\circ\text{C} \pm 5 \text{ K}$, Umgebungsdruck $p_a = 950 \text{ mbar} \pm 30 \text{ mbar}$) wurden konstant gehalten. Die Bewertung der Lagerflächen erfolgte visuell und lokal mit taktiler Messtechnik. Im Ergebnis wurden keine Veränderungen der Oberflächentopografie festgestellt.

Während der Vielzahl von Versuchen an selbstschmierenden Luftlagern traten dennoch einzelne Ausfälle von Versuchslagern auf, die auf eine Partikelgenerierung zurückzuführen sind.

Durch den Einsatz von Verschleißschutzschichten, wie z.B. DLC (diamantähnliche Kohlenstoffschichten) oder WC/C (Wolframcarbid und Kohlenstoff), kann das Reibungsverhalten verbessert werden [64, 66, 67]. DLC – Schichten zeichnen sich durch eine sehr hohe Härte, hohe Elastizität und sehr guter Gleitreibung aus. Diese Schichten haften gut auf Stahl, Keramik, Glas und Silicium [64]. Zum Verhalten von DLC-Schichten auf ZERODUR wurden in dieser Arbeit keine tribologischen Untersuchungen durchgeführt.

3.7 Anforderungen an die Bearbeitungsverfahren aus Sicht der Luftlagertechnik

Zur Realisierung reiner Flüssigkeits- bzw. Gasreibung sollen die maximalen Profilhöhen beider Lagerflächen sehr klein sein, typisch sind mittlere Rauheitswerte von $R_a \leq 10$ nm. Der Lagerspalt sollte über den gesamten Lagerbereich äquidistant ausgeführt werden. Daraus ergibt sich eine Radiendifferenz zwischen Rotor und Stator entsprechend der Lagerspaltgröße. Eine maximale Abweichung der Formtoleranz von $\leq \lambda/4$ (bezogen auf $\lambda = 633$ nm) auch im Randbereich, sind für den exakten Luftlagerbetrieb erforderlich. Eine Zentrierqualität im μm -Bereich, typisch < 2 μm , ist zur Verhinderung von großen Unwuchten zweckmäßig. Alle Rotorkomponenten, wie Welle, Antrieb, Wuchtelemente sind Paßteile mit IT 6 Qualität. Duktile bzw. plastische Verformungen oder Gratbildung sind zu vermeiden. Die Lageroberfläche aerodynamischer Lager muss mit geeigneten Verfahren im μm -Bereich mikrostrukturierbar sein. Für aerostatische Lager sind Düsen notwendig.

Allgemein sind bereits kleinste Beschädigungen (wie z.B. Kratzer) auf den Lagerflächen für den Lagerbetrieb und die Lebensdauer kritisch.

3.8 Aspekte zur Fertigungs- und Montagetechnik

Gläser und Glaskeramiken ermöglichen das Anwenden konventioneller Fertigungstechniken der Optikbearbeitung und –montage und damit eine serientaugliche Herstellung der Lagerteile. Mit den Verfahren Schleifen, Läppen und Polieren können Sphären mit einer Formabweichung bis zu $\lambda/10$ (bezogen auf 633 nm) und einer mittleren Rauheit von ≤ 2 nm erzielt werden. Moderne Zentrierverfahren gewährleisten Zentrierqualitäten von ≤ 2 μm . Problematisch ist die Fertigung von nahezu halbkugelförmigen Lagerflächen. Hier steigt der Bearbeitungsaufwand für den Randbereich an. Konvexe halbkugelförmige Lagerflächen sind nicht fertigbar, da das Werkzeug im Polierprozess mit der Lagerwelle kollidiert. Deshalb wurde für konvexe hemisphärische Lagerflächen ein Fertigungsverfahren entwickelt, das aus einer Montagegruppe mit Kugeln besteht. Die Kugelfertigung ermöglicht eine Formtoleranz $\leq \lambda/10$ und ist zusätzlich in den Radien im μm -Bereich abstufbar.

Die Bestimmung der Formabweichung der Lagerflächen erfolgte mit einem Interferometer (Bild 3.5). Die Messung der lokalen Rauheitswerte R_a und R_q wurden mit einem Atomic Force Microscope durchgeführt und ist in Bild (3.6) beispielhaft dargestellt.

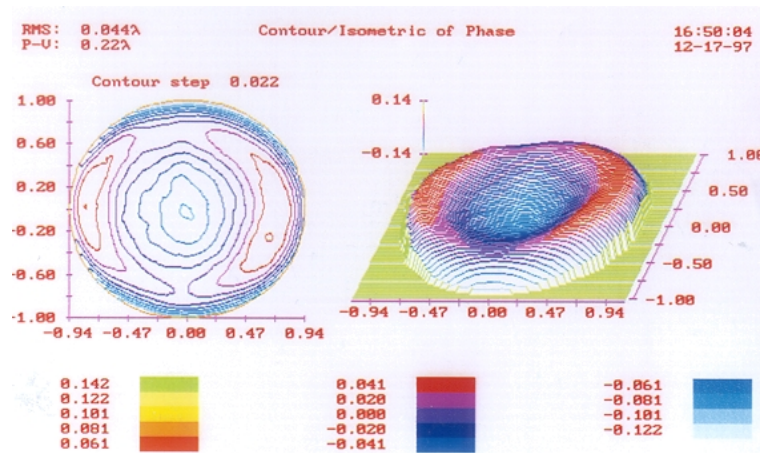
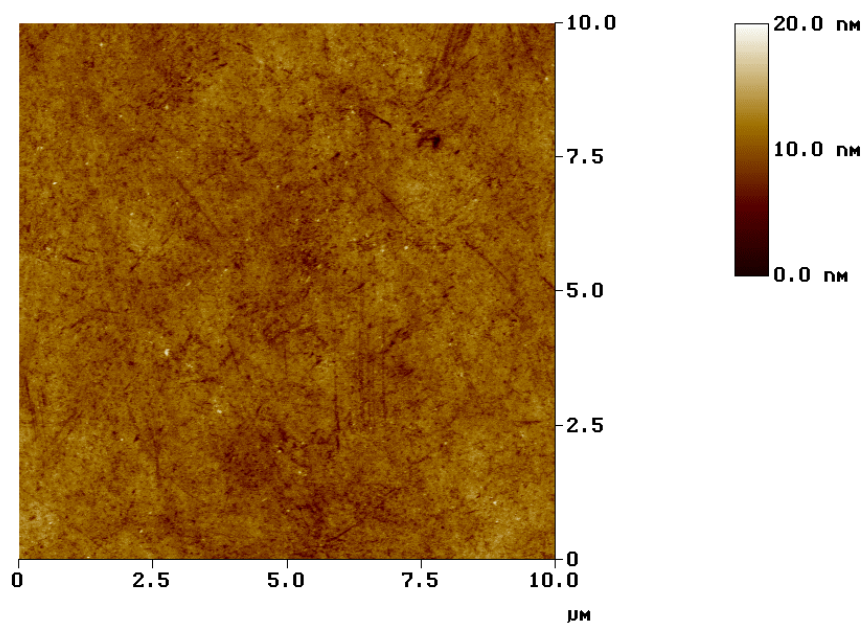


Bild 3.5: Interferogramm einer konkaven Lagerfläche

[p/v – Wert = 0,22 λ (Peak to Valley); RMS-Wert = 0,044 λ (quadratische Mittenrauheit)]



$R_q=1.34 \text{ nm}$; $R_a=1.04 \text{ nm}$

Bild 3.6: Lokale Rauheit einer polierten ZERODUR-Oberfläche (Messfläche 10 μm x 10 μm)

Die Montage der Lagerbaugruppen erfolgt durch Kleben. Es werden UV- und lichterhärtende Klebstoffe und kaltaushärtende Epoxidharze eingesetzt. Die Anwendung von UV-aushärtenden Klebstoffen ist im Einzelfall zu prüfen, ob die benötigte Energie aufgrund der Transmission und

deren Materialdickenabhängigkeit in den Klebespalt gelangen kann, um die meist polymerisierenden Klebstoffe auszuhärten. Die notwendigen hohen Festigkeiten für Klebverbindungen am Rotor werden nur mit Epoxidharzklebstoffen erreicht.

Als Kombinationswerkstoff für z.B. Gehäuse, eignet sich besonders die Einschmelzlegierung INVAR. INVAR-Stahl ist im Ausdehnungsverhalten an ZERODUR angepasst ($\alpha_{T/INVAR} = 1,2 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$)

Verfahren zur Herstellung der Mikrostruktur

Zur Erzeugung eines aerodynamischen (selbstschmierenden) Effekts muss die Lagerfläche strukturiert werden. Ein einfaches und gleichzeitig sehr flexibles Verfahren wurde hierzu entwickelt. Das Strukturieren basiert auf einem naßchemischen Ätzverfahren, wobei eine mechanisch strukturierte Schutzschicht als Ätzmaske dient. Diese Maske wird direkt auf die Glasoberfläche aufgetragen und kann beispielsweise eine Polymerschicht sein. Die Strukturierung der Ätzmaske erfolgt vorteilhaft durch mechanischen Abtrag. Hierbei wird das Resist mit einem angefederten Gravierwerkzeug (Stichel) von der Oberfläche „geschält“. Form und Durchmesser des Werkzeuges beeinflussen die Breite des entstehenden Kanals.

Wird dieses Verfahren auf einer 5-achsigen CNC-Fräsmaschine ausgeführt, können beliebige spiralförmige Kurven oder andere Konturen in die Maskenschicht eingebracht werden /65/. Mit einem speziellen Programmiertool /65/ können die CNC-Programme nach Eingabe der Kurvenparameter automatisch erstellt werden. Da für die Strukturierung der Ätzmasken je nach Art der Spirallrille zum Teil Fertigungszeiten von über 2 Stunden benötigt werden, ist die mechanische Maskenherstellung für große Stückzahlen nachteilig. Dann empfehlen sich lithographische Verfahren.

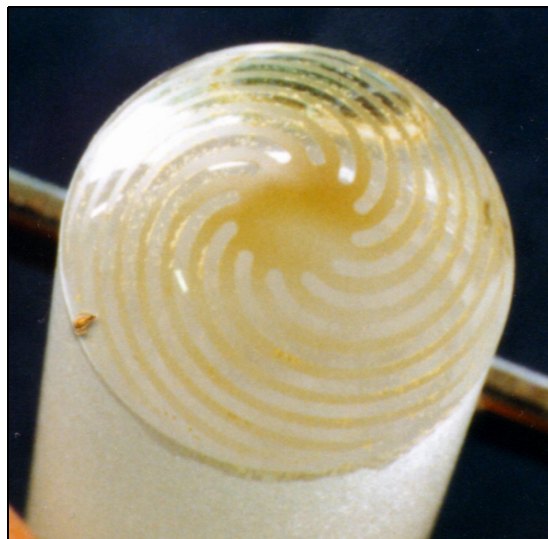


Bild 3.7: Lagerfläche mit mechanisch strukturierter Ätzmaske

Das Ätzen der maskierten Lagerteile erfolgt mit Flußsäure, wobei im wesentlichen die Konzentration und die Temperatur der Säure die Ätzrate bestimmen. Die Ätztiefe kann durch

Wahl der Verweildauer der Lagerteile im Säurebad für einen Bereich von 3 - 30 μm auf ca. 0,5 μm genau eingestellt werden. Wegen des in der Glaskeramik isotrop ablaufenden Ätzworgangs entstehen keine ideal rechteckigen und exakt scharfkantigen Strukturen, wie Abbildung (3.8) zeigt. Aus Sicht der bisherigen Untersuchungen hat dies aber keinen entscheidenden Einfluß auf die Pumpwirkung des aerodynamischen Lagers. Diese Aussage entspricht den veröffentlichten Untersuchungen von MUIJDERMAN /24, 36/ und BOOTSMA /28/.

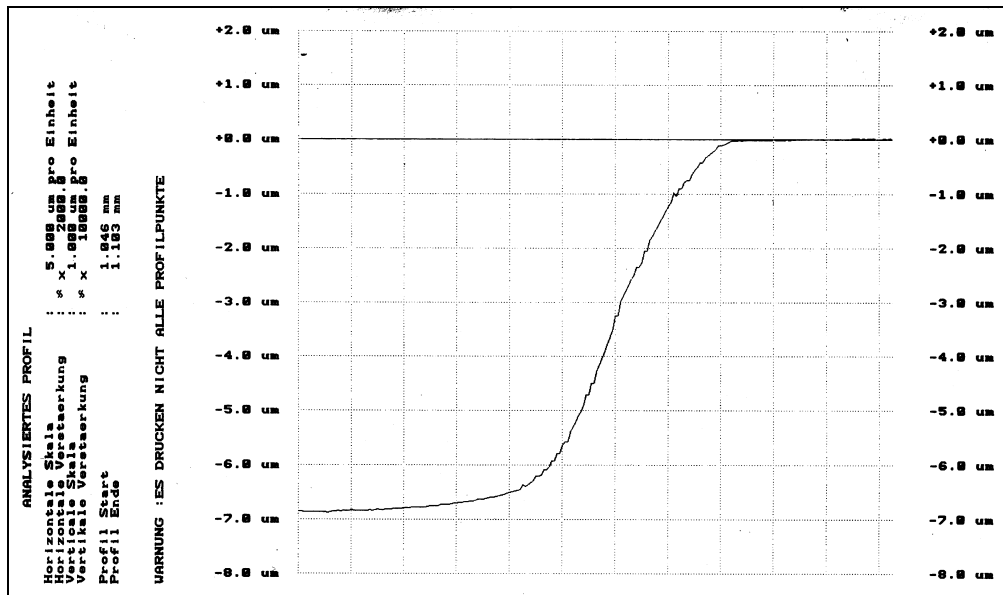


Bild 3.8: Flankenprofil einer geätzten Struktur

Verfahren zur Herstellung von Düsen < 100 μm

Für einlaßgedrosselte Lager müssen Düsen innerhalb der Lagerfläche angeordnet werden. Das untersuchte Verfahren ermöglicht die Herstellung von miniaturisierten Düsen aus Glaskeramik /50/. Als Werkstoff wird eine spanendbearbeitbare Glaskeramik MACOR /68/ eingesetzt. Die Kontur der Düsen wird passungsgerecht durch Mikrofräsen gefertigt. Das eigentliche Herstellen der Düsenöffnung erfolgt durch Bohren mit einer hochtourigen Spindel. Die gefertigten Bohrungen sind zylindrisch und werden bis 60 μm reproduzierbar (Fehler < 5%) hergestellt. Durch die Verwendung der Glaskeramik kann eine Gratbildung an Bohrung und Kontur ausgeschlossen werden. In Abbildung (3.9) ist eine Düse dargestellt. Die Montage der Düsen erfolgt mit UV-Klebstoff in die Lagerschale.

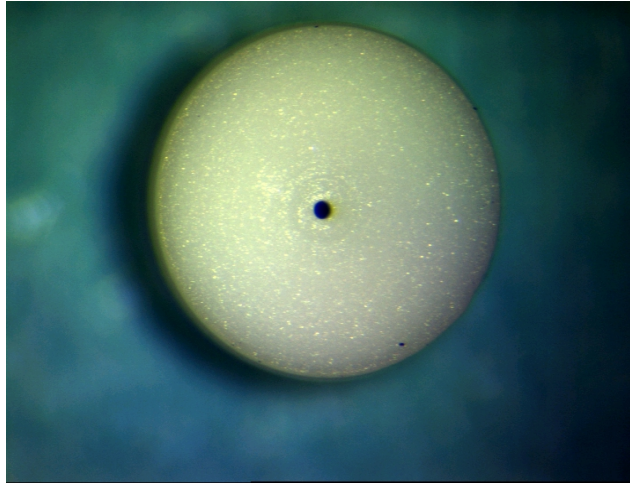


Bild 3.9: Düse mit 60 µm Innendurchmesser

3.9 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die Möglichkeit ZERODUR als Werkstoff für Luftlager einzusetzen, konnte erfolgreich nachgewiesen werden.

Die bekannten Fertigungs- und Montageverfahren der Optikbearbeitung sind für die Herstellung von sphärischen Luftlagern geeignet und garantieren hohe Genauigkeiten. Die erforderlichen Oberflächenqualitäten und Formgenauigkeiten wurden erreicht und lassen sich wirtschaftlich fertigen.

Zur Mikrostrukturierung der Lagerflächen wurde ein Verfahren entwickelt, das das Einbringen von Strukturen in Lagerflächen ermöglicht. Das mechanische Strukturieren einer Maske mit anschließendem naßchemischem Ätzen ist ein für die Kleinserienproduktion geeignetes Verfahren zur Strukturierung, insbesondere von sphärischen und hemisphärischen Lagerflächen aus Glas- und Glaskeramik. Dieses Verfahren wird technologisch beherrscht und erfüllt die gestellten Anforderungen an Luftlager.

Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass feinpoliertes ZERODUR als ein Werkstoff mit gutem Reibungsverhalten und ausreichenden Trockenlaufeigenschaften den Einsatz in Luftlagern rechtfertigt.

4 Das doppelsphärische Luftlager

Ein doppelsphärisches Lager wird aus zwei sich gegenüberstehenden Kalotten gebildet. Der Rotor befindet sich zwischen den Lagerelementen und wird im Umgriff aufgenommen. Die Vorspannung baut sich durch den Druckgradienten im Lager auf. Die sphärisch ausgeführten Stirnflächen des Rotors bilden die Rotorlagerflächen. Dabei kann der Rotor bikonkav oder bikonvex ausgeführt sein (Abbildung 4.1). Als Stator dienen plan-sphärische Lagerflächen. Die Verbindungslinie der Kugelmittelpunkte des Rotors bestimmt die Rotationsachse des Lagers. Zwischen den sphärischen Flächen muss sich ein tragfähiges Gaspolster aufbauen, um den Festkörperkontakt der Lagerflächen zu vermeiden. Der Druckaufbau im Lagerspalt kann aerostatisch oder aerodynamisch erfolgen. Typische Lagerspaltgrößen sind kleiner als $10\ \mu\text{m}$. Für den störungsfreien Betrieb des Lagers ist der jeweilige optimale Lagerspalt während der gesamten Betriebszeit konstant zu halten.

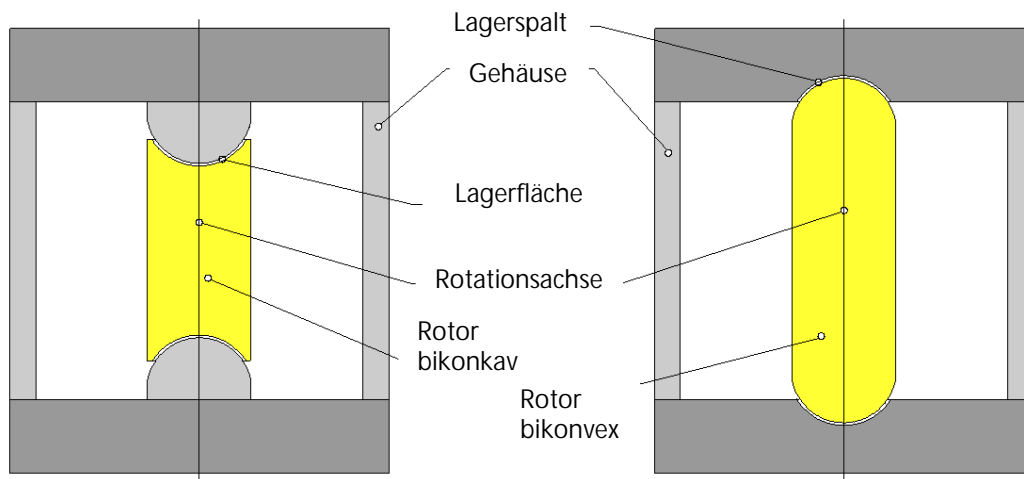


Bild 4.1: Prinzip des doppelsphärischen Lagers

4.1 Aerodynamisches doppelsphärisches Spiralrillenlager

Ein Spiralrillenlager ist ein selbst druckerzeugendes Lager, bei dem die Laufflächen eine Rillenstruktur tragen. Diese charakteristische Mikrostruktur erzeugt durch die Relativbewegung der Lagerflächen an den Strukturkanten einen Stau des Schmiermediums und damit einen Überdruck im Lager (Keileffekt). Gleichzeitig wird das Schmiermittel entlang der Rillen gepumpt. In Richtung der Rillen liegt ein konstanter Druckgradient vor (Abbildung 4.2). Funktional verhindert der Überdruck den Kontakt der Lagerflächen. Der Druckaufbau im Lagerspalt wird durch die geometrischen Parameter der Spiralrillen beeinflusst (Punkt 4.1.7).

Betrachtet man ein ideales, symmetrisches doppelsphärisches Lager, so sind die Traganteile beider Lager identisch. Dazu müssen Annahmen getroffen werden:

1. Der Aufbau des Rotors ist symmetrisch, und der Schwerpunkt befindet sich in der Mitte.

2. Alle Belastungen des Lagers durch Unwucht oder Querkräfte des Antriebs werden vernachlässigt.
3. Einflüsse durch die Gravitationskraft werden vernachlässigt.
4. Bei den Lagerflächen wird von idealen Sphären ausgegangen, deren Radienunterschied einen äquidistanten Lagerspalt garantiert.

Unter diesen Voraussetzungen stimmen die Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten beider Lager überein und die Betrachtung kann auf ein einfaches sphärisches Lager begrenzt werden. Ein beliebiger Ausschnitt des Lagers (Abbildung 4.2) zeigt das von MUIJDERMAN /24/ untersuchte Lagermodell, das für ein inkompressibles viskoses Schmiermedium gilt.

MUIJDERMAN's Modell geht von einer sich bewegenden, glatten Lauffläche des Rotors und einer äquidistant angeordneten, stillstehenden Lauffläche mit einem periodischen Rillenmuster aus. Dabei ist das Rillenmuster unter einem konstanten Winkel α zum Geschwindigkeitsvektor \bar{u} ausgeführt. Der Druckaufbau erfolgt wie beschrieben innerhalb der Strukturen.

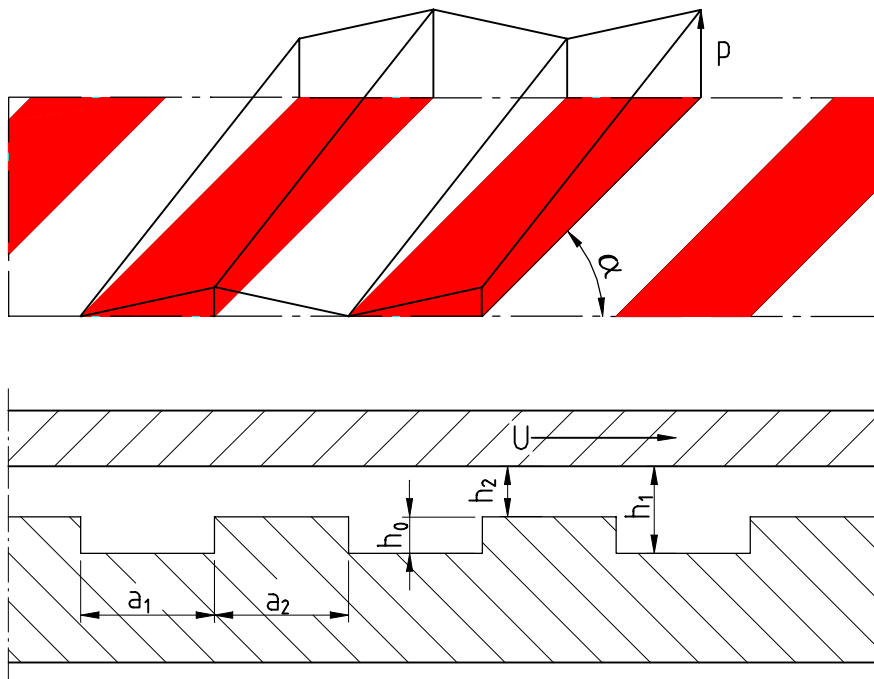


Bild 4.2: Geometrische Verhältnisse und Druckaufbau am Modell /24/

Spiralrillennlager können in der Pumprichtung modifiziert werden. Je nach Anordnung der Spiralstruktur pumpt das Lager nach innen oder nach aussen. Durch eine als Fischgrätenmuster bezeichnete Struktur kann gleichzeitig von beiden Richtungen ein Druckgradient erzeugt werden /37/. Grundsätzlich ist es möglich, Rotor oder Stator des Lagers mit Strukturen zu versehen. Die Funktion des Spiralrillennlagers ist nicht davon abhängig, ob die Strukturen auf den rotierenden oder den stehenden Lagerflächen angebracht sind. Spiralrillennlager können nur in einer Drehrichtung betrieben werden.

Ein reales doppelsphärisches Lager wird durch geometrische Abweichungen der Einzelkomponenten (Fehler der Sphären), vorliegende Betriebsbedingungen (z.B. horizontale oder vertikale Lage) und physikalische Eigenschaften (z.B. Gravitation, Unwucht) beeinflusst. Es treten Abweichungen im Druckaufbau auf, und folglich ergeben sich auch Abweichungen der Lagerkoeffizienten und der Lagereigenschaften gegenüber idealen Lagern.

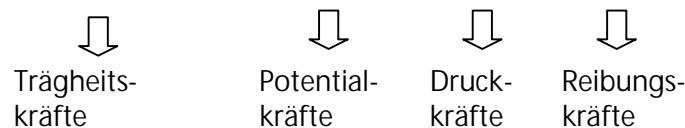
4.1.1 Theoretische Grundlagen

An ein Volumenelement des Schmiermediums greifen im allgemeinen Reibungskräfte (proportional zur Viskosität), Trägheitskräfte (proportional zur Dichte), Druckkräfte und Volumenkräfte (z.B. Schwerkkräfte) an /69/.

Die Strömung eines kompressiblen Mediums wird durch die Navier-Stokes-Gleichung, die Kontinuitätsgleichung und die Zustandsgleichung für das Medium beschrieben.

Geht man von Newtonschen Flüssigkeiten aus, dies sind alle Gase und viele technisch wichtige Flüssigkeiten, so ergibt sich, unter Vernachlässigung der Massenkräfte, die Navier-Stokes-Gleichung (Impulsgleichung) in symbolischer Schreibweise zu

$$\rho \bar{v} \text{grad } \bar{v} + \rho \partial_t \bar{v} = -\rho \text{grad } U - \text{grad } p + \eta \Delta \bar{v} \quad (4.1)$$



und die Kontinuitätsgleichung (Massenerhaltung) zu

$$\text{div} (\rho \bar{v}) + \partial_t \rho = 0. \quad (4.2)$$

Bei einer Berücksichtigung der Kompressibilität benötigt man die Zustandsgleichung des Schmiermittels. Für ideale gasförmige Schmiermedien ist das die allgemeine Gasgleichung:

$$p = R_G \rho T \quad (4.3)$$

worin R_G die Gaskonstante und T die absolute Temperatur ist.

In der Literatur /46/ werden Annahmen getroffen, die bei ihrer Anwendung zum Vereinfachen der Navier-Stokes-Gleichung führen:

1. Die Trägheits- und Potentialkräfte werden gegenüber den Reibungskräften vernachlässigt,
→ dies gilt für sehr kleine Reynoldszahlen.

2. Die Viskosität wird als konstant angenommen, dh. die Viskosität des Schmiermittels ist nicht von Ort, Zeit, Druck, Temperatur abhängig,
→ dies gilt weitgehend ohne Einschränkung für gasförmige Schmierstoffe wie z.B. Luft.
3. Die Strömung im Lager ist laminar,
→ dies ist erfüllt für kleine Reynoldszahlen $Re < Re_{krit.}$
4. Die Lagerflächen sind an der Oberfläche (ideal) glatt und nur schwach zueinander geneigt, es treten keine Deformationen auf,
→ dies gilt für Lager aus Glas bzw. Glaskeramik mit minimalen R_a -Werten, keiner duktilen Verformung, keiner elastischen Deformation und äquidistantem Lagerspalt.
5. Der Lagerspalt zwischen Rotor und Lagerschale ist sehr klein gegenüber dem Lagerradius,
→ dies ist gegeben bei Spaltgrößen von wenigen Mikrometern und Lagerradien von mehreren Millimetern.
6. Für die Strömung eines zähigkeitsbehafteten Mediums zwischen sehr eng benachbarten, parallelen Flächen folgt, dass der Schmierstoff durch molekulare Anziehungskräfte an den Oberflächen des Lagers haftet
→ dies gilt für Newtonsche Flüssigkeit.
7. Alle Vorgänge im Schmierpalt verlaufen isotherm. Die durch die Strömung erzeugte Reibungswärme wird vom Lager sofort abgeführt
→ dies gilt für gasförmige Schmierstoffe, die erzeugte Reibwärme ist minimal.

Damit ergibt sich die vereinfachte Navier-Stokes-Gleichung zu:

$$\eta \Delta \vec{v} - \text{grad } p = 0 \quad , \quad (4.4)$$

wobei nur noch die Reibungs- und die Druckkräfte betrachtet werden.

Weitere Annahmen sind:

8. Die Geschwindigkeitskomponente w in Richtung der Spalthöhe (z) wird gegenüber den Geschwindigkeitskomponenten u und v in den Richtungen (x) und (y) vernachlässigt,
→ die Höhe des Schmierpalts ist gegenüber den anderen Ausdehnungen sehr gering.
9. Die Geschwindigkeitsgradienten erster und höherer Ordnung in x - und y -Richtung werden gegenüber denen in z -Richtung vernachlässigt,
→ dass heißt:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \gg \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \gg \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}$$

10. Die Druckänderung in Richtung der Spalthöhe (z-Richtung) wird gegenüber der Druckänderung in x- und y- Richtung vernachlässigt,

→ wenn gilt

$$\frac{\partial p}{\partial x} \gg \frac{\partial p}{\partial z} \ll \frac{\partial p}{\partial y}$$

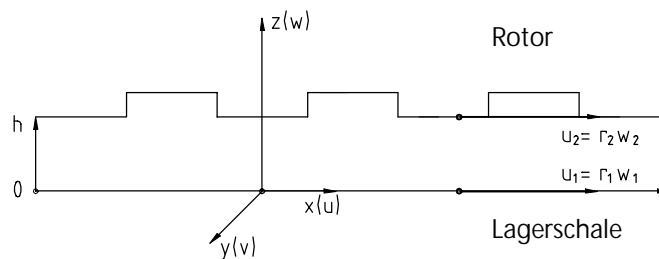


Bild 4.3: Lage des Koordinatensystems

Abbildung 4.3 zeigt in schematischer Darstellung das festgelegte Koordinatensystem x, y, z und die Richtung der dazugehörigen Geschwindigkeiten u, v, w im Lagerpalt. Dieses Koordinatensystem gilt lokal und wird mitgeführt. Dabei ist z stets senkrecht zur Lagerfläche und x verläuft entlang der Breitenkreise. Der Rotor hat die Umfangsgeschwindigkeit U₂.

Ableitung der Reynolds'schen Differentialgleichung für die Druckverteilung /46/

Unter Beachtung der Randbedingungen ergibt sich für die vereinfachte Navier-Stokes-Gleichung für die x-, y- und z-Richtung:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \eta \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = 0. \quad (4.7)$$

Die Integration der Kontinuitätsgleichung (4.2) senkrecht zum Lagerspalt ergibt:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \int_0^h u dz \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \int_0^h v dz \right) + \frac{\partial}{\partial t} \int_0^h (\rho) dz = 0. \quad (4.8)$$

Unter Beachtung der Randbedingungen:

$$\begin{aligned} u &= U_1 = r_1 \omega_1 = 0, & z &= 0, & r_1 &\approx r_2 \\ u &= U_2 = r_2 \omega_2, & z &= h, \\ v &= 0 & z &= 0 \text{ und } z = h, \end{aligned}$$

(mit U_1 der Geschwindigkeit der unteren Lagerfläche (Lagerschale) und U_2 der Geschwindigkeit der oberen Lagerfläche (Rotor) in Richtung der Oberfläche)

erhält man durch zweimalige Integration aus Gleichung (4.5) und Gleichung (4.6) die Geschwindigkeiten u und v zu:

$$u = \frac{1}{\eta} \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} z(z-h) + r(\omega_1 - \omega_2) \frac{z}{h} \quad (4.9)$$

$$v = \frac{1}{\eta} \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial y} z(z-h) \quad (4.10)$$

Mit der Integration der Geschwindigkeitskomponenten in den Grenzen der Lagerspalthöhe folgt:

$$\int_0^h u dz = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{2} h r (\omega_1 - \omega_2) \quad (4.11)$$

$$\int_0^h v dz = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (4.12)$$

Führt man nun Gleichung (4.11) und Gleichung (4.12) in die Kontinuitätsgleichung (4.8) ein, so ergibt sich

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left\{ \left[\frac{\partial(\rho h)}{\partial x} (\omega_1 - \omega_2) r \right] + 2 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \right\} \quad (4.13)$$

als Gleichung für die Druckverteilung im Lagerspalt. Diese Gleichung wird als Reynolds'sche Differentialgleichung bezeichnet und gilt bei kompressiblem Schmiermittel und zeitlichveränderlicher Spaltweite. Die Reynolds'sche Differentialgleichung beschreibt den Druck als Funktion der Ortskoordinaten x und y sowie der Zeit t bei bekanntem Lagerspalt h und unter

Beachtung der getroffenen Annahmen. Der Druckaufbau hängt im wesentlichen von der Differenz der Geschwindigkeiten der beiden Gleitflächen, von der Änderung der Dichte und von der Viskosität des Schmiermittels ab.

Durch Koordinatentransformation erhält man die Reynolds'sche Differentialgleichung in Kugelkoordinaten:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r_s \sin \varphi} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[-\rho \frac{h^3}{12\eta r_s \sin \varphi} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{\rho}{2} h (\omega_1 - \omega_2) r \right] + \\ & + \frac{1}{r_s^2 \sin \vartheta} \frac{\partial}{\partial \vartheta} \left(-\sin \vartheta \rho \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial \vartheta} \right) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) = 0 \end{aligned} \quad (4.14)$$

Die Reynolds'sche Differentialgleichung ist in dieser allgemeinen Form als partielle Differentialgleichung zweiter Ordnung nicht analytisch zu lösen. Vereinzelt sind in der Literatur numerische Lösungen für sehr eingeschränkte Anwendungsfälle unter Beachtung geeigneter Annahmen bekannt [70].

4.1.2 Spiralrillenlagertheorie

Die Berechnung von Spiralrillenlagern basiert auf der bekannten Reynolds'schen Differentialgleichung. Die nichtlineare Differentialgleichung wird durch Vereinfachungen und Annahmen auf lineare Gleichungen zurückgeführt und ist lösbar. Für die Zerlegung der Differentialgleichung stehen verschiedene mathematische Verfahren zur Verfügung

- numerische Finite-Differenzen-Methode
- numerische Finite-Elementen-Methode
- analytische Lösungen.

Als Ergebnis erhält man die Druckverteilung im Lager und durch Integration des Druckes die statische Tragkraft und die Reibkraft.

Bis auf wenige Ausnahmen, gehen die bekannten Verfahren von der Quasi-Inkompressiblen Lagertheorie aus und rechnen mit einem mittleren, geglätteten Druck und einer unendlichen Anzahl von Strukturen. Die Spiralrillenlagertheorie nutzt dabei das in Punkt (4.1) beschriebene Modell mit parallelem, periodischen Rillenmuster. Die Lagerfläche wird in eine große Zahl von Lagerelementen unterteilt. Dabei arbeitet jedes Element, das sich auf einem beliebigen Ring der Breite Δr in einem Abstand r vom Zentrum der Lagerung befindet, wie eine „Pumpe“. An diesem Modell kann man den dachförmigen Druckverlauf im Detail ausrechnen, der im Spiralrillenmuster entsteht. Hierzu wird die Druckverteilung über einem Lagerelement, welches einen infinitesimalen Ausschnitt aus Steg und Kanalstruktur charakterisiert, betrachtet. Mit der Kenntnis dieses Detaildruckes berechnet MUIJDERMAN [23, 24] den mittleren Druckaufbau im Lager. Die genaue Herleitung ist in [24] vorgestellt.

Die mittlere Druckdifferenz Δp ergibt sich zu:

$$\Delta p = g \frac{\eta U l_L}{h_2^2} \quad (4.15)$$

Der Druckaufbau ist von der Viskosität η des Schmiermittels, der Geschwindigkeit der Lauffläche U , der wirksamen Länge des Lagers l_L , vom Lagerspalt h_2 und von den Strukturparametern abhängig. Die Rillenstruktur fließt über den Koeffizienten g als Funktion des Winkels α , des Verhältnisses γ der Strukturbreite a_2 zu a_1 sowie dem Verhältnis δ der Strukturtiefe h_1 zu h_2 ein. Dieses Modell geht von rechteckigen Kanalstrukturen aus.

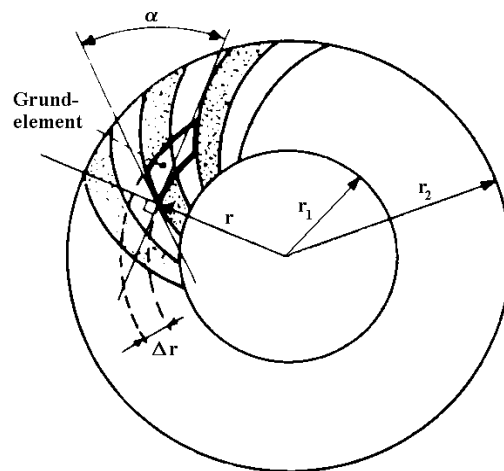


Bild 4.4: Element aus einer Lagerfläche eines Axiallagers nach MUIJDERMAN /24/

Aus den Resultaten dieses einfachen parallelen Modells konnte MUIJDERMAN die optimalen Rillenformen für einzelne Lagerarten ableiten. Eine optimale Pumpwirkung eines Spiralrillenlagers wird dann erreicht, wenn der Winkel α der Struktur zum lokalen Geschwindigkeitsvektor an jeder Stelle der Lagerung einen konstanten Wert hat. Dies bedeutet, dass die Strukturform für Axiallager einer logarithmischen Spirale, für Radiallager einer Schraubenlinie und für sphärische Lager einer Loxodrome entsprechen sollte.

MUIJDERMAN untersuchte die Grenzbedingung am Rand des Lagers für den Fall einer endlichen Rillenzahl. Er wies nach, dass in einem bestimmten Abstand vom Rand die Druckverteilung mit dem linearen Modell übereinstimmt, aber an den Enden ein sägezahnförmiger Druckverlauf auftritt. Dieser Verlauf entspricht nicht der getroffenen Vereinfachung. MUIJDERMAN erstellte eine Korrekturformel für den Einfluss des Randeffektes. Nach der Addition der Korrekturlösung zum dachförmigen Druckverlauf ist er an den Enden einheitlich /23, 24/.

Der Randeffekt führt zu einer Verkürzung der wirksamen Länge (l_L) der Strukturen gegenüber einem Rillennmuster mit unendlich vielen Rillen.

Die scheinbare Verkürzung der Strukturlänge ist

$$R_{eff} = \frac{1}{2} \frac{2\pi R}{k_S (1+\gamma)} \left(1 - \frac{\alpha}{90}\right) \tan \alpha . \quad (4.16)$$

BOOTSMA /28/ baute auf den Ergebnisse von MUIJDERMAN auf. Er bestätigte die Ergebnisse, dass für die Bestimmung der Eigenschaften von Spiralrillenlagern nicht das genaue Wissen der aktuellen Druckgröße erforderlich ist. Es genügt die Kenntnis über einen gemittelten Druck quer zu Kanal- und Stegbreite. Es zeigte sich, dass die Differentialgleichung für den geglätteten Druck die Grundlage bildet, um das Verhalten von Spiralrillenlagern vorauszusagen. Dies gilt für den von BOOTSMA beschriebenen analytischen Weg ebenso wie für das numerische Verfahren von REINHOUDT /29/. Der Vergleich der Methoden durchgeführt von BOOTSMA liefert eine gute Übereinstimmung.

Die aufgestellte Differentialgleichung für den geglätteten Druck konnte direkt zur Bestimmung der Differentialgleichung für spezielle Lagerkonfigurationen, wie axiale und radiale Spiralrillenlager aber auch konische und sphärische Lager benutzt werden.

Für die Beschreibung der axialen und radialen Tragfähigkeit, der Steifigkeit und der Reibkraft von komplett mit Schmierstoff gefüllten Lagern lieferte BOOTSMA die Berechnung abhängig von den geometrischen Parametern des sphärischen Lagers /28, 43, 44/. Dabei variierte BOOTSMA die geometrischen Größen und erhielt für die radiale Steifigkeit das Maximum bei $e_r = 0$. Für ein sphärisches Lager mit $\varphi = \pi/2$ ergab sich das Maximum der radialen Steifigkeit für die Strukturparameter:

$$\alpha = 36^\circ, \quad H = h_0/h_2 = 1, \quad \gamma = 1.$$

Er bestimmte die axiale Tragfähigkeit

$$W_z = \bar{W}_z \frac{\eta \omega R^4}{h_2^2} , \quad (4.17)$$

die radiale Tragfähigkeit

$$W_r = \bar{W}_r \frac{\eta \omega R^4}{h_2^2} , \quad (4.18)$$

die axiale Steifigkeit

$$C_z = \frac{\partial W_z}{\partial e_z} = \frac{\partial \bar{W}_z}{\partial e_z} \frac{\eta \omega R^4}{h_2^3} , \quad (4.19)$$

die radiale Steifigkeit

$$C_r = \frac{\partial W_r}{\partial e_r} = \frac{\partial \bar{W}_r}{\partial e_r} \frac{\eta \omega R^4}{h_2^3} , \quad (4.20)$$

die Reibungsverluste

$$\Phi = \bar{\Phi} \frac{2\pi \eta \omega^2 R^4}{h_2} . \quad (4.21)$$

Die genaue Herleitung dieser Beziehungen ist in /28/ enthalten.

BOOTSMA untersuchte weiterhin den Unterschied zwischen dem Fall, dass der strukturierte Teil des Lagers rotiert gegenüber dem Fall, dass der unstrukturierte Teil rotiert. In konzentrischer Lage ergibt sich nach BOOTSMA's Untersuchungen kein Unterschied für den geglätteten Druck. In exzentrischer Lage ergeben sich Unterschiede im Druckaufbau und folglich unterschiedliche Tragfähigkeiten.

REINHOUDT /29/ berechnete das Stabilitätsverhalten von hochtourigen Lagern. Die Stabilitätsanalyse ergibt, ob ein Rotor nach einer Störung, z.B. einer Auslenkung, wieder die stabile Gleichgewichtsposition erreicht oder sich instabil verhält. Der Ausgangspunkt ist ein symmetrischer, starrer Rotor in zwei starren Lagern. REINHOUDT nutzte folgende Bewegungsgleichungen:

$$\frac{1}{\bar{M}} \ddot{x} + b_{xx} \dot{x} + a_{xx} x + \left(b_{xy} + \frac{\lambda_K}{\bar{M}} \right) \dot{y} + a_{xy} y = 0 \quad (4.22)$$

$$\frac{1}{\bar{M}} \ddot{y} + b_{yy} \dot{y} + a_{yy} y + \left(b_{yx} - \frac{\lambda_K}{\bar{M}} \right) \dot{x} + a_{yx} x = 0$$

In diesen Gleichungen (4.22) sind x und y die dimensionslosen Koordinaten zur Bestimmung der Auslenkung des Rotors aus der Gleichgewichtsposition. Die Eigenschaften der Lager fließen in die Steifigkeitskoeffizienten a_{xx} , a_{yy} , a_{xy} , a_{yx} bzw. die Dämpfungskoeffizienten b_{xx} , b_{yy} , b_{xy} , b_{yx} ein. Mit der Annahme, dass die Auslenkung sehr klein ist, sind die Lagerreaktionen linear und die Lagerkoeffizienten konstant. Mit \bar{M} wird die dimensionslose Masse und in λ_K wird der Kreiseffekt beachtet. REINHOUDT wendet für die Bestimmung der Stabilität das ROUTH-HURWITZ-Kriterium /71/ an.

Für die Steifigkeitskoeffizienten gilt:

$$A_{xx} = a_{xx} \frac{12 \eta \omega R^4}{h_2^3} , \quad (4.23)$$

(analog für A_{yy} , A_{xy} und A_{yx}),

und für die Dämpfungskoeffizienten gilt:

$$B_{yy} = b_{yy} \frac{12 \eta R^4}{h_2^3} , \quad (4.24)$$

(analog für B_{xx} , B_{xy} und B_{yx}).

Für ein sphärisches Lager in konzentrischer Lage, ermittelte REINHOUDT unter der Annahme der Strukturparameter ($\alpha=37$; $H=1,1$; $\gamma=1$; $e=0$) die Lagerkoeffizienten zu

$$\begin{aligned} a_{xx} &= a_{yy} = 0,0625, \\ a_{xy} &= -a_{yx} = 0,08, \\ b_{xx} &= b_{yy} = 0,16, \\ b_{xy} &= -b_{yx} = 0,006. \end{aligned}$$

Die genaue Herleitung kann in /29/ nachgelesen werden.

Neben der Bestimmung des dynamischen Verhaltens des Rotors sind die dynamischen Eigenschaften des Lagers wichtig. REINHOUDT untersuchte Spiralrillenlager mit einer numerischen Finite-Elemente-Methode auf Basis der Erkenntnisse von MUIJDERMAN. Als Bedingungen gelten die inkompressible Schmierung, der mittlere geglättete Druck und unendlich viele Strukturen. Dabei betrachtet REINHOUDT einen definierten Bereich, in welchem der Druckaufbau entsprechend der Reynolds'schen Differentialgleichung erfolgt. Im ersten Schritt der Finite-Elemente-Methode erfolgt die Bestimmung des Minimums des Schwankungsintegrals. REINHOUDT bestimmt den Druck zwischen den Knotenpunkten der Elemente mit Hilfe einer Interpolationsfunktion im definierten Bereich. Anschließend unterteilt er den Bereich in sub-Elemente und bestimmt die Druckverteilung innerhalb dieser Elemente durch Verknüpfen der Knotenpunkte mit den Interpolationsfunktionen.

REINHOUDT untersuchte nach dieser Methode verschiedene Spiralrillenlagertypen (axial, radial, konisch und sphärisch). Für ein sphärisches Spiralrillenlager mit maximaler axialer Steifigkeit ermittelte er folgende optimale Werte für die Strukturparameter:

$$\alpha = 16^\circ, \quad H = h_0/h_2 = 2.6, \quad \gamma = 1.$$

Für ein sphärisches Spiralrillenlager mit optimaler radialer Steifigkeit erhielt er:

$$\alpha = 37^\circ, \quad H = h_0/h_2 = 1.1, \quad \gamma = 1.$$

Diese optimalen Werte gelten für eine konzentrische Lage des Rotors, eine Strukturierung über die gesamte Lagerfläche ($\varphi = 0 \rightarrow \pi/2$) und rechteckige Strukturen.

SATO /30, 31, 32/ untersuchte ebenfalls Stabilitätskriterien von sphärischen Spiralrillenlagern. Er arbeitete mit einer näherungsweise analytischen Berechnung basierend auf der bekannten Theorie mit geglätteter Druckverteilung nach MUIJDERMAN über unendlich viele Strukturen. SATO leitete von der Druckverteilung das Stabilitätskriterium für radial unbelastete Lager ab und analysierte die Abhängigkeit der Stabilität von Lagerparametern. Nach SATO's Untersuchungen erreicht die radiale Steifigkeit ihr Maximum bei

$$\alpha = 36^\circ; \quad H_g = h_2/h_0 = 1; \quad \delta = 0,5$$

(mit δ als Verhältnis der Kanal-Steg-Breite).

SATO bestimmte das Stabilitätskriterium zu

$$M_b < \left(\frac{B_{xx}}{A_{xy}} \right)^2 A_{xx} \quad . \quad (4.25)$$

Die von SATO ermittelten Lagerkoeffizienten weichen allerdings deutlich von den Ergebnissen von REINHOUDT ab.

SATO wies experimentell nach, dass die Stabilitätsgrenze mit der Strukturanzahl steigt. Nach seinen Untersuchungen kann der Einfluss der Strukturanzahl ab $k_s > 20$ vernachlässigt werden und die Stabilitätsgrenze für $k_s = \infty$ gemäß der Theorie ermittelt werden.

SATO /32/ sowie KAWABATA /33/ untersuchten theoretisch den Einfluss eines unstrukturierten Bereiches, gekennzeichnet durch ϑ als Winkel von der Lagermitte zum Rand, auf die Tragfähigkeit und die Stabilität des Lagers. Die Untersuchungen erfolgten für den Fall, dass die strukturierte Lagerfläche rotiert. Die radiale Steifigkeit steigt bis zu einem Maximalwert für einen unstrukturierten Bereich von $\vartheta_u = 60^\circ$ und sinkt für größere Werte. Die Tragfähigkeit reduziert sich kontinuierlich mit der Zunahme des unstrukturierten Bereichs.

Bei der Anwendung von kompressiblen Schmierstoffen ist der Einfluss bzw. das Auftreten lokaler Kompressibilitätseffekte zu beachten. Lokale Kompressibilitäten führen zu einer Abweichung vom konstanten Druckgradienten über Steg und Rille. VOHR und PAN /34/ untersuchten den Kompressibilitätseffekt und definierten die Grenze für die Anwendung der Quasi-Inkompressiblen Spirallinienlagertheorie. PAN benutzte zur Berechnung der Druckverteilung eine numerische Prozedur.

Nach PAN's Untersuchungen /35/ muss

$$\Lambda D \vartheta \cos^2 \beta \ll 10 \quad (4.26)$$

erfüllt sein, um konform mit der Quasi-Inkompressiblen Theorie zu sein und das Auftreten von lokalen Kompressibilitäten auszuschließen. Dabei ist $D\vartheta$ die azimutale Breite des Strukturmusters und es gilt $(a_1 + a_2)/R \equiv D\vartheta \equiv 2\pi/n$, β ist definiert als Winkel $\beta = 180 - \alpha$ der Struktur und Λ die dimensionslose Lagerkennzahl

$$\Lambda = \frac{6 \eta \omega R^2}{p_a h_2^2} \quad . \quad (4.27)$$

Auch MUIJDERMAN stellte hierzu ein Kriterium /23/ für die Vernachlässigung der Kompressibilitätseffekte auf, um quasi-inkompressible rechnen zu können:

$$\Lambda_{loc} = \frac{a_1 + a_2}{R} \Lambda \leq 12 \rightarrow 18 \frac{h_1^2}{h_2^2} \quad . \quad (4.28)$$

4.1.3 Finite-Elemente Berechnungsansatz für sphärische Spiralrillenlager

Der aufgestellte Berechnungsansatz zur Bestimmung der Druckverteilung und der Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix von sphärischen Spiralrillenlagern entstand in Zusammenarbeit mit PESCHEL /72/ und basiert auf einer numerischen Finite-Elemente-Methode. Dieses Verfahren hat seinen Namen vom Sachverhalt, dass der Bereich, für den die Differentialgleichung gelöst werden soll, in eine Vielzahl kleiner Elemente unterteilt wird. Dabei erfolgt die Vernetzung mit linearen Dreieckselementen auf der Lagerfläche. An den Ecken ergeben sich Knotenpunkte. Die Anordnung der Elemente stimmt mit dem Verlauf der Strukturen auf der Lagerfläche überein. Diese Anordnung der Elemente hat den Vorteil, dass kein Element zugleich Teilbereiche eines Steges und eines Kanals überdeckt. Sprungstellen brauchen folglich nicht gesondert behandelt zu werden. Jedes Element erhält eine definierte Zuweisung des vorliegenden Spaltparameters (h).

Für die Berechnung der Druckverteilung im Lager wurden Annahmen getroffen:

1. Das Schmiermedium verhält sich inkompressibel (Dichte und Viskosität sind konstant).
2. Das Koordinatensystem ist ortsfest an die Statorlagerfläche gekoppelt.
3. Das lokale Koordinatensystem wird in der Statorlagerfläche mitgeführt, dabei ist z stets senkrecht zur Lagerfläche und x verläuft entlang der Breitenkreise.
4. Krümmungseffekte werden im lokalen Koordinatensystem vernachlässigt.
5. Die Struktur befindet sich auf der Statorlagerfläche.
6. Der Lagerspalt ist parallel.
7. Der Lagerdurchfluss ist Null.
8. Der Rotor läuft mathematisch positiv.
9. Der Druckverlauf über einem Element ist als linear anzusehen.
10. Der Druck am Lagerrand entspricht dem Außendruck.
11. Es wird nur mit Differenzen zum Außendruck gerechnet.

Die Lösung der Reynolds'schen Gleichung erfolgt an jedem Element. Die Berechnung geht von einem offenen Rand aus, dh. eine Zirkulationen des Schmierstoffs am Lagerrand wird beachtet. Im Ergebnis liegt die Druckverteilung über den Knotenpunkten vor. Ein Mitteln bzw. Glätten des Drucks erfolgt nicht, und das Verfahren arbeitet mit einer endlichen Strukturanzahl.

Der Vorteil dieser Lösung ist die, im physikalischen Sinn, strenge Anwendung der aerodynamischen Zusammenhänge für jedes einzelne Element. Mit steigender Elementezahl erhöht sich die Genauigkeit des Verfahrens, aber gleichzeitig wächst der Rechenaufwand.

Die Berechnung geht von der Kontinuitätsgleichung (4.2) und der vereinfachten Navier-Stokes-Gleichung (4.4) aus. Aufgrund der Annahme eines inkompressiblen Schmiermediums wird die Dichte als konstant betrachtet und kann aus Gleichung (4.13) gekürzt werden.

Unter diesen Voraussetzungen erhält man durch Einsetzen und Umstellen der Gleichungen (4.2) und (4.4) die Reynolds'sche Differentialgleichung in der Form:

$$-\frac{1}{12\eta} \operatorname{grad} (h^3 \operatorname{grad} p) + \frac{1}{2} \operatorname{grad} (h v_0) + \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (4.29)$$

und unter Beachtung der Randbedingungen gilt für die x- und y-Komponente

$$-\frac{1}{12\eta} \frac{\partial}{\partial x} h^3 \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x} (h \bar{u}_0) + \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (4.30)$$

$$-\frac{1}{12\eta} \frac{\partial}{\partial y} h^3 \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial y} (h \bar{v}_0) + \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (4.31)$$

Der Druck im Lager setzt sich aus einem statischen und einem dynamischen Anteil zusammen.

$$p = p_1^{(s)} + p_2^{(d)} \quad (4.32)$$

Der Treiberterm für den statischen Teil wird bestimmt durch (h und ω) und ist mit der Steifigkeit des Lagers verknüpft

$$\frac{1}{12\eta} \operatorname{div} (h^3 \operatorname{grad} p_1^{(s)}) = \boxed{\frac{\bar{v}_0}{2} \operatorname{grad} h} \quad (4.33)$$

Der Treiberterm für den dynamischen Teil ist bestimmt durch (\dot{h}) und ist mit der Dämpfung verknüpft

$$\frac{1}{12\eta} \operatorname{div} (h^3 \operatorname{grad} p_2^{(d)}) = \boxed{\frac{\partial h}{\partial t}} \quad (4.34)$$

Aus den Gleichungen (4.33) und (4.34) ist erkennbar, dass die Steifigkeit eines Lagers von der Drehzahl abhängt aber die Dämpfung unabhängig davon ist.

Der Lagerspalt bzw. der Abstand der Lagerflächen setzt sich aus den Anteilen Spaltgröße, Kanaltiefe und Dezentrierung zusammen

$$h = h_2 + h_0 + \Delta h \quad (4.35)$$

\Downarrow
Spalt

\Downarrow
Kanal

\Downarrow
Dezentrierung

Die Dezentrierung $\Delta h = f(\varphi, \vartheta)$ ergibt sich für die Komponenten (x, y, z):

- $\Delta x \cos\varphi \sin\vartheta$,
- $\Delta y \sin\varphi \sin\vartheta$,
- $\Delta z \cos\vartheta$.

Die Berechnung der Druckverteilung erfordert das näherungsweise Lösen der Reynolds'schen Differentialgleichung (4.29) für jedes Flächenelement der Finite-Elemente-Methode im definierten Bereich. Hierzu ist es notwendig eine Lagrangeformulierung (äquivalent zu einer Energiedichte) aufzustellen. Die gesuchte Lagrangefunktion ergibt sich durch die Integration der Lagrangedichte über der Lagerfläche

$$L = \int D \, dA \quad (4.36)$$

Die Lagrangefunktion ist abhängig vom Druck bzw. der gerichteten Druckverteilung und muss ein Minimum ergeben

$$L = L(p, \text{grad } p) \rightarrow \text{Minimum} .$$

Diese Forderung ist äquivalent zu folgender Differentialgleichung /71/:

$$\text{div} \frac{\partial D}{\partial \text{grad } p} - \frac{\partial D}{\partial p} = 0 \quad (4.37)$$

bzw. in Komponentenschreibweise

$$\frac{d}{dx} \frac{\partial D}{\partial \frac{\partial p}{\partial x}} + \frac{d}{dy} \frac{\partial D}{\partial \frac{\partial p}{\partial y}} - \frac{\partial D}{\partial p} = 0 . \quad (4.38)$$

Damit lässt sich die Lagrangeformulierung aufstellen zu:

$$D = -\frac{1}{24} h^3 (\text{grad } p)^2 + \frac{1}{2} h \bar{v}_0 \text{grad } p - p \partial_t h \quad (4.39)$$

$$\begin{array}{ccc} \Downarrow & \Downarrow & \Downarrow \\ D_1 & D_2 & D_3 \end{array}$$

Zurückgeführt auf die Berechnung mit der Finite-Elemente-Methode, wird diese Vorgehensweise auf alle Elemente angewendet. Dabei ist mit m die Anzahl der linearen dreieckigen Elemente k bezeichnet.

$$L = \sum_{k=1}^m \int D \, dA_k \quad (4.40)$$

Der Druck über einem Dreieckselement ist abhängig von den Einzeldrücken in den Knotenpunkten

$$p_k = f(p_1, p_2, p_3) ,$$

wobei die Näherung darin besteht, dass die Funktion als linear in p_1 , p_2 und p_3 angenommen wird.

Damit ist $L = L(\{p_j\})$ den Drücken in den Knotenpunkten j .

Aus Gleichung (4.40) ergeben sich für die Terme der Lagrangefunktion:

$$L_1 = \sum_{i,j} p_i p_j M_{i,j} , \quad (4.41)$$

$$L_2 = \sum_j p_j F_j^{(s)} , \quad (4.42)$$

$$L_3 = \sum_j p_j F_j^{(d)} . \quad (4.43)$$

Unter Beachtung der aufgestellten Bedingung, dass die Lagrangefunktion ein Minimum ergeben muss, gilt

$$\frac{\partial L}{\partial p_j} = 0 \quad (4.44)$$

Vereinfacht folgt daraus:

$$\sum_j M_{i,j}(h^3) p_j = F_i^{(s)}(h) + F_i^{(d)}(\dot{h}) \quad (4.45)$$

mit

$$M_{i,j} = \frac{\partial^2}{\partial p_i \partial p_j} \int D_1 dA_k , \quad (4.46)$$

$$F_i^{(s)} = \frac{\partial}{\partial p_i} \sum_k \int D_2 dA_k , \quad (4.47)$$

$$F_i^{(d)} = \frac{\partial}{\partial p_i} \sum_k \int D_3 dA_k . \quad (4.48)$$

(Wobei die Summenbildung über alle Elemente k erfolgt zu denen der Knoten i gehört. Im allgemeinen sind das 6 Elemente.)

Wie in Gleichung (4.32) erläutert, gilt auch für jedes einzelne Element, dass sich der Druck aus einem statischen und einem dynamischen Anteil zusammensetzt. Es gilt:

$$\bar{p}_k = \bar{p}_k^{(s)} + \bar{p}_k^{(d)} . \quad (4.49)$$

Nach Gleichung (4.45) und (4.49) ergeben sich für den statischen und den dynamischen Anteil folgende Beziehungen:

$$\sum_{k=1}^m M_{i j} p_k^{(s)} = F_i^{(s)} \quad (4.50)$$

$$\sum_{k=1}^m M_{i j} p_k^{(d)} = F_i^{(d)} . \quad (4.51)$$

Die Steifigkeit des Lagers verhält sich proportional zur Geschwindigkeit des Rotors. Die Dämpfung ist unabhängig von der Geschwindigkeit des Rotors. Weiterhin beeinflusst der Lagerspalt die Steifigkeit und die Dämpfung des Lagers. Die Abhängigkeit ist nicht linear da die Spaltbreite mit der dritten Potenz in die Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix eingeht. Geringe Änderungen des Lagerspaltes wirken linear auf das Lagerverhalten. Hier ist der Ansatz für die Berechnung der Steifigkeits- und Dämpfungsmatrix. Durch das Einleiten von Störungen in Form von kleinen Dezentrierungen (Δx , Δy , Δz) des Rotors und durch die zeitlichen Änderungen (v_x , v_y , v_z) kann die Steifigkeit und die Dämpfung des Lagers bestimmt werden.

Allgemein gilt:

$$\bar{F}_L = \int p d\bar{A} . \quad (4.52)$$

Dabei wird die statische Kraft $\bar{F}^{(s)}$ durch die Dezentrierung und die dynamische Kraft $\bar{F}^{(d)}$ durch die Geschwindigkeiten mit der die Auslenkung erfolgt, beeinflusst.

Stark abstrahiert dargestellt, geht man von einer Ausgangssituation eines unbelasteten Rotors in konzentrischer Lage aus. Das Lager liefert eine Kraft \bar{F}_0 . Wirkt nun eine zusätzliche, kleine Dezentrierung (Δ), ergibt sich eine Reaktionskraft \bar{F}_1 . Die Lagerkoeffizienten berechnet sich zu:

$$k^* = \frac{\bar{F}_1 - \bar{F}_0}{\Delta} . \quad (4.53)$$

Für die Berechnung der Steifigkeitsmatrix gilt:

$$\bar{F}^{(s)} = \hat{a} \bar{\Delta} = \begin{bmatrix} a_{xx} & a_{xy} & a_{xz} \\ a_{yx} & a_{yy} & a_{yz} \\ a_{zx} & a_{zy} & a_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \end{bmatrix} , \quad (4.54)$$

und für die Dämpfungsmatrix gilt:

$$\bar{F}^{(d)} = \hat{b} \bar{v} = \begin{bmatrix} b_{xx} & b_{xy} & b_{xz} \\ b_{yx} & b_{yy} & b_{yz} \\ b_{zx} & b_{zy} & b_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix}. \quad (4.55)$$

Ergebnis der Berechnung für ein Versuchslager:

An einem Beispiel soll die Druckverteilung eines sphärischen Lagers berechnet und dargestellt werden. Als Ergebnis erhält man die Steifigkeits-, Dämpfungs- und Tragfähigkeitswerte. Die Beispielrechnung beschränkt sich auf das konzentrische Lager und das radial sowie axial ausgelenkte Lager.

Ausgangswerte:	Länge des Rotors [l]:	60 mm
	Durchmesser der Welle [D]:	14 mm
	Radius der Sphäre [R]:	6,925 mm
	Lagerspalt [h_2]:	0,003 mm
	Strukturtiefe [h_0]:	0,004 mm
	Drehzahl [n]:	400 Hz
	Strukturart:	Loxodrome
	Strukturanzahl [k_s]:	12
	Strukturwinkel [α]:	36°
	Strukturweitenverhältnis [$\gamma=a_2/a_1$]:	1:1
	Strukturweitenverhältnis [H]:	1,33
	Viskosität des Schmierstoffs [η]:	1,8 10^{-11} Ns mm^{-2}

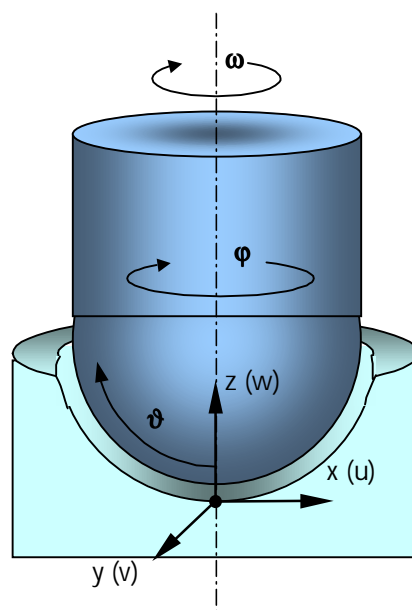


Bild 4.5: Geometrische Verhältnisse am sphärischen Lager

1. Fall: Konzentrisches Lager

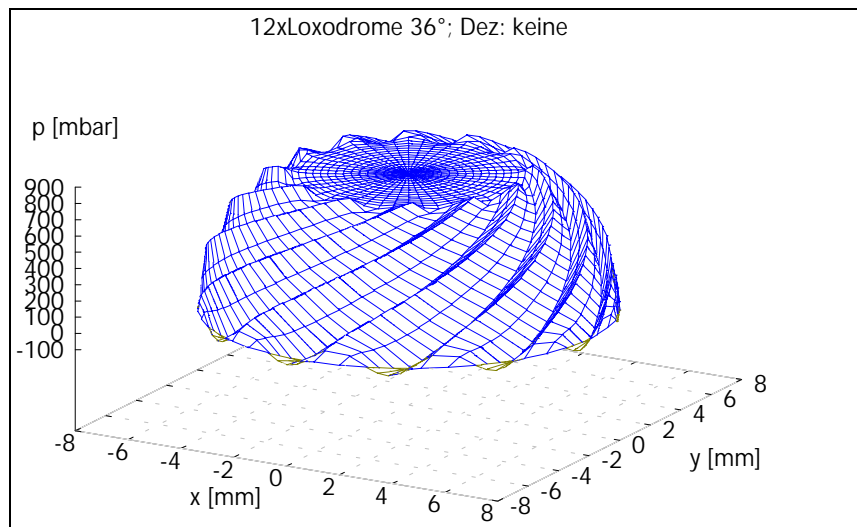


Bild 4.6: Druckverteilung im konzentrischen Lager ($e_r = 0$; $e_z = 0$)

$$C_x = 1,66 \text{ N}/\mu\text{m}; C_y = 1,66 \text{ N}/\mu\text{m}; C_z = 2,58 \text{ N}/\mu\text{m}; W_x = 0; W_y = 0; W_z = 9,55 \text{ N}$$

Die Druckaufbau im konzentrischen Lager erfolgt symmetrisch. Deutlich ist der dachförmige Druckaufbau über den Strukturen zu erkennen. Der Druck steigt mit der Strukturlänge und im unstrukturierten Bereich ist der Druck konstant.

2. Fall: Dezentriertes Lager

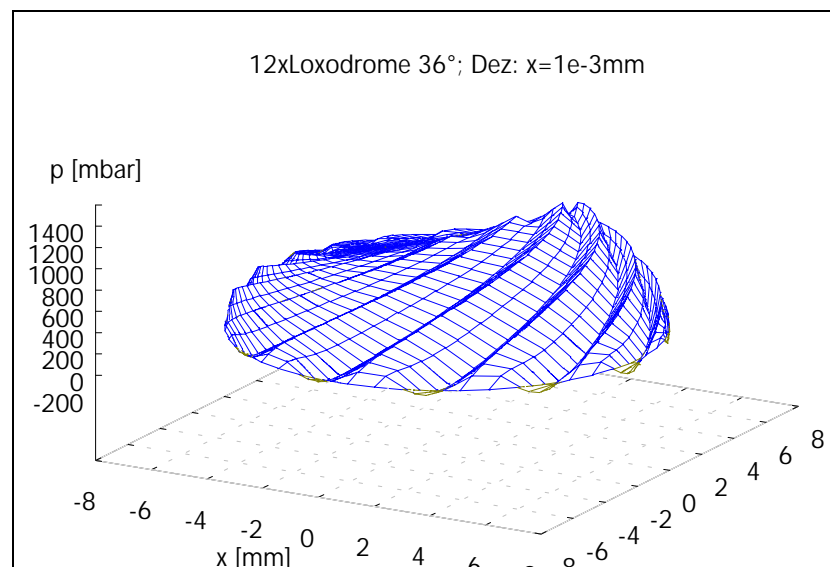


Bild 4.7: Druckverteilung im exzentrischen Lager ($e_r = 1 \mu\text{m}$; $e_z = 0$)

$$C_x = 1,74 \text{ N}/\mu\text{m}; C_y = 1,69 \text{ N}/\mu\text{m}; C_z = 2,68 \text{ N}/\mu\text{m}; W_x = 1,69 \text{ N}; W_y = 1,99 \text{ N}; W_z = 9,7 \text{ N}$$

Eine radiale Dezentrierung führt zu einem unsymmetrischen Druckaufbau. Das Druckmaximum befindet sich im Bereich des sich verengenden Lagerspaltes (Staubereich durch Keileffekt).

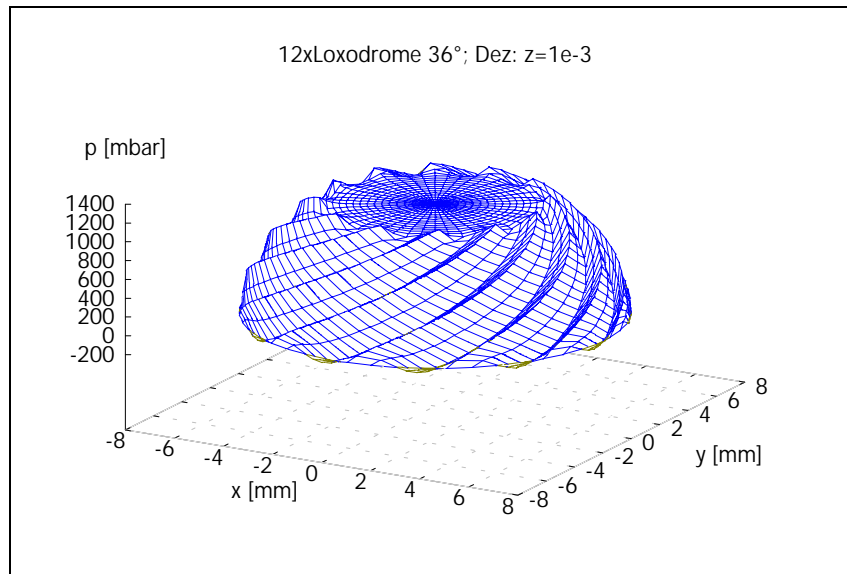


Bild: 4.8: Druckverteilung im exzentrischen Lager ($e_r = 0$; $e_z = 1 \mu\text{m}$)

$$C_x = 2,54 \text{ N}/\mu\text{m}; C_y = 2,54 \text{ N}/\mu\text{m}; C_z = 3,98 \text{ N}/\mu\text{m}; W_x = 0; W_y = 0; W_z = 12,78 \text{ N}$$

Eine Dezentrierung in axialer Richtung führt zu einer Abweichung des parallelen Lagerspaltes. Je nach Richtung der Dezentrierung tritt ein konvergenter oder divergenter Lagerspalt auf. Dabei führt der divergente Lagerspalt aufgrund der Lagerspaltreduzierung im Zentrum der Lagerung zu einer Erhöhung des Druckes. Eine Dezentrierung mit einer Lagerspaltvergrößerung führt zu einer Druckreduzierung. Der Druckaufbau ist bei einer axialen Dezentrierung symmetrisch.

4.1.4 Problematik der Lagerunwucht

Die Tragfähigkeit und Steifigkeit eines sphärischen Luftlagers sind relativ klein. Dabei beträgt für hemisphärische Lager die radiale Steifigkeit ca. die Hälfte der axialen. Diese Verhältnis verschlechtert sich mit einer Abweichung von der halbkugeligen Geometrie. Da Unwuchtkräfte mit dem Quadrat der Drehzahl ansteigen, können sie leicht ein Vielfaches der Gewichtskraft erreichen. Um die Lager nicht zu überlasten und trotz begrenzter radialer Steifigkeit gute Laufeigenschaften sicherzustellen, ist eine hohe Wuchtgüte erforderlich. Da die dynamischen Eigenschaften hochtouriger Rotoren extrem vom Wuchtzustand abhängen, soll hier ausführlicher auf das Wuchten eingegangen werden.

4.1.4.1 Physikalische Grundlagen des Wuchtens

Der Begriff „Unwucht“ soll anhand eines Einscheibenrotors erklärt werden (siehe Abbildung 4.9). Der Einscheibenrotor besteht aus einer dünnen, homogenen, ideal runden und zentrisch montierten Scheibe der Masse (m_s) auf einem starren, masselos gedachten Rotor. Dieser drehe sich um die z-Achse als dessen geometrische Längsachse. Der Abstand der Lagerstellen von der Scheibe ist gleich groß. An einem beliebigen Punkt der Scheibe ist in einem Abstand (r) von der

Längsachse eine Zusatzmasse (m_z) angebracht. Durch diese Zusatzmasse verlagert sich der Schwerpunkt der Scheibe um den Betrag (ε) von der Lagerachse weg in Richtung der Masse (m_z). Die Länge (ε) ist die Exzentrizität des Schwerpunktes der Scheibe in bezug auf die z-Achse.

Der Vektor

$$\vec{U} = m_z \vec{r} \quad (4.56)$$

heißt Unwucht. Die Unwucht U hat die Dimension Masse mal Länge und wird im allgemeinen in der Einheit gmm angegeben [73].

Wenn die Scheibe mit der Winkelgeschwindigkeit ω rotiert, dann entsteht aus der Unwucht die resultierende Fliehkraft \vec{F}_s in Richtung von \vec{r} :

$$\vec{F}_s = m_z \vec{r} \omega^2 = \vec{U} \omega^2 \quad (4.57)$$

Fliehkkräfte sind immer radial gerichtet, sie ändern ihre Richtung drehfrequent, d.h. mit gleicher Drehzahl wie der Rotor.

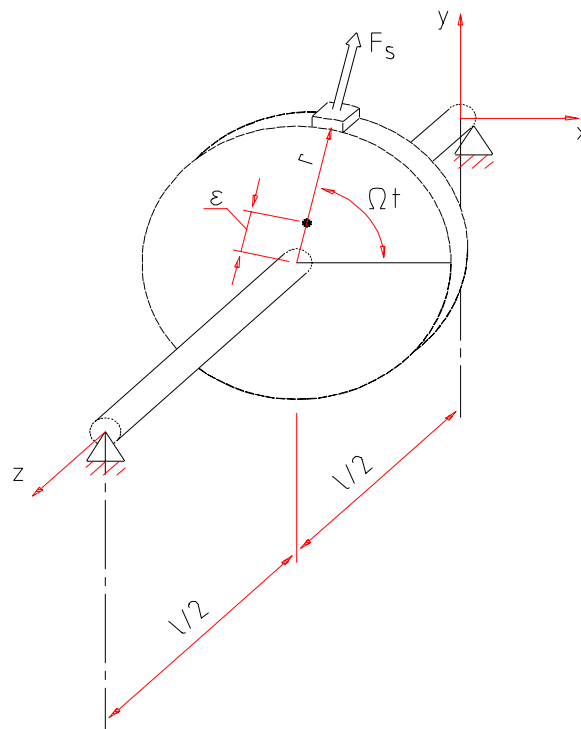


Bild 4.9: Unwucht eines Einscheibenrotors [73]

Statische Unwucht

Bei einem starren Einscheibenrotor mit exzentrischem Schwerpunkt führt die Fliehkraft F_s zu gleichgerichteten Kraftwirkungen an den Lagerstellen. Für den in Abbildung (4.9) dargestellten Rotor, ist aufgrund des symmetrischen Aufbaus die resultierende Kraft in beiden Lagerstellen gleich $F_s/2$. Für einen unsymmetrischen Aufbau ergeben sich die Lagerkräfte zu

$$F_1 = \frac{z_2}{z_1 + z_2} F_s \quad \text{bzw.} \quad F_2 = \frac{z_1}{z_1 + z_2} F_s. \quad (4.58)$$

Weil keine Momente vorliegen, ist die Phasenlage in beiden Lagern die gleiche. Eine umlaufende Kraft, welche von Betrag und Richtung die selbe Wirkung in den Lagerstellen erzielt, wird durch eine statische Unwucht \vec{U} hervorgerufen.

$$\vec{U} = \frac{\vec{F}_s}{\omega^2} \quad (4.59)$$

Ursache dafür ist die „exzentrische“ Scheibe, d.h. der Schwerpunkt ist außerhalb der Scheibenmitte.

Dynamische Unwucht

Eine dynamische Unwucht bzw. Momentenunwucht liegt dann vor, wenn z.B. an einem statisch ausgewuchteten Rotor zwei gleich große Unwuchten so angebracht sind, dass sie sich in zwei verschiedenen Radialebenen genau gegenüberliegen /74/. Der Schwerpunkt des Rotors bleibt in diesem Fall auf der Lagerachse. Daher kann diese Unwucht statisch nicht erkannt werden. Dynamische Unwuchten verursachen ein Unwuchtmoment (Fliehkraftmoment), das in den Lagern betragsmäßig gleich große, aber entgegengesetzt gerichtete radiale Kräfte hervorruft. Der gleiche Effekt wird durch eine schief montierten Scheibe, z.B. Antriebsrotor, hervorgerufen (Abbildung 4.10).

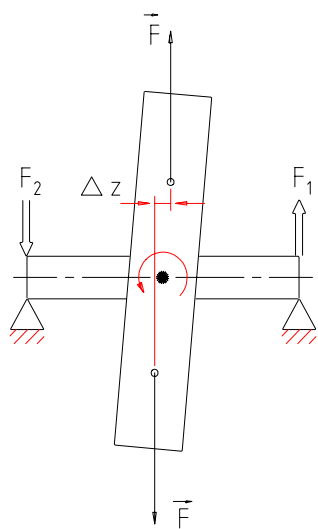


Bild 4.10: Schief angebrachte Scheibe

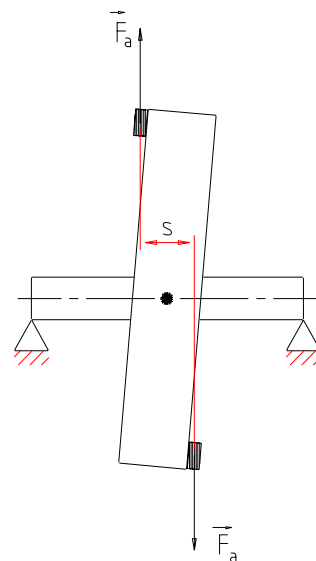


Bild 4.11: Scheibe mit Kompensationsmassen

Durch die Schiefe sind die Zentrifugalkräfte beider Scheibenhälften nicht exakt in einer Wirkungslinie. Es entsteht ein Moment beim Lauf.

$$M_w = \Delta \vec{z} \times \vec{F} \quad (4.60)$$

Aufgrund des Momentes versucht die Scheibe sich aufzurichten. Dadurch wird an den Lagerstellen ein entgegengesetztes umlaufendes Kräftepaar erzeugt.

$$\vec{F}_1 = -\vec{F}_2 = \frac{\vec{F} \Delta z}{l} \quad (4.61)$$

Um das Kräftepaar zu kompensieren, müssen Ausgleichsmassen angebracht werden (Abbildung 4.11).

Allgemeine Unwucht starrer Rotoren

Der allgemeine Unwuchtzustand eines Rotors ist durch eine Überlagerung von statischer und dynamischer Unwucht (meistens mit unterschiedlicher Winkellage) gekennzeichnet. Die allgemeine Unwucht eines Rotors wird durch die Unwuchtvektoren in zwei beliebigen Ebenen beschrieben.

Betrachtet man einen beliebigen Rotor (Abbildung 4.12) dessen Lagerzapfen starr gelagert ist, so kann der Rotor in dünne Scheiben der Dicke dz zerlegt werden. Auf jede dieser Scheiben kann die Betrachtung zum Einscheibenrotor angewendet werden. Die Verbindungsgerade der Lagermittelpunkte sei die Bezugsachse für die Unwuchten dieser gedachten Scheiben.

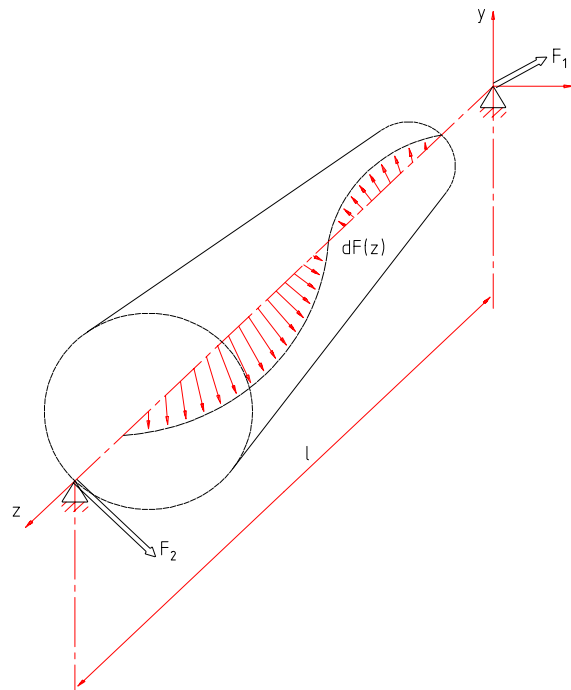


Bild 4.12: Unwucht eines starren Rotors /73/

An jeder Stelle z des Rotors ergibt sich durch Inhomogenitäten und Ungenauigkeiten bei der Fertigung eine Schwerpunktabweichung. Die Endpunkte dieser Schwerpunktabweichung der gedachten Einzelscheiben bilden eine Raumkurve. In Folge der Schwerpunktexzentrizitäten kommt es bei Rotation an jeder der gedachten Einzelscheiben zu Fliehkräften $d\vec{F}_{(z)}$, das führt zu Kraftwirkungen an den Lagerstellen und innerhalb des Rotors. Bei starren Rotoren sind die Kraftwirkungen innerhalb des Rotors ohne Einfluss. Die Fliehkräfte, welche an den Scheiben wirken, können zu den Kräften F_1 und F_2 an den Lagerstellen summiert werden [75]. Für die Summe von F_1 und F_2 gilt:

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_2 = \int_0^l d\vec{F}(z) \quad (4.62)$$

Die einzelnen Kräfte $d\vec{F}_{(z)}$ erzeugen über die Hebelarme Momente, mit denen sie auf die Lager wirken. Wird der Nullpunkt der z -Achse im Lager 1 definiert, so ist das Moment von F_1 gleich Null. Für das Moment von F_2 gilt:

$$\vec{l} \times \vec{F}_2 = \int \vec{z} \times d\vec{F}(z) \quad (4.63)$$

Damit liegen zwei Gleichungen für die Kräfte F_1 und F_2 vor, aus welchen diese Kräfte bestimmt werden können, sofern $d\vec{F}_{(z)}$ bekannt ist.

4.1.4.2 Theorie des Auswuchtens – Wuchtconcept (Starrer Rotor)

Definition des Auswuchtens

Auswuchten eines Rotors bedeutet, die Unwuchten, bezogen auf eine Lagerachse, in einem vorgegebenen Drehzahlbereich durch Ausgleichsmassen zu korrigieren. Dabei ist die Unwucht in einer minimalen Anzahl von Ebenen so zu verringern, dass sie unterhalb vorgegebener Toleranzen liegt [73].

Die Wirkungen von Unwuchten starrer Rotoren sind ausschliesslich Kräfte auf die Lager und, wenn diese nachgiebig sind, Lagerschwingungen. Ein starrer Rotor ist im technischen Sinne ausgewuchtet, wenn seine Lagerachse, bis auf eine zulässige Toleranz, einer zentralen Hauptträgheitsachse entspricht.

Bei elastischen Rotoren treten als Unwuchtwirkungen außer den Lagerkräften bzw. Lagerschwingungen auch noch Auslenkungen und Durchbiegungen längs des Rotors auf. Dadurch gilt ein erzielter Auswuchtzustand nur für die verwendete Drehzahl. Durch die zunehmende Durchbiegung bei Drehzahlsteigerung geht der erzielte Wuchtzustand wieder verloren. Es muss abgesichert werden, dass Lagerkräfte und Auslenkungen bis zur maximalen Betriebsdrehzahl des Rotors unterhalb der festgelegten Toleranzen bleiben.

Starrer Rotor / Starre Lager

Durch das Auswuchten können die Lager in einem vorgegebenen Drehzahlbereich nahezu frei von umlaufenden Kräften gemacht werden. Grundlage dafür ist eine Messung der Lagerkräfte oder der infolge dieser Kräfte auftretenden drehfrequenten Schwingungen im nicht ausgewuchteten Zustand des Rotors. Die auf dem Rotor vorhandene Unwucht heißt Urunwucht oder Initialunwucht. Sind die Lagerkräfte und die Drehzahl bekannt, dann kann daraus die Urunwucht bezüglich der Lagerebenen als Einzelunwucht dargestellt und bestimmt werden. Diese Darstellung nennt man das Unwuchtkreuz bezüglich der Lagerebenen /73/. Wenn die Unwucht des Rotors beseitigt werden soll, muss ein Unwuchtkreuz bezüglich zweier Ausgleichsebenen bestimmt werden, dessen Einfluss auf die Lager die Wirkung der Urunwucht gerade kompensiert.

Wuchtgleichung für starre Lager

Der Rotor ist starr gelagert und erzeuge die Kräfte F_1 und F_2 . Um aus den Lagerkräften die erforderlichen Kompensationsunwuchten berechnen zu können, benötigt man den Lagerabstand und die Lage der beiden Ausgleichsebenen. Die Abstände der Ausgleichsebenen von den Lagerebenen seien l_1 und l_2 .

Als Wirkung unbekannter Unwuchten sind bei Winkelgeschwindigkeit ω in den Lagern die Kräfte \vec{F}_1 und \vec{F}_2 messbar, welche sich durch die Lagerunwuchten \vec{U}_1 und \vec{U}_2 ausdrücken lassen.

Lagerunwuchten:

$$\vec{U}_1 = \vec{F}_1 / \omega^2 \quad (4.64)$$

$$\vec{U}_2 = \vec{F}_2 / \omega^2 \quad (4.65)$$

Gesucht sind die Kompensationsmassen m_1^+ und m_2^+ bzw. die „Kompensationsunwuchten“ \vec{U}_i^+ ($U_i = m_i r_i$) bezüglich der beiden Ebenen. Die Kräftebilanz ist:

$$\vec{U}_1^+ + \vec{U}_2^+ = -(\vec{U}_1 + \vec{U}_2) \quad (4.66)$$

Außerdem ergibt sich folgende Momentenbilanz:

$$\vec{l}_1 \times \vec{U}_1^+ + (\vec{l} - \vec{l}_2) \times \vec{U}_2^+ = -\vec{l} \times \vec{U}_2 \quad (4.67)$$

$$\vec{l}_2 \times \vec{U}_2^+ + (\vec{l} - \vec{l}_1) \times \vec{U}_1^+ = -\vec{l} \times \vec{U}_1 \quad (4.68)$$

Mit $a = l - l_1 - l_2$ lässt sich folgende Beziehung daraus ableiten /73/:

$$\begin{pmatrix} \vec{U}_1^+ \\ \vec{U}_2^+ \end{pmatrix} = -\frac{1}{a} \begin{pmatrix} l - l_2 & -l_2 \\ -l_1 & l - l_1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \vec{U}_1 \\ \vec{U}_2 \end{pmatrix} \quad (4.69)$$

U^+ gibt jetzt die Kompensationsunwucht mit Betrag und Phasenlage an. Durch Division mit $|\vec{r}_i|$ erhält man die erforderliche Ausgleichsmasse m_i^+ . Die Gleichung (4.69) lässt sich als Transformationsformel zwischen zwei beliebigen Unwuchtebenen auffassen. Sie ist unabhängig von der Lagerungsart anwendbar.

Starrer Rotor auf elastischem Lager

Bei einem elastischen Verhalten der Lager kann die Wuchtgleichung Gleichung (4.69) nicht angewendet werden, weil die Kräfte unbekannt sind. Es wird der Fall von ideal isotrop elastischen Lagern ohne Dämpfung angenommen. Der Rotor ist beschrieben durch seine geometrischen Abmessungen, seine Masse m , die Schwerpunktabstände l_s und die Massenträgheitsmomente Θ_{xx} und Θ_{zz} .

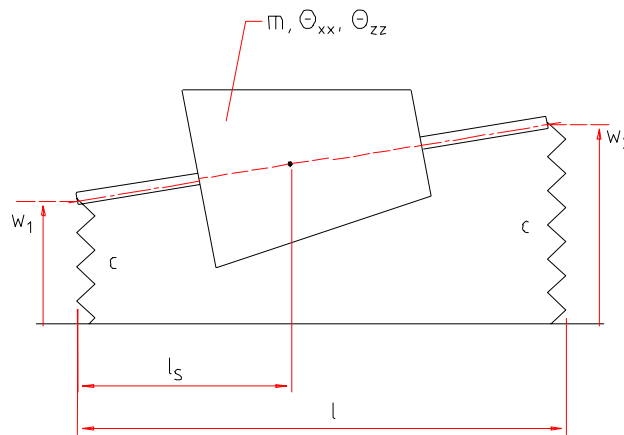


Bild 4.13: Rotor mit isotrop elastischer Lagerung /73/

Statt der Kräfte sind die Lagerauslenkungen \bar{w}_1 und \bar{w}_2 in den beiden Lagern gegeben, bzw. zusammengefaßt:

$$\vec{\bar{w}} = \begin{pmatrix} \bar{w}_1 \\ \bar{w}_2 \end{pmatrix} e^{j\omega t} \quad (4.70)$$

Das Ziel ist die Bestimmung des Unwuchtkreuzes aus der Messung der Lagerschwingungen.

Für erzwungene Schwingungen von Rotoren gilt die allgemeine Bewegungsgleichung

$$M \vec{\ddot{w}} + B \vec{\dot{w}} + C \vec{w} = \vec{U} \omega^2 e^{j\omega t} \quad (4.71)$$

mit M – Masse,
 B – Dämpfung
 C – Steifigkeit
 U – Unwucht
 ω - Winkelgeschwindigkeit

Die Unwuchten rufen bei Rotation mit der Winkelgeschwindigkeit ω an den Lagern die umlaufenden Kräfte $\bar{F}_1 = \bar{U}_1 \omega^2$ und $\bar{F}_2 = \bar{U}_2 \omega^2$ hervor. Der Rotor rotiert jetzt um eine Drehachse, die von der Lagerachse verschieden ist. Zur Bestimmung der Lagerschwingungen genügt es wegen der isotropen Lagerung, die Bewegung des Rotors in einer beliebigen Ebene durch seine Längsachse zu bestimmen. Die sehr geringe Dämpfung wird vernachlässigt. Die Bewegungsgleichung mit

$$\lambda_s = \frac{l_s}{(l-l_s)} \quad (4.72)$$

als dem Verhältnis der Schwerpunktabstände lautet nach /73/:

$$M \ddot{\bar{w}} + C \dot{\bar{w}} = \bar{U} \omega^2 e^{j\omega t} \quad (4.73)$$

Ausführlich geschrieben:

$$\frac{1}{(1+\lambda_s)^2} \begin{pmatrix} m + \frac{\Theta}{l^2} & \lambda_s \left(m - \frac{\Theta}{l^2} \right) \\ \lambda_s \left(m - \frac{\Theta}{l^2} \right) & \lambda_s^2 \left(m + \frac{\Theta}{l^2} \right) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \bar{w}_1 \\ \bar{w}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} c & 0 \\ 0 & c \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{\bar{w}}_1 \\ \dot{\bar{w}}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \bar{U}_1 \\ \bar{U}_2 \end{pmatrix} \omega^2 e^{j\omega t} \quad (4.74)$$

Zur Lösung von Gleichung (4.74) werden zunächst die Eigenvektoren \bar{v}^1 und \bar{v}^2 der homogenen Gleichung ermittelt und anschliessend über Modalmatritzen die Auslenkungen \bar{w}_1 , \bar{w}_2 bestimmt. Die Lösung der Gleichung ist in /76/ vorgestellt.

4.1.4.3 Verfahren zum Wuchten starrer Rotoren in elastischen Lagern

Einflusskoeffizientenverfahren

Das Einflusskoeffizientenverfahren /77/ ermöglicht es, die Unwuchten in Gleichung (4.74) bzw. die Kompensationsunwuchten zu ermitteln, ohne Gleichung (4.74) lösen zu müssen.

Der Rotor habe eine unbekannte Unwucht, die in zwei Ausgleichsebenen durch geeignete Ausgleichsunwuchten U_1^+ und U_2^+ ausgeglichen werden soll. Die Drehzahl liege außerhalb der Eigenfrequenzen des Rotors in weichen Lagern.

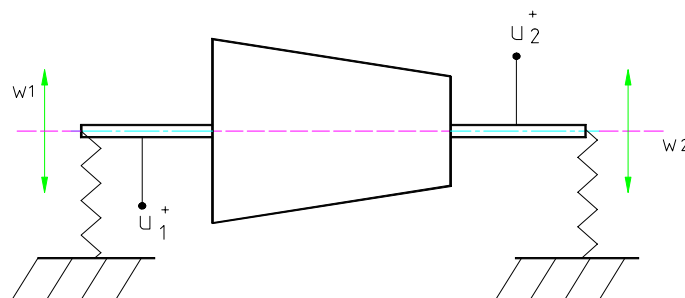


Bild 4.14: Starrer Rotor in elastischen Lagern

Die Auslenkungen an den Messebenen sind \bar{w}_1 und \bar{w}_2 bzw. zusammengefaßt $\bar{w}_i = \begin{pmatrix} \bar{w}_1 \\ \bar{w}_2 \end{pmatrix}$.

Hierbei bezeichnet \bar{w}_i eine komplexe Größe, die in der Amplitude und Phase der Auslenkung enthalten sind. Für die Kompensationsunwuchten \bar{U}_1^+ und \bar{U}_2^+ bzw. zusammengefasst

$\bar{U}^+ = \begin{pmatrix} \bar{U}_1^+ \\ \bar{U}_2^+ \end{pmatrix}$ gilt:

$$\bar{w} = -\bar{A}_w \bar{U}^+. \quad (4.75)$$

Die (2x2) Matrix \bar{A}_w steht hier für die Wuchtempfindlichkeit, deren vier komplexe Koeffizienten noch bestimmt werden. Durch Auflösen nach \bar{U}^+ wird daraus

$$\bar{U}^+ = -\frac{\bar{w}}{\bar{A}_w}. \quad (4.76)$$

Das Anbringen der Unwuchten $\bar{U}^+ = \begin{pmatrix} \bar{U}_1^+ \\ \bar{U}_2^+ \end{pmatrix}$ auf dem Rotor macht diesen unwuchtfrei.

Zur Bestimmung von \bar{A}_w sind drei Messungen notwendig. Zunächst erfolgt ein Lauf ohne Testunwuchten bei einer festen Drehzahl zur Bestimmung des Ausgangszustandes (Urunwucht). Dann wird in der Ausgleichsebene 1 eine Testunwucht \bar{U}_{T1} angebracht und bei der selben Drehzahl eine Messung durchgeführt. Dabei wird die Summe der Wirkungen aus der unbekanntem Unwucht $\bar{U} = \begin{pmatrix} \bar{U}_1 \\ \bar{U}_2 \end{pmatrix}$ und der Testunwucht $\bar{U}_{T1} = \begin{pmatrix} \bar{U}_{T1} \\ 0 \end{pmatrix}$ gemessen.

Durch Subtraktion der Messungen des Ausgangszustandes von den Messungen mit Testunwucht und Normierung werden zwei Koeffizienten

$$\bar{a}_{11} = (\bar{w}_{11} - \bar{w}_1) / \bar{U}_{T1}$$

$$\bar{a}_{12} = (\bar{w}_{12} - \bar{w}_2) / \bar{U}_{T1} \quad (4.77)$$

der Matrix

$$\bar{A}_w = \begin{pmatrix} \bar{a}_{11} & \bar{a}_{12} \\ \bar{a}_{21} & \bar{a}_{22} \end{pmatrix} \quad (4.78)$$

bestimmt. Aus einer zweiten Kalibrierfahrt mit der Testunwucht \bar{U}_{T2} in der Ebene 2 werden die beiden anderen Koeffizienten ermittelt.

Damit sind alle Koeffizienten der Matrix \bar{A}_w bestimmt. Anschließend ist die Matrix \bar{A}_w zu invertieren und in die Gleichung (4.76) einzusetzen. Als Ergebnis erhält man die direkten Kompensationsunwuchten in beiden Ebenen.

Die Koeffizienten enthalten alle benötigten Informationen über Geometrie und Massenverteilung des Rotors, ohne diese im einzelnen zu kennen. Darüber hinaus sind in den Koeffizienten auch alle Eigenschaften der verwendeten Messeinrichtung, wie Messempfindlichkeit und systematische Messfehler berücksichtigt, die sich auf diese Weise nicht auf das Ergebnis auswirken.

Das Verfahren bestimmt die exakte Unwucht nur für die Kallibrierdrehzahl. Nachteilig ist der Aufwand von drei Messungen.

4.1.5 Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu Einflussgrößen auf die Lagereigenschaften

4.1.5.1 Aufbau des aerodynamischen doppelsphärischen Lagers

Rotor und Stator des doppelsphärischen Luftlager sind aus ZERODUR gefertigt. Das Versuchslager arbeitet mit einem bikonvexen Rotor. Als Rotorlagerflächen werden polierte Kugeln mit optischer Qualität eingesetzt. Die Montage der Kugeln an den Wellenkörper erfolgt mit Epoxidharz – Klebstoff. Durch den Aufbau werden die Lagerflächen bis zur Halbkugel genutzt. Die Rotorlagerflächen sind mit dem unter Punkt (3.8) beschriebenen Verfahren mit spiralförmiger Struktur ausgeführt. Das Ätzverfahren sichert nicht nur die exakte Struktur, sondern erhöht gleichzeitig die Festigkeit des Rotorwerkstoffs durch die Reduzierung oberflächennaher Mikrorisse. Als Statorlagerflächen werden plan-konkave, „Linsen“ in hemisphärischer Ausführung eingesetzt. Zentral wurde in den Statorlagerflächen je eine Mikrodüse mit 100 μm Durchmesser angeordnet. Diese Düsen ermöglichen die Ermittlung des Lagerinnendruckes über Membransensoren. Die Aufnahme der Lagerflächen erfolgt in einem Gehäuse aus INVAR-Stahl. Dieses Gehäuse sichert aufgrund der geringen thermischen Längenausdehnung stabile Betriebsverhältnisse. Es ermöglicht die definierte Einstellung des Lagerspaltens über Distanzscheiben aus ZERODUR und einer Druckschraubenmechanik. Durch das Wechseln der Distanzscheiben mit Endmaßgenauigkeit kann der Lagerspalt von 2 μm , 3 μm oder 4 μm mit einer Genauigkeit von $\pm 0,5 \mu\text{m}$ eingestellt werden. In Abbildung (4.15) ist der Aufbau des Lagers schematisch dargestellt.

Das Lager wird über einen elektronisch kommutierten Gleichstrommotor angetrieben. Der DC-Motor arbeitet nach dem Prinzip der Luftspaltwicklung und ermöglicht einen großen Abstand zwischen Magnetrotor und Statorwicklung. Die auf den Rotor wirkenden Querkräfte werden durch dieses Antriebsprinzip reduziert. Der Stator des Motors ist aus drei räumlich um 120° versetzten Wicklungssträngen aufgebaut. Jede der drei Spulen wird in Abhängigkeit von der Winkelposition der Welle zu einer Drittel-Periode vom Strom durchflossen. Als Antriebsrotor wird ein zweipoliger Permanentmagnet eingesetzt, der durch Kleben mit der Lagerwelle

verbunden wird. Zwischen Stator und Rotor wirken magnetische Kräfte. Diese Kräfte lassen sich in Tangential- und Normalkräfte zerlegen. Die Tangentialkräfte bewirken das Drehmoment. Die Normalkräfte beeinflussen das dynamische Verhalten des Lagers. Nur in konzentrischer Lage des Rotors sind die Querkräfte ausgeglichen.

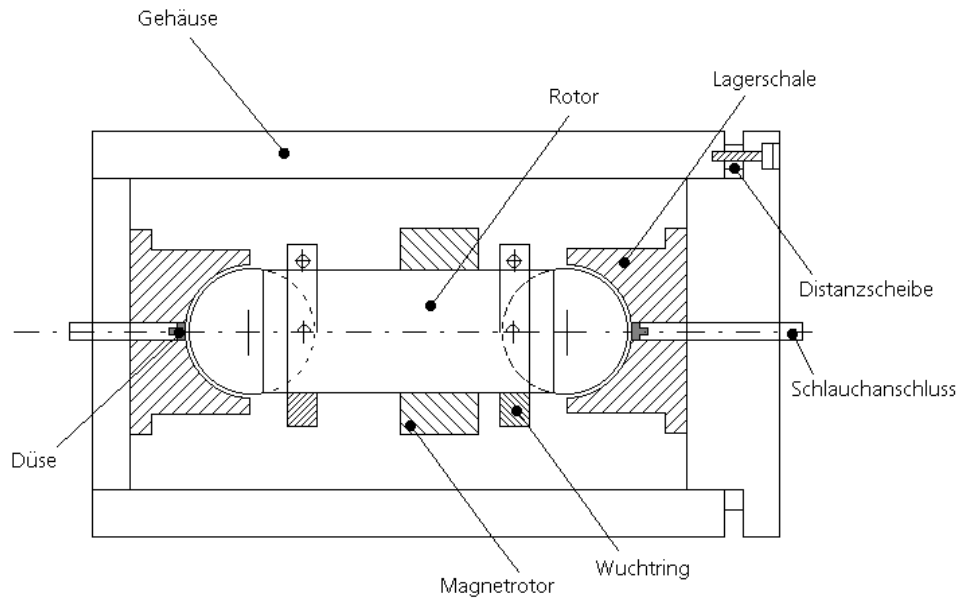


Bild 4.15: Aufbau des doppelsphärischen Versuchslagers

Das Wuchten des Rotors erfolgt mit dem unter Punkt (4.1.4.3) beschriebenen Einflusskoeffizientenverfahren. Hierzu sind zwei Wuchtscheiben aus Aluminium am Rotor starr befestigt. Diese Wuchtscheiben ermöglichen die Aufnahme von Ausgleichsgewichten. Zur Bestimmung der Ausgangsunwuchten kann das Lager aerostatisch über beide Messdüsen betrieben werden [78].

In Abbildung (4.16) ist ein typischer Versuchsrotor dargestellt.

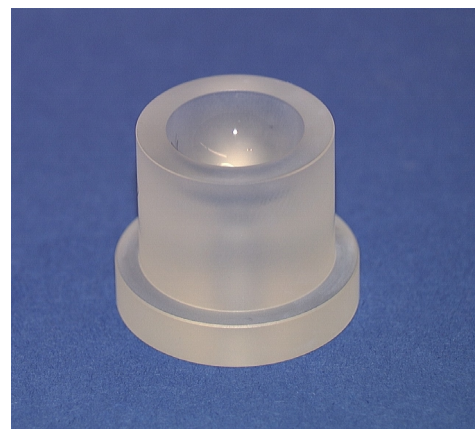
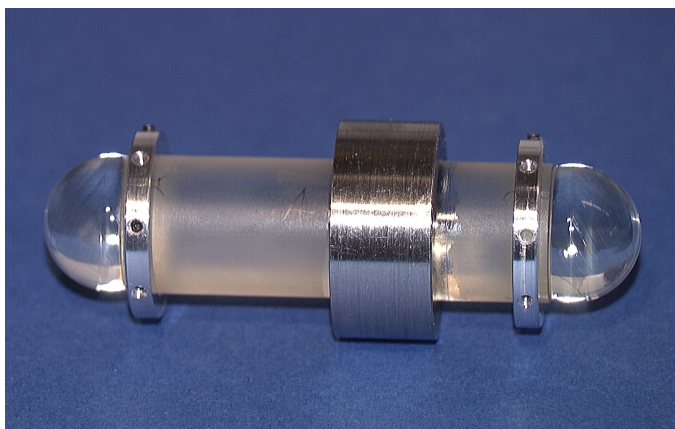


Bild 4.16: Beispiel eines Versuchsrotors und einer Lagerschale

4.1.5.2 Randbedingungen

Randbedingungen der theoretischen Analyse

Die theoretische Analyse erfolgt mit dem unter Punkt (4.1.3) vorgestellten Berechnungsansatz. Alle in diesem Punkt definierten Bedingungen gelten für die theoretische Analyse. Es genügt also die Betrachtung nur eines sphärischen Lagers. Ein Gitter mit bis zu 3 Dreieckselementen pro Kanalstruktur wird vereinbart.

Die Bedingungen nach PAN (4.25) und MUIJDERMAN (4.27) für die Anwendung der Quasi-Inkompressiblen Theorie werden für die untersuchten Lager erfüllt.

Die Randbedingung, dass die Struktur bei der theoretischen Analyse ortsfest auf der Statorlagerfläche definiert ist, aber bei der experimentellen Analyse auf der Rotorlagerfläche ausgeführt wird, verursacht für den konzentrischen Fall nach BOOTSMA /28/ keine Fehler. Für die Betrachtung exzentrischer Lager müsste, um exakt zu rechnen, eine Koordinatentransformation erfolgen. Da die theoretische Analyse von konzentrischen Lagern ausgeht, wird in dieser Arbeit auf die Koordinatentransformation verzichtet.

Randbedingungen der experimentellen Analyse

Zur Sicherstellung der theoretisch ermittelten Einflüsse auf die Lagereigenschaften wurden experimentelle Untersuchungen an doppelsphärischen Lagern durchgeführt. Als Kriterium zur Bestimmung der Eigenschaften und zur Überprüfung der Korrelation zu den theoretischen Ergebnissen wurde der Druck im Zentrum der sphärischen Lager ermittelt.

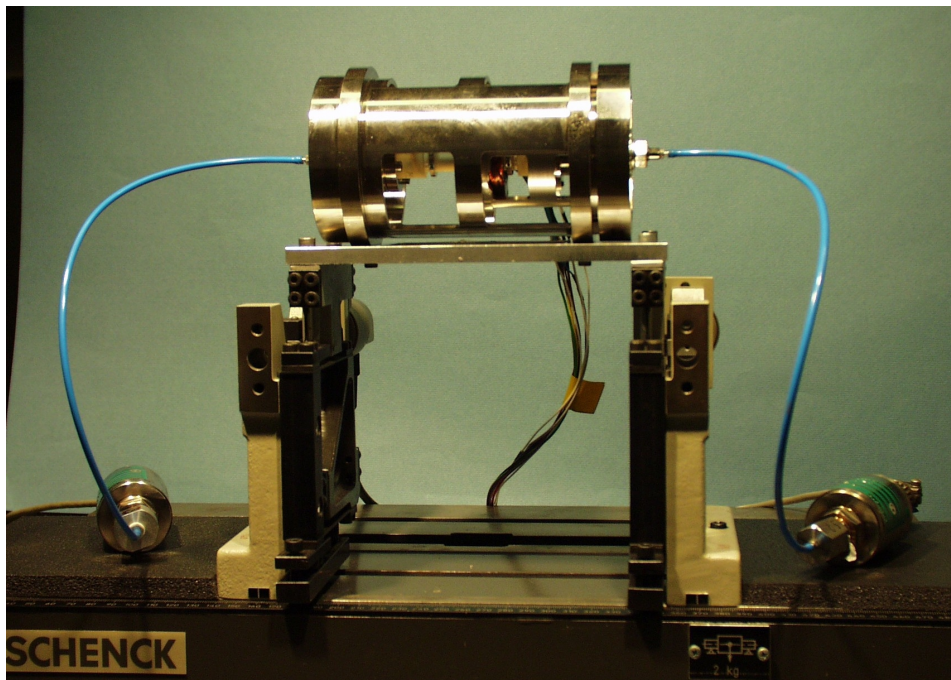


Bild 4.17: Versuchsaufbau zur Druckmessung

Die Messungen erfolgten in horizontaler Lage des Rotors (Abbildung 4.17). Der Druck jedes Lagers wurde separat über Membransensoren ausgewertet. Die ermittelten sehr kleinen Druckunterschiede wurden durch eine Mittelwertbildung ausgeglichen. Nachteilig ist das relativ große Totvolumen (ca. 8 cm^3) in den Messsensoren und in den Schläuchen. Dadurch baut sich der Druck verzögert auf, was zu einer Belastung des Lagers in der Startphase führt. Der Druck erreicht seine Sättigung nach etwa 10 Minuten (Abbildung 4.18).

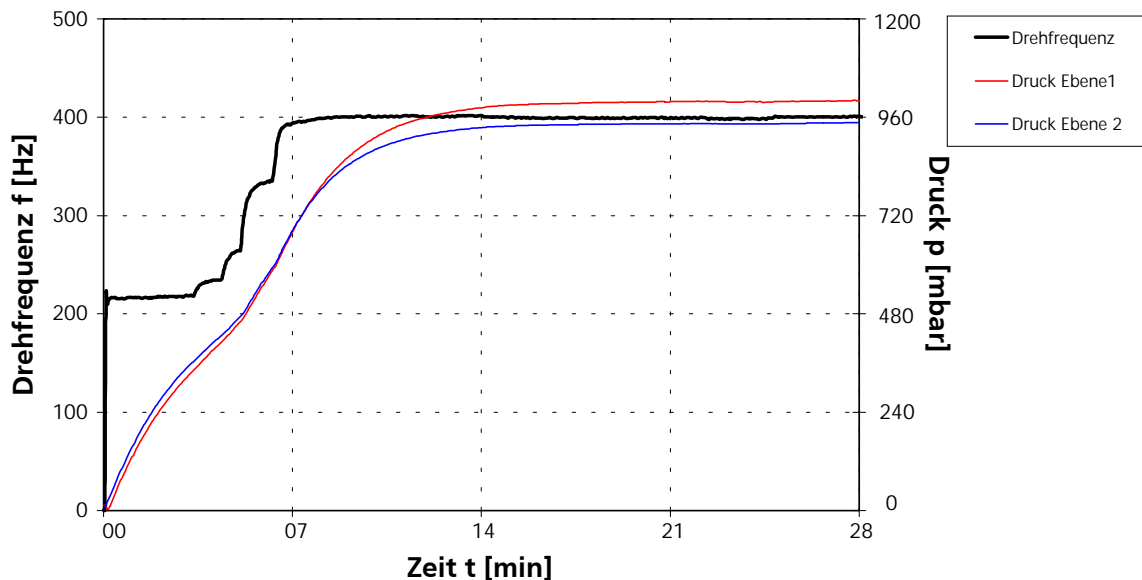


Bild 4.18: Druckverlauf über der Zeit

Vor Beginn jeder Messung wurde der Wuchtzustand des Rotors überprüft. Alle Versuchsrotoren wurden mit einer Wuchtgüte von $< 2 \text{ mgmm}$ aufgebaut. Damit ist das Vernachlässigen der Einflüsse der Restunwucht gerechtfertigt.

Für die Untersuchungen wurden 30 Rotoren aufgebaut. Die verwendeten Kugeln wurden mit einem Längenmessgerät vermessen und paarweise jedem Rotor zugeordnet. Die Vermessung erfolgte extern im zertifizierten Messlabor der Firma Carl Zeiss Jena GmbH und ermöglichte eine Einteilung der Rotoren in zwei Klassen. Für die Versuche standen Rotoren mit einem Radius von $6,924 \text{ mm} \pm 0,0005 \text{ mm}$ und $6,923 \text{ mm} \pm 0,0005 \text{ mm}$ zur Verfügung. Der Radienunterschied innerhalb eines Rotors war $\leq 0,0002 \text{ mm}$. Damit konnte ein direkter Vergleich erfolgen.

Alle Experimente wurden mit den gleichen Lagerschalen durchgeführt. Der Radius der Lagerschalen beträgt $6,927 \text{ mm} \pm 0,0005 \text{ mm}$.

Aufgrund der komplizierten Rotorpräparation, der begrenzten Anzahl der Versuchslager und der zeitaufwendigen Messung war keine statistische Absicherung der Versuchsergebnisse möglich.

4.1.5.3 Betrachtung zur Reproduzierbarkeit der Experimente

Zur Überprüfung der Messprozedur und zur Bestimmung der Reproduzierbarkeit wurden drei Rotoren mit gleichen Radien und nahezu gleichen Strukturparametern hergestellt. Die gewählten Strukturparameter entsprachen annähernd den aus der Literatur bekannten theoretischen Vorgaben für ein sphärisches Lager mit maximaler radialer Steifigkeit /28, 29/.

Testlagerausführung:

Radius [R]:	6,924 mm
Strukturanzahl [k_s]:	12
Strukturtiefe [h_0]:	4 μm
Strukturbreitenverhältnis [γ]:	1

Die Untersuchungen wurden bei einer Drehzahl von 24000 min^{-1} durchgeführt. Der Druck in beiden Lagerflächen wurde in Abhängigkeit vom axialen Lagerspalt gemessen.

Die Ermittlung des eingestellten Lagerspalt erfolgte durch eine Lagerspielmessung an einem Tastschnittgerät. Dazu wurde das Lager wechselseitig mit 3 bar Druckluft beaufschlagt und die Auslenkung in den beiden Extremlagen gemessen. Die Differenz beider Messwerte ergibt das Lagerspiel. Aus fünf Messungen erfolgte die Mittelwertbestimmung. Die so erhaltenen Messergebnisse sind mit einer Standardabweichung von $\leq 0,1 \mu\text{m}$ reproduzierbar.

Die Versuchslager waren so stabil ausgeführt, dass die elastische Nachgiebigkeit von Gehäuse und Rotor vernachlässigt werden kann.

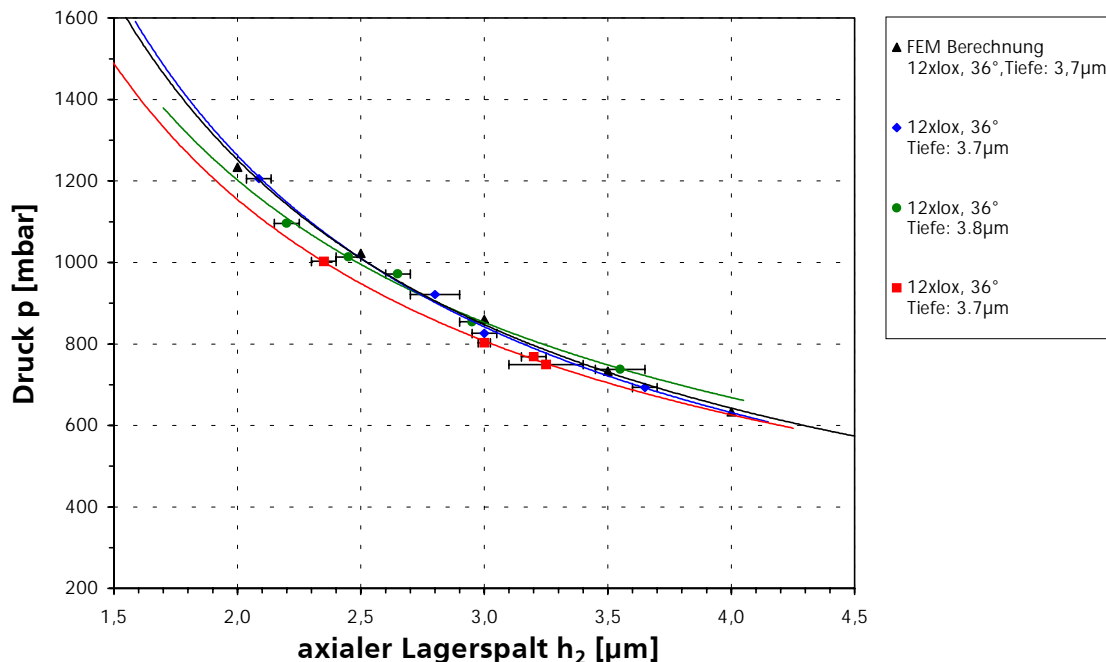


Bild 4.19: Vergleich zur Reproduzierbarkeit der Messmethode

In Abbildung (4.19) sind die Ergebnisse der Druckmessung in Abhängigkeit vom Lagerspalt und die durch die Simulation erhaltene Kurve dargestellt. Der Vergleich der theoretischen mit den experimentellen Ergebnissen liefert eine sehr gute Übereinstimmung. Die ermittelte Abweichung der Messungen unter gleichen Bedingungen beträgt $\pm 5\%$. Damit ist eine hohe Reproduzierbarkeit der Messungen gesichert.

4.1.5.4 Die Mikrostruktur

Der Mikrostruktur der Lagerflächen kommt eine wesentliche Bedeutung für den Druckaufbau und damit für die erreichbaren Lagereigenschaften von Spiralrillenlagern zu. Möglichkeiten, den Druckaufbau zu beeinflussen, ergeben sich durch die geometrische Form der Struktur, den Strukturwinkel, das Breitenverhältnis, die Strukturtiefe, den strukturierten Bereich und die Anzahl der Strukturen. In Abbildung 4.20 ist eine hemisphärische Lagerfläche mit einer Loxodrome abgebildet.

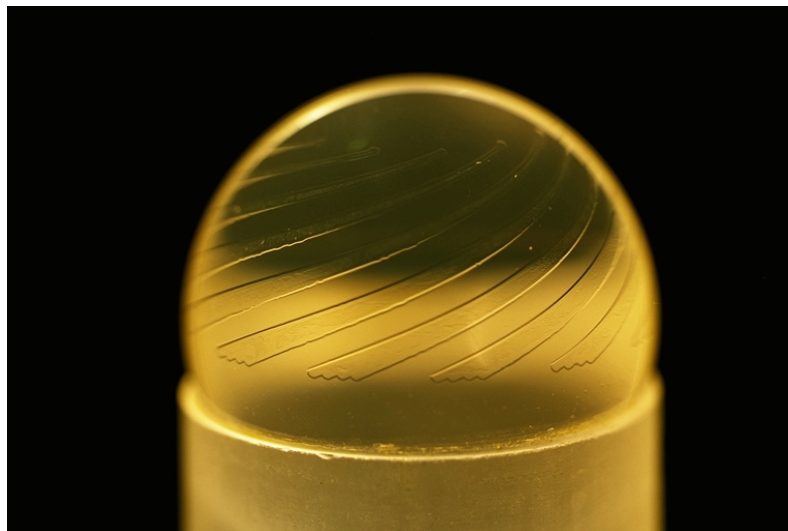
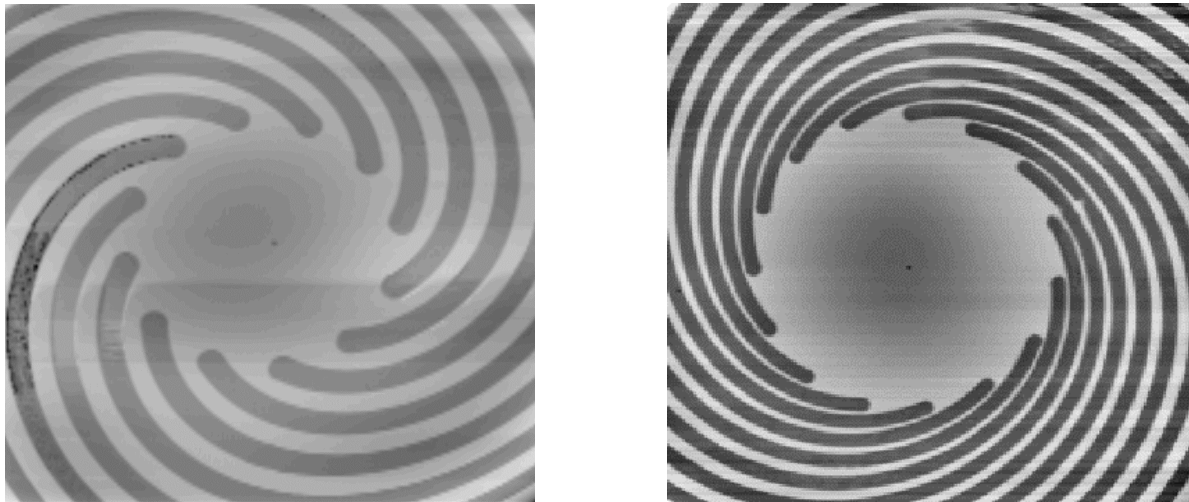


Bild 4.20: Originaldarstellung einer strukturierten Lagerfläche

Einfluss der geometrischen Form der Struktur

Um einen optimalen Druckaufbau zu erreichen, muss die spiralförmige Struktur die Form einer Loxodrome haben. Eine Loxodrome ist eine Linie auf der Kugeloberfläche, die alle Meridiane unter dem gleichen Winkel schneidet. Ist der Winkel verschieden von 90° , dann nähert sich die Loxodrome spiralförmig dem Pol /79/. Bei einer Abweichung von diesem theoretischen Optimum durch z.B. einen Kreisbogen ist eine Verschlechterung des „Pumpens“ der Struktur zu erwarten. Die Forderung nach einem konstanten Winkel zum Geschwindigkeitsvektor ist nicht mehr erfüllt. Dennoch kann aus wirtschaftlichen Gründen z.B. durch Verkürzung der Fertigungszeit, eine bogenförmige Struktur von Interesse sein. In Abbildung (4.21) ist ein Ausschnitt des zentralen Bereichs einer Bogenstruktur und einer Loxodrome dargestellt. Charakteristisch ist die konstante Strukturbreite der Bogenstruktur und damit die Möglichkeit, die Struktur in einem Arbeitsschritt auszuräumen. Der sich verengende Verlauf der Loxodrome erfordert ein schrittweises Vorgehen.

Die Fertigungszeit für eine Loxodrome beträgt ca. das Dreifache zur Herstellung einer Bogenstruktur.



Bogen

Loxodrome

Bild 4.21 Vergleich möglicher Strukturen

Die mathematische Beschreibung der Strukturen definiert sich zu

$$\text{Bogen:} \quad \varphi = \cot \alpha \vartheta \quad , \quad (4.79)$$

$$\text{Loxodrome:} \quad \Delta \varphi = \cot \alpha \frac{\Delta \vartheta}{\sin \vartheta} \quad . \quad (4.80)$$

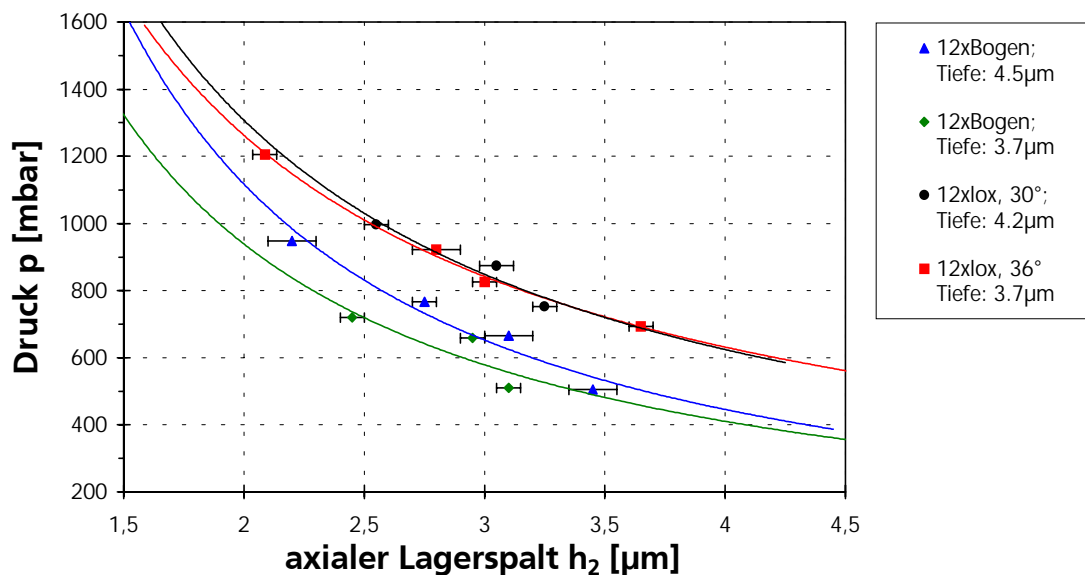


Bild 4.22: Vergleich Loxodrome und Bogenstruktur

In Abbildung (4.22) ist der Vergleich Loxodrome / Bogenstruktur in Abhängigkeit vom Lagerspalt grafisch dargestellt. Für beide Rotoren wurden die Strukturparameter konstant gehalten.

Obwohl die Bogenstruktur im Randbereich nahezu den selben Anstieg wie die Loxodrome besitzt (Bereich der größten Druckgenerierung) erreicht die Bogenstruktur nur ca. 70 % des Lagerdruckes im Vergleich zur Loxodrome.

Aufgrund der Ergebnisse werden alle Versuche mit Loxodromen durchgeführt. Das hat den weiteren Vorteil der Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit den in der Literatur vorliegenden theoretischen Ergebnissen.

Durch eine Optimierung der Bogenstruktur ist eine Erhöhung der Pumpeffizienz zu erreichen, wurde aber in dieser Arbeit nicht durchgeführt.

Einfluss des Strukturwinkels

Zur Charakterisierung des Druckaufbaus in Abhängigkeit vom Anstiegswinkel der Strukturen erfolgten Messungen in einem Winkelbereich von 15° bis 40°. Die theoretischen Ergebnisse und die Messungen gelten für einen parallelen Lagerspalt von $3 \mu\text{m} \pm 0,1 \mu\text{m}$. Die theoretischen und experimentellen Ergebnisse zeigen qualitativ den gleichen Verlauf. Der gemessene Druck ist ca. 5 % kleiner, was auf Fertigungsabweichungen z.B. Lagerschalenhöhe, unstrukturierter Bereich oder auf systematische Messfehler rückführbar ist. Charakteristisch für die Untersuchungen ist ein relativ breites Optimum im Druckaufbau für Strukturwinkel von 25° bis 30°. Betrachtet man die theoretisch ermittelten Werte für die radiale Steifigkeit, ergibt sich eine geringe Verschiebung zu grösseren Winkeln. Der optimale Winkelbereich beträgt 30°. Für die maximale axiale Steifigkeit beträgt der optimale Winkel 20°.

Für die untersuchten Strukturwinkel sind die Ergebnisse in Abbildung (4.23) grafisch dargestellt.

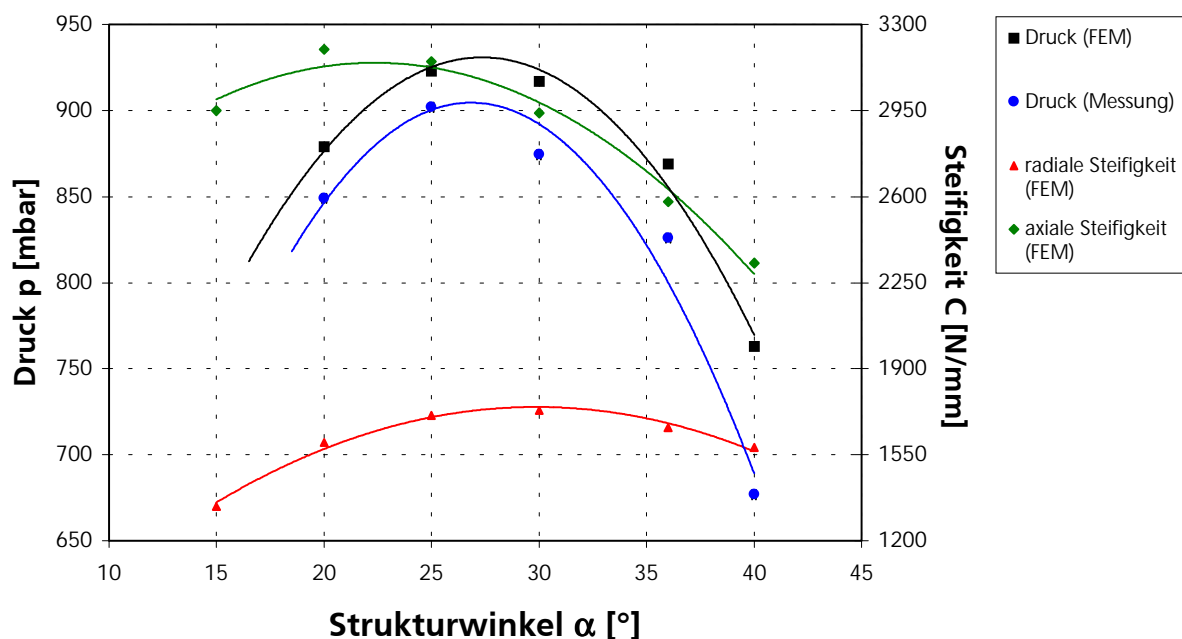


Bild 4.23: Einfluss des Strukturwinkels

Der Startvorgang bzw. das schnelle Erreichen der Aushebedrehzahl wird durch kleine Strukturwinkel begünstigt. Der Grund für das bessere Pumpverhalten bei niedrigen Drehzahlen ist der flache Strukturverlauf.

Einfluss des strukturierten Bereiches

Der strukturierte Bereich wird über den Winkel entlang des Meridians zwischen Anfang und Ende des Strukturmusters definiert. Für hohe radiale Steifigkeiten muss die Struktur am Äquator der Halbkugel beginnen. Wie weit die Struktur in das Zentrum der Lagerung reicht, hat Einfluss auf den Druckaufbau und die axialen und radialen Lagereigenschaften. Das Schmiermedium wird entlang der Strukturen gepumpt, dabei steigt der Druck mit der Strukturlänge. Gleichzeitig wirkt das Strukturende bzw. der Übergang zum unstrukturierten Bereich als Strömungswiderstand und erhöht die Steifigkeit des Lagers. Das hat zur Folge, dass die maximale radiale Steifigkeit nicht identisch mit dem maximalen Druck ist (Abbildung 4.24). Im mittleren unstrukturierten Bereich herrscht ein konstanter Druck.

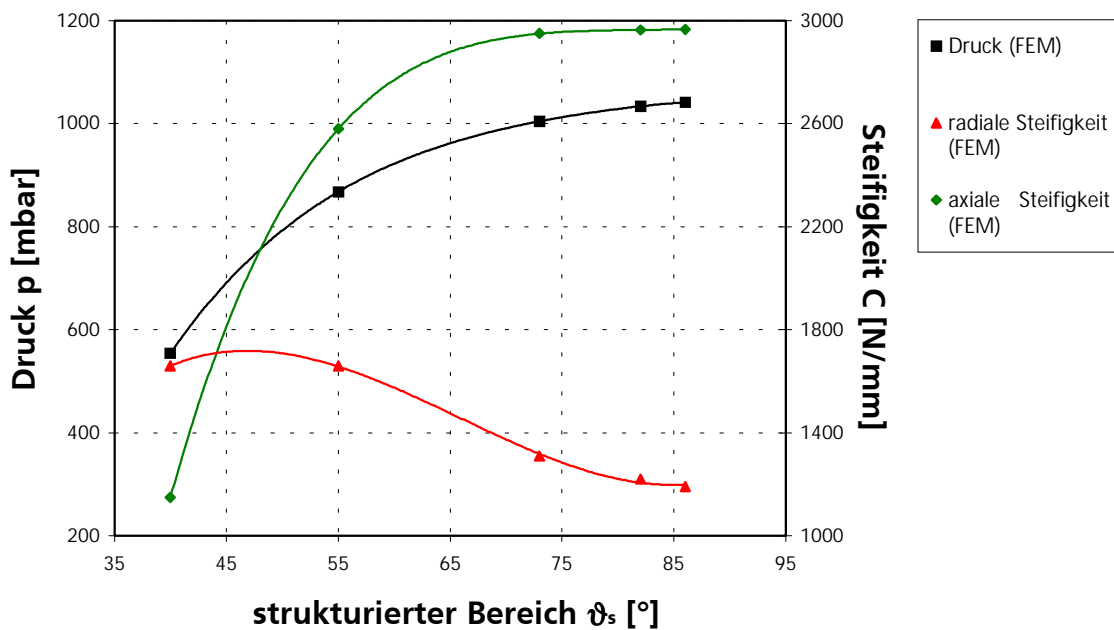


Bild 4.24: Druck und Steifigkeit in Abhängigkeit vom strukturierten Bereich

An zwei Wellen mit einem strukturierten Bereich von $\vartheta_s = 55^\circ$ sowie $\vartheta_s = 73^\circ$ erfolgten Druckmessungen bei unterschiedlichen Lagerspalten (Abbildung 4.25). Dabei wurden höhere Drücke für größere Strukturlängen ermittelt, was die theoretischen Ergebnisse bestätigt. Der Lagerspalt wurde während der Messung verkleinert.

Für die radiale Steifigkeit ergibt sich ein sehr breites Maximum für einen strukturierten Bereich ϑ_s von $40^\circ < \vartheta_s < 55^\circ$. Die Tragfähigkeit sinkt mit kleinen Werten für ϑ_s . Je nach Anforderung an das Lager kann die radiale Steifigkeit oder die Tragfähigkeit durch den strukturierten Bereich erhöht werden. Als optimaler Winkel für eine hohe Lagersteifigkeit kann $\vartheta_s = 50^\circ$ definiert werden. Die Ergebnisse von SATO /32/ und KAWABATA /33/ werden bestätigt.

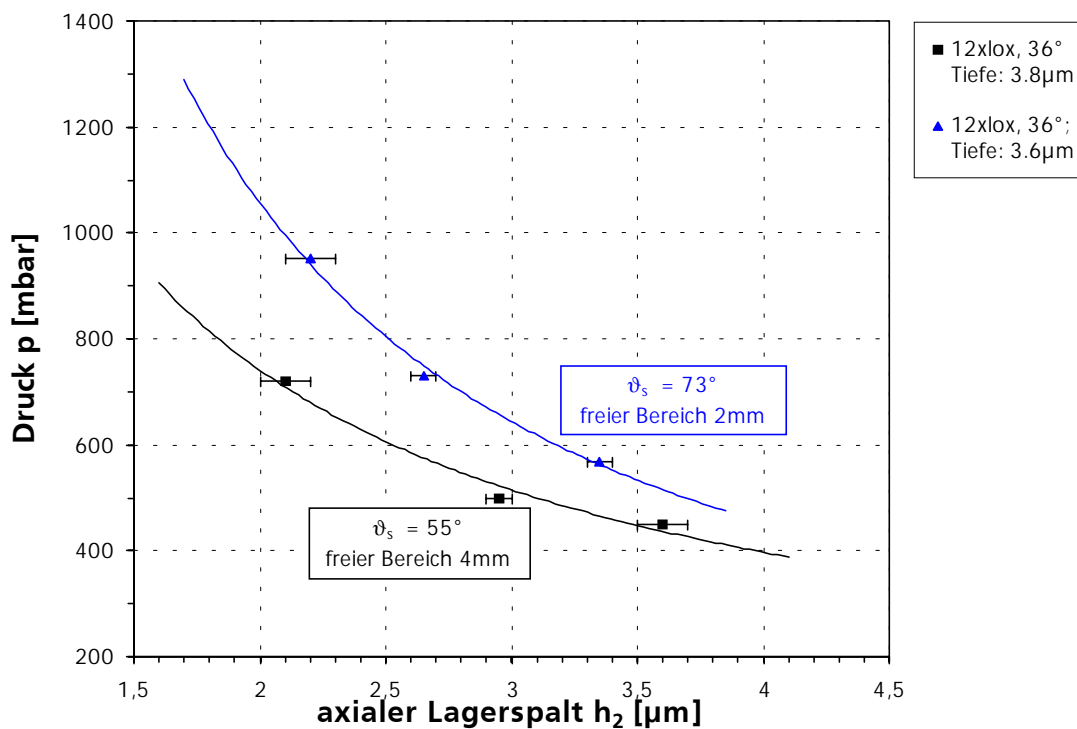


Bild 4.25: Druckaufbau in Abhängigkeit vom strukturierten Bereich für verschiedene Lagerspaltgrößen

Einfluss der Anzahl der Strukturen

Die Anzahl der Strukturen (k_s) beeinflusst die Druckverteilung im Lager. Unter der Voraussetzung einer inkompressiblen Schmierung entsteht eine dachförmige Druckverteilung mit konstanten Gradienten über jede einzelne Rillen- und Dammstruktur. Die Druckverteilung im konzentrischen Lager ist vergleichbar mit einem „Napfkuchen“ (Abbildung 4.5). Im Fall des kompressiblen Verhaltens sind die Gradienten nicht mehr konstant. MUIJDERMAN analysierte Forschungsarbeiten zum kompressiblen Verhalten der Lager [23] und leitete daraus die lokale Kompressibilitätszahl Λ_{loc} (Gleichung 4.28) ab. Über die Breite der Rille (a_1) und die Breite des Damms (a_2) ist eine Rückkopplung zur Anzahl der Strukturen gegeben.

In Abbildung (4.26) ist eine Simulation mit verschiedener Strukturanzahl dargestellt. Theoretisch wurde der Druck und die Steifigkeit in Abhängigkeit von der Strukturanzahl untersucht. Für 6, 12, 24, 36 und 48 Strukturen wurde das Verhalten berechnet. Durch eine zu kleine Anzahl der Strukturen reduziert sich die Steifigkeit des Lagers erheblich und es können lokale Kompressibilitäten auftreten. Ein Druckmaximum wurde für 15 Strukturen ermittelt. Die axialen und radialen Steifigkeiten sind ab 15 Strukturen nahezu konstant, während der Druck geringfügig zurück geht.

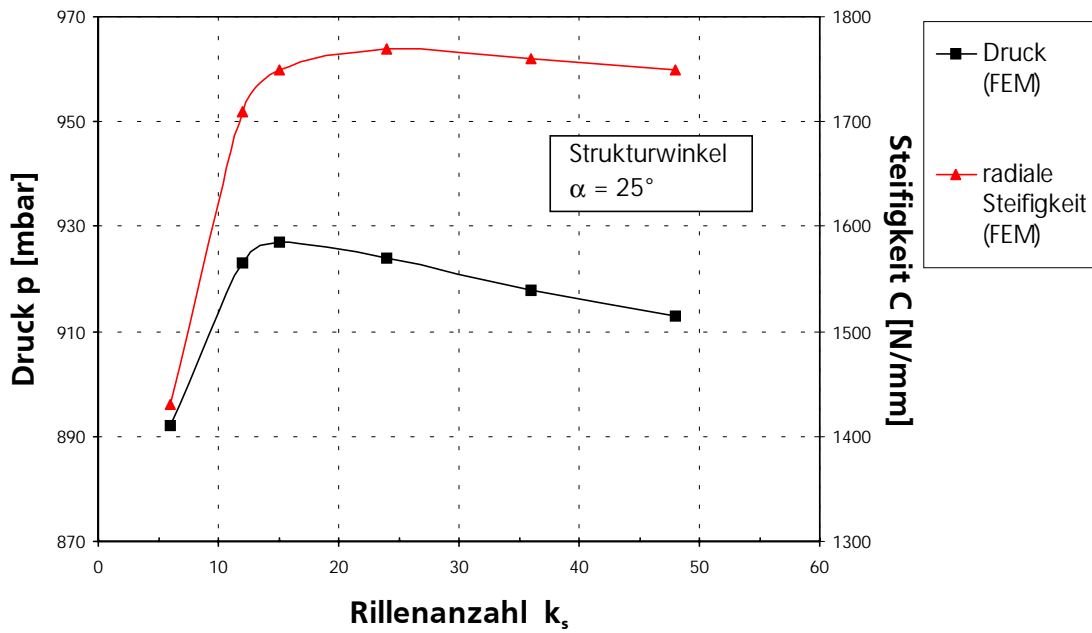


Bild 4.26: Druck und Steifigkeit in Abhängigkeit von der Strukturanzahl

Die Herstellung der Maskenstruktur ist auf eine maximale Strukturanzahl begrenzt. Für die gewählte Lagerflächengröße können mit dem beschriebenen Fertigungsverfahren bis zu 24 Strukturen angebracht werden. Mit 12 und 24 Strukturen wurden Rotoren charakterisiert (Abbildung 4.27). Im Ergebnis konnten die theoretischen Ergebnisse annähernd bestätigt werden, auch wenn für 24 Strukturen ein geringfügig niedrigerer Druck ermittelt wurde. Die Druckunterschiede betragen ca. 100 mbar und sind auf die Abweichung der Strukturtiefe zurückzuführen. Zum Vergleich sind die theoretischen Ergebnisse bei angepassten Strukturturen, ebenfalls in Abbildung (4.27) eingetragen.

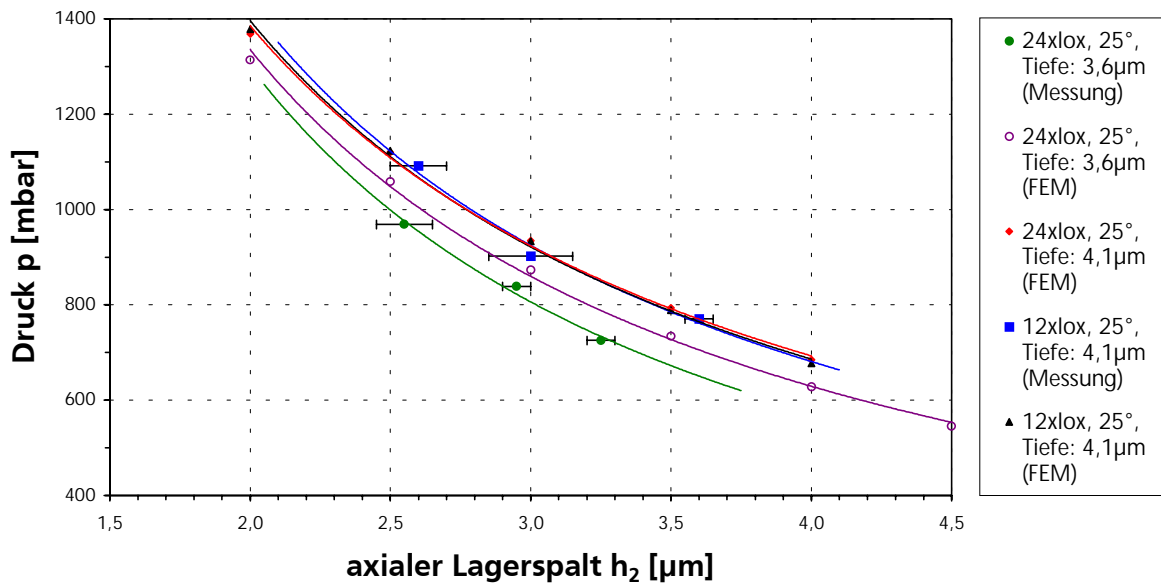


Bild 4.27: Theoretischer und experimenteller Vergleich von 12 und 24 Strukturen

Einfluss des Strukturbreitenverhältnisses

Das Strukturbreitenverhältnis γ ist das Verhältnis von Rillenbreite zur Stegbreite. Für einen maximalen Druckaufbau und damit auch eine hohe Tragfähigkeit ist das optimale Strukturbreitenverhältnis zu ermitteln. Im Experiment wurden verschiedene Strukturbreitenverhältnisse (0.8; 1; 1.2) charakterisiert und sind in Abbildung (4.28) dargestellt. Im Ergebnis wurde $\gamma = 1$ als optimaler Wert bestimmt, was die in der Literatur vorliegenden Ergebnisse von BOOTSMA /28, 42, 43/ und REINHOUDT /29/ bestätigt und nur geringfügige Abweichungen zu SATO /30/ zeigt.

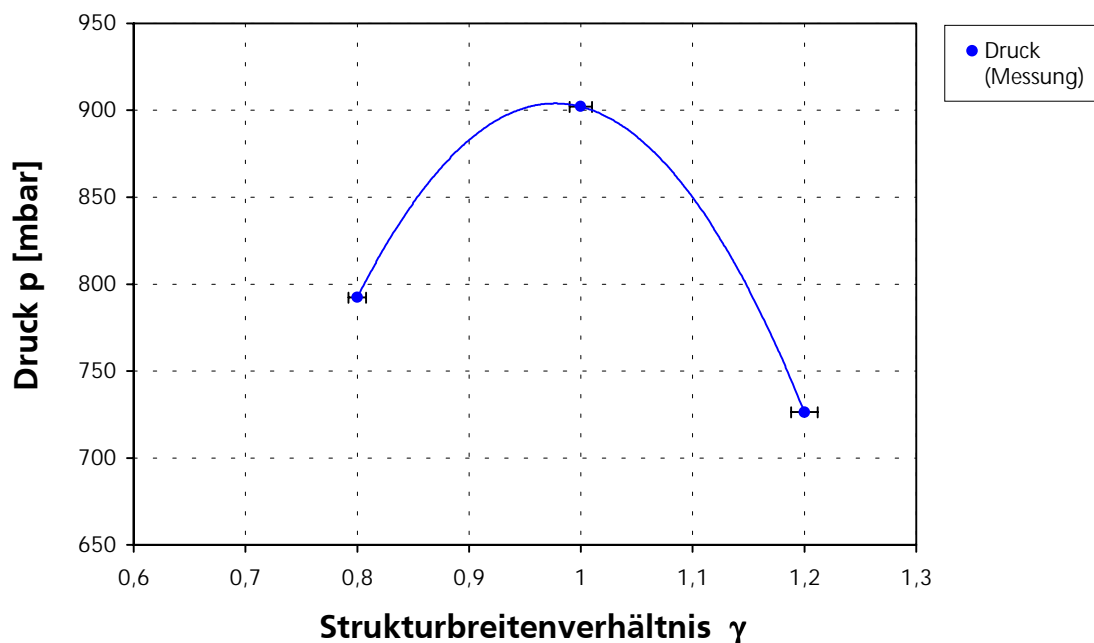


Bild 4.28: Experimentelle Ergebnisse zum Strukturbreitenverhältnis

Der Einfluss des Strukturbreitenverhältnisses wird durch die unterschiedlichen Pump- und Abströmlängen charakterisiert. Bei einem Verhältnis von 0.8, d.h. die Rille ist schmaler als der Steg, ist der Druckgradient steil über einem kurzen Weg und die Entspannung erfolgt langsam über die Steglänge. Bei einem Verhältnis von 1.2, dh. die Rille ist breiter als der Steg, ist der Druckgradient flach und baut sich über einen längeren Weg auf. Die Entspannung erfolgt über einen kleineren Tragbereich. Für eine gleiche Pump- und Abströmlänge ($\gamma = 1$) ist der Druckaufbau maximal.

Einfluss der Strukturtiefe

Das Strukturtiefenverhältnis ist das Verhältnis von Rillentiefe (h_0) zum Lagerspalt (h_2). Eine Änderung der Rillentiefe verschiebt das Strukturtiefenverhältnis, beeinflusst den Keileffekt und damit den Druckaufbau. Bereits sehr kleine Änderungen der Rillentiefe führen zu einem Druckanstieg oder zur Druckreduzierung. Das Starten eines Spiralrillenlagers wird durch flache Strukturen begünstigt. Für das Strukturtiefenverhältnis ergibt sich unter Beachtung der Tragfähigkeit und Steifigkeit ein optimaler Wert.

In Abbildung (4.29) sind die theoretischen Ergebnisse zum Einfluss der Strukturtiefe bei konstantem parallelen Lagerspalt dargestellt. Die experimentellen Ergebnisse wurden in die Abbildung übernommen. Bei einem Strukturverhältnis von $H = h_0/h_2 = 1$ werden maximale Werte für die axiale und die radiale Steifigkeit erzielt.

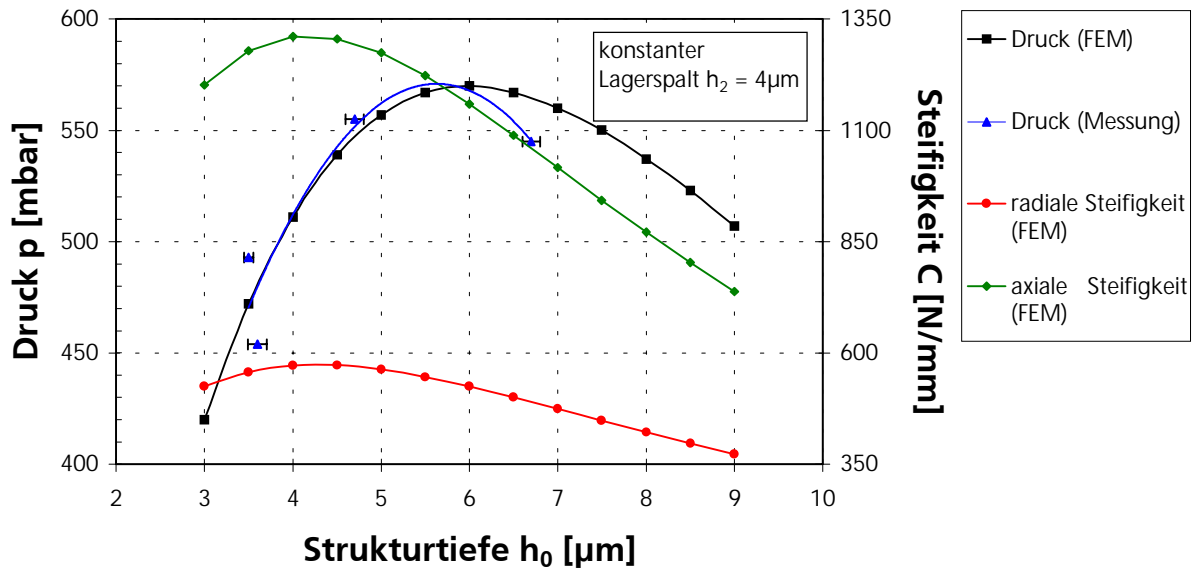


Bild 4.29: Druckaufbau in Abhängigkeit vom Strukturverhältnis

4.1.5.5 Der Lagerspalt

Als Lagerspalt wird der Abstand von Rotor- und Statorlagerfläche bezeichnet. Der doppelte Spalt ist das Lagerspiel in einem doppelsphärischen Lager. Im allgemeinen wird ein äquidistanter Lagerspalt angestrebt und durch unterschiedliche Lagerradien von Stator und Rotor erreicht. Dieser parallele Lagerspalt liegt im Lagerbetrieb im Gleichgewichtszustand vor (Gravitation und Unwucht werden vernachlässigt). Der Druck im Lagerspalt ist umso höher, je kleiner der Lagerspalt ist. In Abbildung (4.30) ist der Einfluss des Lagerspaltes dargestellt.

Während der Start / Stopp - Phase weicht das Lager vom parallelen Lagerspalt ab. Betrachtet man die doppelsphärische Lagerung in vertikaler Lage, so berühren sich im Stillstand die untere Rotorlagerfläche mit der Statorlagerfläche. Der Lagerspalt ist Null und die geometrische Form ist divergent. Im oberen Lagerelement ist er konvergent und entspricht dem Lagerspiel. Die axiale Exzentrizität hat in diesem Fall den maximalen Wert von $e_z=1$. Damit sind die Lager während der Startphase unterschiedlich belastet. Dieser Einfluss der unterschiedlichen axialen Position führt, in der Phase bis zum Erreichen des Gleichgewichtszustandes, zu abweichenden Lagerkoeffizienten.

In horizontaler Lage ist die radiale Exzentrizität im Stillstand maximal. Eine radiale Exzentrizität führt zu einer unsymmetrischen Druckverteilung im Lagerspalt. Das Druckmaximum befindet sich im radial exzentrischen Lager im Bereich des sich verengenden Lagerspaltes (Abbildung 4.6). Das Auftreten eines lokalen Unterdruckgebietes wird infolge des Pumpdruckes bei Spirallagern verhindert.

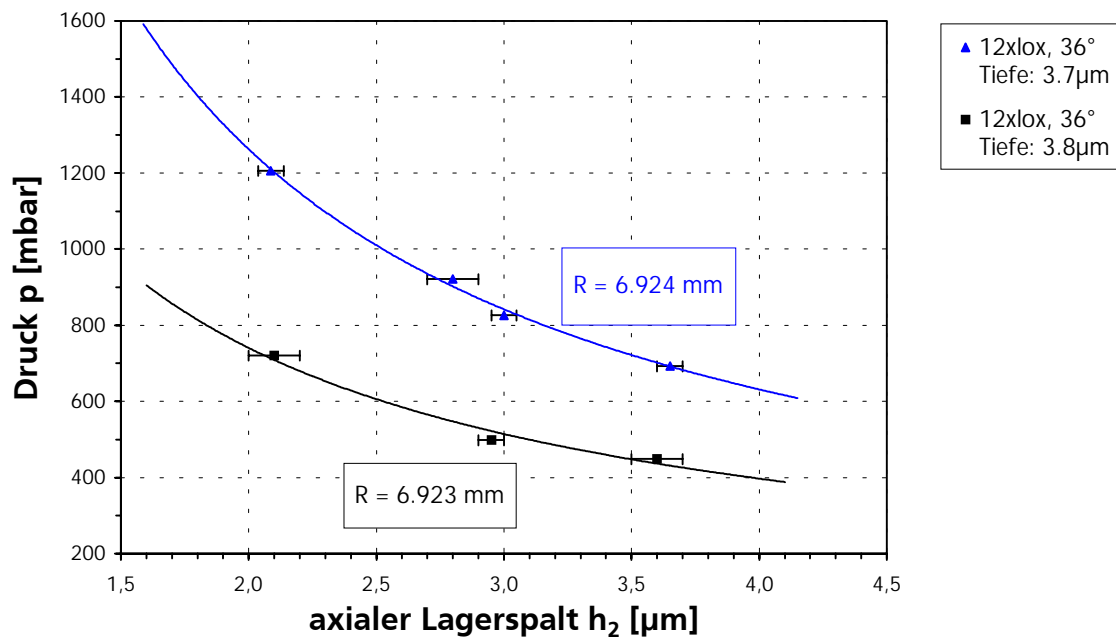


Bild 4.30: Druck in Abhängigkeit von der Lagerspaltgrösse

Ein kleiner Lagerspalt verbessert die Lagereigenschaften, erhöht aber auch die Gefahr des Berührens der Lagerflächen.

Randeffekte / Endeffekt

An den Lagerrändern kommt es zu Wechselwirkungen zwischen dem Schmierstoff und der Umgebung. Bei Luftlagern treten lokale Verwirbelungen und ein lokaler Austausch des Schmierstoffs auf. Die Berechnung berücksichtigt die Randeffekte.

4.1.5.6 Die Lagerfläche

Ein weiterer Parameter für die Eigenschaften des sphärischen Lagers ist die Größe der Lagerfläche. Diese wird durch den Lagerradius (R) und die Kappenhöhe (h_k), abhängig vom Winkel (ϑ) in Richtung der Meridiane, bestimmt.

Die erreichbare Tragfähigkeit und Steifigkeit des Lagers steigt mit einer Vergrößerung der Lagerfläche. Dabei geht der Lagerflächenradius mit der vierten Potenz ein. Zu beachten ist, dass sich gleichzeitig auch die Reibung erhöht.

Die Höhe der Sphäre (Kugelkappe) wirkt stark auf die radialen Eigenschaften des Lagers. Hemisphärische Lagerflächen sichern maximale Werte.

Die Hertz'sche Flächenpressung muss bei der Auslegung der Lagerflächen beachtet werden, um Beschädigungen zu verhindern.

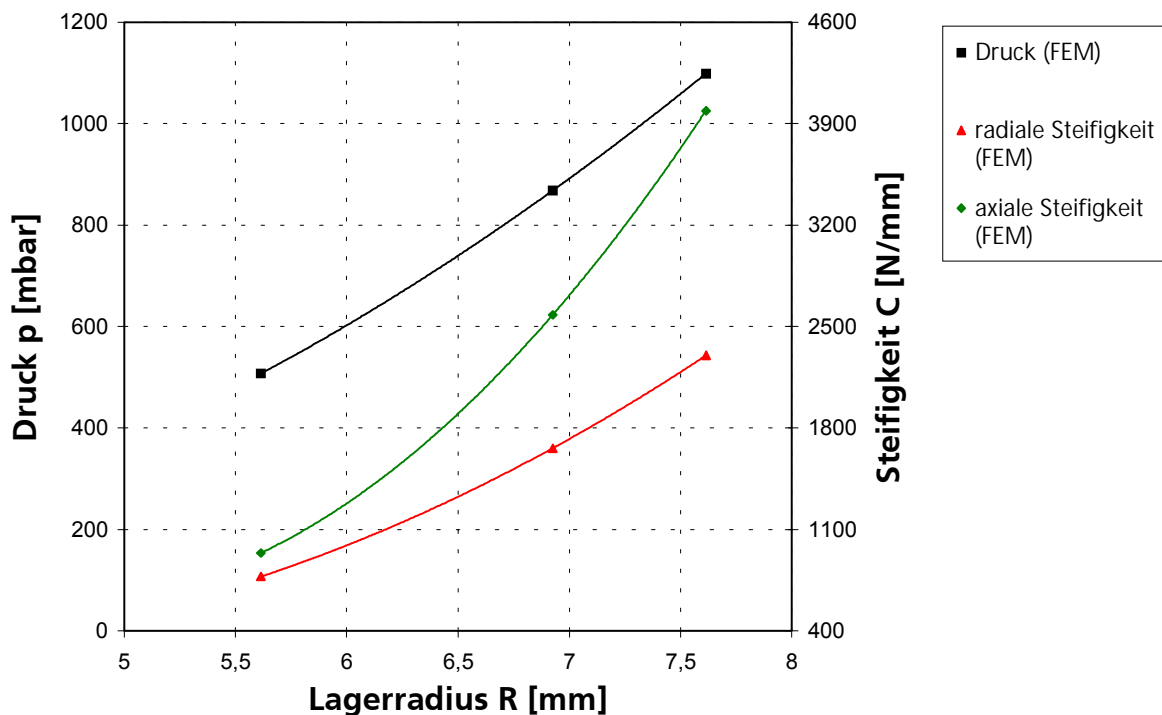


Bild 4.31: Theoretische Simulation zum Einfluss des Lagerradius

4.1.5.7 Das Schmiermedium

Luft ist der gebräuchlichste gasförmige Schmierstoff. Daneben werden aber auch andere Gase z.B. Helium als Schmiermedium eingesetzt. Entscheidend für die Lagereigenschaften ist der Druckaufbau. Dieser wird nur von der Viskosität beeinflusst. Die Viskosität ändert sich aber nicht mit einem Wechsel des Trägergases. Deshalb werden die Lagereigenschaften nicht durch die Wahl des Trägergases verändert.

Da gasförmige Schmiermittel eine geringe Viskosität besitzen, muss zum Erreichen einer angemessenen Tragfähigkeit konstruktiv Einfluss auf die Lagerung genommen werden z.B. kleine Lagerspalte und grosse Lagerflächen. Gleichzeitig sind die auftretenden Reibungsverluste gering.

Der Vorteil beim Einsatz eines Trägergases mit kleinen Atomradien, wie z.B. Helium, liegt in der Dichte begründet. Die geringere Dichte führt zu einem kleineren Strömungswiderstand. Die Reibung ist damit noch geringer und das Auftreten von Strömungsgeräuschen, z.B. Sireneffekt, verringert sich. Durch den Einsatz von Helium kann das thermische Verhalten verbessert werden. Probleme ergeben sich beim Einsatz von Helium für die Montagetechnik mit der Forderung einer Heliumdichtheit.

4.1.5.8 Der Umgebungsdruck

Ein höherer Umgebungsdruck (p_a) verringert den Kompressibilitätseffekt ($\Lambda \sim 1/p_a$) im Lager und führt zu einer Erhöhung der Tragfähigkeit. SCHLUMS /80/ untersuchte diesen Einfluss für axiale Spiralrillenlager im Vergleich zu konventionellen Keillagern. Der beschriebene Effekt tritt bei den Spiralrillenlagern erst bei hohen Drehzahlen auf.

4.1.5.9 Die Drehzahl

Unter der Voraussetzung inkompressibler Schmierstoffe steigt der Druck im Lager linear mit der Drehzahl. Gasförmige viskose Schmierstoffe unterliegen, wie bereits besprochen, lokalen Kompressibilitäten und in der Folge kann es zur Sättigung des Druckes kommen. Durch den relativ geringen Kompressibilitätseffekt bei Spiralrillenlager tritt diese Sättigung im allgemeinen nicht auf.

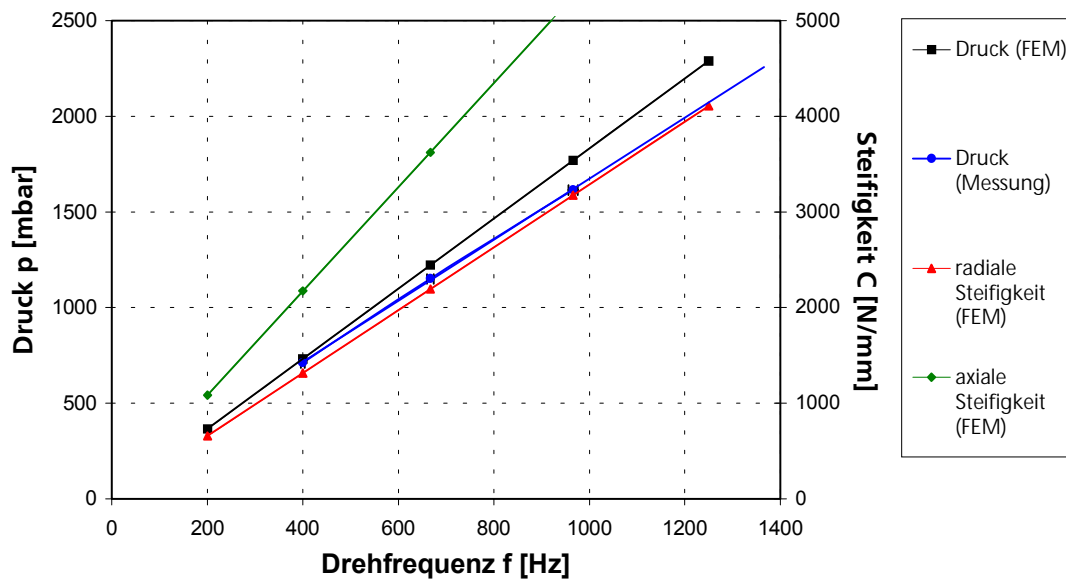


Bild 4.32 : Druck in Abhängigkeit von der Drehzahl

Bestimmung der Grenzdrehzahl

Unter Grenzdrehzahl versteht man die kritische Drehzahl ab der sich das Lager instabil verhält.

Die Bestimmung der Grenzfrequenz erfolgt über die Beziehung

$$\omega_{krit} = \sqrt{\frac{2 C}{m}} \quad (4.81)$$

mit C der Steifigkeit des Lagers und m der Masse des Rotors. Aufgrund des doppelsphärischen Lagers geht die Steifigkeit des sphärischen Lagers zweifach ein. Eine geringe Masse des Rotors erhöht die Grenzdrehzahl, damit sind Lagerwerkstoffe mit kleiner Dichte vorteilhaft.

Bei aerodynamischen Lagern wird die selbsterregte Schwingung als Halbfrequenzwirbel bezeichnet. Sie tritt oberhalb der Grenzdrehzahl auf. Im Gegensatz zu glatten Lagern können mit konzentrischen Spirallinienlagern stabile Rotor-Lager-Systeme entwickelt werden /23/.

4.1.5.10 Die Wuchtgüte

Unwuchten eines Rotors führen nicht nur zu Kräften in seiner Lagerung, sondern auch zu Schwingungen der Baugruppe /78/.

Infolge der Unwucht rotiert ein starrer, gleitgelagerter Rotor auf einer synchron mit der Drehzahl umlaufenden Bahnkurve innerhalb des Lagerspiels. Die Auslenkung hängt nur von der Lagersteifigkeit ab.

Im Fall von elastischen Rotoren erfährt die Rotormasse eine zusätzliche Auslenkung durch die Wellendurchbiegung. Dadurch wird die Bahnkurve immer größer. Nähert sich die unwuchterregte, drehzahlsynchrone Umlauffrequenz der Eigenfrequenz des Rotors, kommt das Lager in Resonanz. Die wechselseitig vergrößerte Unwuchterregung lässt die Amplitude solange ansteigen, bis sie durch die Dämpfung begrenzt wird oder der Rotor am Stator anläuft.

Betrachtet man den starren Rotor können zwei Kriterien formuliert werden, die die Größe der tolerierbaren Unwucht charakterisieren.

Anlaufkriterium

Geht man davon aus, dass Unwuchtkräfte im Lager radial wirken, wird durch die Unwucht eine radiale Exzentrizität erzeugt. Jedes Lager kann bei bekannter Lagersteifigkeit und bekanntem Lagerspalt eine Kraft von

$$F = C h_2 \quad (4.82)$$

aufnehmen, bevor es zum Anlaufen des Rotors an der Statorlagerfläche kommt.

Mit der Beziehung

$$F = e m \omega^2 \quad (4.83)$$

kann die maximale Schwerpunktexzentrizität berechnet werden.

Die zulässige Restunwucht ist auf die Rotormasse bezogen und entspricht der zulässigen Schwerpunktexzentrizität, wenn die Restunwucht eine statische Unwucht ist

$$e_{zul} = \frac{U_{zul}}{m} \quad (4.84)$$

Im allgemeinen kann die zulässige Unwucht um so grösser sein, je grösser die Rotormasse ist.

Taumelkriterium

Liegt eine Momentenunwucht vor, so bildet die Massenträgheitsachse mit der Lagerachse einen Winkel. Dabei schneidet die Massenträgheitsachse die Lagerachse im Schwerpunkt. Der Winkel $\bar{\zeta}$ in Radiant kann nach Gleichung (4.85) bzw. (4.86) berechnet werden

$$\bar{\zeta} = \frac{1}{2} \arcsin \frac{2\vec{U}_m}{\Theta_{xx} - \Theta_{zz}} \quad (4.85)$$

Bei kleinen Winkeln vereinfacht sich die Beziehung zu

$$\bar{\zeta} = \frac{\vec{U}_m}{\Theta_{xx} - \Theta_{zz}} \quad (4.86)$$

mit

$$U_m = U l_s \quad (4.87)$$

wenn die Unwucht U nicht im Schwerpunkt angreift /74/.

Um die geforderten Laufeigenschaften eines Lagers einzuhalten, muss die zulässige Restunwucht bzw. die Schwerpunktexzentrizität sehr kleine Toleranzen einhalten.

Praktische Erfahrungen zeigen, dass sich die bezogene zulässige Restunwucht e_{zul} umgekehrt proportional zur Rotordrehzahl n verändert /74/. Der Zusammenhang kann geschrieben werden als $e_{zul}n = \text{konst.}$ bzw. $e_{zul}\omega = \text{konst.}$. Auf diesen Zusammenhang stützt sich auch die DIN/ISO 1940 /81/. In der DIN/ISO werden Gütestufen für zulässige Restunwuchten angegeben.

4.1.6 Eigenschaften des doppelsphärischen aerodynamischen Lagers

Das doppelsphärische aerodynamische Lager arbeitet während des Betriebes selbstzentrierend. Diese herausragende Eigenschaft gewährleistet exakte Laufeigenschaften. Das Lagerprinzip ist besonders für hohe Drehzahlen mit möglichst geringen Drehzahländerungen geeignet. In jedem Fall tritt in der Start / Stopp - Phase Reibung und Verschleiß auf, deshalb sind kleine Start-/ Stopp - Zyklen günstig.

Durch die Forderung sehr kleiner Lagerspaltgrößen sind die Umgebungsbedingungen für offene Systeme kritisch. Das doppelsphärische Lager kann so konstruiert werden, dass keine Durchströmung auftritt. Damit kann das Lager gekapselt und umgebungsunabhängig arbeiten.

Tragkraft und Steifigkeit eines aerodynamischen doppelsphärischen Lagers sind begrenzt. Das gilt besonders für die radiale Stabilität. Der erreichbare Überdruck wird durch die Kompressibilität des Schmiermediums begrenzt. Typische Werte eines doppelsphärischen aerodynamischen Lagers sind $< 20 \text{ N}$ für die Tragfähigkeit und $< 10 \text{ N}/\mu\text{m}$ für die Steifigkeit. Deshalb kommen diese Lager bei relativ geringen und möglichst konstanten Belastungen zum Einsatz.

Der vorgespannte Aufbau eines doppelsphärischen Lagers ermöglicht konstante Lagerspaltgrößen und hohe Stabilitäten gegenüber Momentenbelastung. Ein doppelsphärisches Spiralrillenlager arbeitet in konzentrischer Lage als stabiles Rotor-Lager-System. Durch die Lagergeometrie können axiale und radiale Belastungen aufgenommen werden. Spiralenlager sind unempfindlich gegenüber Lagerinstabilitäten. Die Grenzdrehzahl ist immer abhängig von den Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften des Lagers.

4.2 Aerostatisches, einlassgedrosseltes, doppelsphärisches Lager

Das Prinzip des doppelsphärischen Luftlagers ist auch auf druckluftgespeiste Lager übertragbar. Vorteilhaft ist, dass durch die vorgespannte Luft das Lager auch im Stillstand geschmiert ist. Dabei wird der Rotor beidseitig von einer Gasfeder vorgespannt. Entsprechend der Kraft $F(s)$ nimmt der Rotor eine Gleichgewichtsstellung zwischen den beiden Luftlagern ein. Unter der Voraussetzung gleicher Lagerspaltgrößen ($h_a = h_b$), befindet sich der Rotor in der Mitte und die Kraft auf den Rotor ist gleich Null. Verändern sich diese Verhältnisse und h_a verringert sich um den Weg s so steigt die Kraft F_a und gleichzeitig vergrößert sich h_b und die Kraft F_b sinkt

$$F(s) = F_a (h_a - s) - F_b (h_b + s) \quad . \quad (4.88)$$

Dieser Ablauf erfolgt bei jeder symmetrischen Belastungsänderung. Unter der Voraussetzung, dass mehrere Düsen unabhängig voneinander ein Lager bilden, gilt dieser Ablauf auch für unsymmetrische Lagerbelastungen.

Durch die aerostatische Schmierung entfallen weitgehend alle Anforderungen an das Reibungs- und Verschleißverhalten der Lagerwerkstoffe. Die exakten Fertigungsverfahren der Linsenbearbeitung können auch für diesen Lagertyp vorteilhaft angewendet werden.

4.2.1 Berechnung aerostatischer Lager nach BRUNGS /12/

UNTERBERGER's-Theorie /8, 9, 10/ des Elementarlagers ist auf mehrdüsig sphärische bzw. doppelsphärische Lager übertragbar. Dabei wird jedem Elementarlager ein Flächenelement der Größe $r^2\pi$ der Lagerfläche zugewiesen.

Berechnungen zu doppelsphärischen Düsenlagern wurden von BRUNGS /12/ umfassend untersucht.

Jedes Elementarlager entfaltet unter dem Winkel φ zur z-Achse in Richtung des Mittelpunktes der Lagerfläche die Steifigkeit dF/dh und die Tragfähigkeit

$$\overline{dF} = \left(\overline{\frac{dF}{dh}} \right) ds \quad . \quad (4.89)$$

Jedes Elementarlager hat in Gleichgewichtslage mit konstantem Lagerspalt höchster Steifigkeit in Düsenrichtung den Betrag

$$\left(\frac{dF}{dh} \right)_{\max} = k_1 \frac{F_{\max}}{h_{\text{opt}}} \quad (4.90)$$

Die Steifigkeit des Lagers für eine bestimmte Lastrichtung i ergibt sich aus der Summe der Steifigkeitskomponenten der Elementarlager in der Lastrichtung

$$\frac{dF_{\text{ges}}}{di} = 2 \sum_{j=1}^n \left(\frac{dF_i}{di} \right)_j \quad (4.91)$$

mit n gleich der Anzahl der Düsen einer Lagerschale.

Die Berechnung aerostatischer doppelsphärischer Luftlager ist in /12/ vorgestellt.

4.2.2 Aufbau des aerostatischen doppelsphärischen Lagers

Der Stator besteht aus zwei Lagerschalen in Form von plan-konvexen Linsen. Diese Linsen sind auf Basisplatten zentrisch angeordnet. In jeder Lagerfläche befinden sich ringförmig Düsen mit Vorkammern. Die Lagerflächen werden in Elementarlagerbereiche unterteilt und genügen aufgrund der Düsen- und Vorkammergeometrie laminaren Strömungsverhältnissen. Die Elementarlager arbeiten unabhängig voneinander und nehmen Kräfte in Düsenrichtung auf. Die Statorlagerflächen stehen sich mit den polierten sphärischen Oberflächen so gegenüber, dass der Rotor in Form einer bi-konkaven Linse zwischen den Statorlinsen angeordnet werden kann. Über Distanzsäulen ist der Lagerspalt definiert. Für einen parallelen Lagerspalt müssen die Lagerradien abgestimmt werden.

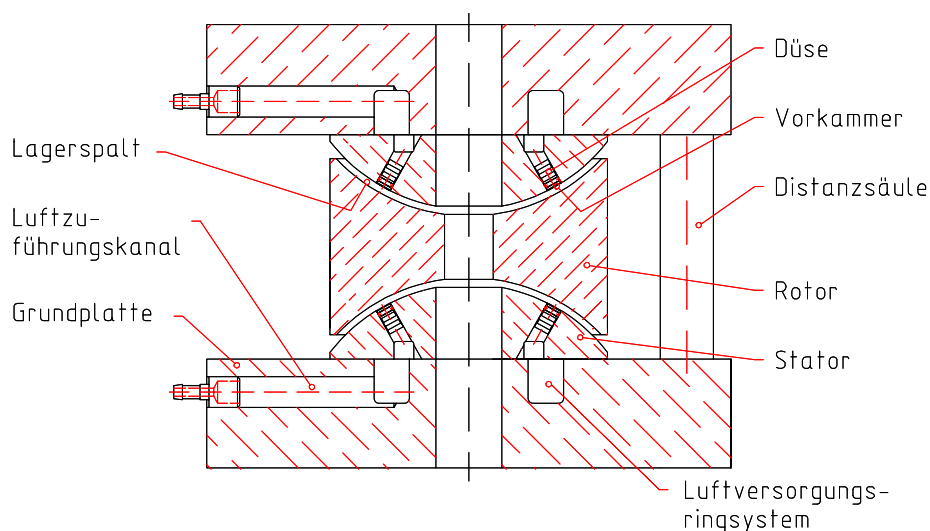


Bild 4.33 : Prinzipdarstellung eines aerostatischen doppelsphärischen Luftlagers /82/

Einen entscheidenden Einfluss auf die statischen und dynamischen Eigenschaften des Lagers haben der Lagerspalt und die Anzahl der Düsen sowie die Größe der Düsen und Vorkammern.

Die Tragfähigkeit eines verspannten doppelsphärischen Lagers wächst mit Verringerung des Lagerspaltes. Für den Fall, dass der Lagerspalt gegen Null geht, ist der Vorkammerdruck nahezu gleich dem Speisedruck und die Tragfähigkeit ebenfalls ein Maximum. Das bedeutet, dass bei sehr geringer Spalthöhe beinahe der gesamte Speisedruck in der Vorkammer anliegt und somit die maximale Tragfähigkeit erreicht wird. Im Gegensatz hierzu erreicht die Steifigkeit bei konzentrischer Rotorposition den maximalen Wert.

Aus theoretischer Sicht ergeben sich beim Einsatz kleinerer Düsen Möglichkeiten für eine Erhöhung der Steifigkeit. So verringert sich mit dem Düsendurchmesser der Lagerspalt höchster Steifigkeit und die Steifigkeit des Lagers erhöht sich.

Durch eine Verringerung der Vorkammertiefe bzw. des Vorkammervolumens werden mögliche Lagerinstabilitäten im System reduziert. Das Totvolumen (schwingfähiges Luftvolumen) verringert sich /18/.

4.2.3 Eigenschaften eines aerostatischen doppelsphärischen Lagers

Das doppelsphärische aerostatische Lager muss durch eine äußere Druckstation mit Luft gespeist werden. Durch das Versorgungsnetz bzw. die Druckquelle können Störungen auftreten. Das Lager arbeitet nahezu reibungsfrei und ist daher in der Lebensdauer nicht eingeschränkt.

Der zur Verfügung stehende Speisedruck bestimmt die Tragkraft des Lagers, eine Relativbewegung der Lagerflächen ist hierfür nicht notwendig. Aerostatische Lager sind für niedrige und für hohe Drehzahlen geeignet. Die Drehzahl wird durch selbsterregte Schwingungen, die abhängig sind vom eingeschlossenen Luftvolumen, begrenzt.

Tragkraft und Steifigkeit werden durch den Überdruck im Lager bestimmt. Dabei können aerostatische Lager sehr große Belastungen aufnehmen. Belastungsänderungen können durch das eingeschlossene Volumen der Vorkammern weitgehend ausgeglichen werden. Dabei sind doppelsphärische Lager unempfindlich gegenüber Momentenbelastungen.

Das Konstruktionsprinzip des doppelsphärischen Lagers ermöglicht die Selbstzentrierung im Betrieb und damit hohe Rundlaufgenauigkeiten. Die Größe der radialen und axialen Stabilität wird durch die projizierten Flächenanteile bestimmt. Die axiale Tragfähigkeit und Steifigkeit sind sehr hoch.

4.3 Zusammenfassung der Ergebnisse

An doppelsphärischen Lagern wurden theoretische und experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Für die Berechnung von aerodynamischen sphärischen Spiralrillenlagern diente ein neuer Berechnungsansatz. Dabei wurde mit einer Finite-Elemente-Methode der Druck im Schmierpalt an jedem Knotenpunkt der Elemente berechnet. Durch die Einführung kleiner Störungen (10^{-4} des Lagerspaltes) erfolgte die Berechnung der Steifigkeits- und Dämpfungswerte sphärischer Luftlager. Gleichzeitig wurden experimentell sphärische Lager aus Glaskeramik untersucht. Als charakteristische Messgröße wurde der Druck im Zentrum der sphärischen Lager ermittelt. Die erhaltenen Ergebnisse bestätigen mit einer hohen Reproduzierbarkeit die theoretischen Resultate. Die Abweichung der Ergebnisse beträgt $\pm 5\%$.

Die Ergebnisse der durchgeführten Berechnungen und Messungen für eine endliche Strukturzahl können mit den Ergebnissen der Literatur verglichen werden (Abbildung 4.34). Qualitativ werden die Ergebnisse von MUIJDERMAN und BOOTSMA sehr gut bestätigt. Absolut sind die Resultate bis zu 20% kleiner als die Ergebnisse der Theorie mit gemittelten Druck und für unendlich viele Strukturen.

Gründe für diese Abweichung können im Ansatz beider Verfahren (Näherungslösung bzw. FEM-Prozedur) liegen. Auch ein Einfluss des Randbereiches (FEM beachtet den Rand, klassische Theorie benutzt eine Korrekturformel) kann einen Beitrag an der vorliegenden Abweichung haben.

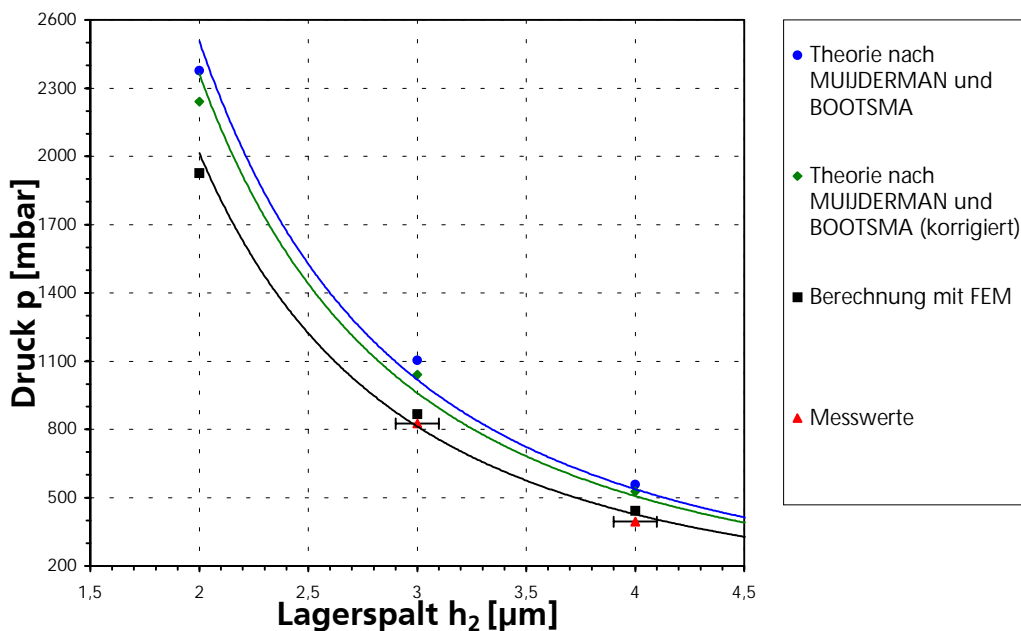


Bild 4.34: Vergleich der Ergebnisse

In theoretischen und experimentellen Untersuchungen wurden Einflussgrößen auf die Lagereigenschaften, speziell die radiale Steifigkeit aerodynamischer sphärischer Lager charakterisiert. Für eine maximale radiale Steifigkeit konnten folgende Ergebnisse ermittelt werden:

$$\alpha = 30^\circ; \quad \gamma = 1; \quad H = 1; \quad k = 15; \quad \vartheta_s = 50^\circ.$$

Als optimale Struktur bestätigte sich eine Loxodrome. Eine angenäherte, wesentlich einfacher zu fertigende Bogenstruktur erreicht 70% der Pumpeffizienz. Mit einer Verringerung des Lagerspaltes erhöht sich der Druckaufbau im Lager. Hier wurden sehr gute Ergebnisse mit einem konzentrischen Lagerspalt von 3 μm erzielt. Für exakte Laufeigenschaften muss die Unwucht kleiner 5 mgmm betragen.

Durch die hohe Qualität der Lagerkomponenten aus Glaskeramik wurden aerodynamische und aerostatische Lager mit hoher Reproduzierbarkeit der Lagereigenschaften aufgebaut. Der Einsatz von Glaskeramik und die notwendigen Verfahren konnten positiv evaluiert werden.

5 Applikationsbeispiel: „Doppelsphärischer Rotationspolygonscanner aus Glaskeramik“

5.1 Stand der Technik „Rotationspolygonscanner“

Der Bedarf an kompakten, wartungsfreien Scannern führte zur Entwicklung kleiner, stabiler Lager mit integriertem Polygonspiegel zur Strahlableitung. Grundsätzlich gibt es monolithische und montierte Bauweisen solcher Scanner.

Als eine einfache und vielfach angewendete Lösung, z.B. bei Druckern und Kopiergeräten werden Präzisionswälzlager eingesetzt, wobei der Polygonspiegel in der Regel an die ausragende Achse montiert wird. Die Rundlaufgenauigkeit derartiger Lager beträgt $\leq 1 - 3 \mu\text{m}$ /83/.

Mit der Forderung nach präziserem Laufverhalten und höheren Drehzahlen der Scanner begann die Entwicklung von gleitgelagerten Systemen. Beispiele sind die Entwicklung eines Laserscanners von der Firma PHILIPS mit axialem und radialem Spiralrillenlager und montiertem Polygonspiegel /84/ und Laserscanner auf der Basis aerostatischer Düsenlager /85/ sowie auslaßgedrosselter aerostatischer Lager /17/.

In den letzten Jahren wurden luftgelagerte Scanner für immer anspruchsvollere Applikationen entwickelt. Polygonscanner mit luftgeschmierter Doppelkegellagerung wurden von der Firma FERRANTI / GB /86/ für Drehzahlen bis 60000 min^{-1} und von der Firma SPEEDRING / USA /87/ heliumgelagert in monolithischer Bauweise bis 80000 min^{-1} vorgestellt.

Weiterhin gibt es eine Vielzahl hybrid - aufgebauter Scanner. Dabei sind die Kombinationen aerostatisch/aerodynamisch, aerodynamisch/magnetisch und aerostatisch/magnetisch untersucht worden /88/.

5.2 Rotationspolygonscanner für hochtourige Anwendungen

Für die Strahlableitung bei hohen Drehzahlen (typisch sind Drehzahlen $> 25000 \text{ min}^{-1}$) werden aerodynamische Lager kombiniert mit einem Polygonspiegel eingesetzt. Der Anwendung von Spiralrillenlagern kommt wegen der hohen Stabilität und der geringen Reibung eine große Bedeutung zu.

Eine interessante Anwendung für ein aerodynamisches Lager ist der Aufbau einer Scannerbaugruppe für das Laserfernsehen. Diese neue Fernsehtechnologie, auch als Laser-Display-Technologie bekannt, basiert auf einer Laserauflicht- oder Laserrückprojektion /89/. Dabei wird Laserlicht der Farben Rot (620...635nm), Grün (510...540nm) und Blau (430...460 nm) über Lichtleitfasern und Modulatoren, Ablenkeinheiten (horizontal und vertikal) und Spezialoptiken (f- θ - Optik) auf eine Projektionsfläche geleitet.

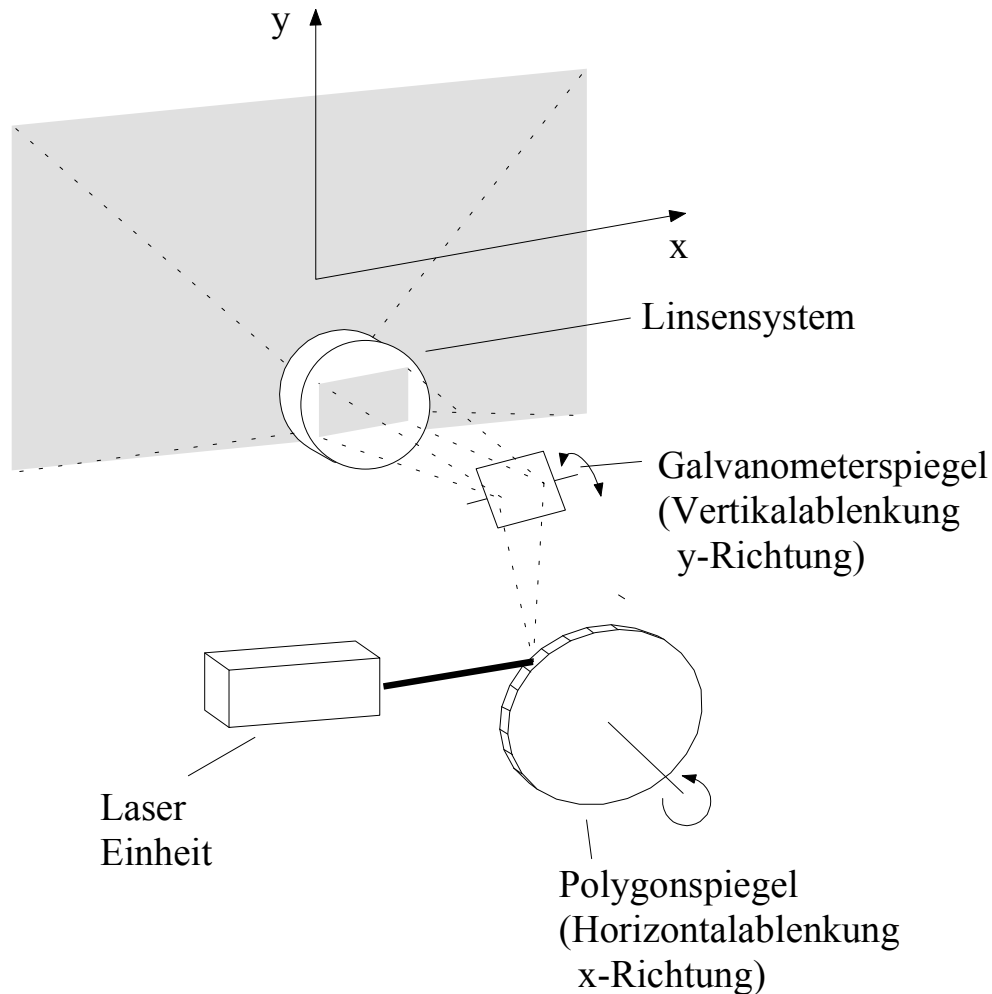


Bild 5.1: Funktionsprinzip des Laserfernsehens /89/

Für die Realisierung der Standard – Bild bzw. Fernsehnorm (VGA, SVGA, HDTV) ergeben sich Anforderungen an die Zeilenfrequenz von 32 kHz. Für diese horizontale Ablenkung werden Rotationsscanner eingesetzt.

5.2.1 Modellentwicklung eines aerodynamischen doppelsphärischen Rotationsscanners

Ausgangspunkt für die Modellentwicklung sind die Leistungsanforderungen an die Scannerbaugruppe und die fertigungstechnischen Randbedingungen. Typische Anforderungen an einen Rotationsscanner für das Laserfernsehen sind in Tabelle (5.1) zusammengestellt.

Das im Abschnitt (4.1) beschriebene Luftlager (Spiralrillenlager) wird mit einem Polygonspiegel zur Strahlableitung und einem Antrieb kombiniert. Dabei bietet das Prinzip des doppelsphärischen Lagers Vorteile gegenüber anderen Lagervarianten. Als Antrieb dient ein elektronisch kommutierter Gleichstrommotor. Der Polygonspiegel wird mit hoher Qualität als Einzelteil gefertigt und durch ein Füge- und Montageverfahren an dem Rotor befestigt. Zur Erhöhung der Stabilität kann der Spiegel zusätzlich mit Stützscheiben am Rotor fixiert werden.

Parameter	Betrag
Ablenkfrequenz	31,25 kHz
Teilungsfehler des Polygons	± 15 arcsec
Pyramidalfehler des Polygons	± 2 arcsec
Sinusfehler	± 2 arcsec
Ebenheit der einzelnen Facetten	$\lambda/10$ (bez. auf 633 nm)
Reflexion im angepassten Wellenlängenbereich RGB	≥ 98 % (im Bereich 420 ...670 nm)

Tabelle 5.1: Anforderungen an die Scannerbaugruppe für Laser TV /91/

Der Aufbau der Scannerbaugruppe aus Einzelkomponenten ermöglicht es, den Polygonspiegel in einer optisch optimalen Position zur Lagerachse (Rotationsachse) anzuordnen. Die dadurch auftretende Fehlanpassung der Massenverteilung wird durch das Wuchtverfahren ausgeglichen. Das Wuchten der Baugruppe erfolgte an zwei Ringen im Bereich der Lagerflächen. In Abbildung (5.2) ist das Geometriemodell dargestellt.

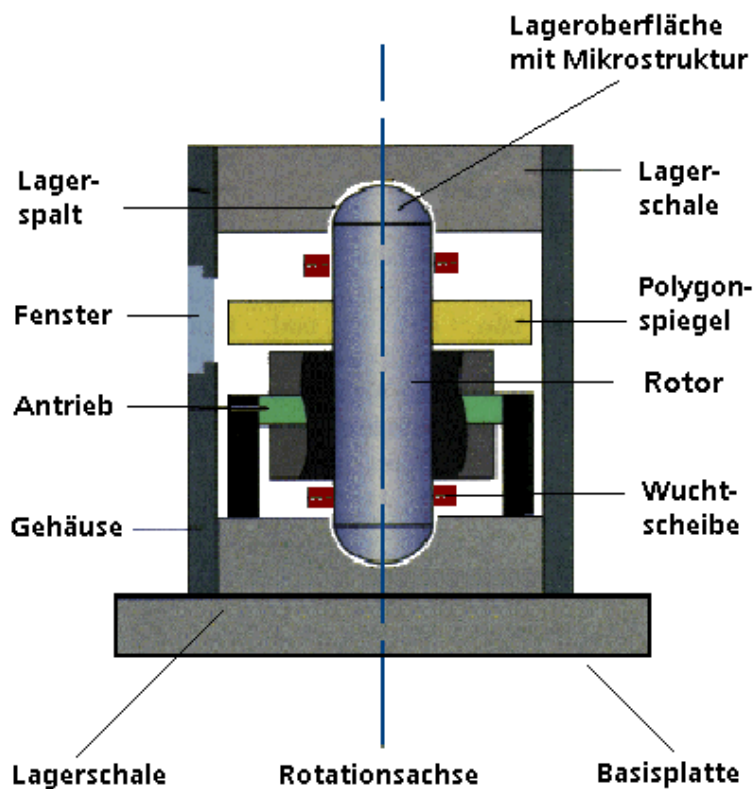


Bild 5.2: Geometriemodell

Aufgrund der Verlustleistung des Antriebs ca. 30 W, treten thermische Belastungen in der Baugruppe auf. Der Einsatz von ZERODUR und INVAR-Stahl als Lager- und Gehäusewerkstoff garantiert die thermische Stabilität der Baugruppe.

Die Drehzahl des Polygonscanners wird über die notwendige Ablenkfrequenz bestimmt. Damit ergibt sich für die Scannerbaugruppe die Drehzahl n aus der spezifischen Anzahl der Linien des Bildrasters B_R und der Bildrasterrate R_R , dividiert durch die Anzahl der Facetten des Polygonspiegels N zu:

$$n = \frac{60 B_R R_R}{N} . \quad (5.1)$$

Für die in Europa gültige HDTV-Norm (High-Definition-Television) müssen z.B. 1250 Linien/Bildraster und 25 Bilder realisiert werden /89,90/. Damit ergibt sich für die Scannerbaugruppe nach Gleichung (5.1) eine Drehzahl von 75000 min^{-1} bei einer gewählten Facettenzahl des Spiegels von 25. Weiterhin sind für einen fehlerfreien Bildeindruck Anforderungen an die Laufeigenschaften zu stellen.

Taumelkriterium

Als Taumeln wird die Bewegung der Symmetrie- und Drehachse des Rotors um den Schwerpunkt, hervorgerufen durch z.B. Unwuchten, bezeichnet.

Legt man den Pyramidalfehler der Baugruppe mit $\pm 2 \text{ arcsec}$ zugrunde und geht weiterhin von einem idealen, fehlerfreien Spiegel aus (Facetten sind parallel zur Rotationsachse), so ergibt sich die maximal zulässige Größe für das Taumeln des Rotors über die Winkelbeziehung (Bild 5.3).

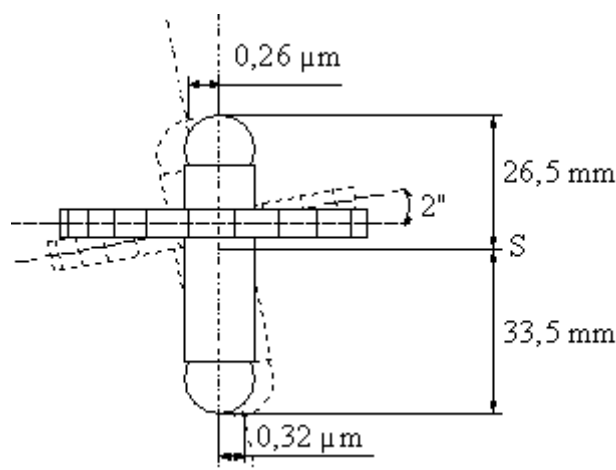


Bild 5.3: Zulässiger Taumelfehler

Bezogen auf den Rotor ergibt sich der Schwerpunkt nach folgender Beziehung

$$S = \frac{m_1 l_1 + m_2 l_2 \dots m_i l_i}{\sum m_i} \quad (5.2)$$

Auf eine Länge von 26,5 mm zum Schwerpunkt erhält man bei einer zulässigen Lagerkipfung von 2 arcsec eine Auslenkung des Lagerzapfens auf einer Kreisbahn mit einem Radius von 0,26 µm (spiegelseitig). Legt man das in Punkt (4.1.5.1) beschriebene Versuchslager zu grunde, beträgt die radiale Steifigkeit ca. 4 N/µm. Die Unwuchtkräfte dürfen danach eine Kraft von

$$F = C_r \Delta r = 1 \text{ N} \quad (5.3)$$

nicht überschreiten.

Aus der Beziehung (4.59) ergibt sich die zulässige Unwucht zu

$$U_{zul} = \frac{C_r \Delta r}{\omega^2} \quad (5.4)$$

Bei einer Drehfrequenz von 1250 Hz beträgt die noch zulässige Unwucht auf der kritischeren Spiegelseite 16,2 mgmm. Dieser Wert sollte aus Stabilitätsgründen und Sicherheitsaspekten auf die Hälfte reduziert werden. Bei einer Rotormasse von 0,1 kg und einer Unwucht von 8 mgmm ist das gleichbedeutend mit einer Schwerpunktexzentrizität nach Gleichung (4.84) von kleiner 0,08 µm und einer Wuchtgüte

$$G_W = e_{zul} \omega < 0,63 \text{ mm/s} \quad (5.5)$$

Wird die zulässige Unwucht nicht eingehalten bzw. ist es nicht möglich diese einzuhalten, kommt es zur Gefahr eines Anlaufens des Lagers.

In Richtlinie ISO 1940 /81/ werden für das Wuchten hochtouriger Rotoren die Gütestufen Q 1 bzw. Q 0,4 vorgeschlagen. Die Gütestufe Q 1 entspricht einer Restexzentrizität von 0,16 µm und für die Gütestufe Q 0,4 von 0,063 µm. Wenn man die Unwucht für den empfindlichsten Fall (Q 0,4) mit Gleichung (4.84) berechnet und für den Rotor eine Masse von 100 Gramm ansetzt, ergibt sich eine zulässige Unwucht für das Lager von 6,3 mgmm.

Kompressibilität

Für die lokale Kompressibilitätszahl nach Beziehung (4.28) ergibt sich für eine Drehzahl von 75000 min⁻¹, dass auch unter diesen Bedingungen das Lager inkompressibel gerechnet werden kann.

5.2.2 Aspekte zur Montage- und Fügetechnik

Die minimale Toleranz im Ablenkverhalten der Scannerbaugruppe verlangt die Anordnung des Spiegels in einem definierten Winkelbezug, im Idealfall orthogonal zur Rotationsachse. Diese Anforderung ist in monolithischer Bauweise nur mit sehr hohem Aufwand zu realisieren. Durch ein spezielles Montageverfahren können präzise gefertigte Einzelteile nahezu fehlerfrei miteinander kombiniert werden.

Zur Montage des Polygonspiegels auf den Rotor wurde ein Verfahren entwickelt, das die Rotationsachse in einem aerostatischen Lager als Bezugsachse nutzt. Dabei bildet das aerostatische Lager die spätere Lagergeometrie des aerodynamischen Lagers nach. Der Polygonspiegel wird in einem zum Rotor invarianten Bezugssystem gelagert. Um den Polygonspiegel innerhalb des Lagers auf einen Pyramidalfehler von ± 2 arcsec zu justieren, wurde eine Justieranordnung mit Piezoaktuatoren entwickelt. Diese Justier Vorrichtung ist starr am Rotor befestigt und wird durch das Lager getragen. Da für die Justierung des Polygonspiegels ein Verstellweg von ca. 100 μm notwendig ist, wird mit Hilfe einer Festkörpergelenkanordnung eine Stellwegvergrößerung von 6:1 gegenüber der Längenänderung der eingesetzten Piezoaktuatoren erzielt. Auf diese Weise lassen sich ausreichend große Justierbewegungen erzeugen, die in ihrer Auflösung durch die Ansteuereinheit für die Piezoaktuatoren begrenzt sind. Durch Drehen des Rotors vor einem stationären Autokollimator wird die Verkipfung des Polygonspiegels zur Drehachse bestimmt und in einem mehrstufigen Justiervorgang minimiert. Nach dem Ausrichten wird durch Zuführen von Klebstoff der Spiegel mit der Welle dauerhaft verbunden. Als Klebstoff wurde ein bei Raumtemperatur härtendes 2 – Komponenten Epoxidharzsystem mit geringem Schrumpfung und hoher Festigkeit genutzt.

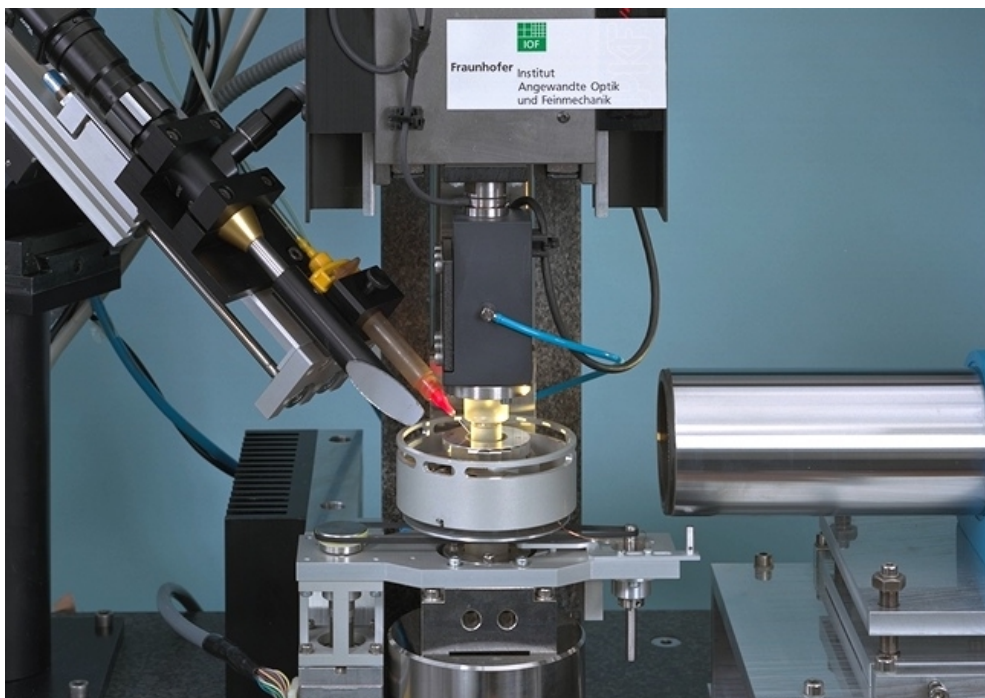


Bild 5.4: Justier Vorrichtung in einem aerostatischen Lager

Das Verfahren ermöglicht die Spiegeljustierung im Sekundenbereich. In Grafik (5.11) sind die statischen Fehler nach der Montage für ein Beispiel abgebildet.

5.2.3 Rotor- und Lagerbaugruppe

Die Basis der Rotorbaugruppe ist ein optimiertes hemisphärisches Luftlager mit mikrostrukturierten Lagerflächen gemäß Abschnitt (4.3). In Abbildung (5.5) sind aufgebaute Rotoren dargestellt.

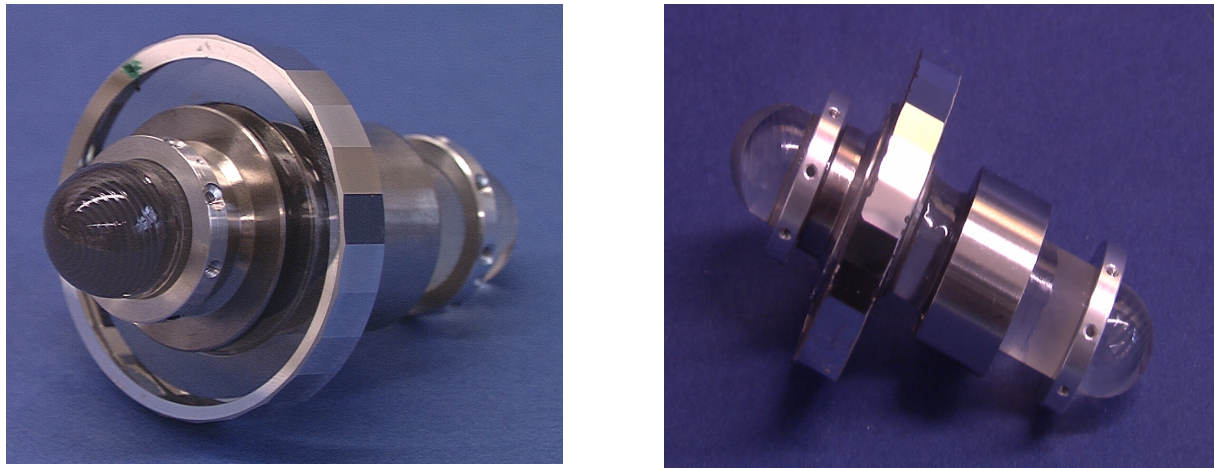


Bild 5.5: Testrotor mit armierten Spiegel, Antriebsmagnet und Wuchtscheiben

Die Belastung der Fügestelle bei der geforderten Drehzahl von 75000 min^{-1} ist sehr hoch. Dabei ist die radiale Spannung mit 64 MPa im Bereich der Spiegelinnenbohrung am höchsten und überlastet Klebstoff und ZERODUR. Dies gilt besonders unter der Beachtung des Verhaltens sprödharter Materialien und der in Punkt (3.5) beschriebenen Mikrorissproblematik. Aus dieser Erkenntnis ist ein Versagen des Spiegels im Bereich von Drehzahlen $> 60000 \text{ min}^{-1}$ zu erwarten.

Durch ein zusätzliches Versteifen des Spiegels mit sandwichartigen Armierungen über Ring- bzw. Teller-elemente mit Ankopplung an den Rotor, konnte diese hohe Spannung in die Ringgeometrie abgeleitet werden. Das Ergebnis einer FEM - Simulation der Fügezone ist in Abbildung (5.6) dargestellt. Die maximale Spannung beträgt 54 MPa in der Stützscheibe. Die Spannung im Spiegel ist kleiner als 30 MPa .

Zur Erhöhung der Festigkeit der Glaskeramik wurde der Spiegel an den Oberflächen poliert und im Bereich der Bohrung geätzt. Bei diesem nasschemischen Ätzverfahren werden die Mikrorisse entfernt bzw. an den Risspitzen verrundet. Die Festigkeit kann näherungsweise den durch Firma SCHOTT /55/ ermittelten Wert von $> 200 \text{ MPa}$ erreichen. Damit sind die Voraussetzungen zur Vermeidung von Materialversagen geschaffen.

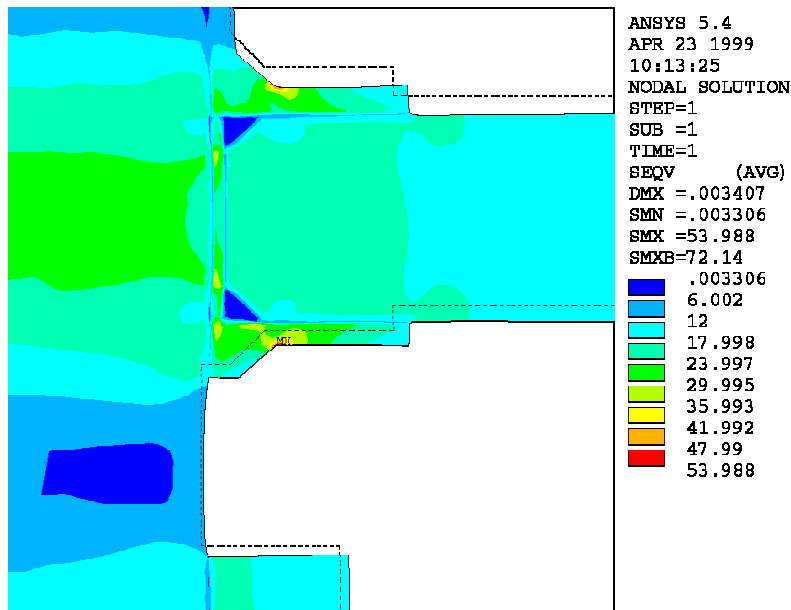
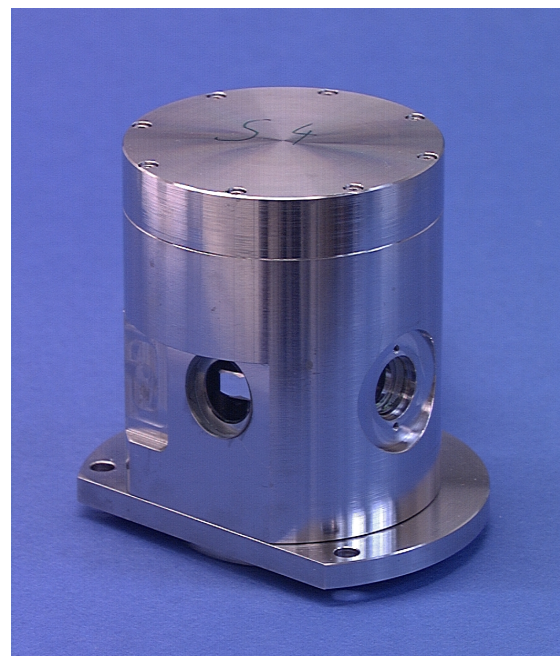


Bild 5.6: Simulation der Spannungen an der Fügestelle des Spiegels (v. Misis)

In Abbildung (5.7) sind Testbaugruppen abgebildet. Der sehr kleine Abstand zwischen Polygonspiegel (x-Ablenkung) und Bildspiegel (y-Ablenkung) erfordert die Anwendung von INVAR als Gehäusematerial. Die wichtige Eigenschaft der Scannerbaugruppe - die thermische Stabilität - konnte weitgehend gesichert werden. Das eigentliche ZERODUR-Lager (Stator und Rotor) stützt sich an Basis- und Deckplatte ab.



a) Scanner mit ZERODUR-Gehäuse



b) HDTV - Scanner mit INVAR-Gehäuse

Bild 5.7: Scannerbaugruppen

5.2.4 Ergebnisse zum Verhalten der aerodynamischen Scannerbaugruppe

In Abbildung (5.8) ist der Lauf eines Rotors bis zu einer Drehfrequenz von 1250 Hz dokumentiert. Im oberen Teil des Diagramms ist die Phasenlage der Unwucht in beiden Ausgleichsebenen (blau / Spiegelseite, schwarz / Antriebsseite) über der Drehfrequenz aufgetragen. Die Phasenlage gibt an, um wieviel Grad das Maximum der Auslenkung zu einem festen Punkt auf dem Rotor versetzt ist. Im unteren Teil des Diagrammes sind die Amplituden über der Drehfrequenz aufgetragen. Die Amplituden entsprechen den Schwingwegen und werden durch Messaufnehmer (Piezo-Beschleunigungssensoren) aufgenommen [92]. Die Unwuchten bzw. die Kompensationsunwuchten werden mit dem Einflusskoeffizientenverfahren ermittelt. Die Kalibrierung der Unwucht erfolgte bei 400 Hz.

Im Testbetrieb traten bis 75000 min^{-1} keine Resonanzen des Lagers bzw. der Scannerbaugruppe auf.

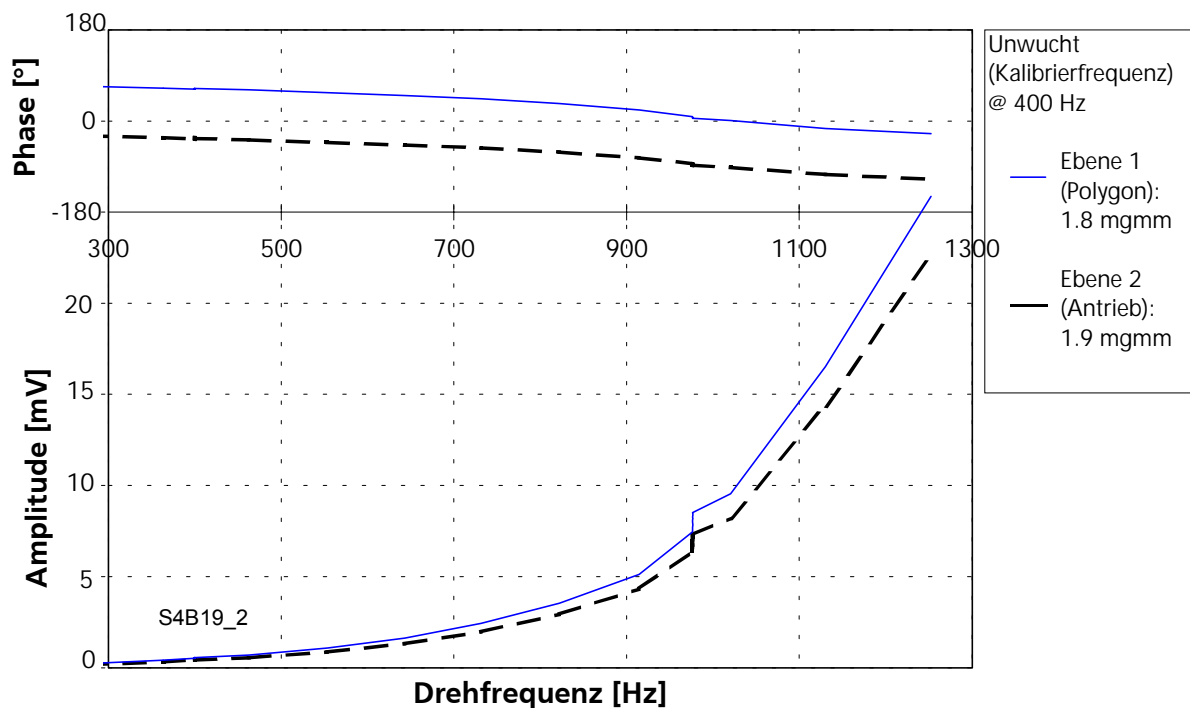


Bild 5.8: Testbetrieb bis 75000 min^{-1}

Zur Kontrolle der Stabilität der Scannerbaugruppe wurde ein Dauerversuch über 8 h bei einer Drehfrequenz von 1270 Hz durchgeführt. Die ermittelten Werte wurden mit einer Potenzfunktion am besten angenähert (Abbildung 5.9).

Im Ergebnis der Untersuchungen wurden geringe Driften im Wuchtzustand festgestellt, welche auf elastische bzw. plastische Veränderungen der Fügestellen Rotor/Polygonspiegel und Rotor/Antrieb zurückzuführen sind. Diese Veränderungen führen langfristig zu einer Verschlechterung des Wuchtzustandes des Rotors, beeinflussen die Lagereigenschaften negativ und können das Lager beschädigen.

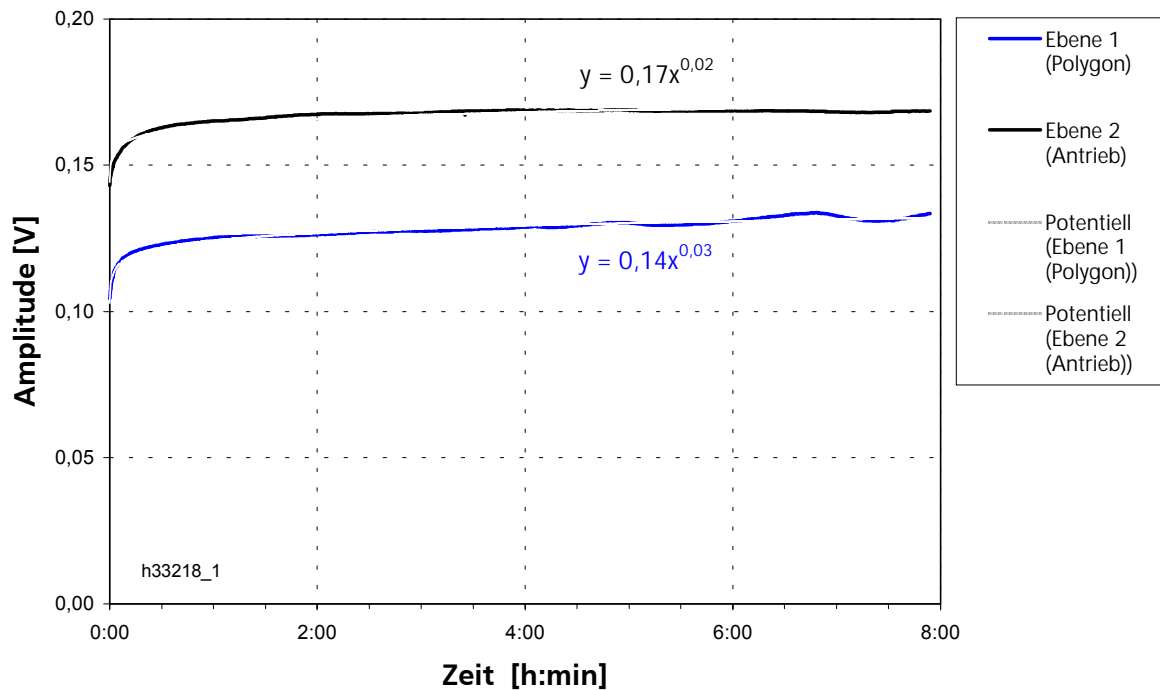


Bild 5.9: Stabilitätsmessung bei 1270 Hz (Polygonspiegel mit Stützscheiben)

Charakterisierung der Scannerbaugruppe

Die Charakterisierung der Scannerbaugruppe erfolgte in einer anwendungsnahen Prüfung. Hierzu wurde das Prinzip des Schreibstrahlverfahrens labormässig aufgebaut. Die durch die Pyramidal- und Taumelfehler des Polygons verursachte horizontale Ablenkung des Laserstrahles wird auf einer CCD-Zeile detektiert (Abbildung 5.10).

Das Signal (Beginn und Ende) einer jeden Facette wird als Synchronisationsimpuls für das Pulssignal des Schreibstrahl lasers genutzt. Somit ist gesichert, dass jeweils ein Reflex genau einer Spiegelfläche die CCD-Zeile belichtet. Der aufgenommene Intensitätsverlauf wird mittels eines Subpixelalgorithmus ausgewertet und der Ort des Reflexes bestimmt. Durch eine sequentielle Aufnahme aller 25 Facettenreflexe kann der Scanner hinsichtlich seiner Ablenkeigenschaften drehzahlunabhängig geprüft werden. Für die eindeutige Referenzierung der Facetten dient ein Hall-Sensor des DC-Motors, welcher einen Impuls pro Umdrehung erzeugt.

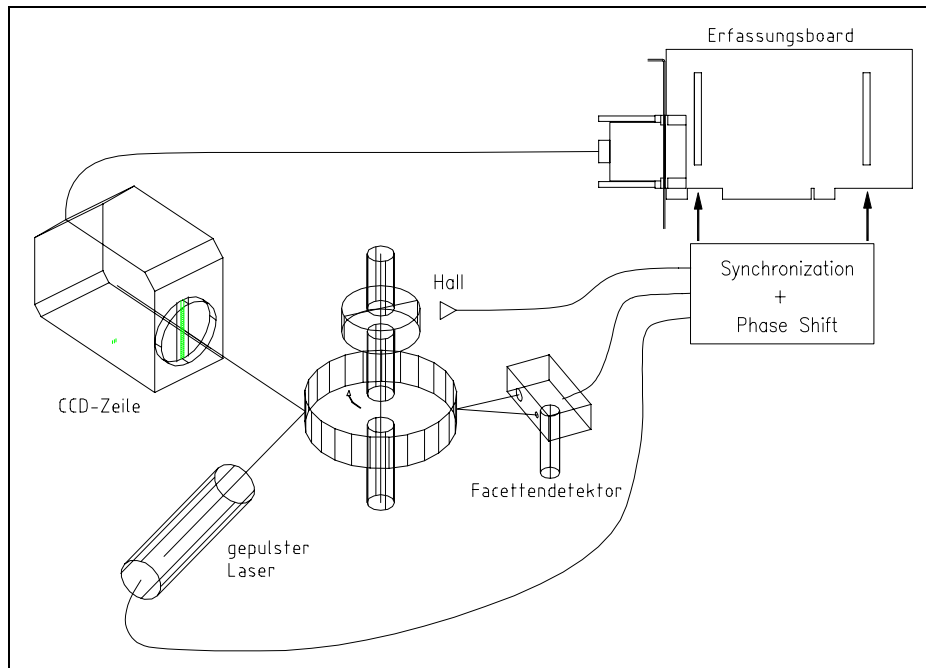


Bild 5.10: Versuchsaufbau zum Schreibstrahlverfahren

In Abbildung (5.11) ist ein Vergleich der Messergebnisse des Ablenkverhaltens eines Scanners bei 40000 min^{-1} mittels CCD-Prüfstand und den statisch ermittelten Ablenkfehlern durch eine Messung mit einem Autokollimationsfernrohr dargestellt. Die Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung.

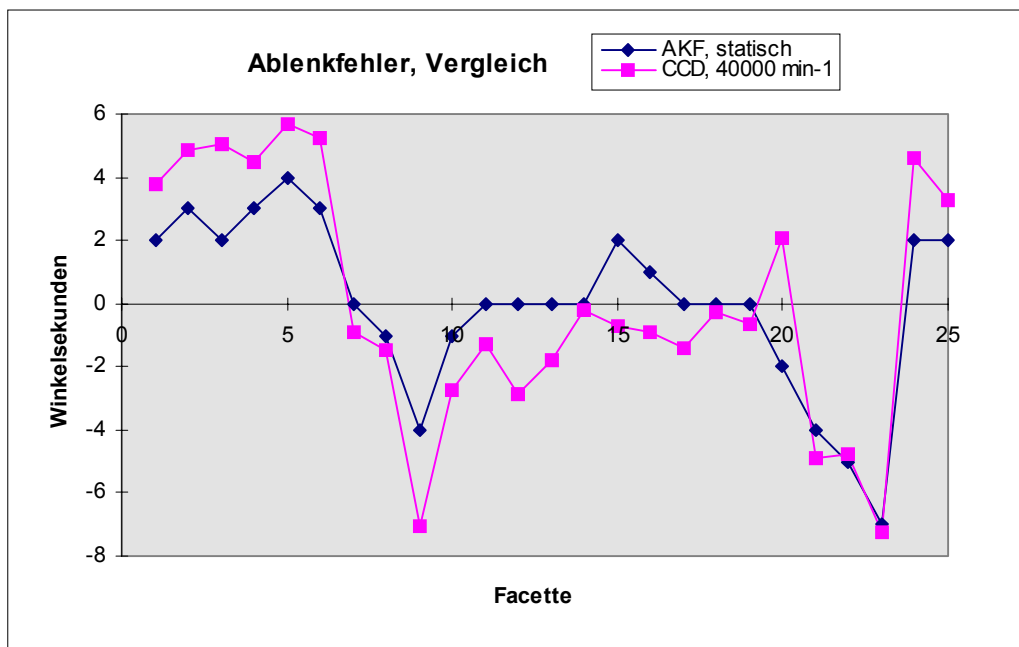


Bild 5.11: Ablenkfehler

Der gemessene Ablenkfehler beträgt 13 arcsec . Davon verursacht der Spiegel durch seine Fertigungsfehler und die Montagetechnik 11 arcsec . Der Fehler, hervorgerufen durch die Rotation, beträgt für dieses Beispiel ca. 3 arcsec . Der Fehler des Messverfahrens ist kleiner eine

Winkelsekunde. Die durchgeführten Untersuchungen belegen, dass das Schreibstrahlverfahren geeignet ist, die Abbildungsqualität von Polygonscannern bei hoher Drehzahl zu ermitteln.

5.3 Rotationspolygonscanner für niedrige Drehzahlen

Für die Strahlablenkung bei niedrigen Drehzahlen (typisch sind Drehzahlen $< 25000 \text{ min}^{-1}$) werden aerostatische Lager eingesetzt. Auch hier sind die Vorteile eines doppelsphärischen Lagers die Basis für eine stabile Baugruppe.

5.3.1 Modellentwicklung eines aerostatischen doppelsphärischen Rotationscanners

Die aerostatische doppelsphärische Bauweise für einen Rotationsscanner ist ein bekanntes Prinzip. Neu ist die Verwendung von Glas und Glaskeramik und damit das Nutzen der hohen Fertigungsgenauigkeit. Herkömmliche Scanner sind so aufgebaut, dass der Antrieb, das Lager und der Polygonspiegel hintereinander angeordnet, montiert werden. Dagegen ist bei der betrachteten Baugruppe der Polygonspiegel zur Vermeidung von Fehlern in die Lagerung integriert. Der Scanner ist aus nur zwei Hauptgruppen aufgebaut (Abbildung 5.12)

- Stator mit Luftversorgung und Antrieb sowie
- Rotor mit Polygonspiegel und Antrieb /93/.

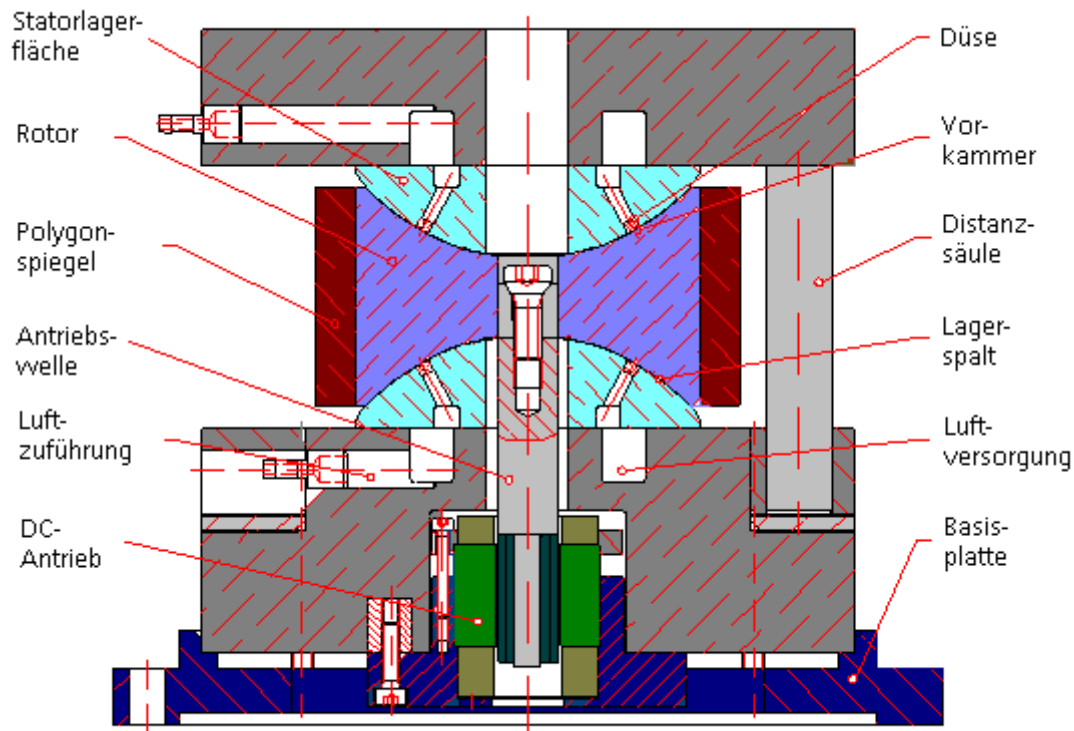


Bild 5.12: Modell des aerostatischen Präzisionslagers mit Polygonspiegel

Das aerostatische Lager ist wie unter Punkt (4.2.2) beschrieben als einlassgedrosseltes Düsenlager ausgeführt. Die Anforderungen an den Ablenkfehler und die Montagetechnik gelten wie für aerodynamisch gelagerte Scanner.

In Abbildung (5.13) ist der Demonstrator eines aerostatisch gelagerten Scanners vorgestellt.

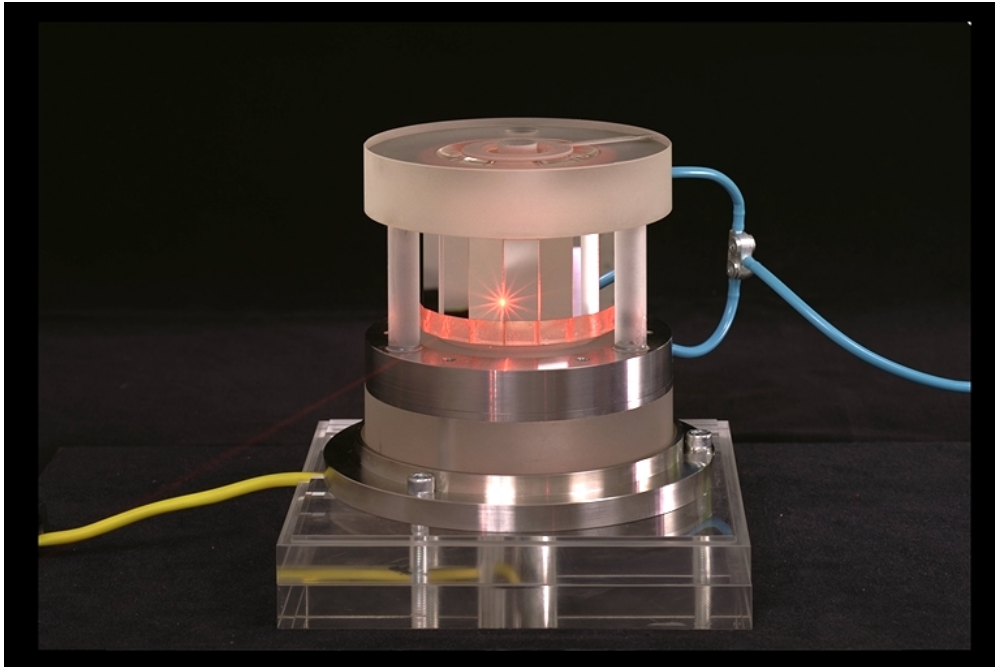


Bild 5.13: Aerostatisch gelagerter Rotationsscanner

5.3.2 Ergebnisse zum Verhalten der aerostatischen Scannerbaugruppe

Zur Ermittlung des statischen und dynamischen Verhaltens des Lagers wurden Messungen unter axialer und radialer Belastung durchgeführt. Bei diesen Untersuchungen wurde bei unterschiedlichen Lagerspaltgrößen die Gewichtsbelastung des Rotors geändert und in Abhängigkeit die resultierende Spaltänderung gemessen.

Die Ergebnisse der Messungen ergeben einen optimalen Arbeitsbereich bei 6 bar Versorgungsdruck und einem Lagerspalt von $8 \mu\text{m}$. Die Steifigkeitsmessungen bestätigen in guter Näherung die theoretisch ermittelten Steifigkeitswerte nach BRUNGS [12]. Eine Abweichung der experimentellen zu den theoretischen Ergebnissen von $< 5\%$ trat auf.

Die Beurteilung des dynamischen Verhaltens des Lagers erfolgte mit dem Schreibstrahlverfahren. In diesem Test wurden an dem 18-flächigen Polygonspiegel 17 Flächen dunkelgetastet und nur das Signal eines Spiegels ausgewertet. So konnte während einer Umdrehung des Lagers das Signal eines Spiegels auf der CCD-Zeile erfasst werden. Nach dieser Messung bewegte sich der Laserstrahl in einer Höhendifferenz von 2 Pixeln auf dem CCD-Sensor. Nach dem Reflexionsgesetz und in einer Entfernung von 7 m zum Messspiegel folgt hieraus, ein Taumelfehler der Rotationsachse von $0,2 \text{ arcsec}$ bei einer Messdrehzahl von 3000 min^{-1} .

Zur Bestimmung des Rundlauffehlers wurde eine Messung ähnlich dem Prüfen der Form polierter Linsen mit einem Probeglas angewendet. Dabei wurde das Interferenzsignal zwischen Rotor und Stator ausgewertet. Bei Verwendung von monochromatischem Licht entsteht ein Interferenzstreifenbild, welches über ein Bildverarbeitungssystem ausgewertet wird. Zur Prüfung wurde die Interferenzverteilung entlang der Spalte einer CCD-Matrixkamera senkrecht zu den Interferenzstreifen für 18 Rotorstellungen aufgenommen (20° - Teilung). Dabei wurde ein umlaufendes Schwanken der Intensitätsmaxima von $\pm 0,5$ Ring (1 Ring = 589 nm) festgestellt, was auf lokale Abweichungen von der Sphärenform des Rotors zurückzuführen ist. Im dynamischen Zustand stellen die aufgenommenen Bilder ein integrales Signal dar, welches die Intensitätsinformation je nach Drehzahl über mehrere Umdrehungen oder einen Lagersektor akkumuliert. In diesem Signal sind sowohl Formabweichung als auch der Lagerschlagfehler enthalten. Bei einer Drehzahl von 4800 min^{-1} wurden ebenfalls 18 Bilder aufgenommen, die bei geringerer Intensität eine deutliche Streifenstruktur zeigen. Die so ermittelten Interferenzstreifen schwanken ebenfalls um $\pm 0,5$ Ring. Vergleicht man die Mittelwertkurven im statischen und dynamischen Zustand, sind nur geringe Lageabweichungen der Minima und Maxima festzustellen (Abbildung 5.14).

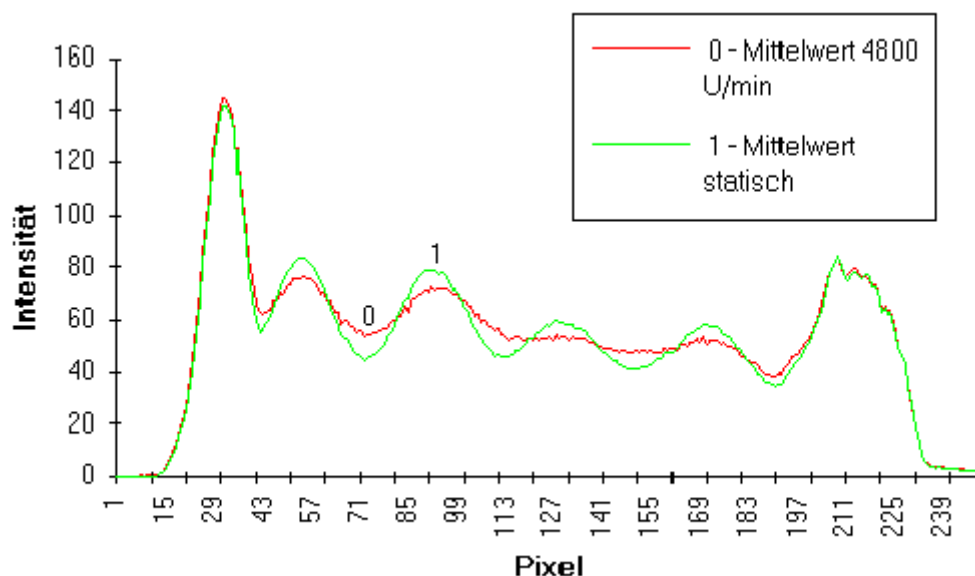


Bild 5.14: Vergleich der Messungen der Interferenzstreifen

Das beschriebene Verfahren ist als berührungslose Messung für die Charakterisierung von Lagern aus Glas oder Glaskeramik geeignet. Klassische Verfahren, wie kapazitive Messungen, können bei diesen Werkstoffen nicht eingesetzt werden.

Die geringe radiale Steifigkeit des Lagers ist in der Lagergeometrie mit kleiner Kalottenhöhe begründet. Mit dem aerostatischen, doppelsphärischen Prinzip können wesentlich steifere Lager entwickelt werden.

In Tabelle (5.2) sind die Daten des aerostatischen Lagers mit Polygonspiegel zusammengestellt.

Lagerwerkstoff	optisches Glas BK7
Anzahl der Spiegelfacetten	18
Luftdruck	6 bar
Axiale Steifigkeit (stat.) Rechnung: Messung:	52 N/ μ m 47 N/ μ m
Radiale Steifigkeit (stat.) Rechnung: Messung:	5,4 N/ μ m 5,2 N/ μ m
Taumelfehler bei 3000 min ⁻¹	0,2 arcsec
Rundlauffehler bei 4800 min ⁻¹	30 nm
Drehzahl (max.)	5000 min ⁻¹
Gleichlaufschwankung	< 1 %

Tabelle 5.2: Ergebnisse des aerostatischen Scanners

5.4 Zusammenfassung der Ergebnisse

Durch die Anordnung eines Polygonspiegels und eines Antriebs in ein doppelsphärisches Luftlager wurden leistungsfähige Rotationsscanner aufgebaut. Der Einsatz von exakt gefertigten Lagerflächen aus Glas oder Glaskeramik ist die Basis für hochwertige Luftlager mit geringen Plan- und Rundlauf Fehlern.

Das entwickelte Verfahren zur Spiegelmontage ermöglicht die Justierung des Polygonspiegels mit festem Bezug zur Rotationsachse des Lagers auf kleiner 10 Winkelsekunden. Die Stabilität der Fügestelle des Spiegels zum Rotor ist für Drehzahlen größer 60000 min⁻¹ nicht ausreichend. Es kommt zu Driften im System, dabei sind die Veränderungen nur teilweise reversibel und verschlechtern den Wuchtzustand. Dadurch kann es zum Ausfall des Lagers kommen.

Der transparente Lagerwerkstoff ermöglicht die messtechnische Auswertung der Lagereigenschaften, die an der Lagerfläche im rotierenden System gemessen wurden.

Mit aerostatischen doppelsphärischen Lagern können Scanner mit Rundlauf Fehlern kleiner 50 nm und sehr guten Ablenkeigenschaften aufgebaut werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit werden theoretische und experimentelle Untersuchungen an doppelsphärischen Lagern aus Glaskeramik vorgestellt.

Das Prinzip des doppelsphärischen Lagers ist geeignet, um axiale und radiale Belastungen aufzunehmen. Dabei wird die höchste Steifigkeit mit hemisphärischen Lagerflächen erzielt. Gleichzeitig steigt der Fertigungsaufwand mit zunehmender Krümmung der Lagerflächen. Durch den Einsatz von Kugeln in Verbindung mit geeigneten Montageverfahren sind hochwertige bikonvexe Rotoren für aerodynamische Lager fertigbar.

An doppelsphärischen Lagern wurden theoretische und experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Dabei wurde das Prinzip des selbstdruckerzeugenden Spiralrillenlagers für hochtourige Anwendungen und das Prinzip des einlassgedrosselten Düsenlagers für statische und langsam rotierende Anwendungen untersucht. Der Schwerpunkt lag auf den selbstschmierenden Luftlagern.

Die Berechnung aerodynamischer sphärischer Lager erfolgte mit der Finite-Elemente-Methode. Dabei wurde der Druck im Schmiermedium für jedes Element bestimmt. Die Simulation ermöglichte es, Einflussgrößen auf die Lagereigenschaften zu ermitteln und zu charakterisieren. Für die Bestimmung der Lagereigenschaften wurde der Rotor mit kleinsten Störungen, in der Größe von 10^{-4} des Lagerspalt, beaufschlagt. Aus den Reaktionen konnten die Steifigkeits- und Dämpfungswerte des Lagers ermittelt werden. Dabei wurde die Luft als inkompressibles Schmiermedium betrachtet.

In Experimenten wurden die theoretischen Ergebnisse bestätigt. Eine maximale Abweichung zwischen den theoretischen und den experimentellen Ergebnissen von $\pm 5\%$ trat auf. Als charakteristische Messgröße wurde der Lagerdruck im Zentrum der Sphäre ermittelt. Eine hohe Reproduzierbarkeit der Messungen lag vor.

Die Untersuchungen liefern Aussagen zum Einfluss des Lagerspalt, des Strukturweiten- und des Strukturbreitenverhältnisses, des strukturierten Bereichs auf der Lagerfläche und des Strukturwinkels sowie zur Art der Struktur.

Folgende Parameter für die maximale radiale Steifigkeit eines hemisphärischen Luftlagers wurden bestimmt:

Strukturwinkel $[\alpha]$:	30°
Strukturweitenverhältnis $[\gamma]$:	1
Strukturweitenverhältnis $[H]$:	1
Strukturanzahl $[k_s]$:	15
Strukturierter Bereich $[\vartheta_s]$:	50°
Art der Struktur:	Loxodrome

Die ermittelten Einflussgrößen und daraus resultierende Lagereigenschaften wurden mit den Ergebnissen der klassischen Theorie mit gemitteltem Druck und unendlich vielen Strukturen nach MUIJDERMAN /24/ und BOOTSMA /28/ verglichen. Dabei traten Abweichungen von kleiner 20 % auf.

Für die Strukturierung der Lagerflächen wurde ein sehr flexibles Verfahren entwickelt. Mit diesem Verfahren ist es möglich, sphärische Flächen mit beliebigen bogenförmigen Strukturen mit hoher Reproduzierbarkeit zu strukturieren.

Die Leistungsfähigkeit einer aerodynamischen Lagerung wurde am Beispiel eines Rotationsscanners erprobt. Dabei sind Drehzahlen bis 60000 min^{-1} und hohe Ablenkfrequenzen, abhängig vom integrierten Spiegel, möglich. Die Grenze wird zur Zeit durch die Stabilität der Verbindungsstelle zwischen Welle und Polygonspiegel fixiert. Durch einen monolithischen Aufbau des Rotors sollten Drehzahlen bis 80000 min^{-1} erreichbar sein.

Das Prinzip des aerostatischen Düsenlagers ermöglicht den Aufbau von Luftlagern mit hoher Steifigkeit und Tragfähigkeit. Die experimentell ermittelten Ergebnisse bestätigen die Berechnungsmethode nach BRUNGS /12/. Hier trat eine Abweichung der theoretischen und der experimentellen Ergebnisse von kleiner 5 % auf.

Der Einsatz von Glaskeramik als Lagerwerkstoff konnte erfolgreich nachgewiesen werden. Die tribologischen Eigenschaften für Lager mit hohen Start / Stopp – Zyklen sowie Untersuchungen zur Langzeitstabilität sind noch eingehender zu ermitteln.

Zur Herstellung der Lagerflächen wurden die Fertigungsverfahren der Optikbearbeitung genutzt. Mit klassischen Läpp- und Polierverfahren, ähnlich der Linsenfertigung, können sphärische Lagerflächen mit einer Formgenauigkeit von besser $\lambda/4$ und Oberflächenrauheiten kleiner 2 nm hergestellt werden. Diese Fertigungsqualität ist notwendig, um Luftlager mit Rundlaufabweichungen kleiner 50 nm aufzubauen.

Glas und Glaskeramik als Lagerwerkstoff eröffnet neue Möglichkeiten bei der Herstellung von Präzisionslagern und erweitert das Anwendungsfeld dieser Werkstoffe.

7 Literaturverzeichnis

- /1/ Guyenot, V.; Bleyer, R.; Eberhardt, V.: Präzisionssonderlager für den optischen Gerätebau. *Feinwerktechnik & Messtechnik* 98 (1990) 12, S.531-534
- /2/ Reynolds, O.: Über die Theorie der Schmierung und ihre Anwendung auf Herrn Beauchamp Towers Versuche. *Ostwalds Klassiker der exakten Wissenschaften* Nr. 218, 1927 (1886), S.39-107
- /3/ Sommerfeld, A.: Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung. *Ostwalds Klassiker der exakten Wissenschaften* Nr. 218, 1927 (1904), S.108-201
- /4/ Harrison, W. J.: The hydrodynamical theory of lubrication with special reference to air as a lubricant. *Trans. Cambridge Phil. Soc.* 22 (1913), S.39-54
- /5/ Pinkus, O.; Sternlicht, B.: *Theory of Hydrodynamic Lubrication*. Mc Graw-Hill Book Company, Inc., New York/Toronto/London, (1961)
- /6/ Wiemer, A.: *Luftlagerung*. VEB Verlag Technik Berlin; (1969)
- /7/ Powell, J.W.: *Design of Aerostatic Bearings*. The Machinery Publishing Co.LTD. (1970)
- /8/ Unterberger, R.: Die Steifigkeit der Luftlager. *Feinwerktechnik* 65 H1 (1961), S.17-24
- /9/ Unterberger, R.: Gaslager mit hoher Tragfähigkeit. *Feinwerktechnik* 4 (1965), S.
- /10/ Unterberger, R.: Vereinfachte Berechnung der Tragfähigkeit von aerostatischen Luftlagern und Führungen. *Feinwerktechnik & Messtechnik* 87 (1979), S. 372-380
- /11/ Sybel, v., R.: Experimentelle Untersuchungen über Tragfähigkeit und Vibration von Luftlagern. *Antriebstechnik*9 (1963)
- /12/ Brungs, S.: Experimentelle Untersuchungen und näherungsweise Berechnung von doppelsphärischen druckluftgespeisten Luftlagern unter verschiedenen Beanspruchungen. *Diss., TU München* (1979)
- /13/ Donat, H.: Ein Beitrag zur Dimensionierung und Konstruktion ebener luftgeschmierter Führungen unter besonderer Berücksichtigung ihres Einsatzes in Mehrkoordinatenmessmaschinen. *Diss., TU Ilmenau* (1985)
- /14/ Weck, M.; Luderich, J.: Konstruktion, Berechnung, meßtechnische Untersuchungen und Einsatz einer luftgelagerten Arbeitspindel für eine Ultrapräzisionsdrehmaschine. - Kapitel 11 aus *Luftlagerungen*, Bartz et.al., expert-Verlag (1993), S.216-231
- /15/ Heinzl, J.; Zehentbauer, H.: Neue Ergebnisse bei der Entwicklung aerostatischer Lager. *Feinwerktechnik & Messtechnik* 98 (1990) 10, S.431-435
- /16/ Heinzl, J.: Auslegung und Berechnung aerostatischer Lager mit Einzeldüsen und flächig verteilten Mikrodüsen. – Kapitel 4 aus *Luftlagerungen*, Bartz et.al., expert-Verlag (1993), S.41-74
- /17/ Langenbeck, P.: Luftgelagerte, hochtourige Spindel für optischen Scanner. *Feinwerktechnik & Messtechnik* 101 (1993) 7-8, S.78-81

- /18/ Schroter, A.: Ausgleichsvorgänge bei Luftlagern. *Feinwerktechnik & Messtechnik* 102 (1994) 7-8, S.317-323
- /19/ Firmenschrift: AEROLAS GmbH
- /20/ Hunger, H.: Berechnung der statischen und dynamischen Kennlinien aerodynamischer Federlager. Diss. TU Karlsruhe (1982)
- /21/ Glienicke, J.; Launert, A.; Schlums, H.: Aerodynamische Lager für hohe Drehzahlen. *Konstruktion* 45 (1993), S.239-246
- /22/ Breunig, B.: Aerodynamische Federlager für hohe Drehzahlen und hohe Temperaturen. Diss. TU Karlsruhe (1986)
- /23/ Muijderman, E.A.: Luftgeschmierte Spiralrillenlager. – Kapitel 9 aus *Luftlagerungen*, Bartz et.al., expert-Verlag (1993), S.155-195
- /24/ Muijderman, E.A.: *Spiral Groove Bearings*. Thesis PhD; TU Delft (1966)
- /25/ Muijderman, E.A.: Neue Lagerformen: Gaslager und Spiralrillenlager. *Philips' Technische Rundschau*; 25.Jg. 1963/1964, Nr. 9; S.299-320
- /26/ Muijderman, E.A.: Grease-lubricated spiral groove bearings. *TRIBOLOGY int.*; June 1979; p.131-137
- /27/ Elrod, H.G.: Improved narrow-groove theory for air bearings. 7th Int. Gas Bearing Symposium; July 13-15, 1976; Paper B3; p.45-65
- /28/ Bootsma, J.: Liquid-lubricated spiral-groove bearings. Thesis, TU Delft (1975); printed in *Philips Res. Repts Suppl.* (1975) No.7
- /29/ Reinhoudt, J.P.: On the Stability of Rotor-and-Bearing Systems and on the Calculation of Sliding Bearings. Thesis, TU Eindhoven (1972)
- /30/ Sato, Y.; Tamura, A.: Stability Characteristics of Spherical Spiral Groove Bearings (1st Report, Theoretical Analysis). *Bulletin of the JSME*, Vol. 22, No. 164; February 1979, p.174-181
- /31/ Sato, Y.; Tamura, A.: Stability Characteristics of Spherical Spiral Groove Bearings (2nd Report, Experimental Study). *Bulletin of the JSME*, Vol. 22, No. 172; October 1979, p.1484-1490
- /32/ Sato, Y.: Stability Characteristics of Spherical Spiral Groove Bearings (3rd Report, Effects of the Ungrooved Region). *Bulletin of the JSME*, Vol. 22, No. 164; February 1979, p.174-181
- /33/ Kawabata, N.; Miyake, Y.: Stiffness and damping coefficients of spherical spiral grooved bearings. *Tribology international*, Vol. 17 No.5, October 1984, p.259-267
- /34/ Vohr, J.H.; Pan, C.H.T.: Design Data of Gas-Lubricated Spin-Axis Bearings for Gyroscopes. Technical Report MTI-68TR29
- /35/ Pan, C.H.T.: Compressible Narrow Groove Analysis – Part 1: Derivation. *Transactions of the ASME Journal of Tribology*, Vol. 120, October 1998, p.758-764
- /36/ Pan, C.H.T.: Compressible Narrow Groove Analysis – Part 2: Computation of Pressure Field in a Spherical Device Rotating in Either Direction. *Transactions of the ASME Journal of Tribology*, Vol. 120, October 1998, p. 765-771

- /37/ Bartz, W.J. et.al.: Luftlagerungen. 2. Auflage, Expert-Verlag, Esslingen, (1993)
- /38/ Fremerey, J.K.: Berührungslose permanentmagnetische Lager. – Kapitel 12 aus Luftlagerungen, Bartz et.al., expert-Verlag (1993), S232-259
- /39/ Muijderman, E.A.; Roelandse, C.D.; Vetter, A.; Schreiber, P.:A diagnostic X-ray tube with spiral-groove bearings. Philips Technical Review, Vol.44, No.11/12, 1989
- /40/ Schmidt, J.: Grundlagen und Stand der Technik der Luftlager. – Kapitel 2 aus Luftlagerungen, Bartz et.al., expert-Verlag (1993), S7-25
- /41/ Remmers, G.: Fettgeschmierte Spirallinienlager aus Kunststoff. Philips Technische Rundschau 34, 1974/75, Nr.4, S.98-100
- /42/ Tetzlaff, C.; Winkler, H.; Bader, B.: Neue Erkenntnisse zu Reibung und Verschleiß von trockenlaufenden Kunststoffgleitlagern. VDI Berichte 1380 „Gleit- und Wälzlagerungen“ (1998), S.213-221
- /43/ Bootsma, J.: Spherical and Conical Spiral Groove Bearings – Part I: Theory. Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology, Series F, 97, 2, April 1975, p.236-242
- /44/ Bootsma, J.: Spherical and Conical Spiral Groove Bearings – Part II: Load Capacity and Stability. Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology, Series F, 97, 2, April 1975, p.243-249
- /45/ Muijderman, E.A.: Vollfilmgeschmierte Spirallinienlager und die Verwendung von Keramikwerkstoffen. Praxis Forum, Tribo Ceram; Bad Nauheim (1990), S.166-231
- /46/ Lang, O.R., Steinhilper, W.: Gleitlager. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York,
- /47/ Glienicke, J.; Breunig, B.; Launert, A.: Aero- und hydrodynamische Lagerungen aus Keramik- und Verbundwerkstoffen für extreme Betriebsbedingungen und hohe Lebensdauer. Abschlussbericht des DFG-Vorhabens GL144/1-4; Braunschweig; (1988
- /48/ Risse, S.; Guyenot. V.; Gebhardt, A.; Marschner, F.: Aerostatisches Glaslager. Feinwerktechnik & Messtechnik 104(1996)5, S. 380 – 384
- /49/ Risse, S.: Präzisionslager aus Glaskeramik. Spektrum der Wissenschaft, Dezember 1997, S.114-115
- /50/ Risse, S.; Kalkowski, G.; Harnisch, G. Gebhardt, A.: Doppelsphärisches Luftlager aus Glas bzw. Glaskeramik. VDI Berichte 1380 „Gleit- und Wälzlagerungen“ (1998), S.395-408
- /51/ Illig, H.J.: ABC Glas. Dt. Verlag für Grundstoffindustrie, (1991)
- /52/ Posse, E.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Konstruktion und zum Bau eines aerostatischen Präzisionslagers aus Glaskeramik. Diplomarbeit FH Jena (1995)
- /53/ Firmenprospekt – „Zerodur-Präzision aus Glaskeramik“ . Schott Glaswerke, Mainz
- /54/ Bayer – Helms, F.: Langzeitige Längenänderung der Glaskeramik „Zerodur“ als Auswirkung eines Diffusionsvorganges. Metrologia 23 (1986/87), S.145 – 151
- /55/ Hartmann, P.: Design strength of optical glasses and Zerodur. Firmenschrift, Schott Glaswerke, Mainz

- /56/ Spauszus, S. Werkstoffkunde Glas. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig (1974)
- /57/ Griffith, A.A.: The phenomena of rupture and flow in solids. Phil. Tras. Roy. Soc. 221A, (1920), p.163-191
- /58/ Irwin, G.R.: Fracture. In: Handbuch der Physik, Bd. IV, Springer Verlag Berlin Göttingen Heidelberg (1958), p.551-590
- /59/ Kerkhof, F.: Bruchvorgänge in Gläsern. Verlag der Deutschen Glastechnischen Gesellschaft, Frankfurt am Main, (1970)
- /60/ Risse, S.: Untersuchungen zur optoelektronischen Messung der Rissentstehung und des Risswachstums in mit sphärischen Indentern belasteten Gläsern. Diplomarbeit TH Zittau, (1990)
- /61/ Risse, S.; Schnapp, J.D.: Risse in Gläsern optoelektronisch ausgemessen. Materialprüfung 35 (1993) 4, S. 98-100
- /62/ Horn, G.: Beitrag zur Bruchmechanischen Untersuchung an anorganisch-nichtmetallischen Werkstoffen. Diss. Universität Jena, (1988)
- /63/ Risse, S.: Schlussbericht zum Projekt: Laserfarbbildanzeige und Laserprojektionssysteme (Teilprojekt: Scannerbaugruppe fürHDTV). FKZ: 16SV399/0, (1999)
- /64/ Firmenschrift: Tribologische Untersuchungen an DLC-Schichten. MAT GmbH, Dresden
- /65/ Grau, D.: Untersuchungen zur Mikrostrukturierung von Glas und Glaskeramik für Luftlager. Diplomarbeit; FH Jena (1997)
- /66/ Berger, M.: WC/C-Beschichtung von Gleit- und Wälzlager. VDI Berichte 1380 „Gleit- und Wälzlagerungen“ (1998), S.395-408
- /67/ Massler, O. et.al.: WC/C-Schichten auf Präzisionsbauteilen. Mat.-wiss. U. Werkstofftech. 31 (2000), S.731-733
- /68/ MACOR: Spanbare Glaskeramik. Firmenprospekt. Firma CORNING
- /69/ Schlichting, H.; Gersten, K.: Grenzschicht-Theorie. Springer – Verlag, Berlin, Heidelberg, 9.Auflage, (1997)
- /70/ Koch, J.: Das Gleitlager endlicher Breite – eine Lösung der Reynoldsschen Differentialgleichung. Diss., Universität Kaiserslautern, (1995)
- /71/ Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.: Taschenbuch der Mathematik. BSB B. G. Teubner Verlagsgesellschaft, Leipzig, 21. Auflage, (1983)
- /72/ Peschel, T.: Finite-Elemente-Programm. Unveröffentlichte Informationen
- /73/ Linger, A.: Auswuchten – Theorie und Praxis. Verlag-Technik, Berlin, 1. Auflage, (1992)
- /74/ Schneider, H.: Auswuchttechnik. VDI-Taschenbuch T29, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 3. Auflage,
- /75/ Göldner, H.; Holzweißig, F.: Leitfaden der Technischen Mechanik, Fachbuchverlag, Leipzig, 11. Auflage, (1989)

- /76/ Kellenberger, W.: Elastisches Wuchten: modale Verfahren, EK-Technik, Sondertechniken, automat. Und therm. Wuchten. Springer – Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, (1987)
- /77/ Federn, K.: Auswuchttechnik. Band 1 Allgemeine Grundlagen, Meßverfahren und Richtlinien. Springer – Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, (1977)
- /78/ Fürle, T.: Untersuchungen zum Auswuchten einer hochtourigen gasgelagerten Scannerbaugruppe für den Einsatz im hochauflösenden Laser TV. Diplomarbeit, FH Jena, (1998)
- /79/ Bartsch, H. J.: Mathematische Formeln. VEB Fachbuchverlag Leipzig, 11. Auflage, (1971)
- /80/ Schlums, H.: Grundlagen für die Auslegung von aerodynamischen Axiallagern und Hochdruck-Gasdichtungen. Diss., Universität Braunschweig, (1995)
- /81/ DIN / ISO 1940: Teil 1, Mechanische Schwingungen, Anforderungen an die Auswuchtgüte starrer Rotoren. Bestimmung der zulässigen Restunwucht
- /82/ Risse, S.: Aerostatische Glaslager - eine neue Möglichkeit der Präzisionslagerung. Ilmenauer Hochschulkolloquium, Ilmenau, (1996)
- /83/ Weck, M.; Luderich, J.; Vos, M.: High Precision Spindle Technology (Tutorial). 3rd Int. Conference Ultraprecision in Manufacturing Engineering, Aachen, (1994)
- /84/ Bartz, W., et. al.: Gleitlager als moderne Maschinenelemente Teil B. Vortrag 3: Das fettgeschmierte Spiralrillenlager - ein neues hydrodynamisches Gleitlager. Technische Akademie Esslingen, Ostfildern, (1998)
- /85/ Langenbeck, P.: Beispiele aerostatischer Lagerungen.– Kapitel 3 aus Luftlagerungen, Bartz et.al., expert-Verlag, 1. Auflage, (1982), S.76-113
- /86/ Shepherd, J.: Bearing for Rotary Scanners. – chapter 9, Optical Scanning, Marshall, G., F., Marcel Dekker, Inc., New York, (1991), p.451-476
- /87/ Ketabchi, M.; Bering, M.; Deter, C.: Polygonal scanner subsystem for laser display. SPIE Vol. 3131, San Diego, (1997), p. 20-29
- /88/ Marshall, G., F., et. al.: Optical Scanning. Marcel Dekker, Inc., 270 Madison Avenue, New York 10016, New York, (1991)
- /89/ Deter, C.: Laserdisplay Technologie Bilddarstellung der Zukunft. 44. Int. wiss. Ilmenauer Hochschulkolloquium, (1999), Band 3; S.10-23
- /90/ Rynkowski, R. A.: Introduction to Electro-Mechanical Tolerances for Polygonal Scanning Devices. Short Cours Notes SC 55, SPIE Int. Symposium on Lasers and Applications, Photonics West 95, San Jose, USA, (1995)
- /91/ Risse, S.; Guyenot, V.: „Design of a fast and high precision polygonal scanner for HDTV“. SPIE 3131, San Diego, (1997); p. 11-19
- /92/ Kalkowski, G.; Risse, S.; Guyenot, V.: „Balancing of a polygonal scanner for HDTV application“. SPIE3787; Denver, (1999); p.54-62; ISBN 0-8194-3273-3
- /93/ Risse, S.; Guyenot, V.: „Aerostatic precision glass bearing with an integrated polygonal mirror for scanning – a new method“. SPIE 2775, Glasgow, (1996); p. 619-628

8 Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen	Bedeutung
A	Lagerfläche
A_k	Flächenelement
\overline{A}_W	Wuchtmatrix
A_T	Temperaturleitzahl
\hat{a}	Steifigkeitsmatrix
a_1	Rillenbreite
a_2	Stegbreite
$a_{xx}; a_{xy}; a_{yy}; a_{yx}; a_{zz}; a_{zx}; \dots$	Steifigkeitskoeffizienten
$a_{11}; a_{12}; a_{22}; a_{21}$	Wuchtkoeffizienten
B	Dämpfung
B_R	Bildraster
\hat{b}	Dämpfungsmatrix
$b_{xx}; b_{xy}; b_{yy}; b_{yx}; b_{zz}; b_{zx}; \dots$	Dämpfungskoeffizienten
$C; C_x; C_y; C_z; C_r$	Steifigkeit (axial bzw. radial)
c	Risslänge
c_{krit}	kritische Risslänge
D	Lagerdurchmesser
E	Elastizitätsmodul
$e; e_z; e_r$	Exzentrizität (axial bzw. radial)
e_{zul}	zulässige Exzentrizität
$F; F_0; F_1; F_2; F_a; F_b$	Kraft
F_L	Tragkraft des Lagers
F_{max}	maximale Tragkraft
F_s	Fliehkraft
$F^{(s)}$	Diskretisierung der statischen Kraft
$F^{(d)}$	Diskretisierung der dynamischen Kraft
f	Drehfrequenz
G	Risserweiterungskraft
G_W	Wuchtgüte
g	Koeffizient
H	Strukturiefenverhältnis (h_0/h_2)
$h; h_2; h_a; h_b; h_r$	Lagerspalt
h_{opt}	optimaler Lagerspalt
h_0	Strukturtiefe
h_1	Summe von Lagerspalt und Strukturtiefe
i; j	Indizes der Knotenpunkte

K	Spannungsintensitätsfaktor
K_I	kritischer Spannungsintensitätsfaktor
k	lineares Dreieckselement
k_1	Konstante
k_s	Anzahl der Strukturen
k^*	Lagerkoeffizient
L	Lagrangefunktion
...	Lagrangebedingungen
l	Länge des Rotors
l_L	Länge des Lagers
l_s	Schwerpunktabstand
$\overline{M_b}$	Stabilitätskriterium
\overline{M}	dimensionslose Masse
M_i ; m	Masse
M_{ij}	Diskretisierung des ersten Terms der Lagrangefunktion
M_W	Moment
m_s	Masse einer Scheibe
m_z	punktförmige Zusatzmasse
N	Facettenanzahl des Polygonspiegels
n	Drehzahl
n_d	Brechzahl
P_R	Reibleistung
p	Druck
p_i ; p_j ; p_1 ; p_2 ; p_3	Druck im Knotenpunkt
p_k	Druck im Dreieckselement
$p_k^{(s)}$	statischer Druck im Dreieckselement
$p_k^{(d)}$	dynamischer Druck im Dreieckselement
p_a	Umgebungsdruck
R	Radius der Lagerfläche
R_G	Gaskonstante
R_R	Bildrasterrate
R_a	Rauheit (arithmetrischer Mittenwert)
R_q	Rauheit (quadratischer Mittenwert)
R_{eff}	Verkürzung der Strukturlänge
Re	Reynolds-Zahl
Re_{krit}	kritische Reynolds-Zahl
r_i ; r_1 ; r_2	Radius
S	Schwerpunkt
s	Weg
T	absolute Temperatur
T_d	Dauerbetriebstemperatur

T_0	Umgebungstemperatur
T_B	Betriebstemperatur
t	Zeit
$U; U_1; U_2$	Unwucht
U_m	Momentenunwucht
$U_{T1}; U_{T2}$	Testunwucht
U_{zul}	zulässige Restunwucht
u	Geschwindigkeit in x-Richtung
v	Geschwindigkeit in y-Richtung
$W_x; W_y; W_z; W_r$	Tragfähigkeit des Lagers (axial bzw. radial)
$\bar{W}_z; \bar{W}_r$	dimensionslose Tragfähigkeit (axial bzw. radial)
W_g	Gesamtenergie
W_o	Energie zur Bildung neuer Oberflächen
W_e	elastische Verzerrungsenergie
w	Geschwindigkeit in z-Richtung
$w_1; w_2$	Lagerauslenkung
$x; y; z$	Koordinaten im karthesischen Koordinatensystem
α	Strukturwinkel
α_T	Koeffizient der thermischen Längendehnung
β	Ergänzungswinkel ($180^\circ - \alpha$)
γ	Strukturbreitenverhältnis (a_2/a_1)
γ_0	spezifische Oberflächenenergie
Δ	Dezentrierung
δ	Verhältnis der Strukturtiefe (h_1/h_2)
μ	Reibkoeffizient
η	Viskosität
ρ	Dichte
ω	Winkelgeschwindigkeit
ω_{krit}	kritische Winkelgeschwindigkeit
ϕ	Reibungsverluste
φ	Winkel in Umfangsrichtung
Λ	dimensionslose Lagerkennzahl
Λ_{loc}	lokale Kompressibilitätszahl
λ	Wellenlänge des Lichtes
λ_K	Kreiseffekt
λ_S	Verhältnis der Schwerpunktabstände
λ_w	Wärmeleitfähigkeit
ν	spezifische Steifigkeit
σ	Spannung
σ_{krit}	kritische Spannung
σ_V	Fließspannung

σ_{zul}	zulässige Zugfestigkeit
σ_b	Biegefestigkeit
$\Theta_{xx}; \Theta_{zz}$	Massenträgheitsmomente
τ	Poisson-Konstante
ν	Parameter für zentrifugales Zerreißen
ϑ	Winkelabstand vom Pol
ϑ_s	strukturierter Bereich
ϑ_u	unstrukturierter Bereich
ζ	Winkel zwischen Massenträgheitsachse und Lagerachse

Abkürzungen	Bedeutung
D35; D64; D151;.....	gebundenes Diamantkorn
DLC	diamantartige Kohlenstoff – Beschichtung (Diamant like Carbon)
FEM	Finite-Elemente-Methode
HDTV	High Definition Television
Loc	Loxodrome
P/V	Oberflächenwert - Peak to Vally (amerikanisch)
RMS	Oberflächenwert – quadratischer Mittenwert (amerikanisch)
SiC600; SiC320; SiC230;....	lose Siliziumcarbidkörner
WC/C	Wolframcarbid-Kohlenstoff – Beschichtung

Versicherung

Ich versichere, dass

- ich die Dissertation selbst angefertigt und alle von mir benutzten Hilfsmittel und Quellen in der Arbeit angegeben habe,
- ich die Dissertation oder Teile davon nicht als Prüfungsarbeit für eine staatliche oder andere wissenschaftliche Prüfung eingereicht habe,
- ich die gleiche oder eine ähnliche Abhandlung bei keiner anderen Fakultät oder keiner anderen Universität als Dissertation eingereicht habe.

Jena, den 14. Juni 2001

Stefan Risse